

ISBN 5-85907-085-3

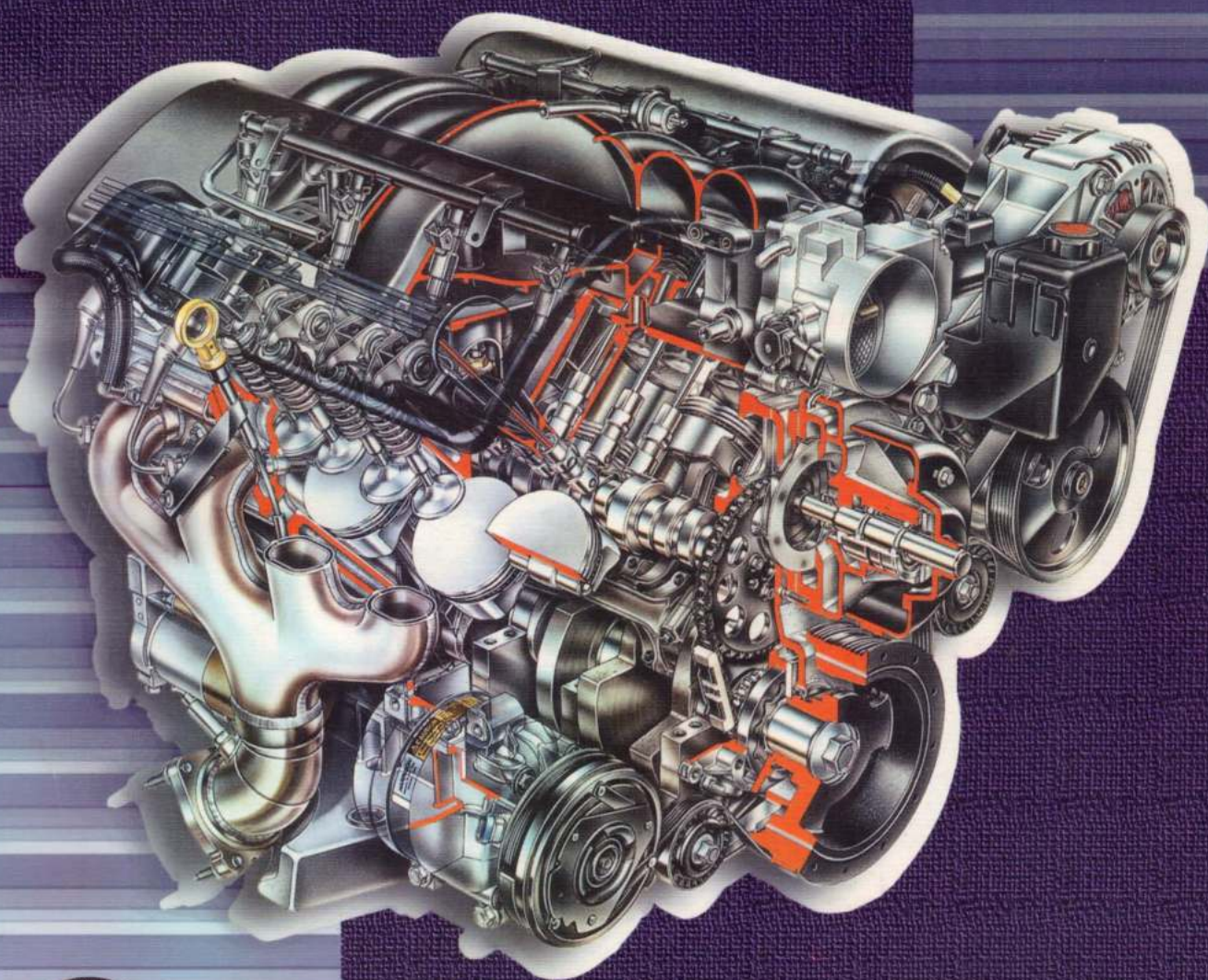


9 785859 070855 >

А.Э. ХРУЛЕВ

издательство
За рубежом

РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗАРУБЕЖНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ



МОТОРНЫЕ МАСЛА



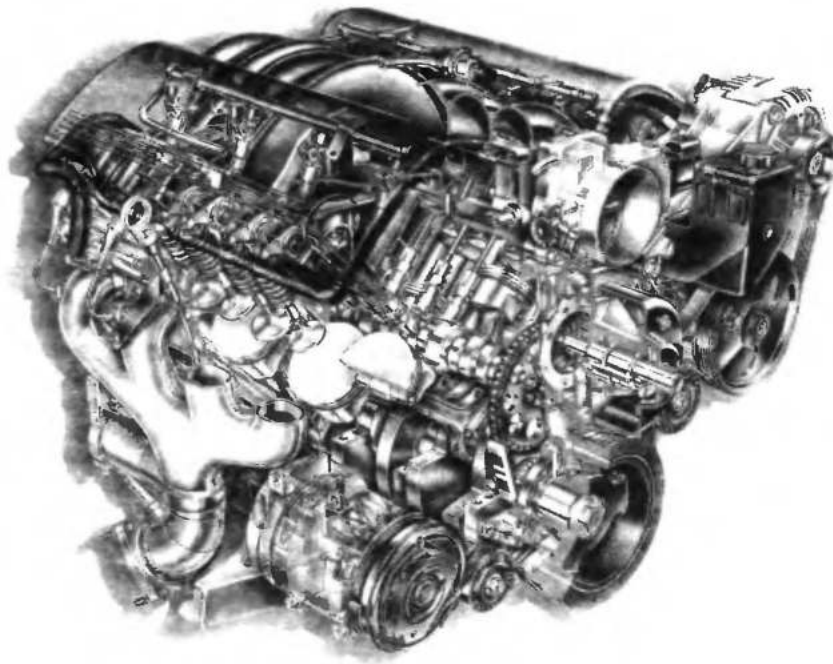
CONSOL

ДЛЯ ВАШЕГО АВТОМОБИЛЯ



А.Э. ХРУЛЕВ

РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗАРУБЕЖНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ



ИЗДАТЕЛЬСТВО
Зарулем
1999

ОК 005-93, т.2; 953750

УДК 629.113.004

ББК 39.33-08

X22

X22 **Хрулев А.Э.** Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. Производственно-практ. издание — М.: Издательство "За рулем", 1999. — 440 с., ил., табл.
ISBN 5-85907-084-5

Рассмотрены приемы и методы капитального ремонта двигателей легковых автомобилей и микроавтобусов зарубежного производства. Даны рекомендации по механической и химико-термической обработке деталей, способы диагностики и контроля различных систем, агрегатов и узлов. Приводятся советы по выбору наиболее экономически эффективного вида ремонтных работ, инструмента и оснастки. Представлен обширный справочный материал по зарубежным двигателям, запасным частям и комплектующим.

Для работников автомастерских.

ББК 39.33-08

ISBN 5-85907-084-5

© А.Э. Хрулев, 1998
© Издательство "За рулем", 1998

К ЧИТАТЕЛЮ

В последние годы на дорогах России появилось большое количество автомобилей иностранного производства. Из них более 70% - "в возрасте" и по годам, и по пробегу. Многие уже сейчас требуют того или иного ремонта или следует ожидать, что ремонт потребуются в ближайшем будущем. Однако и новые автомобили, купленные совсем недавно, со временем также потребуют ремонта. Срок службы иностранного автомобиля у нас оказывается, как правило, меньше, чем у него на "родине" - тяжелые дорожные условия, грязное топливо, не всегда качественное масло и неграмотное обслуживание постепенно (а иногда и быстро) делают свое "черное" дело.

Часто после достаточно большого пробега (более 150-200 тыс. км.) автомобиль в целом остается во вполне приличном состоянии, однако двигатель уже изношен и требует ремонта. В то же время нередки случаи досрочного выхода двигателя из строя по самым различным причинам, начиная с некачественного масла, залитого при очередном техническом обслуживании, и кончая повреждением поддона картера и даже маслососа при наезде на препятствие.

Огромное количество марок и моделей иностранных автомобилей, в основном, прошлых лет выпуска, практическое отсутствие сети фирменного сервиса (где, кстати, автомобили с возрастом более 6-8 лет не всегда принимают в ремонт) резко обостряют проблему ремонта. Зачастую его некому и негде сделать, даже имея возможность приобрести необходимые запасные части. С другой стороны, уже сейчас в России довольно много иностранных автомобилей, для которых не удается быстро найти запасные детали. В основном это автомобили, выпущенные более 10-15 лет назад, которые могли бы ездить, если бы имелась возможность их ремонта. Кстати, указанный выше возраст автомобиля не так уж и велик, если на ходу еще "Жигули", "Москвичи" и "Волги", выпущенные 15 и даже 20 лет назад.

Причин, по которым ремонт иностранных автомобилей у нас превращается в серьезную проблему, много. В основном это связано с относительно недавним массовым появлением у нас иностранных автомобилей, когда еще не сложилась необходимая сеть станций технического обслуживания и ремонтных мастерских.

У многих работников предприятий, обслуживающих и ремонтирующих иностранные автомобили, в том числе и "фирменных" станций, далеко не всегда достаточно квалификации, знаний и навыков для диагностики неисправностей двигателя и их устранения. Не хватает запасных частей специальной литературы по устройству и ремонту широкой и разнообразной номенклатуры автомобилей. Кроме этого, иностранная техника, как правило, более "нежная" с точки зрения способов и средств диагностики и ремонта и требует более бережного отношения к себе, чем отечественная.

Двигатель автомобиля является одним из наиболее сложных его агрегатов и требует при обслуживании и ремонте как наиболее высокой квалификации работников ремонтных предприятий, так и специального ремонтного оборудования и инструмента.

При ремонте иностранных двигателей нередко возникает целый ряд проблем, которые не встречаются при ремонте отечественной техники. Например, такие детали, как коленчатый вал, блок и головка блока цилиндров, шатуны и т.д. имеют, с одной стороны, высокую стоимость, чтобы можно было рассчитывать на их простую замену. С другой стороны, эти детали для некоторых моделей двигателей сложно приобрести. Указанные обстоятельства нередко требуют таких технологий ремонта, которые либо не имеют широкого распространения в отечественной практике, либо вообще не применяются. Более того, на сегодняшний день можно констатировать, что в стране не создана инфраструктура и специализированные предприятия (ремонтные заводы) по ремонту двигателей легковых автомобилей. Ремонтная база (оборудование, инструмент) по двигателям легковых автомобилей сосредоточена по многочисленным СТО и автохозяйствам. При этом возможности этих предприятий в значительной степени ограничены из-за отсутствия необходимого оборудования. Можно сказать, что сис-

тема ремонта и обслуживания легковых автомобилей была "запрограммирована" на это еще десятки лет назад - относительно низкие цены на запасные части к отечественным автомобилям, узкая номенклатура и минимум оборудования для ремонта привели к тому, что многие детали двигателей (шатуны, распределительные валы, коленчатые валы, головки и даже блоки цилиндров) часто при обнаружении незначительных повреждений не ремонтировались, а просто заменялись на новые.

В настоящее время даже на самых крупных отечественных СТО отсутствуют целые классы станков (например, хонинговальные станки для ремонта большинства отверстий двигателей), в то время как за рубежом эти станки применяются исключительно широко.

Причины неудовлетворительного развития ремонтной базы заключены и в особенностях системы регистрации автомобилей в стране. Так, присутствие номера двигателя в регистрационных документах на автомобиль не оставляет никаких шансов проводить "обезличенный" ремонт двигателей легковых автомобилей. Напротив, во многих странах номер двигателя не требуется при регистрации, а двигатели, например, автомобилей США, как правило, не являются номерными агрегатами (т.е. на них отсутствует какой-либо номер). В США ремонт автомобильных двигателей находится на весьма высоком уровне. На американском рынке без труда можно найти всё - от любого специализированного инструмента и оборудования для ремонта двигателей, выпускаемых американскими фирмами, до огромной номенклатуры восстановленных деталей и двигателей в различной комплектации.

В связи с ростом парка иностранных автомобилей увеличивается потребность в ремонтных работах по двигателям. Можно выделить два основных пути ремонта - поагрегатная замена, в том числе двигателей в различной комплектации (либо просто замена вышедших из строя деталей на новые) и ремонт дорогостоящих деталей с заменой изнашивающихся ответных им комплектующих. По первому пути идет развитие ремонта на "фирменных" СТО, по второму - в основном, в небольших ремонтных мастерских. Первый путь при всех его достоинствах имеет высокую и поэтому не всегда доступную для многих цену, в то время как второй путь дешевле, но часто уступает первому в надежности и долговечности двигателей после ремонта. Причины те же - использование имеющегося в наличии оборудования, далеко не всегда удовлетворяющего современным требованиям (либо вообще его отсутствие), несоблюдение технологий ремонта, низкая квалификация персонала и т.д. Однако в отличие, например, от многих других агрегатов и систем автомобиля ошибки, допущенные при ремонте двигателя по небрежности, или, чаще всего, из-за отсутствия элементарных знаний и навыков, приводят в лучшем случае к повторному выходу его из строя через несколько тысяч или даже сотен километров, а в худшем - к его дальнейшей неремонтопригодности. Поэтому научить правильно обращаться с двигателем при его ремонте - основная цель этой книги.

При написании книги использовался опыт сложного ремонта большого числа двигателей иностранных автомобилей, накопленный различными фирмами, в том числе фирмой "АБ-ИНЖИНИРИНГ", а также опыт технических экспертов фирмы "АМ-ЕВРО" в вопросах диагностики и устранения неисправностей в системах управления бензиновых двигателей.

Разделы 1., 2., 4. -12. написаны к.т.н. А.Хрулевым, разделы 3., 4.6., 5.4.5. и 5.4.6. - инженером С.Газетиним. Ряд ценных материалов для написания разделов 9.2 и 9.5.1 представлены инженером К.Котовым, а раздела 9.4.2 - инженером Б.Игнатовым. Неоценимую помощь в оформлении книги оказал инженер И.Федосеев, ряд работ по иллюстрированию текстового материала выполнил Д.Хрулев.

Авторы будут благодарны читателям за пожелания и критические замечания, которые следует направлять в издательство "За рулем" по адресу: 107082, г.Москва, Бакунинская,72

Глава 1. ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ В АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ, ИХ ВЛИЯНИЕ НА ИЗНОС ДЕТАЛЕЙ И ВОЗНИКНОВЕНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ

Приступая к ремонту двигателя, необходимо знать не только технологические приемы самого ремонта, но и предмет ремонта, т. е. двигатель, его конструкцию и рабочий процесс. На практике немало случаев, когда без серьезной теоретической подготовки становится невозможно определить причины неисправности. Более того, не имея представления о рабочем процессе, конструкции двигателя и повреждениях деталей, с ними связанных, не стоит вообще рассчитывать на успешный ремонт.

Общее представление о рабочем процессе и конструкции двигателей можно найти в многочисленных учебных пособиях. Однако в подавляющем большинстве учебной литературы теоретические вопросы рассматриваются в отрыве от конкретных конструкций. Конструкция двигателей часто излагается как предмет для инженеров-конструкторов, причем обычно даются устаревшие конструкторские решения, не применяющиеся в современных двигателях зарубежных легковых автомобилей.

Чтобы восполнить определенные пробелы в отечественной литературе, ниже дается материал по рабочему процессу и конструкции в плане силовых и температурных воздействий на детали и их возможных повреждений, т. е. двигатель рассматривается с точки зрения специалиста-ремонтника, а не инженера-проектировщика. Такой подход позволяет также более четко анализировать возможные неисправности двигателей, их причины и способы устранения.

Существует большое число фирм, выпускающих совершенно различные по конструкции двигатели, имеющие к тому же некоторые различия в протекании процессов в цилиндре, впускной, выпускной системах и т. д. Практика показывает, что даже освоив диагностику неисправностей и ремонт двигателей одной или нескольких марок, нельзя быть полностью уверенным в успехе при ремонте двигателей других фирм. Все это говорит о том, что правильное определение неисправностей и квалифицированный ремонт невозможны без знания процессов и конструкции двигателей.

1.1. Процессы нагружения, износа и повреждения деталей автомобильного двигателя

Анализ усилий, действующих в двигателе в различных положениях коленчатого вала, при изменении нагрузки (положения дроссельной заслонки) и частоты вращения позволяет найти наиболее подверженные износу, опасные с точки зрения неисправностей или поломок сечения различных деталей. Подобный анализ может быть положен в основу диагностики неисправностей двигателя по внешним признакам (шумы, стуки и т. д.) и наиболее полной дефектации всех деталей. В результате этого ремонт двигателя можно выполнить с наименьшими потерями времени и средств, обеспечив его высокую надежность в эксплуатации после ремонта.

1.1.1. Такт впуска

При положении поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) начинается такт всасывания (или впуска). Коленчатый вал поворачивается (под действием стартера или по инерции от маховика и создающих крутящий момент других цилиндров), в результате поршень движется вниз, а распределительный вал, поворачиваясь и нажимая кулачком на толкатель, открывает впускной клапан (выпускной клапан в это время закрыт).

За счет относительно небольшой площади, открываемой впускным клапаном, по сравнению с площадью двигающегося вниз поршня, объем пространства в цилиндре увеличивается значительно быстрее, чем количество воздуха, которое мо-

жет поступить через впускной клапан. В результате этого в цилиндре возникает разрежение, под действием которого через открытый впускной клапан топливовоздушная смесь засасывается из впускного коллектора.

При движении поршня вниз поршневые кольца силой трения прижимаются к верхним краям канавок на поршне (рис. 1.1). За счет ускорения поршня (скорость поршня нарастает при постоянной скорости вращения коленчатого вала) шатун и поршень испытывают растягивающие нагрузки, действующие на стержень, верхнюю и нижнюю головки шатуна, шатунные болты, поршневой палец и бобышки поршня. Нагрузки от шатуна и поршня при движении из ВМТ передаются на шатунный подшипник, причем на его нижнюю часть (вкладыш, установленный в крышке шатуна). Указанные нагрузки максимальны вблизи положения поршня в ВМТ и тем больше, чем больше частота вращения коленчатого вала, массы шатуна и поршня, причем эти нагрузки усиливаются разрежением в цилиндре. Вследствие этого момент начала движения поршня из ВМТ на такте впуска является достаточно опасным с точки зрения возможных поломок деталей.

На режимах частичных нагрузок (малые углы открытия дроссельной заслонки) и на больших частотах вращения разрежение во впускном трубопроводе превышает 0,05–0,07 МПа. Такое большое разрежение на впуске объясняет чувствительность работы двигателя к негерметичности различных соединений трубопроводов и фланцев, а также к легкому засасыванию небольших посторонних предметов. Так, в эксплуатации встречаются случаи разрушения поршней в результате гидроударов, превышения максимальной частоты вращения, обрыва шатуна, тарелки клапана, выпадения седла клапана. За счет негерметичности деформированных или сломанных клапанов и перепада давлений между выпускной и впускной системами куски разрушившихся деталей засасываются во впускной коллектор и распределяются по впускным трубопроводам всех цилиндров. Если при последующем ремонте двигателя впускная система не будет тщательно очищена, то после запуска и непродолжительной работы двигатель выйдет из строя и потребует повторного ремонта.

Разрежение, возникающее во впускном трубопроводе при всасывании смеси через открытый впускной клапан способствует проникновению масла через зазоры между стержнями впускных клапанов и направляющих втулок. В многоцилиндровом двигателе такты в различных цилиндрах чередуются, поэтому во впускных каналах (за дроссельной заслонкой) устанавливается разрежение, величина которого зависит от частоты вращения и положения дроссельной заслонки. При этом масло может непрерывно проникать в канал по стержню даже того впускного клапана, который в данный момент закрыт. Поступление масла через зазор между клапаном и направляющей втулкой приводит к увеличению расхода масла, отложению нагара на тарелке и стержне клапана, из-за чего со временем возможно снижение количества поступающей в цилиндр смеси, падение мощности и увеличение расхода топлива.

Смесь, обтекая впускной клапан, охлаждает его тарелку и стержень, и далее, поступая в цилиндр, охлаждает поршень. При этом в цилиндре происходит образование вихря (рис.

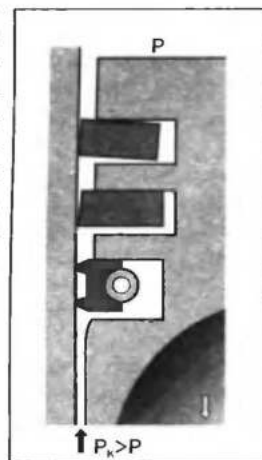


Рис. 1.1. Схема работы поршневых колец на такте впуска

1.2), сопровождающегося интенсивной турбулизацией (перемешиванием) смеси. Турбулизация смеси тем выше, чем больше частота вращения и нагрузка (открытие дроссельной заслонки). Чем сильнее турбулизация, тем интенсивнее идет процесс испарения и сгорания топлива, больше мощность и крутящий момент двигателя.

При движении поршня вниз происходит сьем масла со стенок цилиндра маслосъемными кольцами (рис. 1.1). Масло сбрасывается в пазы между гребнями колец и далее через отверстия и пазы в маслосъемной канавке внутрь поршня. При этом важное значение для уменьшения расхода масла имеет надежное уплотнение между верхними торцевыми поверхностями канавки и маслосъемного копыца. Поршневые кольца, двигаясь вместе с поршнем вниз, скользят по поверхности цилиндра. Между наружной поверхностью колец и цилиндром находится тонкая пленка масла толщиной в несколько микрон, которая разделяет движущиеся друг относительно друга поверхности и уменьшает трение и износ деталей. Для достижения минимального трения и износа масло должно хорошо удерживаться на деталях, поэтому детали не должны иметь гладкую, отполированную поверхность.

1.1.2. Нижняя мертвая точка, такт сжатия

В нижней мертвой точке (НМТ) у поршня происходит "перекладка" (рис. 1.3), т. е. изменение опоры поршня на цилиндр с левой стороны юбки на правую. Чем больше зазор между юбкой поршня и цилиндром, тем интенсивнее перекладка, а значит шумность двигателя, дальнейший износ юбки поршня и нижней части цилиндра, по которой "бьет" правая сторона юбки поршня.

После прохода поршнем нижней мертвой точки начинается второй такт – сжатие топливо-воздушной смеси.

Непосредственно сжатие (повышение давления в цилиндре) начинается не сразу после начала движения поршня вверх. Дело в том, что топливо-воздушная смесь при открытом впускном клапане некоторое время продолжает поступать в цилиндр, несмотря на начало повышения давления. Поэтому закрытие впускного клапана должно быть согласовано с характером течения смеси у его тарелки. С точки зрения наилучшего наполнения цилиндра (и, соответственно, наибольшей мощности) в момент закрытия впускного клапана смесь у клапана должна остановиться, т. е. в этот момент через клапан нет ни прямого – в цилиндр, ни обратного – из цилиндра, течения. Здесь на процесс очень сильно влияет конструкция впускной системы, частота вращения, положение дроссельной заслонки. В общем случае, чем больше частота вращения и открытие дроссельной заслонки, тем больше при неизменной длине впускного канала должен запаздывать с закрытием впускной клапан. На практике, как правило, выби-

рают компромиссный вариант, однако существуют конструкции с переменными фазами газораспределения (при которых изменяется запаздывание закрытия впускного клапана) и с переменной длиной каналов впускной системы, улучшающих наполнение цилиндров и параметры двигателя в широком диапазоне режимов. Компромиссные решения обычно приводят к ухудшению параметров двигателя за счет обратного выброса смеси на низких частотах вращения и "недозарядки" цилиндра (т. е. снижения количества поступающей смеси относительно максимально возможного) на высоких оборотах. Меншее по сравнению с традиционными конструкциями запаздывание закрытия клапана имеют двигатели с многоклапанными головками (с тремя или четырьмя клапанами на цилиндр).

При движении поршня вверх при закрытых клапанах происходит сжатие топливо-воздушной смеси. При этом давление в цилиндре зависит от утечек смеси через поршневые кольца и клапаны. Их износ или повреждение, а также царапины и риски на поверхности цилиндра также увеличивают утечки смеси через поршневые кольца. Поршневые кольца под действием трения и давления в цилиндре прижимаются к нижним поверхностям канавок (рис. 1.4), а уплотнение полости цилиндра над поршнем достигается с одной стороны по стыку колец с поверхностью цилиндров, а с другой – по нижним торцевым поверхностям колец и канавок. Под действием сил давления и трения торцевые поверхности колец и канавок изнашиваются, а торцевой зазор в канавках увеличивается. При большом зазоре кольца вблизи мертвых точек (ВМТ и НМТ) передвигаются от одного торца канавки к другому. Возникает так называемый "насосный" эффект (рис. 1.4), характерный для изношенных двигателей, из-за которого значительно увеличивается расход масла. Возрастает также прорыв газов в картер из камеры сгорания. Кроме того, при большом торцевом зазоре кольца достаточно быстро разбивают края канавок, вследствие чего "насосный" эффект и прорыв газов быстро прогрессируют.

Когда поршень находится вблизи ВМТ, не доходя до нее обычно $5-30^\circ$ по углу поворота коленчатого вала (ПКВ), происходит искровой разряд на свече зажигания. Этот угол, называемый углом опережения зажигания, при работе двигателя обязательно регулируется. Дело в том, что процесс горения смеси происходит с некоторым запаздыванием с момента искрового разряда на величину так называемого времени формирования фронта пламени. В двигателях с искровым зажиганием это величина условная и равна времени с момента искрового разряда до начала "видимого" сгорания (начала повышения давления выше давления в цилиндре без сгорания). В дизелях процесс видимого сгорания также происходит с задержкой. При этом время задержки воспламенения в дизелях имеет физический смысл как время, необходимое для нагрее-

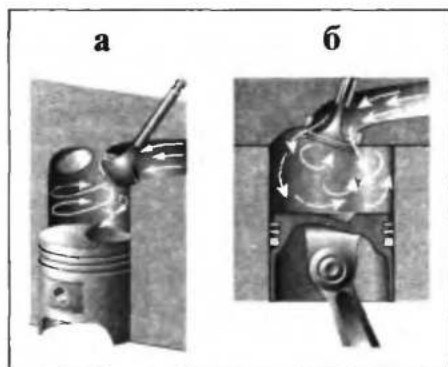


Рис. 1.2. Охлаждение впускного клапана и дна поршня:
а — образование вихря (вращающегося потока) в цилиндре; б — обтекание тарелки клапана и дна поршня холодным потоком

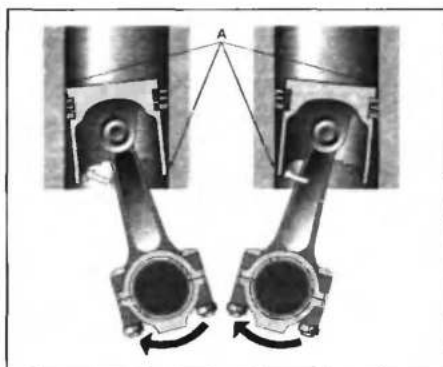


Рис. 1.3. Перекладка поршня в нижней мертвой точке:
А — места возможного износа при большом зазоре между поршнем и цилиндром

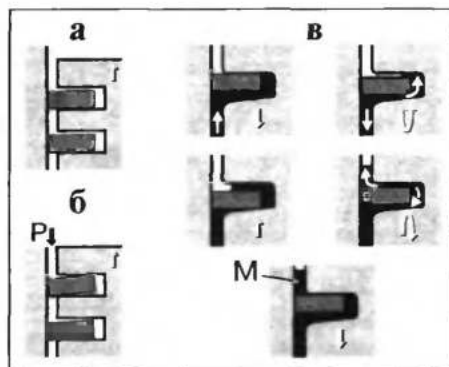


Рис. 1.4. Схема работы поршневых колец:
а — в начале сжатия при малом давлении; б — в конце сжатия при высоком давлении — закручивание кольца; в — "насосный" эффект у изношенного кольца (сверху вниз); М — количество масла, поступившего через кольцо в результате "насосного" эффекта

ва и испарения топлива, впрыскиваемого в цилиндр.

Поскольку горение смеси – химическая реакция, времена формирования фронта пламени (задержки воспламенения) и горения зависят от давления и температуры смеси, а также от интенсивности ее перемешивания (турбулентности): чем они больше, тем быстрее идет процесс. Открытие дроссельной заслонки приводит к увеличению давления и плотности смеси во впускном коллекторе, увеличиваются давление и температура в цилиндре на такте всасывания и, соответственно, в конце такта сжатия, улучшается перемешивание смеси. Эти факторы определяют уменьшение времени горения и формирования фронта пламени. При увеличении частоты вращения эти времена уменьшаются не так быстро, как время цикла (время, за которое коленчатый вал делает 2 оборота). Поэтому при неизменном моменте зажигания процесс сгорания с увеличением частоты сдвигается далеко в область рабочего хода и "растягивается" по циклу, что приводит к ухудшению параметров двигателя. Чтобы этого не происходило, угол опережения зажигания приходится увеличивать на $25\div 30^\circ$ с ростом частоты вращения. Зависимость угла опережения от нагрузки более слабая – при открытии дроссельной заслонки обычно требуется уменьшать угол опережения зажигания в среднем на $8\div 10^\circ$.

Непосредственно перед воспламенением смеси давление в цилиндре достаточно высоко – свыше $1,0\div 1,2$ МПа. Это давление несколько ниже максимального давления, которое было бы в цилиндре при проверке компрессии, т. е. воспламенение начинается до прихода поршня в ВМТ (рис. 1.5). Максимальное давление в цилиндре (без сгорания) зависит от степени сжатия $\epsilon = V_H/V_{КС}$, где V_H – рабочий объем цилиндра ($V_H = F_H \cdot S$), F_H – площадь поршня; S – ход поршня; $V_{КС}$ – объем камеры сгорания.

Степень сжатия – величина чисто геометрическая. В то же время давление в конце сжатия: $P_{max} = P_0 \epsilon^n$, где $n = 1,35$. По этой весьма приближенной зависимости давление $\Delta P_{max} = P_{max} - P_0$, измеряемое компрессометром, численно должно быть существенно выше степени сжатия. Так, например, при $\epsilon = 9 \Delta P_{max} = 1,94$ МПа. Однако в действительности из-за задержки закрытия впускного клапана, возможного некоторого разрежения в цилиндре и начале сжатия, потерь тепла и т. д. максимальное давление (компрессия) существенно ниже – порядка $1,1\div 1,5$ МПа.

При приближении поршня к ВМТ начинают "работать" так называемые вытеснители (рис. 1.6). Вытеснители образуются поверхностями днища поршня и головки, которые при поперении поршня в ВМТ подходят друг к другу наиболее близко – обычно зазор между поршнем и головкой в таких местах $0,5\div 1,0$ мм. При подходе поршня к ВМТ смесь, расположенная между вытеснительными поверхностями, как бы "вытесняется" в зону камеры сгорания, образуя потоки определенного

направления. Чем ближе подходят друг к другу поршень и головка, тем сильнее эффект вытеснения, т. е. больше скорость вытеснения потока. Вытеснители выполняют весьма важную задачу – турбулизируют (т. е. интенсивно перемешивают) смесь в момент воспламенения, а это повышает скорость и полноту сгорания. Турбулизация смеси препятствует также распространению детонации.

При движении поршня к ВМТ давление в цилиндре быстро растет. Увеличивается и давление в зазоре между верхней частью боковой поверхности поршня (огневым поясом) и цилиндром. Рост давления при сгорании приводит к существенному увеличению усилия прижатия компрессионных колец к поверхности цилиндра и нижним поверхностям канавок поршня. Наибольшие усилия испытывает верхнее кольцо, поскольку давление в канавке верхнего кольца значительно выше, чем среднего (рис. 1.7). Под действием силы давления газов и силы трения кольца о цилиндр верхнее кольцо разворачивается (закручивается) в канавке. После непродолжительной работы кольцо приобретает характерный профиль поперечного сечения с несимметричной бочкообразностью наружной поверхности и небольшой вогнутостью на нижнем торце, а нижняя поверхность канавки становится конической со скругленным краем. От формы наружной поверхности кольца сильно зависит износ цилиндра и расход масла. В частности, при сжатии в цилиндре закручивание кольца может привести к его масляемому действию при движении поршня вверх, т. е. к вытеснению части масла со стенок цилиндра в камеру сгорания. В этом случае скребковая верхняя кромка кольца уменьшает и без того тонкую масляную пленку между кольцом и цилиндром, в результате чего возможно образование прижогов на кольце и задиров на поверхности цилиндра.

При движении поршня вверх по мере роста давления толщина масляной пленки уменьшается, а вблизи ВМТ становится очень малой. Чтобы недостаток смазки не приводил к повышенному износу, очень важное значение имеют материалы трущихся деталей, состояние их поверхностей, а также упругость колец.

Стойкую к износу пару трения "кольцо–цилиндр" образуют обычно твердые гладкие покрытия колец и, как правило, более мягкий материал цилиндра, на поверхности которого создается шероховатость в виде наклонных рисок определенной глубины. Чем глубже риски, тем больше масла в них находится, тем лучше смазка колец и цилиндра.

При подходе поршня к ВМТ на поршень действует сила давления газов. Поршень опирается на поршневой палец и чем больше сила давления поршня на палец, тем выше трение в отверстии бобышек поршня и тем труднее поршню повернуться на неподвижном пальце. На практике это выглядит как поворот поршня вместе с шатуном вблизи ВМТ, т. е. как уже упомянутая выше "перекладка", но с гораздо большими усили-

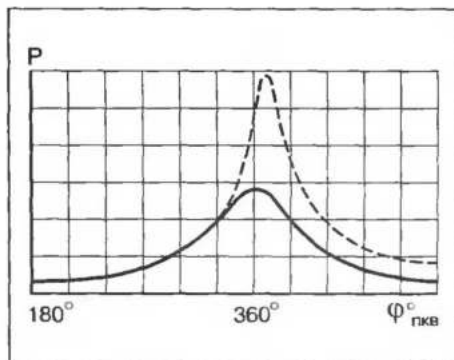


Рис. 1.5. Изменение давления в цилиндре: (—) — без сгорания; (---) — со сгоранием; $\varphi_{плв}^\circ$ — угол поворота коленчатого вала

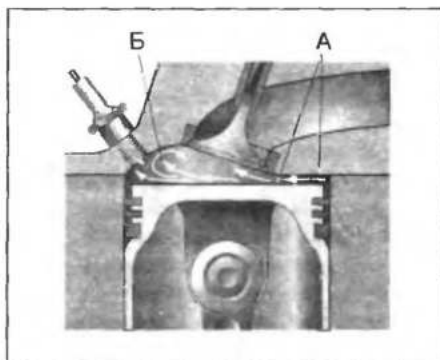


Рис. 1.6. Схема движения смеси в цилиндре вблизи ВМТ: А — вытеснительная поверхность; Б — интенсивное перемешивание (турбулизация) смеси, выжимаемой вытеснительными поверхностями

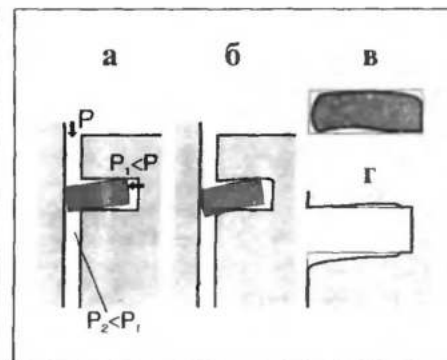


Рис. 1.7. Работа верхнего кольца при высоком давлении сгорания:

а — закручивание в канавке (новое кольцо); б — то же для изношенного кольца; в — изменение профиля поперечного сечения кольца по мере износа; г — характер износа канавки поршня

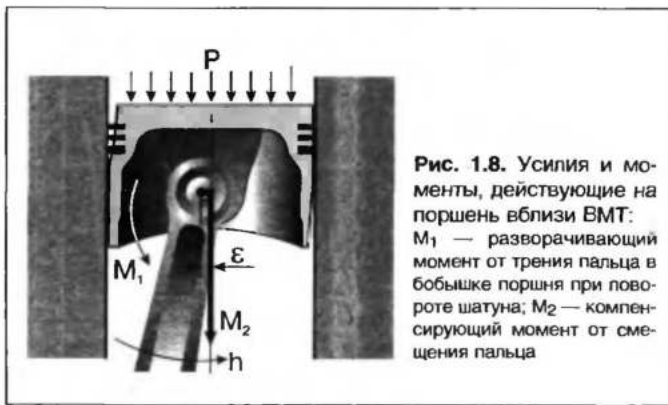


Рис. 1.8. Усилия и моменты, действующие на поршень вблизи ВМТ: M_1 — разворачивающий момент от трения пальца в бобышке поршня при повороте шатуна; M_2 — компенсирующий момент от смещения пальца

ями. Для уменьшения этих усилий и снижения возможного стука поршня при повышенном зазоре в цилиндре ось пальца на поршне обычно смещают на 0,5–1,5 мм влево, если смотреть на поршень спереди. Тогда, как это видно на схеме (рис. 1.8), момент сил, поворачивающих поршень вблизи ВМТ, компенсируется моментом от сил давления газов на поршень.

Силы давления газов и силы инерции, действующие на поршень, передаются через поршневой палец и шатун на шейку коленчатого вала.

Вблизи ВМТ суммарные силы от давления газов и инерции вызывают большие напряжения в шатуне и бобышках поршня. В эксплуатации представляют большую опасность случаи значительного (во много раз) увеличения давления в ВМТ. Обычно это связано с попаданием в камеру сгорания различных жидкостей, например, воды через входную патрубков воздушного фильтра, топлива, масла или охлаждающей жидкости при возникновении соответствующих неисправностей. В таких случаях происходит деформация стержня шатуна — так называемая потеря устойчивости, а также поломки шатуна и поршня, опасные серьезными повреждениями в двигателе.

1.1.3. Верхняя мертвая точка. Процессы горения и передачи тепла

У бензиновых двигателей после прохождения поршнем ВМТ давление и температура в цилиндре за счет сгорания топливо-воздушной смеси достигают максимума — давления порядка 3–6 МПа и температуры свыше 2500 К. Весь процесс сгорания происходит вблизи ВМТ, длится 40–60° угла поворота коленчатого вала (ПКВ), объем камеры сгорания при этом изменяется мало. Именно поэтому бензиновые двигатели с искровым зажиганием в литературе называют иногда двигателями Отто (работающими по циклу Отто).

Для дизелей условно принимают, что часть теплоты подводится при постоянном объеме, а часть — при постоянном давлении. Поскольку у дизелей степень сжатия существенно выше, чем у бензиновых двигателей ($\epsilon = 20\div 22$), то максимальное давление при сгорании также выше и достигает 5,5–10 МПа. При этом температура газов в цилиндре меньше и, как правило, не превышает 2000–2200 К.

Процесс сгорания топливо-воздушной смеси в двигателе очень сложен и до конца не изучен. При горении происходят химические реакции с выделением тепла и образованием продуктов сгорания. Процесс горения существенно зависит от большого числа физических явлений в цилиндре: от геометрии (формы) камеры сгорания до состава, скорости и направления движения смеси в цилиндре в данный момент времени в данной точке.

Для осуществления процесса горения необходимо, чтобы количество топлива, подаваемого в цилиндр, строго соответствовало количеству воздуха, поступающего в цилиндр на такте впуска. Соотношение количеств воздуха m_B и топлива m_T в смеси определяется коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = \frac{m_B}{L_0 m_T}$$

где $L_0 = 15$ — постоянный (стехиометрический) коэффициент для данного топлива — теоретически необходимое количество воздуха (кг) для полного сгорания 1 кг топлива. При $\alpha = 1$, когда количество топлива точно соответствует количеству воздуха, необходимому для полного сгорания этого топлива, состав смеси называют стехиометрическим.

При сгорании коэффициент избытка воздуха α смеси для бензиновых двигателей традиционных конструкций должен находиться в интервале от 0,70–0,75 до 1,05–1,5 в зависимости от режимов работы двигателя. Для этого система питания двигателя должна строго дозировать топливо. Например, при разгоне целесообразно иметь α меньше 1 ("богатая" смесь и большой крутящий момент), в то время как для установившегося режима движения автомобиля желательно, чтобы α было близко к 1 (нормальная или слегка обедненная смесь, высокая экономичность, а также приемлемая токсичность отработавших газов).

Для воспламенения и горения смеси у двигателей традиционных схем необходимо, чтобы топливо хорошо испарилось и перемешалось с воздухом еще на такте сжатия, т. е. перед искровым разрядом. Это достигается внешним смесеобразованием, т. е. подачей топлива заранее во впускной трубопровод (с помощью карбюратора или форсунок системы впрыска). При этом топливо успевает практически полностью испариться перед воспламенением. После воспламенения смеси искровым разрядом образуется фронт пламени, распространяющийся по объему камеры сгорания.

Коэффициент избытка воздуха α существенно влияет не только на экономичность и мощность, но и на состав отработавших газов. Например, если основная часть продуктов сгорания — это углекислый газ CO_2 и водяные пары H_2O , то при работе на богатых смесях двигатель выделяет повышенное количество оксида углерода CO , а также несгоревшие углеводороды C_nH_m (СН). На некоторых режимах продукты сгорания содержат также повышенное количество оксидов азота NO_x , что особенно характерно для двигателей с высокой степенью сжатия (оксиды азота образуются при высоких температурах).

Очень важное значение для состава отработавших газов имеет конструкция головки блока двигателя и особенно камеры сгорания — пространства между головкой и днищем поршня. От того, как организовано движение смеси по камере сгорания перед и во время сгорания, сильно зависит количество вредных выбросов типа CO , NO_x и СН.

В конечном счете, все указанные факторы влияют и на количество выделившегося при сгорании тепла — чем оно больше, тем выше основные параметры двигателя. Например, двигатель, имеющий на определенном режиме большое количество CO и несгоревших углеводородов СН в отработавших газах, вряд ли обеспечит на этом режиме хорошую мощность или экономичность. С другой стороны, сгорание должно также происходить в строго определенной фазе цикла — слишком раннее или позднее сгорание приводит к уменьшению давления в цилиндре и, в конечном счете, к ухудшению основных параметров двигателя.

При сгорании в цилиндре выделяется большое количество тепла. Часть его уходит с отработавшими газами, другая часть передается в стенки головки и гильзу цилиндра, в поршень (рис. 1.9). Если бы конструкция поршня не позволяла отводить тепло от днища, то поршень очень быстро бы расплавился и прогорел. В самом деле, температура газа в камере сгорания превышает 1800–2000°С, в то время как рабочая температура деталей из алюминиевого сплава не должна быть больше 300–350°С. Для работы в таких условиях наиболее важна передача тепла через поршневые кольца в стенки цилиндра. При этом через верхнее кольцо уходит до 50–60% всего тепла, переданного из камеры в поршень, а через сред-

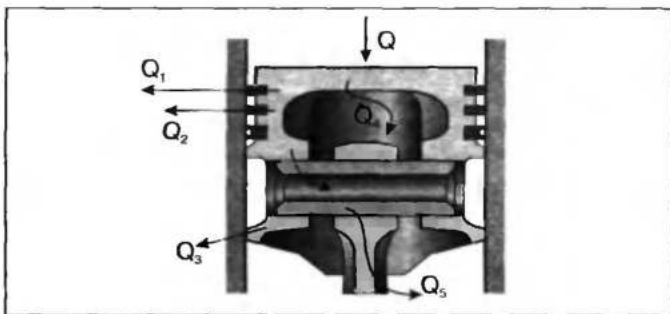


Рис. 1.9. Тепловое состояние поршня:

Q — тепловой поток от горячего газа в поршень; Q_1 — тепловой поток из поршня через верхнее кольцо в цилиндр (50÷60% Q); Q_2 — то же, через среднее кольцо (15÷20% Q); Q_3 — тепловой поток из юбки поршня в цилиндр (10÷15% Q); Q_4, Q_5 — тепло, рассеиваемое в картере (10÷20% Q)

нее — до 15÷20%. Для того, чтобы обеспечить передачу тепла через кольца, необходимо точное (плотное) прилегание кольца к канавке поршня и к поверхности цилиндра. Дефекты кольца (плохое прилегание к цилиндру, поломки) и поршня (деформация или разрушение перемычек) приводят к снижению потока тепла от поршня и, соответственно, к его перегреву с последующим разрушением. Другая часть тепла от поршня передается через его юбку в стенку цилиндра, а также через палец в шатун и далее рассеивается в картере. Незначительная часть тепла уходит в картер в результате вентиляции внутривалового пространства при возвратно-поступательном движении поршня.

Тепловое состояние (т.е. распределение температуры) поршня в значительной степени зависит от его конструкции и материала. Эти факторы влияют на такие параметры, как зазор между поршнем и цилиндром, износ юбки и др. Чем хуже отвод тепла, тем больше температура поршня, тем больше его тепловое расширение и тем больше необходимый зазор. Если зазор между поршнем и цилиндром окажется меньше, чем надо, поршень в цилиндре может заклинить. При очень малом зазоре увеличивается трение юбки поршня о стенки цилиндра, из-за чего вместо отвода тепла может происходить его подвод (разогрев юбки от трения). После заклинивания и последующего остывания поршень, как правило, деформируется (сжимается по юбке), а на поверхности цилиндра появляются глубокие царапины (задиры), иногда со следами алюминия, перенесенного с поршня на материал гильзы.

При определенных условиях в эксплуатации бензиновых двигателей могут возникать нарушения процесса сгорания. К ним относятся детонация и преждевременное воспламенение.

Явление детонации широко известно. Внешние проявления детонации — характерный стук, появляющийся при работе на низкооктановом топливе с увеличением нагрузки (т.е. при открытии дроссельной заслонки).

Суть детонации заключается в ненормально быстром (в сотни раз быстрее обычного) сгорания части смеси. При этом образуются ударные волны, с большой скоростью распространяющиеся по камере сгорания. В ударной волне происходит скачкообразный рост давления и температуры среды, в которой распространяется волна. А это вызывает воспламенение смеси не в результате обычного распространения пламени (скорость порядка 20÷40 м/с), а из-за ее разогрева в ударной волне, движущейся со скоростью более 1000 м/с.

Механизм возникновения детонации поддается изучению с большими трудностями. Опытным путем установлено, что компактные камеры сгорания с вытеснителями имеющие форму, близкую к сферической, менее склонны к образованию детонационных процессов, чем длинные и узкие камеры с острыми углами и выступами (см. раздел 2.4). Однако в каждом конкретном случае при разработке нового двигателя определить наилучшую форму камеры сгорания — дело очень ответственное, долгое и кропотливое.

В эксплуатации детонация наиболее часто возникает на



Рис. 1.10. Поломка перемычки поршня в результате детонации



Рис. 1.11. Разрушение огневого пояса поршня и перемычек в результате детонационного перегрева

низкооктановом топливе при малых и средних частотах вращения и больших нагрузках. Детонация изменяет характер протекания давления в цилиндре по углу поворота, резко увеличивает максимальное давление, температуру и нагрузки на детали двигателя. Последствия длительной работы двигателя с детонацией весьма тяжелы. В первую очередь это — поломка поршней и поршневых колец из-за ударных нагрузок. Наиболее подвержены поломкам перемычки поршней между канавками колец. Ударная волна, вызывая резкое повышение давления в зазоре между днищем поршня и цилиндром, бьет по верхнему поршневому кольцу. Удар передается на перемычку поршня, причем одновременно не по всей окружности кольца, а в конкретной достаточно узкой области, что облегчает поломку деталей (рис. 1.10).

Детонация вызывает не только поломку перемычек, но и перегрев и разрушение краев днища поршня (каверны на поверхности), поломку поршневых колец. Последующий перегрев поршня обычно настолько велик (из-за уменьшения теплоотвода через кольца), что выгорает огневой пояс поршня от днища до верхнего и даже нижнего поршневого кольца (рис. 1.11).

После поломки деталей падает давление в цилиндре и мощность двигателя, увеличивается прорыв газов в картер (и давление в картере), расход масла. Результатом длительной работы двигателя с детонацией может быть также износ по торцу верхней канавки поршня и верхнего кольца, износ поверхностей сопряжения поршня и поршневого пальца. Эти случаи встречаются довольно часто, но ускоренные износы не всегда удается связать с детонацией.

Режимы детонации ограничивают углы опережения зажигания на некоторых режимах. Это значит, что при увеличении опережения зажигания основные параметры двигателя повышаются, однако, работа на этих режимах недопустима из-за опасности поломки деталей. Электронные системы управления двигателем точно отслеживают эти режимы, в том числе с помощью датчиков детонации (см. раздел 2.6).

На некоторых двигателях (ALFA-ROMEО, TOYOTA, NISSAN) вместо одной свечи устанавливаются две на один цилиндр. Такая конструкция является достаточно эффективной для уменьшения склонности двигателя к детонации при повышении степени сжатия за счет сокращения длины пути фронта пламени по камере сгорания. Снижает вероятность возникновения детонации более низкая температура поверхностей камеры сгорания и днища поршня. Это достигается интенсификацией охлаждения камеры путем уменьшения толщины стенок, увеличения скорости течения охлаждающей жидкости у стенок и даже некоторым снижением уровня температуры охлаждающей жидкости (например, с 90÷95°С до 80÷85°С) за счет схемы и конструкции системы охлаждения двигателя.

У двигателей с впрыском топлива температура топливовоздушной смеси на входе в цилиндр обычно меньше, чем у карбюраторных двигателей, поскольку у последних необходим подогрев смеси на впуске (иначе не будет качественного испарения и сгорания топлива). Поэтому двигатели с впрыском топлива при прочих равных условиях менее склонны к де-



Рис. 1.12. Повреждения днища поршня и свечи в результате калильного зажигания

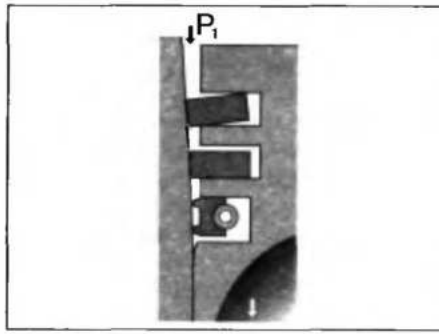


Рис. 1.13. Работа колец при рабочем ходе: компрессионные кольца прижаты давлением к нижним торцам канавок, маслосъемные за счет сил трения - к верхним торцам канавок

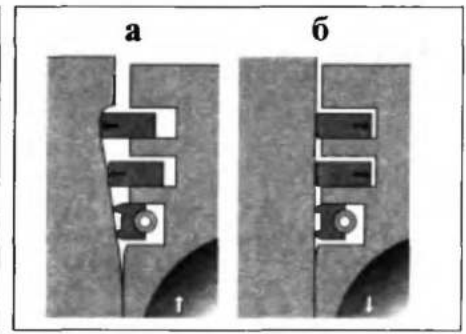


Рис. 1.14. Работа колец в изношенном цилиндре:

а — в верхней части цилиндра - кольца "выходят" из канавок поршня; б — в нижней части цилиндра - кольца "заходят" в канавки

тонации, что позволяет несколько увеличить у них степень сжатия. Аналогичное влияние оказывает промежуточное охлаждение воздуха у двигателей с наддувом (см. раздел 2.7).

Кроме детонации, на практике встречается явление преждевременного воспламенения, называемое также калильным зажиганием. При калильном зажигании происходит воспламенение смеси не от искрового разряда свечи, а от нагретых до очень высоких температур (более 700°C) поверхностей камеры сгорания. В качестве таких источников воспламенения могут выступать электроды свечи зажигания, тарелка выпускного клапана или частицы нагара, если нагар лежит на деталях достаточно толстым слоем.

Обычно калильное зажигание возникает из-за несоответствия характеристики свечи, рекомендованной изготовителем автомобиля, в частности, когда для двигателя с высокой степенью сжатия использована "горячая" свеча от низкофорсированного двигателя. При этом смесь в цилиндре самовоспламеняется несколько раньше, чем происходит искровой разряд, но процесс сгорания протекает нормальным образом. С ростом нагрузки и частоты вращения момент самовоспламенения отодвигается в раннюю сторону, из-за чего тепловое и силовое воздействие на детали двигателя, особенно, на поршень, значительно возрастает.

Опасность калильного зажигания заключается в том, что на начальной стадии его практически невозможно отличить "на слух" от обычного сгорания, в то время как с течением времени (обычно от нескольких десятков секунд до нескольких минут), когда у двигателя появляется посторонний звук и он начинает терять мощность, детали поршневой группы уже могут быть повреждены (рис. 1.12). Вследствие этого на двигателях современных автомобилей замена свечей зажигания оказывается весьма небезопасной для двигателя, если ставятся первые попавшиеся свечи.

1.1.4. Такт рабочего хода

После прохождения поршнем ВМТ начинается такт рабочего хода. Этот такт существенно отличается от других. Здесь поршень совершает полезную (положительную) работу, которая идет непосредственно на разгон автомобиля или на поддержание его постоянной скорости, в то время как на всех других тактах, наоборот, требуются, в основном, затраты энергии на поворачивание коленчатого вала.

Чем больше давление в цилиндре при сгорании, тем выше будет крутящий момент двигателя. Напротив, при плохом состоянии колец, поршня и цилиндра, с одной стороны, снижается давление в цилиндре, а с другой, из-за прорыва большого количества газов через кольца увеличивается давление в картере (это может происходить и из-за неисправности системы вентиляции картера, что также часто является следствием износа ЦПГ). В результате избыточное давление в цилиндре и крутящий момент уменьшаются.

При движении поршня вниз объем цилиндра увеличивается, а газ в цилиндре расширяется, т. е. давление и температура его понижаются. При этом газ совершает полезную работу: силой давления движет поршень, который через КШМ вращает коленчатый вал.

Давление газа на поршень достаточно велико, поэтому компрессионные кольца на такте рабочего хода обычно прижаты к нижним поверхностям канавок поршня. При этом за счет повышенного давления в канавке верхнего кольца оно дополнительно прижимается к стенке цилиндра (рис. 1.13). Маслосъемные кольца снимают масло с поверхности цилиндра, сбрасывая его через отверстия и пазы внутрь поршня.

Поскольку процесс сгорания "занимает" некоторый угол поворота коленчатого вала, плохой съем масла с поверхности цилиндра из-за износа поршневых колец и поршней приводит к последующему выгоранию масла с характерным синим дымом выхлопа. Прорыв газов в картер через изношенные кольца постепенно ухудшает смазочные свойства масла. Газы, проходящие в картер из цилиндра, содержат углекислый газ CO_2 и водяные пары H_2O , а также соединения азота и серы. При охлаждении водяной пар превращается в воду, которая, попадая в масло, увеличивает износ деталей двигателя. Помимо этого, при повышенном прорыве газов из цилиндров в картер образуются различные химические вещества, включая кислоты, из-за чего быстро ухудшаются смазочные свойства масла, образуются отложения на поверхностях деталей, происходит их коррозия и износ.

В изношенных цилиндрах существенно возрастает износ колец и канавок поршня. Так, при движении поршня вблизи ВМТ кольцо, отстаивая профиль изношенного цилиндра, совершает в канавке движение в радиальном направлении (рис. 1.14). Кроме того, учитывая большой осевой зазор в изношенных канавках поршня, новые кольца достаточно быстро приобретают форму, характерную для старых изношенных колец. Это происходит и в результате уже упомянутого выше закручивания кольца. Износ поршней и повышенный зазор в цилиндре приводят к увеличению углов перекоса поршня. Тогда в некоторые моменты маслосъемные кольца будут пропускать часть масла из-за периодического отрыва одной из маслосъемных кромок от поверхности цилиндра (рис. 1.15). Таким образом, рассмотренные особенности работы деталей объясняют некоторые практические данные. Так, замена колец в изношенных цилиндрах при сохранении старых поршней с изношенными канавками и юбкой обычно если и снижает расход масла двигателя, то на довольно непродолжительное время. Далее расход масла может стать даже больше, чем он был бы без замены колец из-за прогрессирующего износа цилиндра.

На такте рабочего хода детали КШМ испытывают достаточно большие нагрузки. Величина этих нагрузок очень сильно зависит от степени открытия дроссельной заслонки (от нагрузки двигателя). Чем больше открыта заслонка, тем выше давление за ней, т. е. во впускном коллекторе, и в цилиндре в

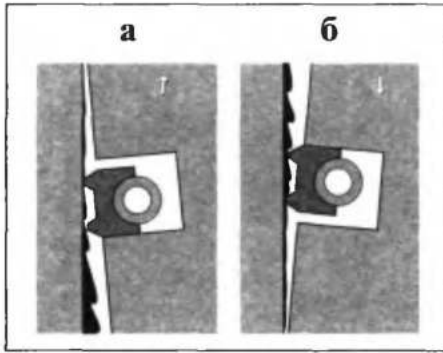


Рис. 1.15. Ухудшение маслосъемных свойств кольца при качании поршня в цилиндре: а — при ходе поршня вверх; б — при ходе поршня вниз; М — гленка масла, остающаяся на поверхности цилиндра

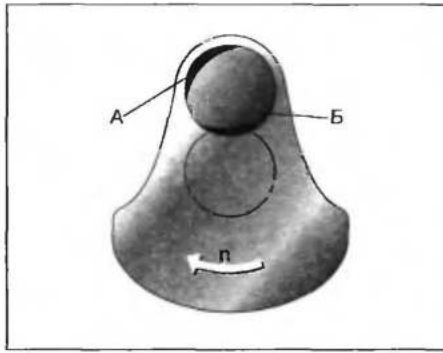


Рис. 1.16. Схема износа шатунных шеек коленчатого вала: А — поверхность, изнашиваемая при больших нагрузках на пониженной частоте вращения; Б — поверхность, дополнительно изнашиваемая на малых нагрузках при высокой частоте вращения

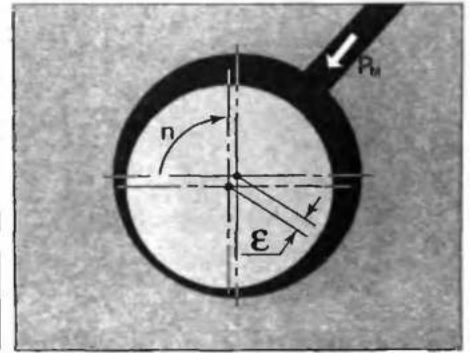


Рис. 1.17. Схема работы подшипника скольжения: ε — эксцентриситет; P_M — давление масла

начале и конце сжатия. Это увеличивает теплоту, выделившуюся при сгорании и, соответственно, давления и температуру газов в цилиндре.

При движении с малой нагрузкой и на холостом ходу максимальные усилия от давления газов на такте рабочего хода по величине могут быть меньше инерционных нагрузок на детали, особенно на высоких частотах вращения. На средних по нагрузке и частоте вращения режимах, наиболее характерных для эксплуатации, нагрузки от давления газов существенно выше инерционных. Вследствие этого износ шатунных шеек коленчатого вала больше сверху, а из шатунных вкладышей больше изнашивается верхний (рис. 1.16).

Усилие, действующее на шатун со стороны поршня, воспринимается шатунными подшипниками и передается на коленчатый вал. Коэффициент трения в нормальном для подшипника скольжения "жидкостном" режиме обычно очень мал — меньше, чем даже в подшипниках качения. Вал при этом расположен эксцентрично, но не касается вкладыша (рис. 1.17), причем чем больше нагрузка, тем больше эксцентриситет. Эксцентриситет вращающегося вала дает "масляный клин" — вал как бы затягивает масло в суживающуюся часть зазора и "всплывает" на нем. Масло при этом нагревается, а его вязкость падает.

Для нормальной работы подшипника необходимы подача в зазор большого количества масла под давлением и определенная скорость вращения. При уменьшении скорости вращения, подачи масла, увеличении нагрузки может возникнуть соприкосновение поверхностей вала и подшипника по микронеровностям (рис. 1.18) с резким возрастанием коэффициента трения — режим полужидкостной смазки. В эксплуатации этот режим характерен для запуска двигателя.

Полужидкостное трение нежелательно, т.к. оно увеличивает износ поверхностей, однако не слишком опасно, если длится кратковременно, а в масле содержатся специальные присадки, препятствующие повреждению соприкасающихся поверхностей. Вот почему высокофорсированные современные двигатели, особенно с турбонаддувом, могут работать длительно только на маслах со стабильной вязкостью (обычно на синтетической основе) и со специальным комплексом присадок. Попытки использования на таких двигателях дешевых минеральных масел нередко заканчивается повреждением шатунных подшипников. При дальнейшем увеличении нагрузки (снижении подачи масла, частоты вращения) может возникнуть режим полусухого (граничного) трения с соприкосновением поверхностей. Коэффициент трения еще больше возрастает, начинается разогрев, задиры, плавление и разрушение подшипника.

Вкладыши подшипников при работе испытывают достаточно большие по величине циклические нагрузки. Весьма неблагоприятный асимметричный цикл действия и величина нагрузок иногда могут быть причиной так называемого усталостного разрушения вкладышей. Особенно это характерно для шатун-

ных вкладышей изношенных двигателей, где к нагрузке от сил давления или инерции добавляются ударные нагрузки из-за повышенных зазоров. Дело осложняется снижением подачи масла и более высокой его температурой в подшипнике, а также увеличением максимальной удельной нагрузки из-за уменьшения площади подшипника (риски и царалины на шейке и вкладыше). В результате достаточно быстро прогрессирует местное отслоение антифрикционного слоя от стальной основы. Часто усталостное разрушение начинается от концентраторов напряжений — смазочных отверстий в шатунных вкладышах.

При повреждении шатунного подшипника (износ шейки и вкладыша, разрушение вкладыша) возникает стук, частота и интенсивность которого "на слух" зависит от режима работы двигателя. Так, при зазорах порядка 0,20–0,25 мм, небольших частотах вращения и малых нагрузках стук шатунного подшипника иногда даже трудно отличить от стука клапанов. На высоких частотах интенсивность стука увеличивается, т.к. удар шатуна по шейке происходит как с нижней стороны шейки, так и с верхней. В этих местах поверхность шейки вала изнашивается сильнее.

С открытием дроссельной заслонки ударные нагрузки на шейку со стороны шатуна резко усиливаются. Характер стука существенно изменяется — удар шатуна по шейке становится больше вблизи ВМТ в направлении сверху. При неисправности шатунного подшипника постепенно происходит его разогрев от 110–120°C до нескольких сотен градусов, сопровождающийся расплавлением антифрикционного слоя вкладышей. Одновременно поверхности шатунной шейки и шатуна закаляются; поступающим к подшипнику маслом. На поверхности шейки образуются микротрещины, которые после ремонта (перешлифовки шейки в ремонтный размер) могут привести к разрушению коленчатого вала по поврежденному ранее сечению.

Следует отметить, что шатун является очень ответственной деталью двигателя, поскольку испытывает воздействие больших по величине сжимающих и растягивающих напряжений от сил

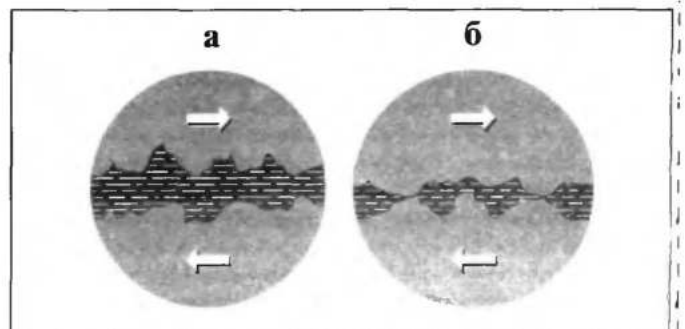


Рис. 1.18. Режимы работы подшипников скольжения: а — жидкостный; б — полужидкостный (граничный)

давления и инерции. Основной его характеристикой является прочность, достигаемая как соответствующей конструкцией, так и высокопрочными материалами. Разрушение шатунного подшипника создает нерасчетные силовые воздействия на шатун, особенно на нижнюю головку у шатунных болтов и на сами болты. С другой стороны, в таком режиме нижняя головка шатуна и шатунные болты из-за разогрева значительно теряют свои прочностные свойства. В результате этого шатун нередко переходит в область пластической деформации, когда напряжения в соответствующих сечениях больше предела текучести, и ломается.

Последствия разрушения шатуна в двигателе непредсказуемы – от нескольких незначительных вмятин в нижней части цилиндра до "разрезания" шатуном всей нижней части блока с поддоном, разрушения стенок цилиндра, пробоин в каналах систем смазки и охлаждения и т. д.

На высоких частотах вращения и нагрузках большие усилия возникают и в соединении шатуна с поршнем. Поршневой палец, опираясь по краям на бобышки поршня, прогибается, при этом его сечение становится овальным ("овализируется"). Деформация пальца увеличивается с ростом его длины, при уменьшении толщин стенки, увеличении зазора между шатуном и бобышками поршня. Поэтому современная тенденция – уменьшение диаметра, длины и внутреннего диаметра отверстия пальца.

В конце такта рабочего хода давление в цилиндре падает в несколько раз. Поскольку вблизи НМТ крутящий момент становится мал, для улучшения очистки цилиндра от выхлопных газов выпускной клапан целесообразно открывать с опережением, т. е. до прихода поршня в НМТ. Чем больше частота вращения и нагрузки, тем больше можно сделать опережение начала выпуска, хотя его влияние на параметры двигателя заметно меньше, чем опережения впуска.

1.1.5. Такт выпуска

Такт выпуска начинается в момент начала открытия выпускного клапана. Поскольку это происходит вблизи НМТ, то при анализе работы двигателя принято считать тактом выпуска период движения поршня от нижней до верхней мертвой точки. В момент начала открытия выпускного клапана давление в цилиндре достаточно велико – порядка 0,3–0,6 МПа. Поэтому при открытии клапана в выпускном трубопроводе за клапаном возникает ударная волна, распространяющаяся со скоростью звука вдоль системы выпуска.

Температура газов в начале выпуска также достаточно высока и достигает 1100–1300°C у бензиновых двигателей и 800–900°C у дизелей. Тарелка выпускного клапана, обтекаемая со всех сторон высокотемпературным потоком, интенсивно нагревается. При этом температура тарелки достигает 650–700°C (рис. 1.19). В начале открытия на стержень клапана действуют сжимающие усилия, передаваемые от кулачка распределительного вала, а при закрытии – растягивающие нагрузки от пружины клапана (рис. 1.36). Чем больше частота вращения, тем больше максимальные усилия. Поскольку эти усилия знакопеременные, то клапан работает "на усталость", как и многие другие детали двигателя (поршни, шатуны, пальцы и т. д.). В условиях высоких температур прочность обеспечить труднее, что и определяет высокие требования к материалу выпускного клапана.

Чтобы обеспечить работоспособность клапана, поток тепла от горячих газов, подводимый к его тарелке, должен и отводиться от нее, иначе клапан разрушится, даже если он будет выполнен из лучших материалов. Большая часть тепла отводится от тарелки в седло клапана, а меньшая – по стержню в направляющую втулку клапана (рис. 1.19). Именно поэтому для обеспечения работоспособности клапана необходим хороший контакт фаски тарелки с седлом в закрытом состоянии. Нарушения этого контакта, вызванные различными причинами, в том числе малыми зазорами или их отсутствием между

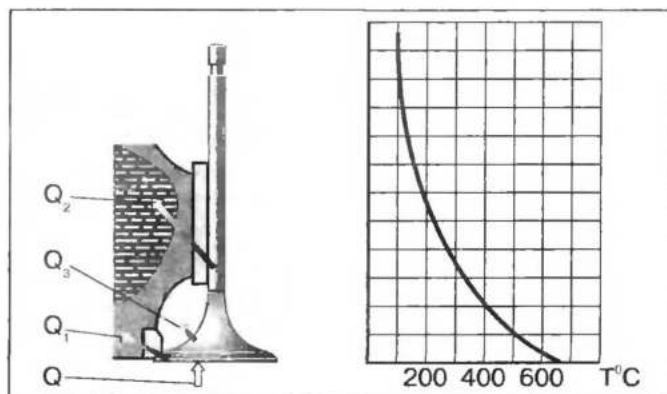


Рис. 1.19. Температура и тепловые потоки в тарелке и стержне выпускного клапана:

Q — теплота, подводимая от горячих газов при сгорании в цилиндре; Q₁ — теплота, отводимая через седло клапана (70–80%); Q₂ — теплота, отводимая от стержня через направляющую втулку (10–15%); Q₃ — теплота, воспринимаемая отработавшими газами

кулачком клапана и толкателем, износом фаски и седла, деформацией стержня клапана, приводят к появлению "просветов", т. е. неполному прилеганию клапана к седлу. В результате тарелка перегревается и достаточно быстро "прогорает".

При работе горячего двигателя зазор в клапанном механизме уменьшается, особенно у выпускных клапанов, за счет сильного нагрева и удлинения нижней части их стержней. После остановки двигателя клапаны быстро охлаждаются и принимают температуру остальных деталей головки, в результате чего зазор увеличивается. На холодном двигателе, особенно с алюминиевой головкой, при охлаждении двигателя зазор в клапанах уменьшается. Все эти изменения зазоров происходят за счет различного расширения по-разному нагретых деталей.

При открытии клапана на него обычно действуют боковые силы от рычагов, толкателей и других элементов привода. С другой стороны, стержень клапана у тарелки достаточно сильно нагрет, что ведет к увеличению размеров стержня на 0,02–0,03 мм в нижней части втулки, т. е. к существенному уменьшению зазора между стержнем и втулкой. В эксплуатации это приводит к неравномерному износу стержня и направляющей втулки, вследствие чего клапан начинает "болтаться" во втулке. В такой ситуации становится невозможно уплотнить стержень даже самым эластичным (мягким) маслостражательным копытком. Кроме того, повышенный зазор во втулке вызывает стук клапана о седло при посадке, не устраняемый регулировкой зазора в его приводе, а также износ фаски и седла, ухудшающие отвод тепла от тарелки и герметичность клапана. Аналогичная картина может наблюдаться и у впускного клапана. Однако здесь износ деталей, как правило, существенно меньше. Это связано с меньшими температурами впускного клапана, т. к. на такте впуска его тарелка весьма эффективно охлаждается поступающей в цилиндр топливо-воздушной смесью. Поэтому материалы впускных клапанов менее жаропрочны и более дешевы.

Практика показывает, что для улучшения процессов впуска и выпуска (а это означает уменьшение количества остаточных выхлопных газов в цилиндре после закрытия выпускного клапана, минимальные потери смеси через выпускную систему и улучшение наполнения цилиндра) необходимо, чтобы впускной клапан открывался до ВМТ, а выпускной закрывался после ВМТ. Таким образом, необходимо "перекрывание" клапанов, т. е. некоторый угол поворота коленчатого вала вблизи ВМТ, когда оба клапана открыты. Величина "перекрывания" зависит от конструкции всего двигателя и, как и конфигурация всей системы, настраивается на средние частоты вращения, т. е. обычно является компромиссным решением. При этом на низких частотах вращения в момент открытия впускного клапана возникает заброс газов из цилиндра во впускной коллектор, а на больших – возможным выброс части све-

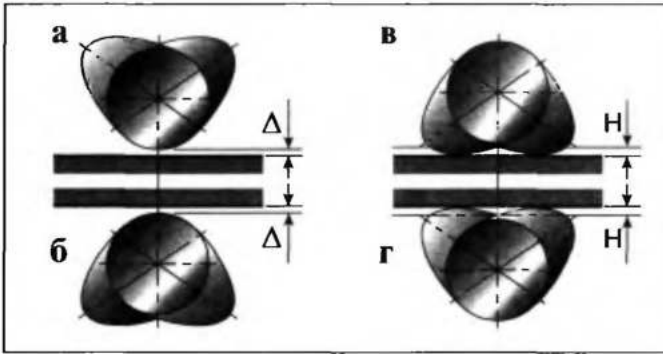


Рис. 1.20. Положение кулачков распределительного вала при нахождении поршня в ВМТ:

фаза рабочего хода: а — привод клапанов рычагами или толкателями; б — привод клапанов коромыслами; Δ — зазор; фаза перекрытия клапанов: в — привод клапанов рычагами или толкателями; г — привод клапанов коромыслами; Н — подъем клапанов приблизительно на одинаковую высоту

жей смеси в выпускную систему, ухудшающие наполнение и крутящий момент на этих режимах. Применяемое на некоторых двигателях регулирование фаз газораспределения (MERCEDES, BMW, ALFA ROMEO, HONDA, SAAB) позволяет уменьшить перекрытие на низких частотах и увеличить на высоких. Помимо улучшения характеристик двигателя переменные фазы дают улучшение устойчивости работы двигателя на холостом ходу и снижение частоты вращения холостого хода. У двигателей с многоклапанными головками величина перекрытия обычно меньше, чем для традиционных двухклапанных конструкций.

Детали ЦПГ и КШМ при выпуске испытывают нагрузки, по характеру аналогичные процессу сжатия, с той разницей, что давление по углу поворота коленчатого вала при выпуске падает. Верхняя мертвая точка в конце выпуска, примечательна примерно симметричным расположением кулачков распределительного вала (рис. 1.20) и примерно одинаковой величиной открытия впускного и выпускного клапанов, а также наибольшими для данной частоты вращения инерционными растягивающими нагрузками, действующими на шатун.

1.2. Прочность и износостойкость деталей автомобильных двигателей

Как известно, работоспособность и ресурс двигателя определяется прочностью и износостойкостью его деталей. В частности, прочность обеспечивает отсутствие механических поломок, а износостойкость — быстро прогрессирующего износа трущихся пар, если не нарушены условия эксплуатации (смазка, охлаждение, максимальная частота вращения и т.д.). Связь характеристик деталей (прочность, износостойкость, шероховатость поверхности, величина износа и т.д.) двигателя с различными неисправностями и поломками (отказами) механической части двигателя имеет важное для ремонтной практики значение.

Прочность конкретной детали определяется напряжением в опасном сечении и механическими свойствами материала. При работе на деталь действуют внешние силы (давления газов, инерции), в результате чего в ее сечениях возникают внутренние силы. Интенсивность этих сил характеризуется напряжением p , равным отношению равнодействующей R внутренних сил (суммарной силы) в данном сечении к площади сечения F :

$$p = \frac{R}{F}$$

Различают проекции — нормальное напряжение σ , действующее в направлении, перпендикулярном сечению, и касательное напряжение τ , действующее в плоскости сечения.

Под действием напряжения деталь деформируется, при

этом сечения детали перемещаются друг относительно друга. На практике обычно пользуются понятием линейной относительной деформации, равной отношению изменения длины детали (или ее отрезка) к самой длине:

Если нагрузка на деталь меняется по времени медленно или не меняется совсем, то такой случай называется статическим нагружением детали, а нагрузка — статической. В реальных условиях чаще возникают динамические нагрузки, характеризующиеся колебаниями действующих на деталь сил, имеющих определенную частоту и амплитуду. Встречаются также и ударные динамические нагрузки, когда детали периодически контактируют друг с другом, имея в момент соударения разные скорости (например, кулачок распределительного вала с толкателем).

Уровень нагрузки на конкретную деталь зависит от режима и условий ее работы. Так, инерционные нагрузки на детали кривошипно-шатунного и распределительного механизма пропорциональны массе движущихся деталей m и квадрату частоты вращения n^2 , а нагрузки от сил давления газов — нагрузке двигателя, т. е. величине открытия дроссельной заслонки.

Очевидно, напряжения во всех сечениях детали не должны превышать определенного уровня, определяемого, в первую очередь, характеристиками материала детали, иначе деталь разрушится. В условиях статического нагружения прочность материалов характеризует диаграмма напряжений (рис. 1.21), представляющая собой зависимость напряжения в образце круглого сечения от относительной деформации.

Прочность материала при статическом нагружении характеризуют величины σ_b — предел прочности при растяжении (равный максимальному на диаграмме) и σ_T — предел текучести (равный напряжению, при котором образец круглого сечения деформируется с минимальным изменением нагрузки). Для хрупких материалов обычно применяют условный предел текучести $0,2$, равный напряжению, при котором остаточная деформация образца (после снятия нагрузки) составляет $0,2\%$.

Упругие свойства материала характеризуются величиной предела упругости σ_y , равной напряжению, выше которого проявляется остаточная деформация, однако на практике ею пользуются редко, т. к. она близка к $\sigma_{0,2}$.

При работе двигателя напряжения, возникающие в сечениях конкретной детали, очевидно, не могут превышать определенного уровня. В частности, при превышении предела упругости деталь необратимо деформируется и быстро разрушается. Чтобы обеспечить работоспособность детали, необходимо иметь определенный запас прочности, равный отношению предела прочности (или текучести) к максимальному напряжению \max , возникающему в опасном сечении

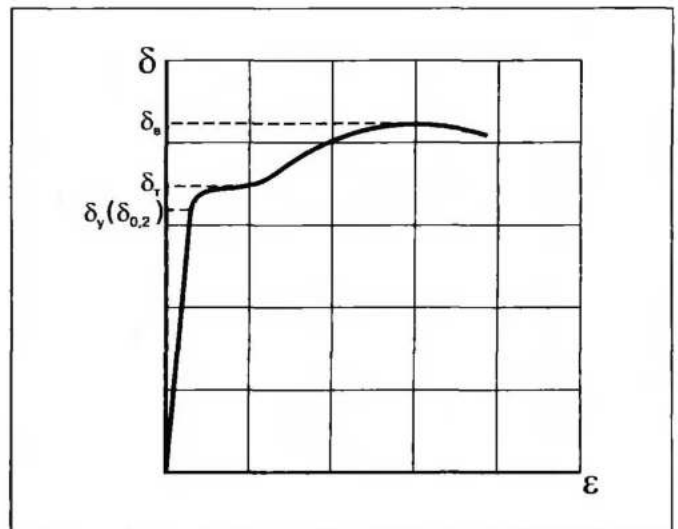


Рис. 1.21. Диаграмма напряжений при растяжении материала: σ_b — предел прочности; σ_T — предел текучести; σ_y — предел упругости

$$k = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\max}}$$

Величина k назначается при разработке двигателя, исходя из требований надежности конструкции (для этого необходимо увеличение запаса прочности) и экономии материала (уменьшение запаса за счет уменьшения габаритов и сечений деталей). При этом учитывается стоимость материала детали и технология ее изготовления. применение более дорогих материалов и технологий позволяет увеличить k , уменьшить запас прочности и, соответственно, габариты и массу деталей, однако это может оказаться неприемлемым для массового производства, т. к. повышает себестоимость деталей и всего изделия в целом.

Запасы прочности деталей различных типов двигателей обычно лежат в пределах 1,5-3,0 на наиболее напряженных режимах. К ним относятся режимы максимальной нагрузки двигателя в диапазоне частот вращения от максимума крутящего момента до максимума мощности и режим холостого хода на максимальной частоте вращения.

Описанный выше случай статического нагружения при низкой температуре не характерен для основных деталей двигателей, работающих в условиях переменных нагрузок, особенно, для вращающихся и поступательно движущихся деталей. Кроме того, ряд деталей двигателей работает при повышенной температуре. Эти факторы влияют в первую очередь на характеристики материалов, вызывая снижение предела прочности σ_t и, соответственно, запаса прочности (при неизменном максимальном напряжении).

Влияние температуры на прочность материалов проявляется в зависимости от времени испытания. Это влияние оценивается пределами ползучести и длительной прочности. Предел ползучести представляет собой напряжение, при котором остаточная деформация не превышает $x\%$ за время t часов, и обозначается x/t (например, 0,1/1000). Предел длительной прочности σ_t аналогичен σ_B , но с учетом температуры детали и времени t испытания. Таким образом, приведенные выше пределы прочности σ_B и текучести σ_t характеризуют кратковременное нагружение детали, в то время как в реальных условиях длительной эксплуатации следует ориентироваться на пределы длительной прочности и ползучести (рис. 1.22). При длительной работе в условиях нормальных температур прочность деталей снижается незначительно (10-20%), в то время как при высокой температуре может уменьшиться в несколько раз.

Вращающиеся и поступательно движущиеся детали двигателей испытывают переменные циклические нагрузки с частотой, равной частоте вращения коленчатого вала или пропорциональные ей. В условиях циклических нагрузок характеристики прочности деталей существенно отличаются от статических (при постоянной нагрузке).

Если деталь испытывает постоянную нагрузку, по величине

не меньшую предела прочности, она не ломается. Другое дело, когда нагрузка на деталь имеет периодический характер, т. е. за нагрузкой следует разгрузка и т. д. Тогда через определенное число циклов нагружения деталь может сломаться даже в том случае, если максимальная циклическая нагрузка существенно меньше предела прочности. Такое разрушение называют усталостным.

На рис. 1.23 представлена типичная кривая усталости – зависимость напряжения, необходимого для разрушения детали, от числа симметричных циклов нагружения-разгружения. При очень большом числе циклов – больше $N \cdot 10^7$, разрушающее напряжение уже практически не зависит от числа циклов и называется пределом выносливости σ_{-1} . В реальных условиях предел выносливости деталей обычно несколько меньше σ_{-1} из-за асимметрии циклов нагружения, шероховатости поверхности, различных дефектов поверхности в виде рисок, царапин, острых углов и выступов – так называемых концентраторов напряжений.

Предел усталостной прочности σ_{-1} для большинства материалов лежит в пределах $(0,4-0,5) \cdot \sigma_B$. Очевидно, что при такой значительной разнице в пределах прочности запас прочности деталей, работающих в условиях циклических нагрузок, следует определять по пределу усталостной прочности

$$k = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}}$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение в цикле.

С циклическими нагрузками работает большинство деталей двигателя – поршни, поршневые пальцы, шатуны, подшипники, коленчатый и распределительный валы, клапаны и др. Поэтому основное требование к их конструкции и материалам – обеспечение высокой усталостной прочности.

При усталостном разрушении излом детали имеет характерный вид (рис. 1.24) с полукольцевыми линиями (линиями отдыха), распространяющимися от зоны (очага) образования трещины. Трещина развивается в теле детали по сечению медленно до тех пор, пока напряжение в оставшемся сечении не превысит разрушающее. Тогда происходит практически мгновенное разрушение и образуется т.н. зона долома.

В начальный период трещина развивается через зерна, составляющие структуру металла, вследствие чего поверхность излома на этой стадии обычно является довольно гладкой. На края трещины, иногда вблизи места начала ее распространения, поверхность излома имеет отполированные до блеска участки. Это является результатом соударения, смятия и истирания стенок трещины при периодических нагружениях детали. Зона долома, напротив, имеет шероховатую поверхность, характерную для хрупкого разрушения материала по границам его зерен.

Поскольку усталостное разрушение начинается с поверхности детали, опасные сечения (сечения, имеющие макси-

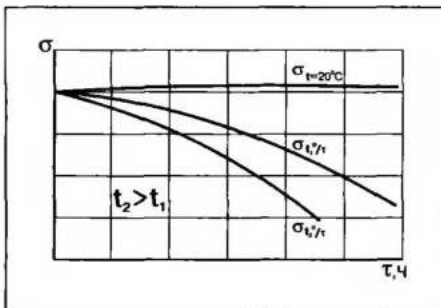


Рис. 1.22. Характеристики длительной прочности материала детали

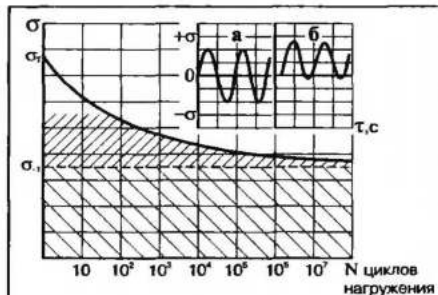


Рис. 1.23. Кривая усталостной прочности: σ_t — предел прочности (текучести) материала; σ_{-1} — предел усталостной прочности при числе циклов $N > 10^7$; (///) — область нормальной эксплуатации; (////) — область опасных нагрузок; а — симметричные циклы нагружения; б — несимметричные циклы

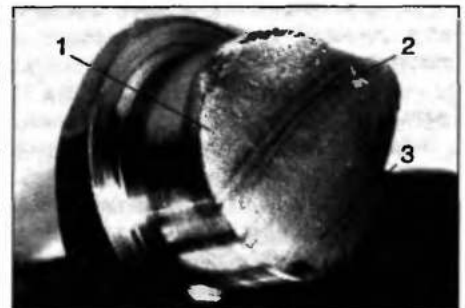


Рис. 1.24. Усталостное разрушение детали: 1 — гладкая начальная зона распространения трещины; 2 — линии "отдыха"; 3 — зона долома

мальный уровень напряжений) не должны иметь резких переходов и дефектов – концентраторов напряжений. Следует отметить, что на практике нередки случаи повреждения рабочих поверхностей деталей. Подобные повреждения, например, шеек коленчатого вала при разрушении подшипников, могут приводить к образованию микро- и макротрещин. После ремонта вала из этих дефектов развивается усталостная трещина, которая через несколько тысяч километров (в среднем от 3000 до 12000 км пробега) приводит к поломке вала. Подобный результат возможен и после неквалифицированного ремонта вала, когда, например, шлифовальным кругом подрезаются радиусы перехода от щеки вала к шейке, что может значительно увеличить концентрацию напряжений и стать причиной последующего усталостного разрушения вала. Поэтому эти факторы должны обязательно учитываться при ремонте деталей двигателей.

В процессе работы двигателя ряд деталей (поршни, головка блока, клапаны и их седла, выпускной коллектор и др.) испытывают воздействие высоких температур. При некоторых условиях в деталях могут возникать трещины, не имеющие признаков описанной выше механической усталости. Анализ этих неисправностей показывает, что трещины в "горячих" деталях двигателя связаны со значительными колебаниями их температуры при запуске, изменении режима работы и остановке двигателя. Например, при нагреве головки блока возникают напряжения сжатия, а при охлаждении после остановки – напряжения растяжения. Воздействие тысяч подобных термических циклов нагрева-охлаждения может привести к так называемой термической усталости, характерной значительно большей амплитудой деформации детали и значительно меньшим числом циклов до разрушения.

Трещины из-за термоусталости материала нередко возникают на головке цилиндров между седлами клапанов, между седлом клапана и крышкой форкамеры (у дизелей), а также на стенке рубашки охлаждения головки под распределительным механизмом. Трещины у седел клапанов ослабляют посадку седла, что может привести к выпадению этих деталей и разрушению камеры сгорания. Образованию трещин термоусталости иногда способствуют неисправности системы управления двигателем (нарушения в подаче топлива, зажигании). Следует также отметить, что в отличие от механической усталости развитие трещин термоусталости может затормозиться и даже вовсе прекратиться, т. к. наличие трещин приводит к снижению термических напряжений в детали. Вследствие этого некоторые фирмы (VOLKSWAGEN) допускают наличие подобных трещин, например, в головке блока, если их размеры не превышают установленный уровень.

Для обеспечения работоспособности и ресурса двигателя важное значение, помимо прочности, имеет износостойкость трущихся деталей, т. е. способность противостоять постепенному уменьшению размеров детали при трении.

На износостойкость деталей оказывает влияние большое число факторов, среди которых следует отметить материалы трущейся пары, геометрия и шероховатость рабочих поверхностей, условия смазки. В результате взаимодействия этих факторов возникают различные виды изнашивания.

Наиболее характерно для автомобильных двигателей абразивное изнашивание, вызываемое попаданием в зазор между трущимися деталями со смазкой мелких твердых частиц, не задержанных фильтрами (масляным, топливным и/или воздушным). Изнашивание деталей происходит в результате микрорезания поверхностей этими частицами. В парах трения, где одна из деталей имеет "мягкую" рабочую поверхность (например, вкладыш подшипника скольжения), абразивные частицы могут внедряться в такую поверхность и изнашивать ответную деталь. Иногда попадание абразивных частиц к конкретной паре происходит не извне, а из-за износа какой-либо другой детали в двигателе.

В ряде трущихся пар двигателя может наблюдаться корро-

зионно-механическое изнашивание. Такое изнашивание возникает при высоких нагрузках в сопряжениях деталей, когда в условиях повышенных температур и давлений происходит химическое взаимодействие материалов со смазочной средой. При коррозионно-механическом изнашивании происходит разрушение поверхностного слоя детали. Подобная картина встречается в подшипниках скольжения (поверхность вкладыша приобретает "пористую" структуру с многочисленными точечными раковинами), у поршневых колец и цилиндров.

Детали распределительного механизма у многих двигателей работают в условиях высоких контактных нагрузок, в результате чего возникает усталостное изнашивание. Оно характерно выкрашиванием материала с рабочей поверхности и появлением раковин. Усталостное выкрашивание часто встречается на кулачках распределительного вала, толкателях и торцах стержней клапанов.

Заедание деталей при недостаточной смазке характеризуется молекулярно-адгезионным изнашиванием, когда при больших нагрузках и/или недостатке смазки происходит сцепление поверхностей. В результате этого на одной из поверхностей материал "вырывается" и переносится на другую (возникает "наволакивание" материала), а возникшие неровности воздействуют на обе контактирующие поверхности. Данный вид изнашивания встречается в подшипниках скольжения и поршневой группе после режима "масляного голодания", при перегреве или сборке с недостаточными зазорами.

В насосах системы охлаждения иногда встречается кавитационное изнашивание в виде точечных дефектов на входных кромках и у ступицы крыльчатки, не оказывающее существенного влияния на работу системы охлаждения.

Износостойкость деталей на практике определяется, таким образом, целым рядом внешних условий, среди которых следует выделить:

1) условия смазки, обеспечивающие отсутствие непосредственного контакта деталей и химического реагирования масла с материалом трущихся поверхностей;

2) условия охлаждения, препятствующие перегреву деталей в зоне контакта (в том числе из-за уменьшения теплового зазора при нагреве);

3) качественная фильтрация масла, топлива и воздуха.

Помимо этого, износостойкость деталей обеспечивается определенным подбором материалов пар трения скольжения. В общем случае правильный подбор материалов сопряженных деталей определяет не только их износостойкость, но и вообще работоспособность. Основные правила подбора материалов заключены в следующем.

1. Сочетание мягкого пластичного материала с твердым в условиях обильной смазки. Такое сочетание наблюдается в подшипниках скольжения кривошипно-шатунного и распределительного механизма. Мягкий вкладыш подшипника часто обладает даже более высокой износостойкостью, чем твердый материал вала. Аналогичные пары применяются в ЦПГ (цилиндр – поршень). Примером подобных пар являются сочетания алюминиевых, оловянно-свинцовых сплавов и оловянно-свинцовой бронзы с чугуном и сталью.

2. Сочетание твердого материала с твердым, в том числе в условиях недостаточной смазки. Подобная пара образуется в сопряжении поршневых колец с поверхностью цилиндра. Высокая износостойкость достигается здесь применением специальных твердых покрытий (хром, молибден). В некоторых узлах двигателей износостойкость достигается сочетанием термообработанного чугуна с закаленной сталью (шестерни, звездочки и цепи, распределительные валы и толкатели).

3. Не сочетаются друг с другом одноименные материалы с недостаточной твердостью, а также мягкие материалы с мягкими (алюминиевые сплавы с бронзой и т. д.). Такие пары не используются в двигателях, т. к. даже при обильной смазке возможно "схватывание" и заклинивание деталей. Подобные случаи иногда возможны также в сочетаниях алюминиевых и

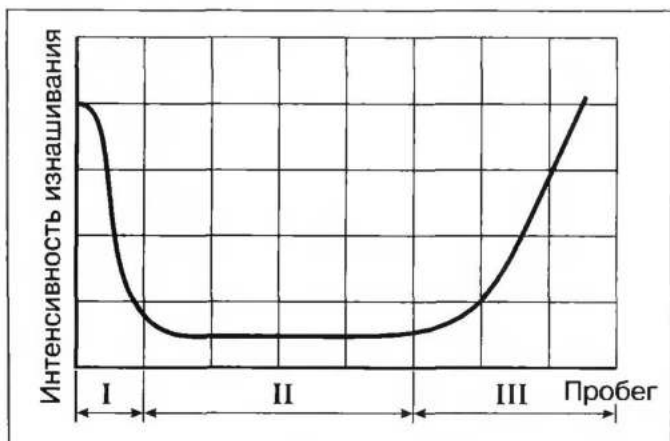


Рис. 1.25. Зависимость интенсивности изнашивания деталей от времени работы (пробега):
 I — период первоначальной приработки; II — период нормальной эксплуатации; III — период ускоренного (катастрофического) изнашивания

медных сплавов с твердыми хромовыми покрытиями.

При разработке двигателя материалы пар трения специально подбираются для обеспечения их высокой износостойкости. К наиболее важным парам, определяющим ресурс всего двигателя, относятся "цилиндр — поршневые кольца", "вкладыши — шейки вала", "кулачки распределвала — толкатели" и некоторые другие. Иногда при ремонте детали пар приходится заменять, тогда установка одной из деталей пары, выполненной из иного, нежели рекомендованного заводом-изготовителем материала можно привести к более интенсивному износу и заметному снижению ресурса.

Однако правильный выбор материалов и внешние условия еще не гарантируют высокую износостойкость деталей, если не обеспечены определенные конструктивные мероприятия, в том числе геометрия и шероховатость поверхности.

Среди конструктивных мероприятий, направленных на повышение износостойкости, следует отметить переход на конструкции с "плавающими" подшипниками скольжения. Подобные конструкции применяются в верхней головке шатунов с "плавающим" пальцем (см. раздел 2.3) и опорах ротора турбокомпрессоров (раздел 2.7). В таких конструкциях уменьшается относительная скорость скольжения деталей, что ведет к снижению трения и износа. Геометрия деталей оказывает влияние на нагрузки в подшипниках. Так, при перекосах осей шеек вала и его опор возникают дополнительные нагрузки на подшипники, в ряде случаев значительно снижающие износостойкость и ресурс подшипников. Негативное влияние на ресурс оказывают отклонения от правильной геометрической формы поверхностей, в том числе некруглость, непрямолинейность, "огранка" и т. д.

Очень большое влияние на износостойкость и ресурс пар трения оказывает шероховатость поверхности. Практика показывает, что шероховатость не должна быть чрезмерно большой или малой, а оптимальной для данного сопряжения деталей. Если новая или отремонтированная деталь имеет грубую рабочую поверхность, то возрастают удельные давления из-за уменьшения площади контакта деталей и износ деталей. При этом возможно повреждение поверхностей как из-за прижогов или задиров, так и из-за попадания крупных частиц — продуктов износа между трущимися парами. В результате возрастает износ во время приработки и общее ее время.

Слишком гладкая поверхность, напротив, обеспечивает большую площадь контакта и снижение контактных напряжений. Однако при этом ухудшается удерживание смазки поверхностью, что также ведет к задиром.

Таким образом, шероховатость поверхности должна, с одной стороны, быть как можно ближе к эксплуатационной (этим сокращается время приработки), а с другой — хорошо удерживать масляную пленку на рабочей поверхности деталей.

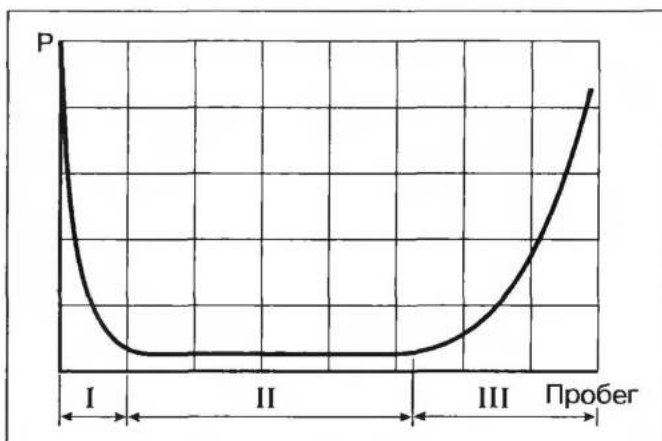


Рис. 1.26. Вероятность возникновения отказов (появления неисправностей) двигателей в зависимости от пробега:
 I — период первоначальной приработки; II — период нормальной эксплуатации; III — период износа и старения

Шероховатость рабочей поверхности на новой или ремонтируемой детали зависит от способа ее обработки. Например, в настоящее время не применяется профильное шлифование юбок поршней, дающее недостаточную шероховатость — поршни современных двигателей имеют токарную обработку юбки, создающую специальный профиль (микроранавки) поверхности для уменьшения трения и износа за счет хорошего маслоудержания (раздел 2.3). Цилиндры обрабатываются способом плосковершинного хонингования, создающего на поверхности сетку риска определенного направления, в которых удерживается масло в сочетании с гладкой поверхностью между рисками (раздел 9.5). Иногда на некоторых деталях создается пористая структура (например, пористое хромирование поршневых колец).

Указанные меры позволяют существенно сократить первую стадию изнашивания детали (рис. 1.25) — период первоначальной приработки, а также снизить интенсивность износа. Если шероховатость пар трения отличается от оптимальной, происходит интенсивное их изнашивание с изменением микрогеометрии поверхностей и наклепом материала. После приработки устанавливается некоторая равновесная шероховатость, характерная для данных условий работы двигателя, которая не только не изменяется в дальнейшем, но и непрерывно воспроизводится на поверхностях трущихся пар. Такая картина характерна для периода установившегося износа, в течение которого интенсивность износа минимальна. Правильный выбор материалов и их обработки позволяет, очевидно, увеличить именно этот период, причем в обе стороны (рис. 1.25).

После длительной эксплуатации за счет износа зазоры в сопряжениях возрастают до критических величин, когда детали могут испытывать ударные нагрузки. Соударения деталей приводят к наклепу и изменению шероховатости в соответствии с подобными условиями. Зазоры в сопряжениях быстро возрастают, что характерно для периода катастрофического износа.

Следует отметить, что кривая интенсивности изнашивания деталей по времени эксплуатации подобна кривой, характеризующей надежность двигателя (рис. 1.26). Согласно теории надежности сложных технических систем все время эксплуатации как нового, так и отремонтированного двигателя, можно условно разделить на три этапа — период приработки, период нормальной эксплуатации и период износа и старения. Вероятность безотказной работы (т. е. вероятность того, что в заданном интервале времени не возникнет неисправностей) максимальна в период нормальной эксплуатации и снижена, иногда довольно значительно, в периоды приработки и старения.

Снижение надежности двигателя в период приработки связано не только с более интенсивным изнашиванием деталей, но и с ошибками производства или ремонта, такими как небрежность сборки, неточности при изготовлении или ре-

монте деталей, неправильная регулировка и т. д. В то же время снижение надежности на последнем этапе во многом определяется ускоренным износом деталей.

Указанные закономерности имеют важное значение на всех этапах ремонта двигателя – начиная с диагностики перед ремонтом (раздел 4.3) и кончая назначением сроков гарантий и гарантийного технического обслуживания отремонтированного двигателя (разделы 5.2, 11 и 12). Напротив, незнание или пренебрежение этими закономерностями в практике ремонта нередко ведет к ускоренному износу, поломкам и выходу из строя отремонтированного двигателя.

1.3. Особенности работы двигателя с наддувом

Наддув является эффективным способом повышения мощности двигателя при сохранении его объема. Если степень форсирования двигателя характеризовать литровой мощностью $N_l = N/V_h$, где N – максимальная мощность; V_h – рабочий объем, то у двигателей с наддувом литровая мощность достигает порядка 85–90 кВт/л (110–120 п.с./л), что на 30–40% выше, чем у современных двигателей без наддува.

Принцип работы системы турбонаддува иллюстрирует схема (рис. 1.27). Основным агрегатом системы является турбокомпрессор, включающий турбину и компрессор, расположенные на одном валу. В турбину поступают отработавшие газы из цилиндров, имеющие повышенное давление и температуру, в результате чего турбина вращает компрессор. Компрессор засасывает воздух из окружающей среды и сжимает его, т.е. подает к цилиндрам двигателя с повышенным давлением (избыточное давление порядка 0,10–0,15 МПа). Чтобы создать даже такое небольшое давление, колесо компрессора должно иметь частоту вращения 80000–120000 мин⁻¹, а в некоторых турбокомпрессорах для двигателей малого объема – даже до 180000 мин⁻¹.

Давление наддува всегда ограничивают максимальной величиной порядка 0,15–0,25 МПа из-за опасности повреждения деталей двигателя. С этой целью на турбокомпрессоре устанавливают клапан, открывающий дополнительный канал и перепускающий часть выхлопных газов мимо турбины на выхлоп в случае превышения максимального давления наддува. Помимо этого, перепускной клапан обеспечивает устойчивую работу двигателя с турбокомпрессором на режимах больших нагрузок и частот вращения.

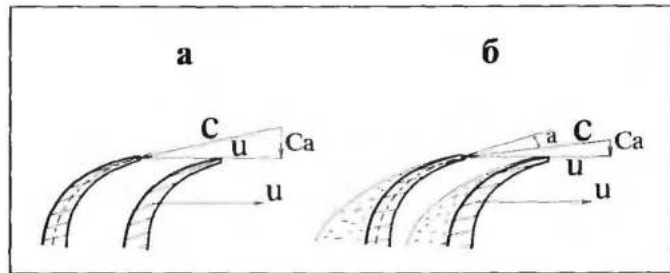


Рис. 1.28. Схема течения воздуха на входе в компрессор: а — нормальный режим работы; б — срыв потока (помпаж) при увеличении частоты вращения ротора или уменьшении расхода воздуха; u — окружная скорость колеса компрессора; Ca — осевая (расходная) составляющая скорости воздуха, пропорциональная расходу воздуха; C — абсолютная скорость набегающего воздуха; a — угол атаки

При отсутствии регулирования турбокомпрессора с помощью перепуска газов мимо турбины (или каким-либо другим способом) частота вращения ротора и давление наддува растут вместе с частотой вращения коленчатого вала и нагрузкой. Однако расход воздуха через двигатель и, соответственно, через компрессор, растет медленнее, в результате чего увеличивается угол набегания (так называемый угол атаки) воздуха на входные кромки лопаток компрессора (рис. 1.28). Если угол атаки будет слишком большим, то возможен отрыв потока воздуха от входных кромок лопаток. При этом зона отрыва быстро занимает все проходное сечение межлопаточных каналов компрессора и фактически “запирает” его. Без поступления воздуха двигатель резко сбавляет частоту вращения – возникает характерный “провал” мощности. Одновременно с этим уменьшается частота вращения турбины, и через несколько секунд нормальный режим работы двигателя и компрессора восстанавливается. Затем снова следует срыв и т.д.

Это явление получило название “помпаж компрессора”. Чтобы его исключить, требуется, либо увеличить расход воздуха через компрессор на больших частотах вращения ротора (например, перепуском воздуха за компрессором в атмосферу) или уменьшить частоту вращения ротора за счет снижения расхода газов через турбину (например, перепуском выхлопных газов мимо турбины). У подавляющего большинства автомобильных двигателей используется второй способ.

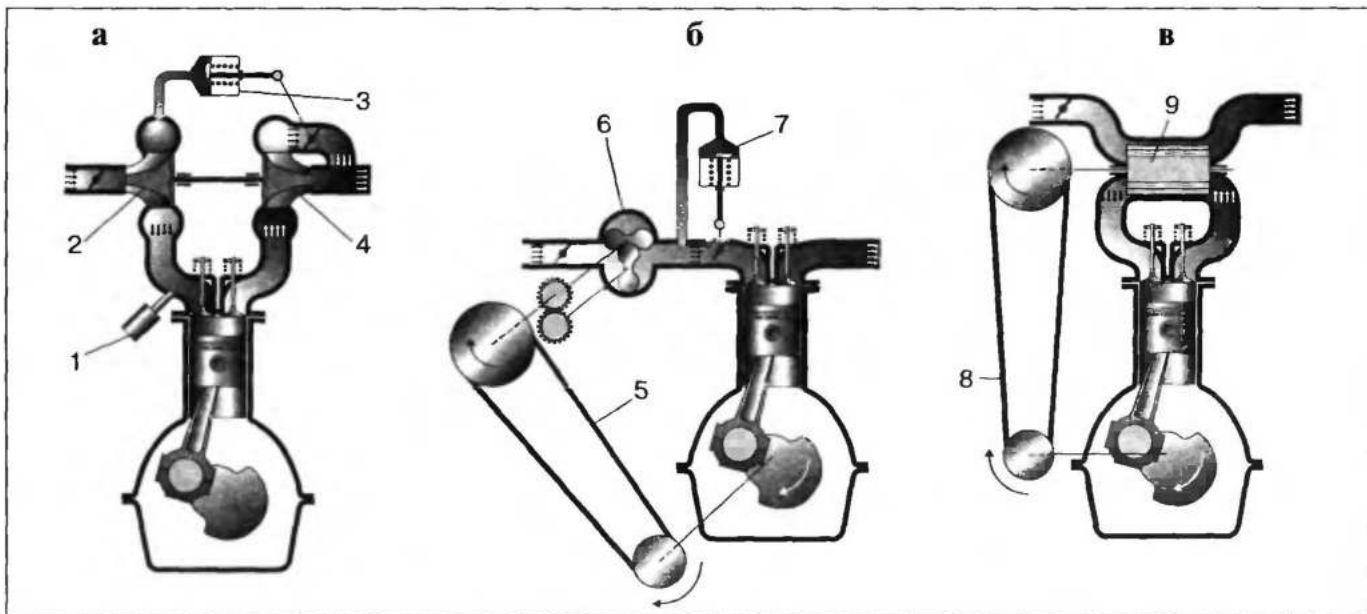


Рис. 1.27. Схемы наддува двигателей легковых автомобилей:

а — турбонаддув; б — приводным компрессором; в — волновым обменником давления; 1 — форсунка подачи топлива; 2 — компрессор; 3, 7 — клапан максимального давления наддува; 4 — турбина; 5 — передача клиновым ремнем; 6 — приводной компрессор; 8 — передача зубчатым ремнем; 9 — ротор волнового обменника

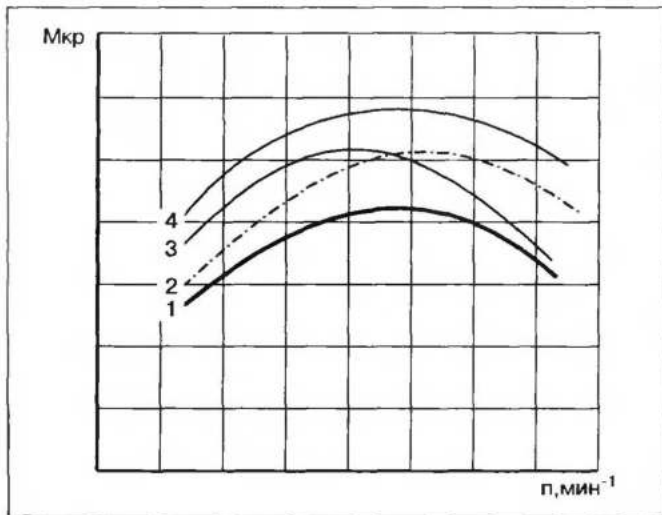


Рис. 1.29. Сравнение различных систем наддува по крутящему моменту двигателя на различных частотах вращения: 1 — базовый безнаддувный двигатель; 2 — двигатель с турбонаддувом; 3 — двигатель с приводным нагнетателем; 4 — двигатель с волновым обменником давления

При этом открытие клапана происходит пропорционально давлению за компрессором - чем оно больше, тем сильнее открывается клапан.

Многие фирмы (VOLVO, SAAB, MERCEDES, BMW, VOLKSWAGEN, TOYOTA, NISSAN и др.) выпускают автомобили с двигателями как с наддувом, так и без него. Основные, и достаточно существенные, отличия этих двигателей заключаются в следующем.

Двигатели с наддувом имеют меньшую геометрическую степень сжатия. Если в двигателях без наддува ее значение порядка 9,5-10,0, то с наддувом степень сжатия, как правило, не превышает 8,5. Дело в том, что при увеличении давления смеси в начале сжатия (что и дает наддув) на величину степени повышения давления в компрессоре $\pi = P_k/P_0$, где P_k - давление за компрессором, пропорционально увеличивается и давление в конце сжатия. Если его не уменьшить увеличением объема камеры сгорания (т.е. уменьшением геометрической степени сжатия $\epsilon = V_n/V_{кс} + 1$), то в конце сжатия давление будет больше на величину π_k : $P_{max} \cong P_0 \cdot \epsilon^n \cdot \pi_k$. Это равносильно тому, что двигатель будет иметь степень сжатия $\epsilon' \cong \epsilon \cdot \pi^{1/n}$, что при $\pi \approx 1,15$ даст увеличение ϵ на 1-1,5 единицы. Такой двигатель не сможет надежно работать из-за детонации на основных рабочих режимах. Наддув, таким образом, дает увеличение мощности за счет увеличения количества топливо-воздушной смеси, поступившей в цилиндр на такте впуска при сохранении давления в цилиндре в конце сжатия приблизительно на прежнем уровне.

Воздух на выходе из компрессора имеет не только повышенное давление, но и температуру, снижающую плотность заряда, что неблагоприятно отражается на наполнении и, следовательно, мощности двигателя. Поэтому на многих двигателях с турбонаддувом с целью повышения плотности воздуха и, соответственно, улучшения наполнения цилиндров применяют промежуточное охлаждение наддувочного воздуха (intercooler). Для этого после компрессора воздух направляют в специальный "воздухо-воздушный" радиатор, установленный рядом с радиатором системы охлаждения.

Двигатели с турбонаддувом как правило оснащены системой впрыска топлива, т.к. карбюраторное смесеобразование достаточно плохо сочетается с наддувом и не позволяет реализовать всех возможностей форсирования двигателя.

Поскольку количество топливо-воздушной смеси увеличивается при сохранении рабочего объема, то увеличивается и количество выделившегося при сгорании тепла. Это приводит к необходимости усиливать детали двигателя, т.к. возрастает температура и давление в цилиндрах. В первую очередь увели-

чивают толщину стенок поршня и, особенно, его днища, изменяют головку блока цилиндров, фазы газораспределения, применяют клапаны из более жаропрочных материалов, а подшипники коленчатого вала увеличенной ширины и диаметра. Чем выше давление наддува, тем больше изменений требует конструкция. Применяются радиатор системы охлаждения увеличенного объема и площади, а также масляное охлаждение поршней, для чего приходится ставить масляный насос повышенной производительности и радиатор в системе смазки.

Очень высокая частота вращения ротора и теплонапряженность турбокомпрессора приводят к тому, что он становится "слабым" элементом двигателя. Именно при турбонаддуве приходится применять специальные сорта масел, в том числе синтетические, обеспечивающие эффективную смазку подшипники ротора и их работу в тяжелых условиях. И если в случае неисправности системы смазки или некачественного масла у обычных двигателей в первую очередь выходят из строя, как правило, шатунные подшипники, то в двигателях с наддувом - подшипники ротора турбокомпрессора. Кстати, следует отметить, что разрушение подшипников ротора практически сразу приводит к потере герметичности его масляных уплотнений. А это весьма опасно, т.к. из турбокомпрессора масло под давлением может попасть во впускной трубопровод. Если масла окажется много, то в одном из цилиндров может произойти гидроудар, в результате которого разрушается шатун со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Помимо турбонаддува существуют и другие системы наддува. В первую очередь к ним следует отнести наддув от приводного нагнетателя - так называемый SUPERCHARGER. На современных двигателях данная схема применяется редко из-за сложности конструкции нагнетателя и его недостаточной надежности. Преимуществом его по сравнению с турбонаддувом является более высокое давление наддува на пониженных режимах (рис. 1.29), а также отсутствие так называемой "турбоямы", т.е. характерного "провала" мощности при резком открытии дроссельной заслонки. Это определяет область применения приводного нагнетателя - в основном на не слишком быстроходных двигателях (FORD, GM), хотя в последние годы наметилась тенденция их использования и на высокооборотных двигателях (MERCEDES).

На дизелях автомобилей MAZDA установлен волновой обменник давления COMPREX, обеспечивающий наддув за счет взаимодействия волн давления и разрежения, распространяющихся в каналах вращающегося ротора. Этот тип наддува позволяет достичь более высокого форсирования, чем другие системы наддува, но пока не получил распространения из-за сложности.

1.4. Особенности рабочего процесса и конструкции дизельных двигателей

Дизельные двигатели в настоящее время широко применяются на легковых автомобилях. Подавляющее большинство известных фирм-производителей автомобилей выпускают модели даже малого и среднего класса с дизелями.

Дизельные двигатели обладают определенными преимуществами перед двигателями с искровым зажиганием, что определяет довольно широкий круг покупателей легковых автомобилей с дизелями (в программе некоторых фирм их доля достигает 20% от общего количества выпускаемых автомобилей). Дизели имеют высокую экономичность в сочетании с более дешевым топливом, высокий крутящий момент, достаточного полого изменяющийся по частоте вращения. В то же время дизели обладают существенно меньшей литровой мощностью (порядка 25-30 кВт/л), затрудненным пуском зимой, повышенной шумностью, а также нередко меньшим ресурсом, особенно в условиях городской эксплуатации, вследствие более высоких нагрузок на детали КШМ и ЦПГ. Кроме того, дизель дороже в производстве и ремонте.

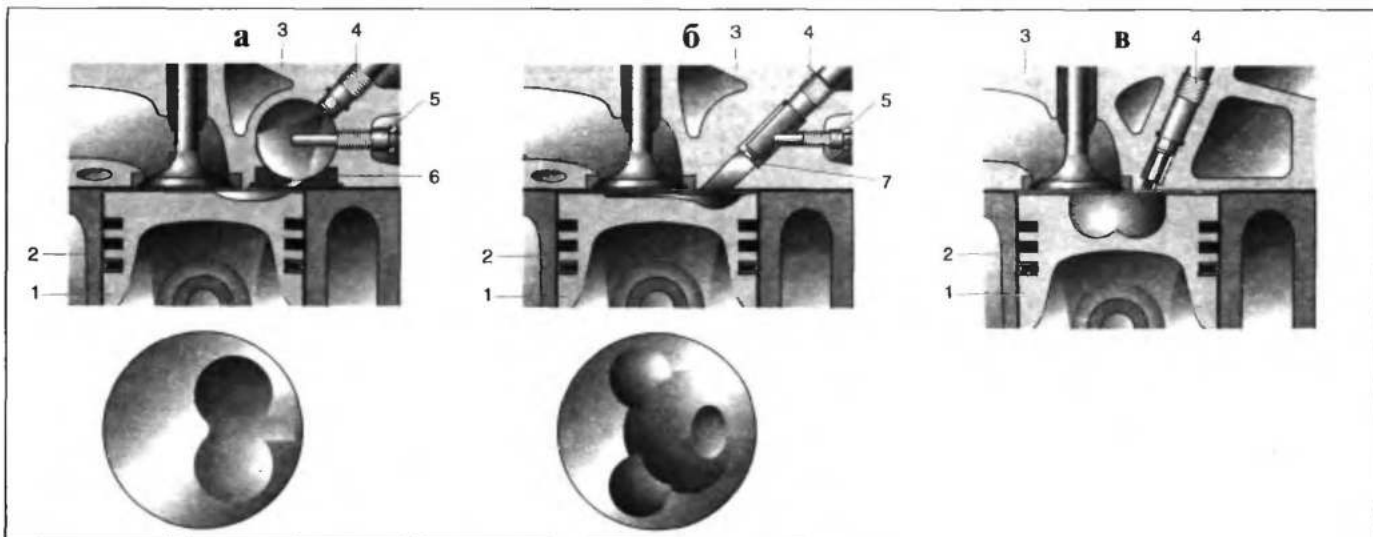


Рис. 1.30. Камеры сгорания дизелей:

а — вихрекамерного; б — предкамерного; в — с непосредственным впрыском топлива;

1 — поршень; 2 — блок (гильза) цилиндров; 3 — головка; 4 — форсунка; 5 — свеча накаливания; 6 — крышка форкамеры; 7 — предкамера

На рис. 1.30 представлены основные типы камер сгорания дизельных двигателей. Подавляющее большинство двигателей легковых автомобилей выполняется четырехтактными с разделенной камерой сгорания. В такой схеме легче обеспечить приемлемую для двигателя легкового автомобиля быстротходность - максимальную частоту вращения порядка $4500\div 5000$ мин⁻¹, при довольно высокой удельной мощности.

Рассмотрим более подробно рабочий процесс вихрекамерного дизеля. На такте впуска цилиндр дизеля наполняется рабочим телом - воздухом, далее следует такт сжатия, как и в обычном бензиновом двигателе. Однако разница уже в том, что в дизеле степень сжатия достигает $20\div 22$. Поршень, двигаясь к верхней мертвой точке, доходит практически до плоскости головки цилиндров. При этом он вытесняет $40\div 60\%$ сжимаемого воздуха через специальный канал в вихревую камеру, а объем надпоршневого пространства становится в ВМТ минимальным.

Воздух, втекающий в камеру по касательной к ее поверхности, создает интенсивное вихревое движение, необходимое для быстрого сгорания топлива. В камере расположены форсунка и свеча накаливания. Перед ВМТ (не доходя $5\div 10^\circ$ угла поворота коленчатого вала, что соответствует углу опережения впрыска топлива) форсунка подает в камеру строго дозированное количество топлива под давлением свыше $12\div 15$ МПа. Вследствие интенсивного вихревого движения сильно нагретого от сжатия воздуха топливо быстро перемешивается, испаряется и воспламеняется. Процессам испарения и воспламенения способствует раскаленная до температуры свыше 800°C свеча накаливания (на запуске дизеля - принудительно с помощью электрической спирали, а при работе - от продуктов сгорания), а также сильно нагретая крышка с соединительным каналом - часть стенки вихревой камеры.

Воспламенение и горение смеси в дизеле идет в несколько стадий, отличных от двигателя с искровым зажиганием. В частности, в вихревой камере воспламенение смеси идет в зонах, где коэффициент избытка воздуха близок к единице. Далее продукты сгорания перетекают в надпоршневое пространство, где в основном находится воздух. Такая схема организации горения позволяет работать на очень бедных смесях ($\alpha = 3\div 4$ и более), что невозможно в двигателе с искровым зажиганием.

Очень существенное отличие дизеля в связи с этим - в так называемом "качественном" регулировании, т.е. для управления двигателем не надо открывать и закрывать дроссельную заслонку (ее просто нет). Достаточно увеличивать или уменьшать подачу топлива.

Вихрекамерные дизели получили наибольшее распространение на легковых автомобилях. Из других типов дизелей с раз-

деленной камерой сгорания следует отметить предкамерные. Обычно они имеют меньшую литровую мощность, поэтому применяются реже. Тем не менее, у предкамерных дизелей более широкие пределы регулирования по составу смеси, что определяет их несколько более высокую экономичность.

Дизели с неразделенной камерой сгорания (с непосредственным впрыском) не получили пока широкого распространения на легковых автомобилях. Это связано с определенными трудностями в организации процесса сгорания в неразделенной камере при частоте вращения более $3500\div 4000$ мин⁻¹. Кроме того у таких моторов очень быстрое нарастание давления при сгорании, более "жесткая" работа и сильнее шум. Однако в последние годы ряду фирм (VOLKSWAGEN, TOYOTA и другим) удалось довести такой процесс и для высокооборотных двигателей легковых автомобилей.

В отличие от двигателей с разделенной камерой сгорания у двигателей с непосредственным впрыском в днище поршня выполнено профилированное углубление, в которое форсункой впрыскивается топливо. Давление подачи здесь существенно выше до 35 МПа и более, что необходимо для быстрого испарения и сгорания топлива на высоких частотах вращения. Форсунка двигателя с непосредственным впрыском подает топливо довольно широким конусом, в отличие от двигателя с разделенной камерой, где струя топлива более узкая.

Основными преимуществами двигателя с неразделенной камерой являются более высокие экономичность и крутящий момент. Указанные преимущества, вероятно, приведут в ближайшем будущем к более широкому использованию дизелей с непосредственным впрыском на легковых автомобилях.

Более высокие давления и нагрузки на детали дизеля вызывают его характерный шум - своеобразный, несколько нерегулярный стук, особенно на холостом ходу, значительно уменьшающийся при увеличении частоты вращения. Чем больше опережение впрыска, тем выше максимальное давление при сгорании и тем выше шум дизеля (так называемая "жесткость" сгорания).

Если сравнивать дизельный и бензиновый двигатели близкого рабочего объема, то в первую очередь обращает на себя внимание существенное различие в конструкции поршня и поршневого пальца (рис. 1.31). Так, у дизеля поршень существенно выше, его днище и стенки толще, а палец имеет увеличенный наружный диаметр при малом внутреннем. Компрессионные кольца и перемычки между канавками колец также имеют увеличенную высоту. Шатун дизеля усилен для восприятия больших сил давления газов. Шейки коленчатого вала также обычно несколько увеличены.

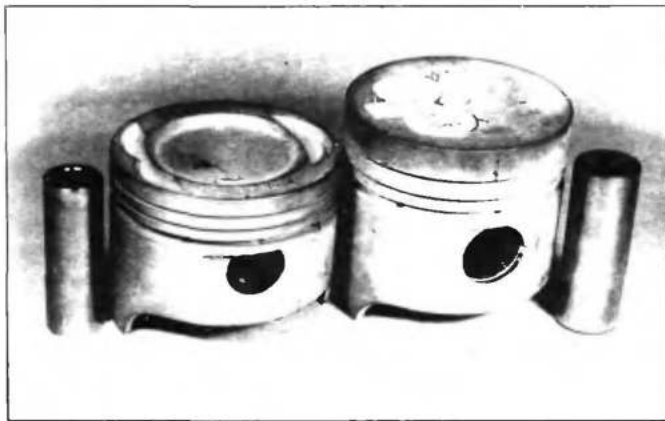


Рис. 1.31. Сравнение бензинового (слева) и дизельного (справа) поршней при одинаковых диаметре цилиндра и ходе поршня - обращает на себя внимание увеличение ширины перемычек, высоты поршня и диаметра пальца у дизеля

С точки зрения возможных неисправностей следует отметить два характерных для дизелей случая. Так, дизель в эксплуатации более чувствителен к попаданию воды на вход (например, при проезде бродов и других подобных препятствий). Это вызвано малым объемом камеры сгорания и большим открытием дроссельной заслонки (если она вообще есть). Другая неприятность нередко встречается у дизелей с приводом распределительного вала зубчатым ремнем. Объем камеры сгорания у дизеля мал из-за высокой степени сжатия, и сделать так, чтобы клапаны не деформировались или ограниченно деформировались при ударе поршня, практически невозможно. Поэтому после обрыва ремня последствия могут быть самые печальные - вплоть до замены головки блока цилиндров, поврежденной поломанными клапанами.

Некоторые фирмы на своих автомобилях устанавливают так называемые "конвертированные" дизели. Такие двигатели имеют легко узнаваемый "бензиновый" прототип, от которого с небольшими изменениями использованы блок цилиндров, коленчатый вал и ряд других деталей, в то время как поршень, поршневой палец, шатун и головка блока цилиндров созданы заново. Хотя такая концепция достаточно проста, с помощью нее не всегда удается получить нужный для конкретного автомобиля двигатель. Дизелю из-за более низкой литровой мощности необходим больший объем цилиндров, что не всегда можно реализовать, используя базовый бензиновый двигатель.

1.5. Токсичность отработавших газов и способы ее снижения

Экологические требования к автомобилю и его двигателю являются в настоящее время приоритетными. Экологическая чистота выхлопа закладывается в конструкцию двигателя и автомобиля в целом еще при проектировании. Далее в эксплуатации характеристики токсичности должны оставаться стабильными. Регулировка токсичности у двигателей современных автомобилей в большинстве случаев или не требуется или сильно ограничена. В то же время у двигателей автомобилей прошлых лет выпуска, особенно с карбюраторами, токсичность выхлопа напрямую связана с техническим состоянием системы питания и зажигания и их регулировкой. Поэтому в настоящее время ремонт двигателя, какой бы сложный он ни был, не может считаться квалифицированным и качественным, если токсичность выхлопа двигателя после ремонта превышает установленные допустимые пределы.

Основная доля вредных веществ, содержащихся в отработавших газах двигателей и загрязняющих окружающую среду, состоит из окиси углерода CO, окислов азота NO_x, углеводородов C_nH_m (или просто CH), а также углерода C (сажи) у дизелей. Из перечисленных веществ CO, CH и C являются продуктами неполного сгорания топлива. Количество

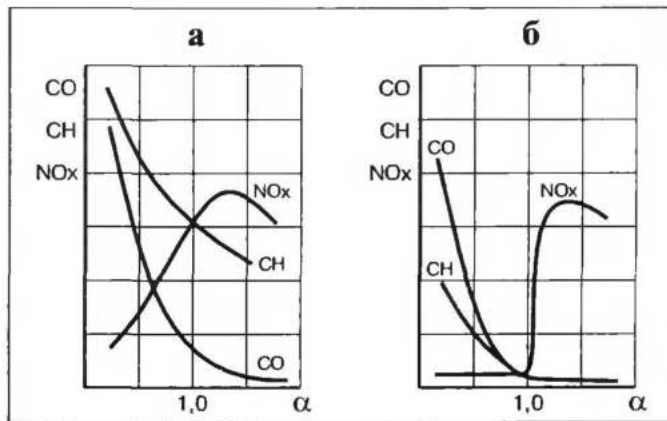
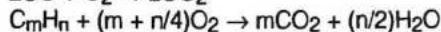
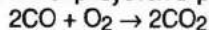


Рис. 1.32. Состав отработавших газов бензинового двигателя в зависимости от состава топливоздушная смеси: а — без нейтрализатора; б — с трехкомпонентным нейтрализатором

NO_x в выхлопных газах связано, в основном, с высокой температурой сгорания. Окислы азота образуются в двигателе при взаимодействии кислорода и азота, содержащихся в воздухе. Чем выше температура сгорания, тем больше образуется NO_x. На температуру сгорания влияют конструктивные факторы (например, степень сжатия) и режим работы двигателя (состав смеси, нагрузка). У бензинового двигателя наибольшее влияние на образование вредных веществ оказывает состав смеси. При $\alpha = 1,05 \div 1,10$ концентрация NO_x в выхлопных газах максимальна, а выбросы CO и CH близки к минимальным (рис. 1.32).

Уменьшение количества и изменение качественного состава вредных веществ, выбрасываемых в окружающую среду с отработавшими газами, достигается целым комплексом мероприятий. Среди них следует отметить ряд конструктивных разработок - специальные конструкции камер сгорания для работы на бедных смесях, в том числе с различными типами форкамер, рециркуляция отработавших газов, т.е. подача их части на вход в двигатель, системы регулирования фаз газораспределения, уменьшающие перекрытие клапанов на пониженных режимах и т.д. Однако даже при использовании в конструкции двигателей всех самых передовых решений удовлетворить нормам токсичности, установленным, например, в США, Японии и странах Европы, не удастся. Вследствие этого современные автомобили с бензиновыми двигателями снабжаются каталитическими нейтрализаторами.

Нейтрализатор состоит из носителя, заключенного в корпус. Носитель представляет собой керамический материал (сотовой конструкции или в виде шариков), покрытый тонким слоем катализатора из благородных металлов, например, платины, палладия, родия. При температуре поверхности катализатора свыше 250-300°C содержащиеся в отработавших газах окислы углерода CO эффективно окисляются, а их концентрация в выхлопных газах снижается во много раз. Окисление углеводородов CH происходит при более высокой температуре (400°C). Окисление CO и CH происходит в присутствии свободного кислорода воздуха, небольшое количество которого образуется в результате сгорания:



Такие реакции могут происходить в широком диапазоне изменения состава смеси - необходимо только, чтобы отработавшие газы имели коэффициент α более 1,0, что достигается работой двигателя на обедненной смеси или подачей в систему выпуска дополнительного воздуха.

Подобные нейтрализаторы получили широкое распространение на автомобилях с начала 80-х годов, в том числе, с карбюраторной системой подачи топлива. Однако последовательное ужесточение норм токсичности потребовало создания нейтрализаторов, снижающих не только концентрацию

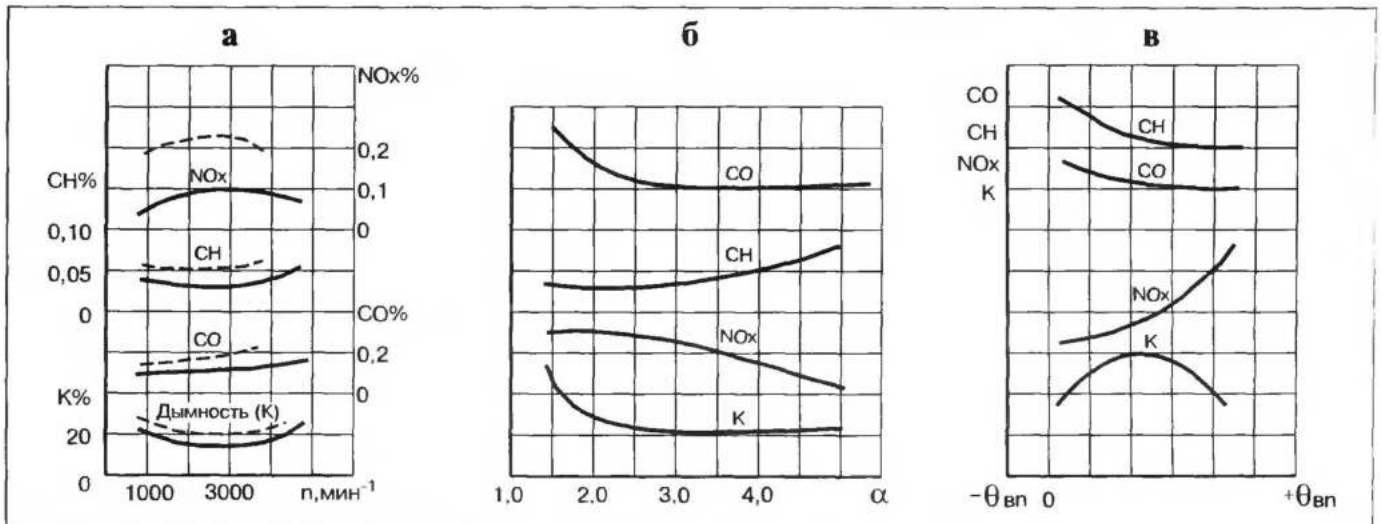
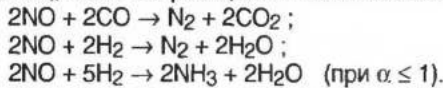


Рис. 1.33. Токсичность выхлопа и дымность (К) дизелей с разделенной камерой сгорания: а — по частоте вращения (—) — для двигателя с неразделенной камерой); б — по составу смеси (нагрузке); в — по углу опережения впрыска ($\theta_{вп}$)

СО и СН, но и одновременно окислов азота NO_x . Такие нейтраллизаторы называются трехкомпонентными.

Основная проблема заключена в том, что в отличие от указанных выше реакций окисления уменьшение концентраций NO_x является реакциями восстановления:



Для одновременного уменьшения выбросов СО, СН и NO_x необходимо поддерживать определенный состав смеси в цилиндрах двигателя (α около 1,0) с очень высокой точностью - порядка $\pm 1\%$ (рис. 1.32). Чтобы обеспечить такую точность поддержания состава смеси, на современных двигателях устанавливают электронные системы управления подачей топлива и снижения токсичности с обратной связью по сигналу датчика концентрации кислорода. Именно ужесточением норм токсичности (а не требованиями экономичности или мощности) объясняется повсеместное внедрение на автомобилях сложных электронных систем топливоподачи. Сложность этих систем со временем, вероятно, будет увеличиваться вместе с дальнейшим ужесточением норм токсичности.

Следует отметить высокую чувствительность каталитического нейтрализатора к качеству применяемого топлива. В частности, использование этилированного бензина приводит к так называемому "отравлению" катализатора с разрушением покрытия и даже самой керамической основы катализатора.

Помимо нейтрализатора, на многих японских и американских двигателях устанавливают так называемые термические реакторы. Такие устройства позволяют при подмешивании к отработавшим газам воздуха доокислить СО и СН, снижая их концентрацию за счет реакции с кислородом воздуха при высокой температуре (свыше $500^\circ C$). Реакторы особенно эффективны на режимах богатой смеси при больших нагрузках, не выходят из строя со временем, однако не дают полного окисления СО и СН, поэтому применяются как дополнительные устройства перед нейтрализатором.

Рециркуляция отработавших газов применяется на двигателях не менее широко. Основная задача рециркуляции - снижение выбросов NO_x . Это особенно важно, когда в нейтрализаторе не обеспечено точное поддержание состава смеси (подобная ситуация характерна для карбюраторной системы питания). Рециркуляция предполагает отбор выхлопных газов в количестве до 10-12% и подачу их на вход двигателя на ре-

жимах средних и полных нагрузок.

Поскольку каждая из рассмотренных систем выполняет свою задачу, на практике, особенно на японских автомобилях, они нередко встречаются одновременно - термический реактор, система рециркуляции и каталитический нейтрализатор. Это предполагает существенное усложнение функций системы управления. На двигателях японских автомобилей прошлых лет выпуска с карбюраторами это выразилось в значительном числе лневмоклапанов и шлангов в системе управления двигателем.

В отличие от бензиновых двигателей дизели имеют существенно более низкий уровень выбросов СО, NO_x и СН. Более низкий уровень выбросов СО и СН достигается обычно на режимах средних нагрузок (рис. 1.33). Большие различия в уровне и характере изменения выбросов в зависимости от состава смеси у дизелей по сравнению с бензиновыми двигателями связаны с иной природой процесса сгорания - у бензинового двигателя с помощью свечи поджигается хорошо перемешанная смесь воздуха и паров топлива, а в дизеле происходит самовоспламенение в факеле распыляемого топлива в зонах с концентрацией топлива около $\alpha = 1$.

В выхлопных газах дизеля присутствуют, иногда в больших количествах, частицы углерода (сажа). Это происходит из-за наличия зон богатой смеси в струе распыляемого топлива. Сажевыделение дизеля создает характерный черный дым выхлопа и также, как и другие вещества, ограничивается нормами токсичности. Снижение сажевыделения достигается более ранним впрыском (ограниченным, правда, "жесткостью" сгорания и повышением нагрузок на детали) и ограничением подачи насоса. Среди конструктивных мероприятий следует отметить увеличение скорости впрыска и качества распыливания топлива за счет увеличения давления подачи, а также электронное регулирование подачи. Дымление двигателя резко возрастает при приближении состава смеси к стехиометрическому ($\alpha = 1$), поэтому дизели, несмотря на то, что вблизи $\alpha = 1$ мощность и крутящий момент максимальны, имеют ограничение α по пределу дымления. Сравнительно низкий уровень СО, СН и NO_x в отработавших газах дизеля не требовал в прошлом установки специальных устройств для снижения токсичности. Однако в последние годы ужесточение норм токсичности коснулось и дизелей - на многих моделях автомобилей с дизельными двигателями уже появились системы снижения токсичности выхлопа, включающие рециркуляцию выхлопных газов, каталитический нейтрализатор и специальный сажевый фильтр.

Глава 2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ТЕХНОЛОГИЮ ИХ РЕМОНТА

В настоящее время можно выделить несколько направлений (или школ) конструирования двигателей. По конструкции и внешнему виду двигателя довольно четко можно провести границы немецкого, американского и японского направления, хотя в последние годы различия становятся уже не так заметны, как, например, 10 или 15 лет назад.

Для двигателя немецкого производства характерна определенная основательность - достаточно высокие поршни, увеличенные диаметры шеек коленчатого вала, поршневых пальцев, стержней клапанов, качественные материалы основных деталей, обеспечивающие высокие ресурс и надежность. Здесь нередко встречаются довольно сложные конструкции, однако и они остаются надежными из-за высокого качества исполнения и материалов.

Американская школа выделяется обычно большими размерами и литражом двигателей. Пока здесь все еще господствуют низкооборотные двигатели с большим рабочим объемом и нижним расположением распределительного вала, однако в последние годы стало заметно ощущаться японское влияние. На смену тихоходам приходят двигатели с двойными распределительными валами, турбонаддувом, короткими легкими поршнями. И все-таки американский двигатель по-прежнему узнаваем - под капотом американских автомобилей места достаточно. Поэтому наружные детали двигателя часто имеют вполне свободную конфигурацию, не ограниченную соображениями экономии металла, габаритов, удобства обслуживания.

Главная черта японской школы - компактность. Строго использован каждый миллиметр высоты или ширины, каждый грамм металла. Строжайшая экономия и простота конструкции - вещи вполне совместимые. Поэтому там, где в Германии ставят два распределительных вала, в Японии для привода четырех клапанов на цилиндр иногда вполне достаточно одного. Минимальные габариты характерны здесь для всех деталей - от шеек коленчатого вала и поршней до стержней

клапанов. Высокая прочность деталей часто достигается здесь не за счет легирования металла, а специальной технологией изготовления. Внешний вид двигателя японского происхождения также легко узнаваем из-за простых ажурных форм наружных элементов и деталей, а также большого числа трубопроводов и шлангов.

Общими тенденциями для современных двигателей являются уменьшение диаметра и высоты поршня при увеличении числа цилиндров, уменьшение диаметров подшипников коленчатого вала, переход к многоклапанным головкам блока, новым, ранее не применявшимся материалам и технологиям.

Огромное многообразие конструкций двигателей различных фирм далеко не всегда позволяет дать универсальные рекомендации по ремонту. При общих для всех конструкций принципах ремонта необходимо представлять особенности конструкции отдельных узлов и деталей различных двигателей. В противном случае при ремонте могут быть допущены ошибки, которые в дальнейшем приведут в лучшем случае к повторной переборке двигателя, а в худшем - к его неремонтопригодности.

2.1. Блок цилиндров

Блок цилиндров (или блок-картер) воспринимает нагрузки от вращающихся и поступательно движущихся деталей. Наиболее распространенные рядные четырехцилиндровые двигатели обычно имеют блок, отлитый из серого легированного чугуна. При этом гильзы цилиндров отлиты за одно целое с блоком (рис. 2.1), образуя рубашку охлаждения между гильзами и наружными стенками. Блок цилиндров имеет в нижней части отверстия - т.н. постели для вкладышей подшипников коленчатого вала. Постели обрабатываются на специальном прецизионном оборудовании с высокой точностью. Технология обработки блока предполагает:

- соосность отверстий всех постелей блока;
- одинаковый размер (диаметр) всех постелей (за исключением специальных конструкций);
- перпендикулярность осей постелей и цилиндров;
- параллельность плоскости разреза блока с головкой и оси постелей;
- параллельность осей постелей вспомогательных и распределительных валов (если они установлены в блоке) оси постелей коленчатого вала.

Практика показывает, что все отклонения от перпендикулярности и параллельности не должны превышать половины рабочего зазора деталей. При зазоре $0,04 \pm 0,06$ мм это составляет не более $0,02 \pm 0,03$ мм.

Постели в блоке образованы с помощью крышек коренных подшипников, болты которых перед обработкой затягиваются с определенным моментом. Форма и размер отверстий постелей после обработки обычно в той или иной степени зависит от момента затяжки болтов (рис. 2.2). Поэтому при сборке двигателя после ремонта следует придерживаться рекомендаций завода-изготовителя. Крышки подшипников обычно стягиваются болтами диаметром $10 \div 12$ мм, редко - больше. Момент затяжки болтов зависит от конструкции, в среднем для резьбы М10 он составляет $65 \div 80$ Н·м, для М12 — $90 \div 110$ Н·м. Момент затяжки болтов коренных крышек у некоторых двигателей влияет на геометрию (деформацию) цилиндров, особенно, нижней их части.

Крышки коренных подшипников обязательно центрируются на блоке, чем обеспечивается необходимая форма постели после затяжки болтов (отсутствие перекосов, овальности и конусности). Это достигается различными способами (рис. 2.3). Наиболее распространено центрирование по боковым поверхностям (варианты а и б), как наиболее простое в про-

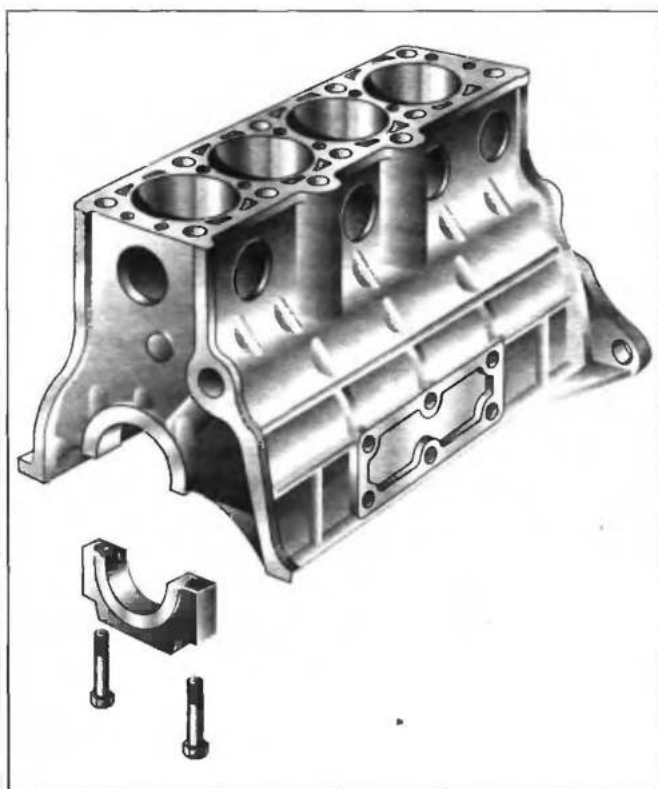


Рис. 2.1. Блок цилиндров четырехцилиндрового двигателя традиционной конструкции

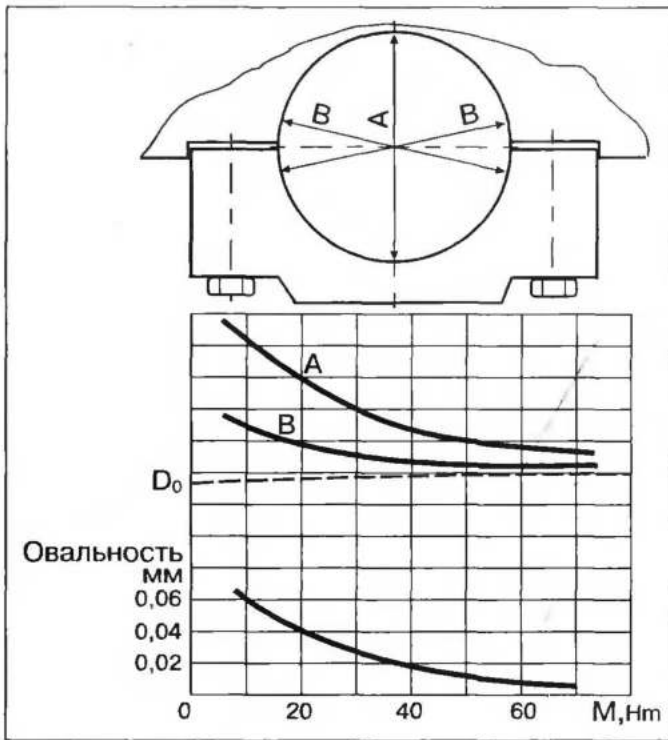


Рис. 2.2. Влияние момента затяжки болтов на размер отверстий постелей коренных подшипников коленчатого вала:
 D_0 — номинальный размер

изготовлении, хотя этот способ не обеспечивает идеальной геометрии постели. Довольно часто встречается и более точное, но сложное центрирование с помощью втулок, установленных в отверстиях блока и крышек (вариант в). Редко применяется центрирование крышки двумя штифтами (вариант г).

Резьбовые отверстия в блоке обязательно имеют поднутрение (рис. 2.3, д), в противном случае при затягивании болтов возможна деформация плоскости стыка с крышкой, из-за чего постель будет иметь неправильную форму.

Крышки коренных подшипников ставятся на блок согласно номерам, выбитым на них в порядке возрастания обычно в сторону коробки передач. Однако на некоторых двигателях (ряд моделей NISSAN, HONDA и др.) крышки изготовлены (отлиты) как одна деталь. При этом крышки связаны друг с другом перемычками (рис. 2.4). Такая конструкция повышает жесткость блока.

На некоторых двигателях NISSAN крышки коренных подшипников устанавливаются отдельно, после чего связываются специальной рамой, закрепляемой теми же болтами (рис. 2.5). Повышают жесткость и дополнительные болты, стягивающие боковые стенки картера с крышками (рис. 2.6), причем встречаются различные варианты таких конструкций (AUDI, BMW).

Жесткость является весьма важной характеристикой блока, которая определяет упругие деформации блока под действием различных сил. При работе двигателя коленчатый вал испытывает изгибающие нагрузки от сил давления газов и сил инерции, передаваемых через шатуны от поршней. От коленчатого вала нагрузки передаются на коренные опоры коленчатого вала и изгибают блок. При его недостаточной жесткости это может привести к ускоренному износу подшипников и выходу двигателя из строя.

Жесткость блока на изгиб обычно увеличивается при увеличении расстояния от плоскости разъема коренных подшипников до нижней плоскости разъема блока и поддона картера (рис. 2.7), а также с увеличением ширины блока, толщины стенок. Особенно это важно для рядных многоцилиндровых двигателей (с числом цилиндров 5+6).

Жесткость и прочность конструкции увеличивают также литые поддоны (рис. 2.8,б), выполняемые, как правило, из алюминиевых сплавов (MERCEDES-BENZ, BMW, VOLKSWAGEN и др.) с различными ребрами жесткости и усилителями.

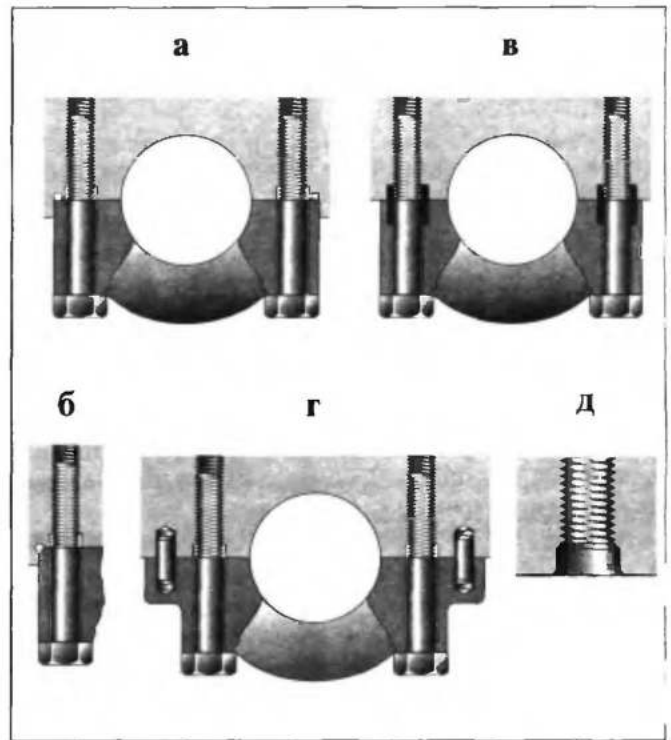


Рис. 2.3. Способы крепления крышек коренных подшипников коленчатого вала к блок-картеру

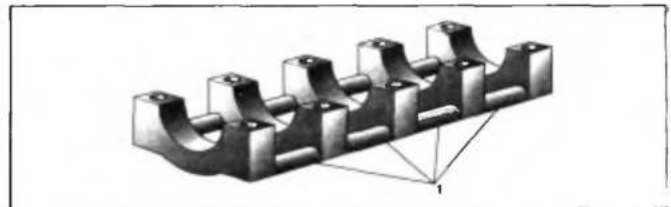


Рис. 2.4. Крышки коренных подшипников, выполненные как одна деталь:
 1 — перемычки, обеспечивающие дополнительную силовую связь

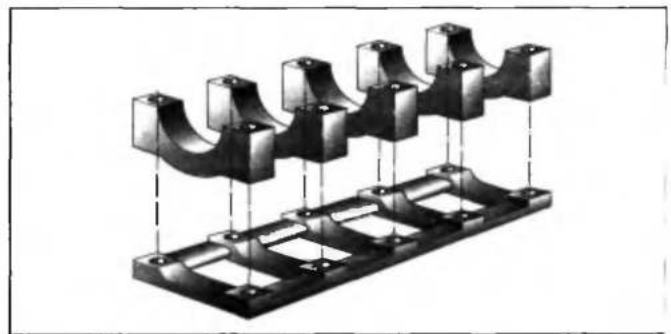


Рис. 2.5. Дополнительная рама для связи крышек коренных подшипников

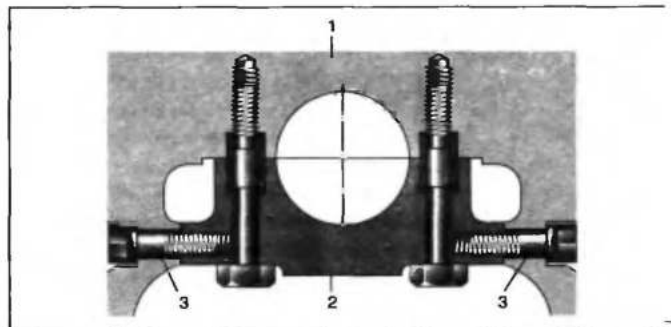


Рис. 2.6. Повышение жесткости блока установкой "боковых" болтов крышек:
 1 — блок; 2 — крышка; 3 — дополнительные "боковые" болты

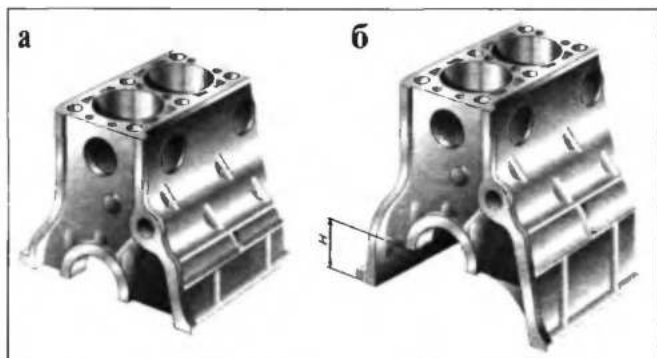


Рис. 2.7. Увеличение жесткости блок-картера (а) путем увеличения размера Н (б)

Иногда литые поддоны снабжаются внешним оребрением для охлаждения масла. Недостатком таких конструкций по сравнению со стальными штампованными поддонами (а) является опасность их разрушения при наезде автомобиля на препятствие и последующая сложность ремонта. Сочетание преимуществ двух вариантов возможно в комбинированных конструкциях (MERCEDES-BENZ), в которых основная алюминиевая часть снизу имеет небольшой штампованный поддон, обладающий возможностью деформации (рис. 2.8, в).

Исключительная жесткость блока и его опор достигнута на некоторых двигателях AUDI-VOLKSWAGEN, PORSCHE, TOYOTA и последних VOLVO и RENAULT. Здесь нижняя часть алюминиевого блока отлита как одно целое с крышками и является также как бы верхней частью поддона (рис. 2.9), а сам поддон имеет весьма небольшую высоту.

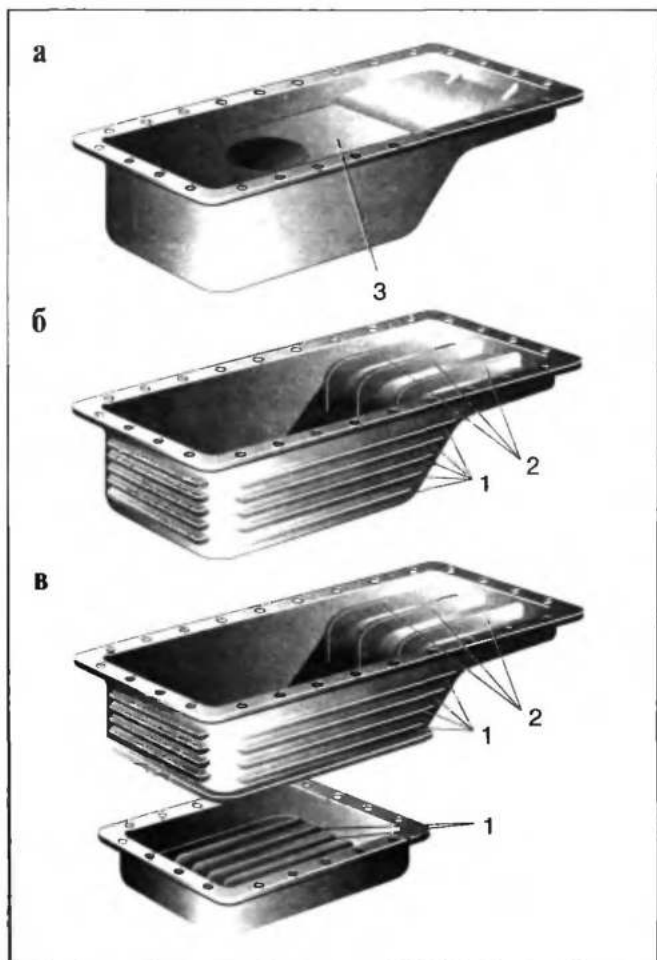


Рис. 2.8. Конструкции поддонов картера:
1 — ребра охлаждения; 2 — дефлекторы для направления потоков масла;
3 — экран

На некоторых дизельных двигателях (ALFA-ROMEO, ROVER) разъемы блока по коренным опорам нет. Разъемные сделаны сами опоры (рис. 2.10), имеющие наружный диаметр больше, чем диаметр противовесов коленчатого вала. Сборка вала с опорами производится в направлении вдоль его оси. Несмотря на большую жесткость, данная конструкция (так называемый "туннельный" блок) не получила распространения из-за сложности и увеличенной массы.

Следует отметить, что чем больше упругие деформации деталей, тем выше, как правило, их износ. Деформация блока или вала приводит к искривлению осей постелей и шеек коленчатого вала. В этом случае появляется износ, неравномерный по ширине шейки. Более того, нагрузка, передаваемая от вкладышей к постели, при периодическом искривлении осей приводит к износу поверхностей самих постелей (рис. 2.11). Такая ситуация характерна, например, для шатунных подшипников длинных валов с малым количеством опор (например, четырехопорный вал рядного шестицилиндрового двигателя).

В верхней части блока цилиндров находятся гильзы цилиндров, отлитые за одно целое со всем блоком. В большинстве конструкций сверху и снизу они связаны с наружной рубашкой блока верхней плоскостью и верхним сводом картера (рис. 2.12); толщина стенки гильзы чугунного блока составляет в среднем 5-7 мм. Встречаются блоки со стенками 10-12 мм (некоторые бензиновые и большинство дизельных двигателей).

Вокруг каждого цилиндра выполнены резьбовые отверстия для болтов крепления головки блока. Резьбовые отверстия не связываются напрямую с гильзой (рис. 2.13), что уменьшает деформацию гильзы при затяжке болтов головки. Небольшая деформация гильз при затяжке все равно проявляется, но обычно не превышает 0,010-0,015 мм, хотя может значительно

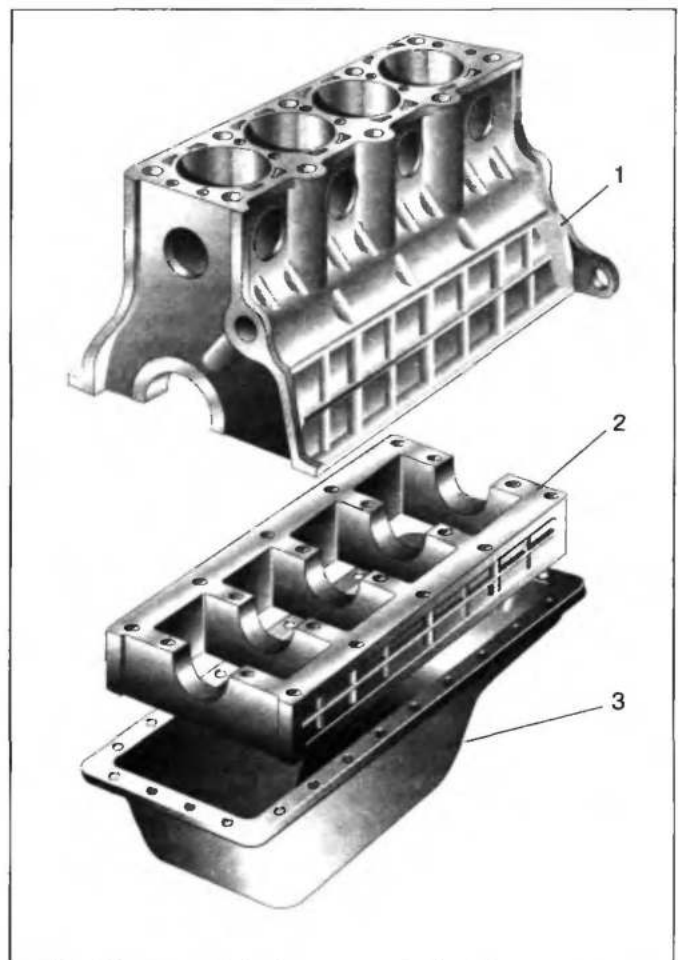


Рис. 2.9. Увеличение жесткости блока с помощью установки разъемной нижней части картера:
1 — блок; 2 — картер; 3 — поддон картера

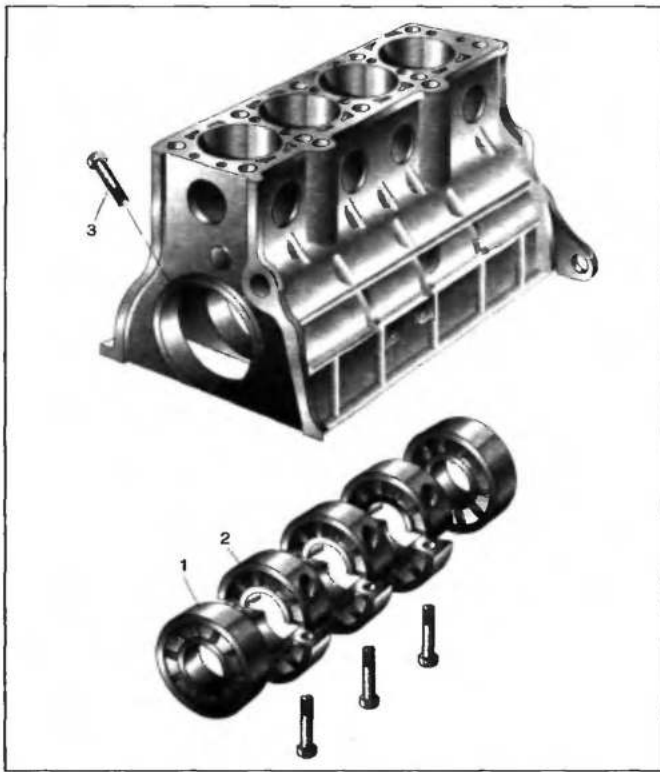


Рис. 2.10. Блок-картер туннельного типа:
1 — неразъемная опора; 2 — разъемная опора; 3 — болт, фиксирующий опору от проворачивания

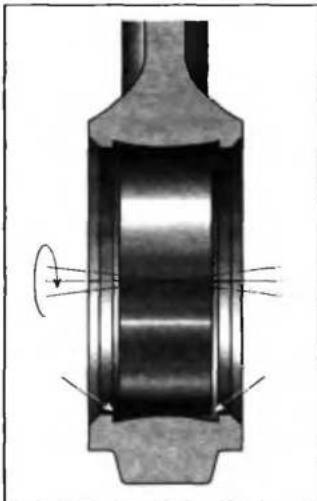


Рис. 2.11. Неравномерный износ постели шатуна. Стрелками показаны зоны максимального износа

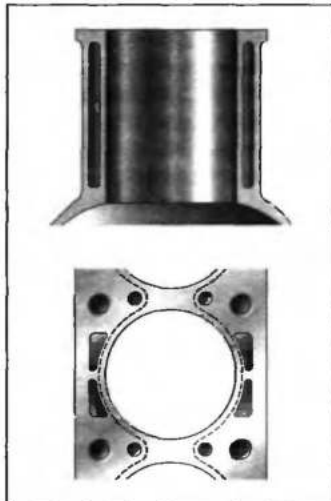


Рис. 2.12. Рубашка охлаждения блока цилиндров

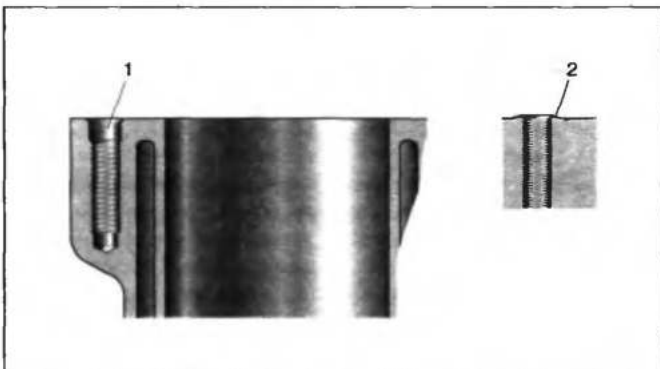


Рис. 2.13. Отверстия болтов крепления головки блока цилиндров:
1 — проточки; 2 — деформация при отсутствии проточки

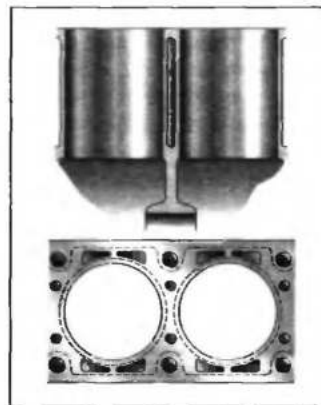


Рис. 2.14. Блок с протоками охлаждающей жидкости между цилиндрами

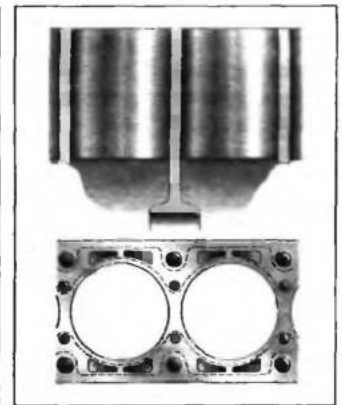


Рис. 2.15. Блок без протоков между цилиндрами

но увеличиться при излишнем затягивании болтов головки.

Между гильзами цилиндров иногда выполняют протоки охлаждающей жидкости (рис. 2.14). Такой блок менее чувствителен к перегреву, температурная деформация гильз при нагреве и охлаждении двигателя невелика, реже прогорает прокладка головки блока, особенно между цилиндрами. Однако габаритные размеры двигателя при этом возрастают, а жесткость уменьшается, вследствие чего подобная конструкция на современных двигателях применяется редко.

Более распространена конструкция без протока между гильзами (рис. 2.15), причем на некоторых двигателях толщина перемычки между цилиндрами уменьшена до 4,5÷5,0 мм. Иногда для того, чтобы уменьшить вероятность перегрева верхней части перемычки между гильзами и прогара прокладки, перемычку подрезают на некоторую глубину со стороны верхней плоскости (рис. 2.16). Для уменьшения температурных деформаций такие блоки требуют обычно более толстых стенок гильз.

Блоки данной конструкции отливаются из легированного чугуна, обеспечивающего необходимую износостойкость пар трения "гильза - поршневые кольца" и "гильза - поршень". При этом поверхности цилиндров термически или химически не обрабатываются, и на них не наносится каких-либо покрытий. В процессе длительной эксплуатации поверхности цилиндров могут несколько упрочниться вследствие воздействия повышенной температуры (сгорание, трение) и химических веществ (масло, топливо, продукты сгорания). В результате этого поверхности "закаляются" на небольшую глубину, а износостойкость цилиндров со временем может увеличиться по сравнению с "новыми" цилиндрами.

На дизельных двигателях иногда используются тонкостенные (1,5÷2,0 мм) "сухие" гильзы из износостойкого чугуна или специальной стали, запрессованные в блок из менее дорогостоящего серого чугуна, хотя такая конструкция ограничивает ремонтное увеличение диаметра цилиндра (рис. 2.17). Для сопряжения с другими деталями (коленчатый вал, крышки, го-

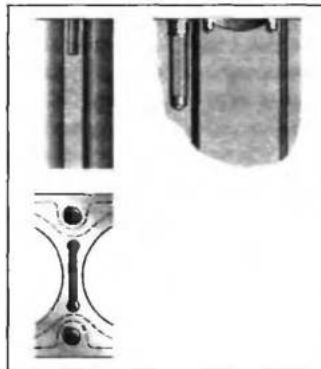


Рис. 2.16. Подрезка перемычки в верхней части блока



Рис. 2.17. Сухая гильза

ловка, коробка передач) применение дефицитного металла необязательно. Кроме того, чугунный блок цилиндров, имея преимущества в технологичности с точки зрения серийного производства, обладает большой массой. Поэтому иногда находят применение другие конструкции, наиболее распространенными из которых являются алюминиевые блоки с "сухими" или "мокрыми" гильзами, а также с различными износостойкими покрытиями зеркала цилиндров.

Двигатели многих моделей фирм HONDA, SUBARU, SUZUKI, а также некоторые последние двигатели VOLVO и GM имеют алюминиевый блок с залитыми в него "сухими" тонкостенными гильзами из износостойкого чугуна. При этом верхняя часть гильз часто не связывается с рубашкой блока для исключения температурных и силовых деформаций (рис. 2.18). Такая конструкция обеспечивает небольшую массу двигателя, не меняя технологии его ремонта (расточка и хонингование цилиндров в ремонтный размер). На некоторых современных японских двигателях (TOYOTA), а также на американских, разработанных при участии японских фирм (например, SATURN) блок с "сухими" гильзами не отливают, а спекают из гранул. Это позволяет значительно увеличить легирование алюминия кремнием и уменьшить коэффициент линейного расширения материала блока, приблизив его к коэффициенту линейного расширения чугуна (методом литья получить сплав с содержанием кремния более 14% сложно). Это необходимо и для обеспечения стабильного зазора в коренных подшипниках коленчатого вала, т.к. большой коэффициент линейного расширения алюминиевого сплава при нагревании может дать нежелательное увеличение размера постели на $0,02\pm 0,04$ мм. Иногда для исключения этого явления у алюминиевых блоков крышки коренных подшипников делают из чугуна (GM, RENAULT и др.).

На двигателях, устанавливаемых на автомобили представительского класса, некоторые фирмы используют алюминиевые блоки со специальными покрытиями. Так, на V-образном 12-цилиндровом двигателе M120 автомобиля MERCEDES-BENZ 600SL, двигателе M70 BMW 750/850, PORSCHE 928 V8, а также AUDI V8 и некоторых других при отливке блока по специальной технологии достигается направленная кристаллизация кремния у поверхности зеркала цилиндров. Последующим травлением поверхности с нее удаляется алюминий, и после окончательной обработки здесь остается чистый кремний. Такие гильзы в паре с поршнем, имеющем гальваническое покрытие железом, и хромированными кольцами обладают исключительно высокой износостойкостью. Недостатками конструкции являются сложность изготовления и ремонта (требуются специальные ремонтные технологии), а также ее чувстви-

тельность к некачественной и недостаточной смазке.

Еще реже встречаются алюминиевые блоки со специальным очень твердым гальваническим покрытием цилиндров типа НИКАСИЛ (никель с частицами карбида кремния). Проблемы здесь остаются те же, что и в предыдущем случае, но ремонт более сложен, т.к. из-за малой толщины покрытия возможно только незначительное увеличение диаметра цилиндра. Такая конструкция блока использована на последних двигателях V8 фирмы BMW (модели 730 и 740). На двигателях NISSAN допускается один ремонт ($+0,2$ мм), причем подобные блоки можно обрабатывать только хонинговальными головками с жесткой подачей абразивных брусков (см. раздел 9.2.).

Существенным преимуществом алюминиевых блоков цилиндров с различными покрытиями рабочей поверхности является стабильность зазора между поршнем и цилиндром в широком диапазоне температур, чего невозможно добиться в конструкциях с чугунными блоками или гильзами цилиндров. При близких коэффициентах линейного расширения алюминиевых сплавов поршня и гильзы цилиндра при увеличении температуры с -20°C до $+100^{\circ}\text{C}$ зазор в цилиндре неработающего двигателя изменяется в пределах $0,02\pm 0,04$ мм, в то время как у того же поршня в чугунном цилиндре — от $0,01$ до $0,10$ мм. Более стабильный зазор позволяет добиться и более высокого ресурса пары "цилиндр-поршень" за счет отсутствия "качания" поршня при слишком большом и "прихватывания" при чрезмерно малом зазоре в цилиндре.

Несколько более распространены конструкции алюминиевых блоков с "мокрыми" чугунными гильзами. Их широко применяют, в основном, французские (PEUGEOT, RENAULT, CITROEN) и итальянские (FIAT, ALFA ROMEO) фирмы. Встречается такая конструкция и на некоторых американских автомобилях прошлых лет выпуска (CADILLAC), а также на автомобилях VOLVO с двигателями французской разработки. Здесь нижняя часть чугунной или стальной гильзы вставлена в соответствующую расточку в алюминиевом блоке, причем так, чтобы верхняя плоскость гильзы имела некоторое превышение ($0,03\pm 0,07$ мм) над плоскостью рубашки блока (рис. 2.19). Обычно внизу гильза герметизируется резиновыми уплотнительными кольцами, а сверху уплотнение по плоскости гильзы достигается сильной деформацией прокладки.

В некоторых конструкциях дизельных двигателей (ALFA ROMEO) гильза в блоке зажата только по верхнему бурту, в то время как остальная ее часть свободна и не испытывает силовых нагрузок от затяжки головки (рис. 2.20). При этом гильза может быть сделана существенно тоньше, однако для жесткости конструкции приходится увеличивать толщину наружных

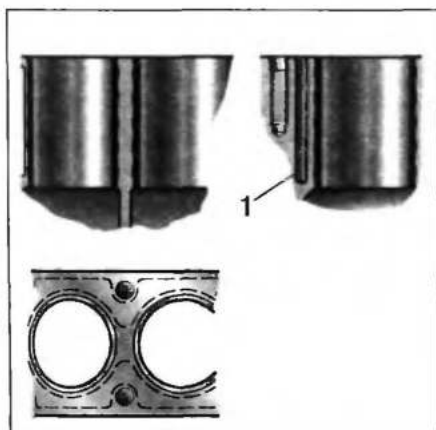


Рис. 2.18. Алюминиевый блок с "сухими" чугунными гильзами:
1 — связь гильзы и рубашки по верхней плоскости обычно отсутствует

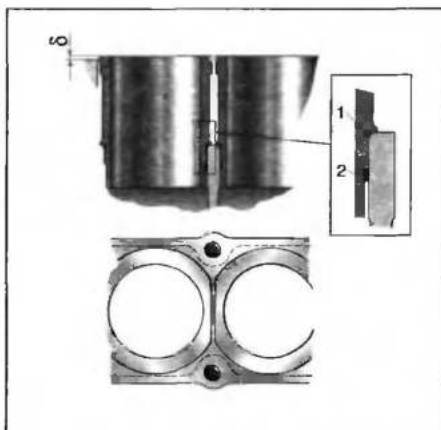


Рис. 2.19. Алюминиевый блок с "мокрыми" гильзами, имеющими опору в нижней части блока:
1 — уплотнение резиновыми кольцами (применяется наиболее часто); 2 — дополнительное кольцо иногда применяется на новых двигателях;
δ — превышение гильзы над плоскостью блока

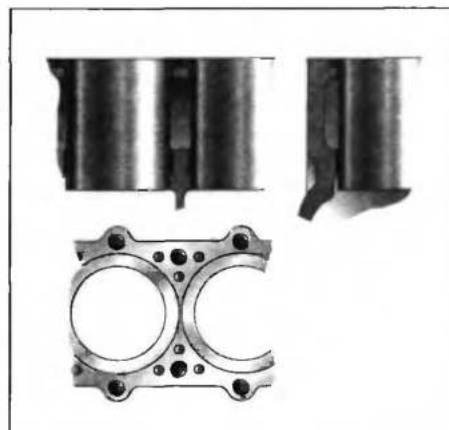


Рис. 2.20. Чугунный блок с "мокрыми" гильзами, опирающимися на верхнюю часть блока

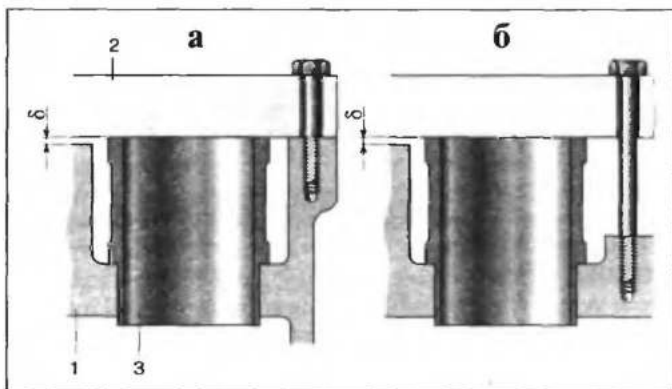


Рис. 2.21. Схема установки болтов крепления головки блока с "мокрыми" гильзами:
 а — резьбовые отверстия в блоке выходят на верхнюю плоскость;
 б — резьбовые отверстия опущены ниже плоскости; 1 — блок цилиндров;
 2 — головка блока; 3 — гильза

стенки рубашки блока и, особенно, его верхней части. Из-за этого подобные конструкции не получили распространения.

Для того, чтобы в процессе нагрева или охлаждения двигателя не происходила разгерметизация стыка гильзы и головки блока, резьбовые отверстия у алюминиевых блоков приходится опускать значительно ниже верхней плоскости. Это связано с различными коэффициентами расширения материалов гильзы и блока. Так, конструкция крепления головки алюминиевого блока с "мокрыми" чугунными гильзами, выполненная аналогично традиционным чугунным блокам (рис. 2.21, а), при нагреве дает увеличение усилия стягивания головки с блоком при ослаблении сжатия гильзы. В то же время длинные болты или шпильки незначительно уменьшают усилие сжатия гильзы при нагреве (рис. 2.21, б). На некоторых двигателях (VOLVO, RENAULT и др.) используются длинные, так называемые анкерные болты, стягивающие одновременно головку блока, блок с "мокрыми" гильзами и крышки коренных подшипников коленчатого вала (рис. 2.22). Такие болты обычно делают сравнительно небольшого диаметра из материала, имеющего высокую прочность и упругость. При нагреве двигателя алюминиевые детали расширяются, однако усилие стяжки сильно не возрастает из-за большой упругой деформации длинных болтов.

На некоторых двигателях прошлых лет выпуска иногда применялись "мокрые" гильзы в чугунном блоке (RENAULT, VOLVO, ALFA ROMEO и др.).

В целом блоки с "мокрыми" гильзами, несмотря на определенные достоинства, связанные с уменьшением массы и возможностью применения специальных износостойких материалов гильз, имеют существенные недостатки с точки зрения эксплуатации и ремонта. В частности, при перегреве двигателя воз-

растание усилий сжатия гильзы нередко приводит к деформации прокладки с потерей герметичности стыка при последующем охлаждении. Уплотнение гильзы снизу также нередко со временем теряет герметичность из-за коррозии посадочных поверхностей. При ремонте двигателя растачивание и хонингование гильзы, как правило, не предусматривается вследствие больших трудностей получения правильной геометрической формы цилиндра. В ремонтный комплект поршневой группы из-за этого обычно входят и гильзы, что увеличивает стоимость ремонта, особенно, если двигатель имеет большое число цилиндров.

При затяжке болтов крепления головки "мокрые" гильзы обычно деформируются несколько больше, чем гильзы, выполненные за одно целое с блоком. Это связано с большими напряжениями сжатия "мокрых" гильз и требует некоторого увеличения рабочего зазора между поршнем и цилиндром, а, значит, и более высоких и тяжелых поршней. Следует отметить, что при перетяжке болтов головки сама головка блока вследствие превышения гильз над верхней плоскостью блока также может деформироваться вплоть до появления в ней продольных трещин.

Двигатели с оппозитным (противоположным) расположением цилиндров (VOLKSWAGEN, PORSCHE, SUBARU) обычно имеют разъемный картер, в котором плоскость разъема проходит через ось коленчатого вала (рис. 2.23), а при нижнем расположении распределительного вала (VOLKSWAGEN) также и через его ось. Такие двигатели, как правило, неудобны при обслуживании и ремонте. Сейчас такая схема используется редко и, в основном, только фирмами PORSCHE и SUBARU.

На одной из последних моделей двигателей фирмы VOLKSWAGEN появилась так называемая схема VR, представляющая комбинацию рядного и V-образного шестицилиндрового двигателя. Если угол развала между цилиндрами мал - порядка $15-20^\circ$, то при расположении цилиндров в шахматном порядке такой блок будет ненамного длиннее обычного четырехцилиндрового. В то же время в подобной конструкции, в отличие от традиционных V-образных двигателей, необходима только одна общая головка блока цилиндров и невелика ширина всего агрегата. Все это позволило использовать двигатели VR6 на переднеприводных автомобилях малого класса, где традиционным двигателям V6 и R6 не хватает места. Разработан и 12-цилиндровый V-образный двигатель из двух блоков VR6, а также двигатель VR5.

В блоке цилиндров обычно расположены каналы подвода масла к опорам коленчатого вала и к головке цилиндров. У V-образных двигателей с нижним расположением распределительного вала (рис. 2.24) имеются также каналы подвода масла к опорам распределительного вала и гидротолкателям. Нередко главные каналы выполнены в еще сквозных отверстиях вдоль блока, а с обоих концов таких каналов устанавливают

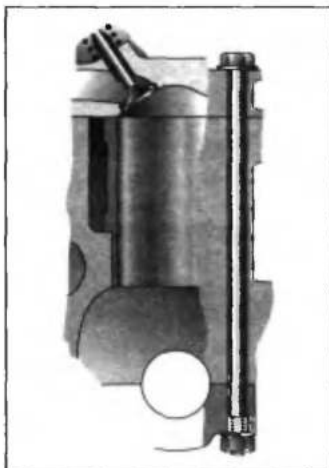


Рис. 2.22. Крепление головки блока анкерными болтами

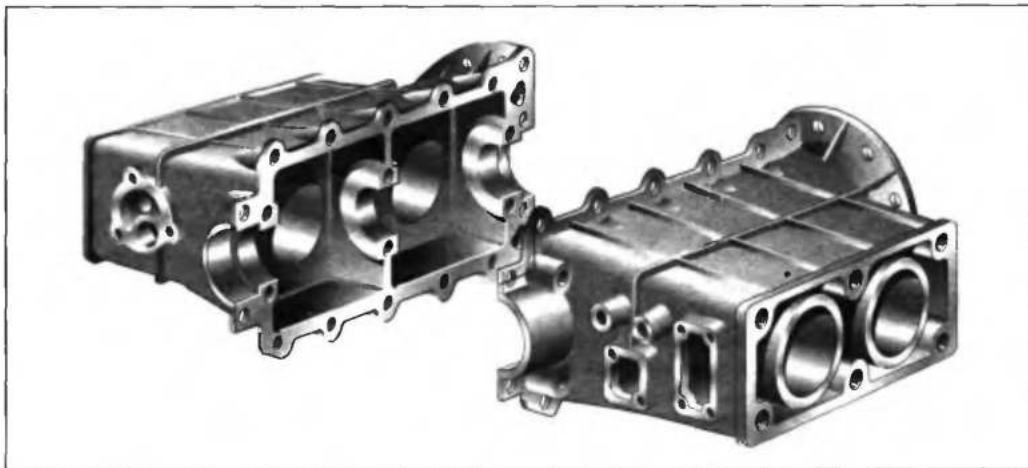


Рис. 2.23. Разъемный блок-картер двигателя с оппозитным расположением цилиндров

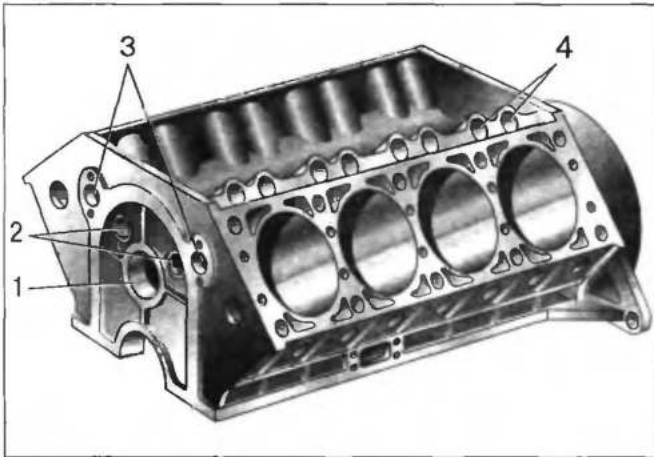


Рис. 2.24. Блок цилиндров двигателя классической американской компоновки V8:
1—постели распределительного вала; 2—заглушки продольных масляных каналов; 3—отверстия системы охлаждения; 4—отверстия гидротопкаателей;

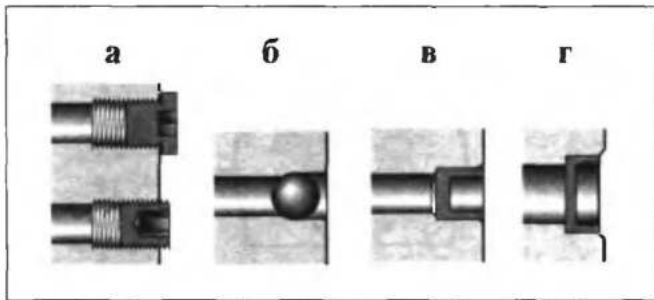


Рис. 2.25. Заглушки масляных каналов и каналов системы охлаждения:
а — резьбовая пробка; б — шарик; в, г — пробки, устанавливаемые на прессовой посадке

ся заглушки. Расположение каналов имеет важное значение в случае разрушения шатуна. Так, у рядного двигателя низко расположенный канал может быть выбит шатуном вместе с куском стенки блока, что серьезно затруднит последующий ремонт или даже сделает его невозможным.

Заглушки масляных каналов у большинства двигателей выполняются с резьбой (рис. 2.25). На некоторых двигателях (OPEL, TOYOTA) заглушки иногда делают в виде стальных шариков, забиваемых в отверстие канала при сборке блока. Заглушки в виде пробок также имеют распространение (BMW), причем как для масляных каналов, так и для рубашки охлаждения.

С точки зрения ремонта важно, чтобы была возможность при необходимости снять заглушки, когда требуется очистить каналы от частиц грязи и металла (особенно после разрушения шатунных подшипников). Это легко можно сделать при резьбовых заглушках, в то время как пробки могут быть сняты только высверливанием. Шарик же практически не вынимается, что может привести к повреждению новых подшипников после ремонта из-за попадания в них грязи из глухих полостей масляных каналов.

В блоке могут быть расположены вспомогательные или балансирные валы со своими опорами, к которым также подводится масло (обычно от главного канала). Дополнительно масло подводится и к гидравлическому натяжителю цепи, если он присутствует в конструкции двигателя.

2.2. Кривошипно-шатунный механизм

Кривошипно-шатунный механизм двигателя, включающий коленчатый вал, подшипники и шатуны, предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение коленчатого вала и сил давления газов на поршни в крутящий момент на валу.

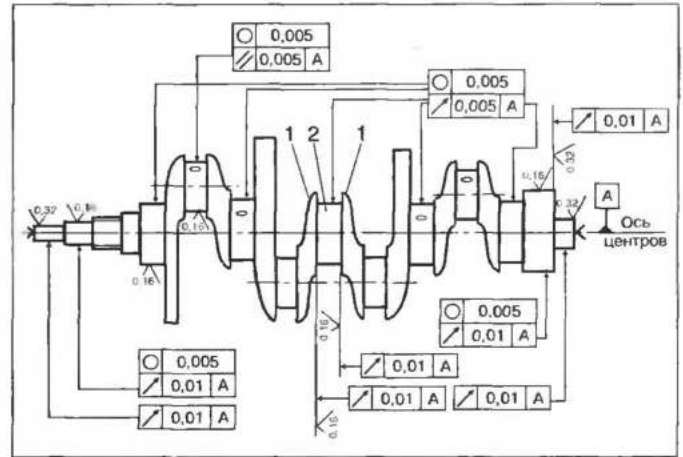


Рис. 2.26. Схема и основные требования к качеству и расположению поверхностей коленчатого вала:
1 — щека; 2 — шейка

2.2.1. Коленчатый вал

Коленчатый вал - одна из наиболее ответственных, дорогостоящих, а также сложных в ремонте деталей. Основные требования к коленчатому валу современного двигателя:

высокая точность всех поверхностей, сопрягаемых с другими деталями КШМ;

высокая износостойкость и качество поверхностей подшипников скольжения;

низкая масса, высокая усталостная прочность; уравновешенность.

Коленчатые валы большинства автомобильных двигателей - литые, из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. На высокофорсированных двигателях иногда применяются кованые валы из высокопрочной легированной стали. Коленчатый вал состоит из колен (рис. 2.26), представляющих собой две щеки 1, соединенные шейкой 2. Поверхности шеек термообработываются для повышения их твердости и износостойкости (чугунные - токами высокой частоты ТВЧ, а стальные - азотируются на глубину до $0,5 \div 0,8$ мм). Щеки коленчатого вала могут быть как с противовесами, так и без них, причем конструкция вала, количество и расположение шатунных шеек и противовесов определяется конструктивной схемой двигателя. Диаметры шатунных шеек у большинства двигателей легковых автомобилей лежат в пределах $40 \div 55$ мм, а коренных - $50 \div 70$ мм. Меньшие значения относятся, в основном, к двигателям малого рабочего объема (до 1600 см^3) выпуска после 1980-1985 гг., большие - к двигателям большого объема, а также к дизелям и к двигателям прошлых лет выпуска в целом. Наименьшие размеры шеек имеют, как правило, японские и некоторые европейские двигатели. Следует отметить, что встречаются двигатели с различными размерами коренных шеек на коленчатом валу. Иногда одна или несколько шеек имеют несколько уменьшенный диаметр (обычно на $0,01 \div 0,02$ мм). Это делается для увеличения зазора в подшипниках, которые склонны к задирам и подклиниванию (из-за недостаточной прокачки масла). Встречаются также конструкции с увеличенным на $3 \div 5$ мм диаметром задней коренной шейки. Обычно это делается на дизелях, где устанавливаются массивные маховики, и задняя опора сильно нагружена (FORD, ALFA ROMEO и др.).

Коленчатый вал является прецизионной (т.е. очень точной) деталью. Диаметры шеек вала и хвостовика обычно выдерживаются с точностью до $0,015$ мм. Очень большое значение для нормальной работы коренных подшипников имеет взаимное биение коренных шеек, которое у новых валов не превышает $0,005 \div 0,008$ мм. Для работоспособности шатунных подшипников наиболее важным является перекос осей шатунных и коренных шеек, который не должен превышать $0,03 \div 0,05$ мм на длине вала. Общие требования ко всем шейкам - овальность и

конусность не более 0,005 мм. Для нормальной работы упорного подшипника необходимо обеспечить биение соответствующих торцевых поверхностей коленчатого вала не более 0,01 мм и заданный размер между ними с точностью до 0,015–0,025 мм.

Помимо работоспособности подшипников должна быть обеспечена и герметичность сальниковых манжетных уплотнений вала. Это достигается чистотой и точностью выполнения поверхностей под передний и задний сальники (биение не более 0,01 мм относительно коренных шеек). Если передний сальник работает на поверхности деталей, установленных на хвостовике коленчатого вала (шквив или специальное кольцо), то биение хвостовика также не должно превышать 0,01 мм относительно коренных шеек. Шероховатость поверхности под кромку сальника не должна быть больше R_a 0,16 мкм. Биение хвостовика свыше 0,015–0,025 мм сокращает срок службы зубчатого ремня или цепи привода распределительного вала из-за возникновения циклических усилий в этих элементах.

Задний фланец коленчатого вала и центрирующий пояс, используемые для посадки и крепления маховика, также должны иметь допуск на биение относительно коренных шеек не более 0,01 мм. В противном случае маховик получает большой дисбаланс и становится незаменимым с коленчатым валом, что является нетехнологичным для ремонта.

Все поверхности скольжения коленчатого вала должны иметь высокую чистоту, достигаемую суперфинишной обработкой (полированием) после шлифования. Это позволяет уменьшить износ подшипников и сальников и ускорить их первоначальную приработку за счет сглаживания микронеровностей на рабочих поверхностях.

Технологической базой, относительно которой ведется обработка и проверка всех поверхностей вала, является ось передней и задней центровых фасок (рис. 2.27). Поскольку вал в двигателе вращается в коренных подшипниках, то ось между крайними коренными шейками часто используется как измерительная база при проверке вала на призмах (см. разделы 9.3., 9.4.) для определения его деформации.

При работе двигателя на коленчатый вал действуют силы инерции от поступательно движущихся масс (поршень, поршневой палец и верхняя часть шатуна), центробежные силы от неуравновешенных масс и моменты от этих сил (рис. 2.28). Силы инерции и моменты от них при вращении вала с постоянной частотой изменяются как по величине, так и по направлению, в то время как центробежные силы по величине остаются постоянными. Различают силы и моменты первого порядка, изменяющиеся с частотой вращения, и второго порядка, изменяющиеся с частотой, вдвое большей частоты вращения.

Силы и моменты, действующие на вал, через подшипники вала передаются на блок цилиндров и далее через опоры двигателя на кузов автомобиля. При этом двигатель считается уравновешенным, если на его опоры на постоянном режиме работы действуют неизменные силы и моменты. Переменные усилия на опорах вызывают неуравновешенность двигателя, из-за чего возникает вибрация как двигателя, так и кузова автомобиля. Вибрации могут возникать не только от механической части двигателя (плохая уравновешенность, большая разница размеров и масс деталей и т.д.), но и от неравномерности крутящего момента двигателя из-за неисправности различных систем, когда, например, подача топлива и момент зажигания существенно различаются по цилиндрам.

Несколько снизить вибрации помогает специальная конструкция опор двигателя (например, с жидкостными демпферами).

При производстве двигателя добиваются сведения к минимуму всех сил инерции и моментов от них. Это достигается уравновешиванием двигателя путем балансировки коленчатого вала, маховика, подбором масс шатунов и поршней и т.д. Однако далеко не все силы инерции и моменты могут быть полностью уравновешены. Наличие таких сил и моментов во многом определяется конструктивной схемой двигателя - в

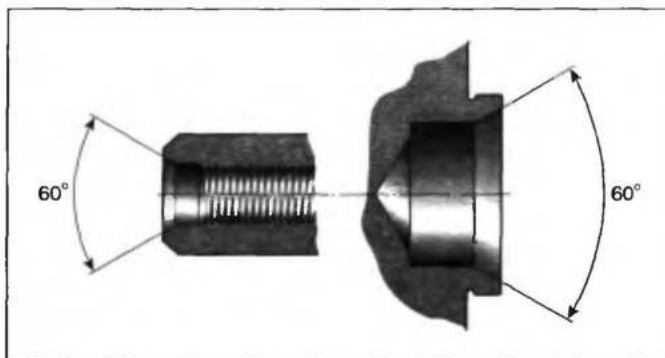


Рис. 2.27. Типовая конфигурация центровых фасок коленчатого вала

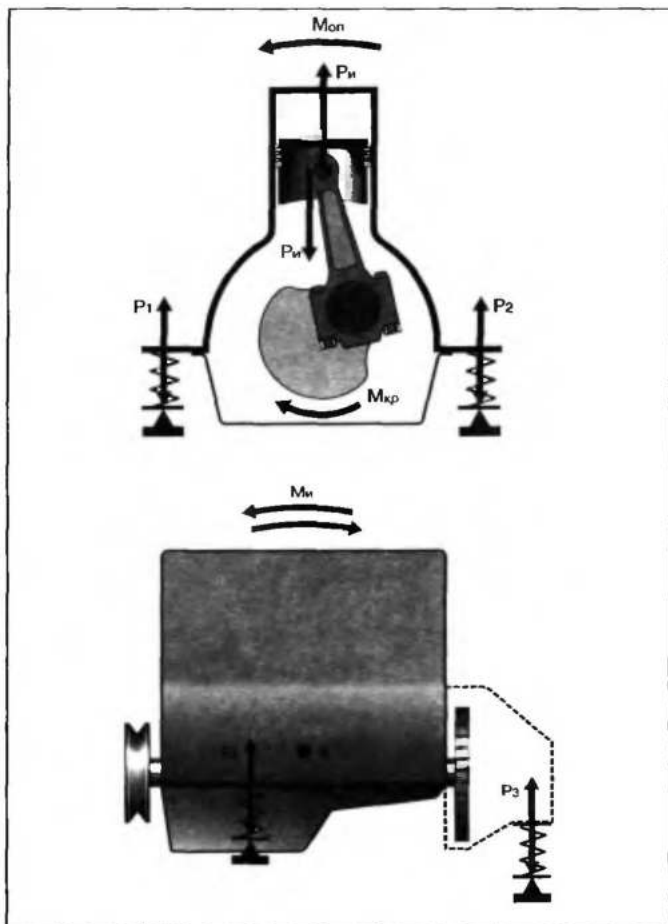


Рис. 2.28. Силы и моменты, возникающие в двигателе и воспринимаемые опорами и кузовом автомобиля.











A — центр масс; P_n — силы инерции поступательно движущихся масс; M_n — моменты от сил инерции, разворачивающие двигатель вокруг центра масс; $M_{кр}$ — крутящий момент; $M_{оп}$ — опрокидывающий момент; P_1, P_2, P_3 — силы реакции опор двигателя

основном, количеством и расположением цилиндров.

Анализ данных табл. 2.1 показывает, что некоторые схемы могут иметь такие силы и моменты. В зависимости от их величин в реальных конструкциях применяют различные способы уравновешивания. Некоторые силы и моменты могут оставаться неуравновешенными. Тогда они частично поглощаются опорами, а частично передаются на кузов. При этом двигатель считается частично уравновешенным. Принципиально может быть полностью уравновешен двигатель любой схемы с любым количеством цилиндров. Но это требует применения уравновешивающих механизмов (балансирных валов) и всегда существенно усложняет конструкцию, поэтому такие способы уравновешивания применяются довольно редко.

При выполнении ремонта двигателя следует стремиться сохранить его уравновешенность. Если это не удастся, прихо-

Таблица 2.1. Неуравновешенные силы инерции и моменты от этих сил у двигателей легковых автомобилей

Число цилиндров	Угол между цилиндрами	Схема расположения кривошипов	Угол между кривошипами	Порядок работы цилиндров	центробежная сила от неуравновешенных масс	Неуравновешенные силы инерции				Возможность динамической балансировки без масс шатунов
						I порядка	II порядка	I порядка	II порядка	
2	0°		360°	1—2	1	2	3	—	—	нет
3	0°		120°	1—2—3	—	—	—	2	4	нет
4	0°		180°	1—3—4—2 1—2—4—3	—	—	3*	—	—	есть
4	180°		180°	1—4—2—3 1—3—2—4	—	—	—	—	4	есть
5	0°		72°	1—2—4—5—3	—	—	—	1	4	нет
6	0°		120°	1—5—3—6—2—4 1—4—2—6—3—5 1—3—5—6—4—2	—	—	—	—	—	есть
6	75° 90°		60° 30°	1—2—3—4—5—6 1—6—5—2—3—4	—	—	—	1	4	нет
6	180°		60°	1—4—5—2—3—6	—	—	—	—	—	нет
8	90°		90°	1—5—6—3—4—2—7—8	—	—	—	1	—	нет
12	60°		60°	1—12—9—4—5—8—11—2— 3—10—7—6	—	—	—	—	—	есть

1 — уравниваются точным подбором массы противовесов к массе нижних головок шатунов; 2 — уравниваются с помощью дополнительного вала, вращающегося с частотой вращения коленчатого вала; 3 — могут быть уравновешены с помощью дополнительных балансирных валов, вращающихся с удвоенной частотой; 4 — обычно оставляют неуравновешенными из-за их небольшой величины;

* — только для некоторых двигателей, в основном, большого рабочего объема

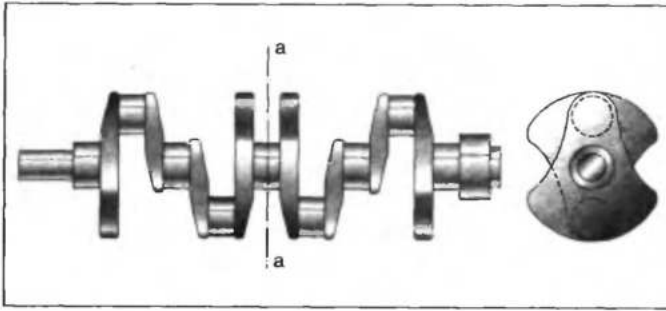


Рис. 2.29. Коленчатый вал рядного четырехцилиндрового двигателя с одинарными противовесами:
а-а — плоскость симметрии

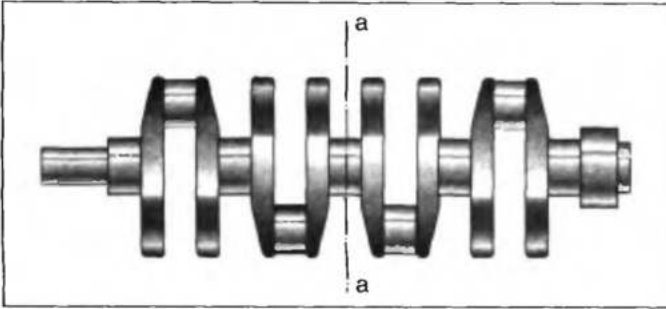


Рис. 2.30. Коленчатый вал с двойными противовесами

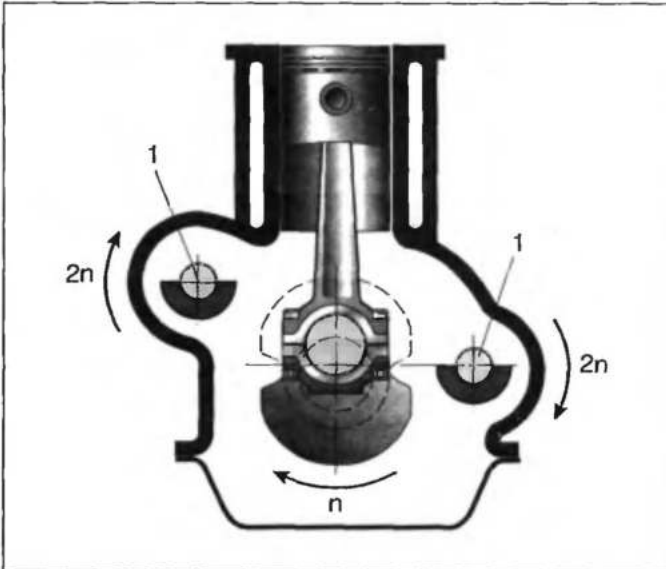


Рис. 2.31. Установка балансирных валов рядного четырехцилиндрового двигателя:
1 — балансирные валы

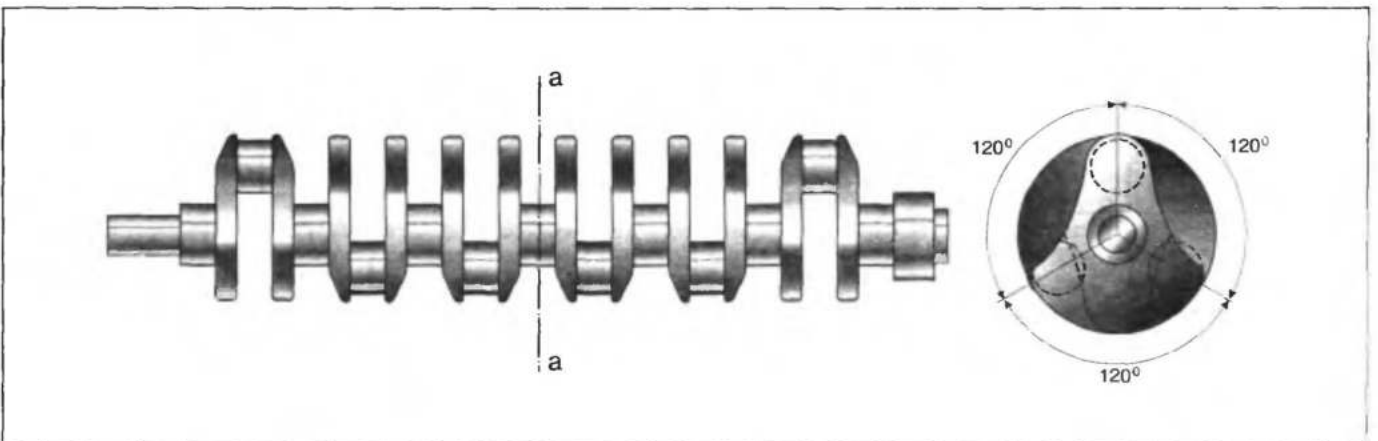


Рис. 2.32. Семиопорный коленчатый вал рядного шестицилиндрового двигателя:
а-а — плоскость симметрии

дится прибегать к балансировке коленчатого вала и маховика (см. раздел 9.4.).

Рассмотрим более подробно схемы коленчатых валов двигателей, наиболее распространенных на иностранных легковых автомобилях. Двигатели классической схемы (рядные четырехцилиндровые) в подавляющем большинстве имеют пятиопорный коленчатый вал с противовесами (рис. 2.29). Конструкции с тремя опорами в настоящее время уже практически не встречаются из-за их недостаточной прочности и жесткости при высоких частотах вращения.

Вал с одинарными противовесами применяется обычно при небольших диаметрах цилиндра и легких поршнях и шатунах. Тогда уравнивание массы нижней головки шатуна может быть выполнено одним противовесом, примыкающим к соответствующей шатунной шейке.

Если масса шатуна велика, а также в случае малых габаритов двигателя, узких шейках малого диаметра и т.д., одного противовеса может оказаться недостаточно. Недостаточная масса противовесов приводит к изгибу коленчатого вала и увеличению нагрузки на подшипники, хотя действующие здесь неуравновешенные силы и моменты как бы замыкаются внутри двигателя и не вызывают каких-либо вибраций. Тогда для снижения нагрузок на коренные подшипники применяют двойные противовесы (рис. 2.30).

При рабочем объеме четырехцилиндрового рядного двигателя свыше 1,8÷2,0 л неуравновешенные силы инерции второго порядка (см. табл. 2.1) становятся достаточно большими, и, несмотря на самую сложную конструкцию опор двигателя, на кузов передаются значительные вибрации. Для полного уравнивания рядных четырехцилиндровых двигателей с объемом свыше 1,6 л фирма MITSUBISHI с конца 70-х годов использует два балансирных вала, вращающихся в разные стороны с удвоенной частотой. В последние годы такой способ стали применять фирмы VOLVO, HONDA, GM и др. (рис. 2.31).

Несмотря на полную уравновешенность и практическое отсутствие каких-либо вибраций рядные четырехцилиндровые двигатели с балансирными валами в эксплуатации менее надежны. Это связано с весьма высокой частотой вращения балансирных валов, нагрузками на их подшипники и элементы привода. Указанные особенности конструкции делают такие двигатели и более сложными в ремонте.

У четырехцилиндрового рядного двигателя угол между парами шатунных шеек равен 180°, поэтому такой вал называется "плоским". У вала рядного шестицилиндрового двигателя пары шатунных шеек развернуты друг относительно друга на 120° (рис. 2.32). При этом так же, как и для четырехцилиндрового двигателя, коленчатый вал как бы симметричен относительно средней коренной шейки. Такие валы не имеют неуравновешенных моментов (табл. 2.1). На практике это означает, что даже при отсутствии противовесов такие валы не создают

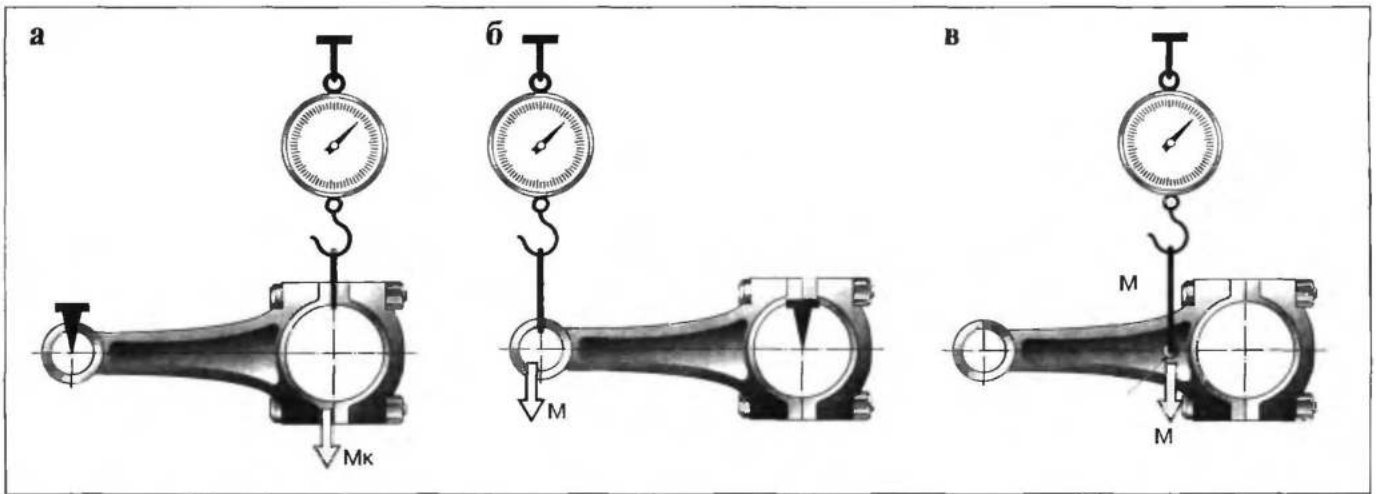


Рис. 2.33. Схема измерения приведенных масс шатунов: а — к кривошипу M_k ; б — к поршню M_p ; в — суммарная масса шатуна $M_{ш}=M_p+M_k$; цт — центр тяжести (масс) шатуна

повышенных вибраций. Соответствие масс шатунов и противовесов здесь влияет только на нагрузки на коренные подшипники. Следовательно, "симметричные" валы, в отличие от валов других схем, будут уравновешены и без учета масс шатунов. Это свойство определяет существенно более простую динамическую балансировку таких валов (см. раздел 9.4.). Другими словами, у рядных четырех- и шестицилиндровых двигателей для уравновешенности достаточно обеспечить одинаковую массу шатунов, в то время как в других схемах, помимо этого, еще и соответствие масс шатунов и противовесов.

Следует отметить, что в данном случае речь идет не о всей массе шатуна, а только о массе нижней его головки, поскольку эта часть совершает вращательное движение и уравновешивается противовесом. Масса нижней головки шатуна может быть определена ее взвешиванием при шарнирной опоре на оси отверстия верхней головки (рис. 2.33). Аналогично определяется масса шатуна, отнесенная к поршню, но при этом опора должна быть на оси отверстия нижней головки. В сумме обе массы дают массу всего шатуна.

Если рядные четырехцилиндровые двигатели выпускают едва ли не все известные фирмы, то рядные шестицилиндровые двигатели встречаются реже (BMW, MERCEDES-BENZ, TOYOTA, NISSAN, VOLKSWAGEN, VOLVO, OPEL). Шестицилиндровые двигатели имеют большую длину, не позволяющую, например, скомпоновать их в автомобиле поперечно.

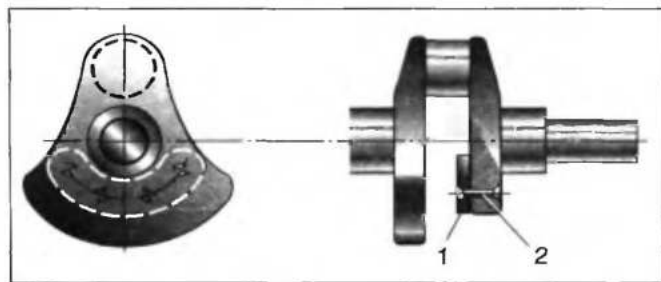


Рис. 2.34. Дополнительный противовес, устанавливаемый на основном при ограниченных его габаритах: 1 — дополнительный противовес; 2 — заклепки

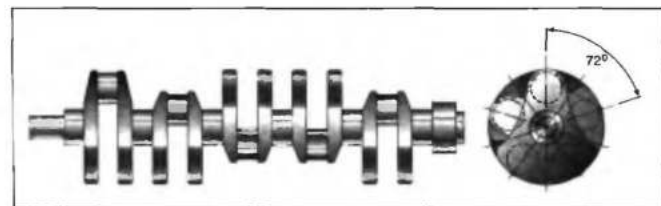


Рис. 2.35. Схема коленчатого вала рядного 5-цилиндрового двигателя — плоскость симметрии отсутствует

Однако в отличие от многих других схем рядный шестицилиндровый двигатель полностью уравновешен, т.е. не имеет каких-либо неуравновешенных сил инерции и моментов от этих сил. Именно это обстоятельство определяет его использование на автомобилях высокого класса.

Рядные "шестерки" в подавляющем большинстве случаев имеют семиопорные коленчатые валы, обеспечивающие жесткость конструкции при высокой частоте вращения. Четырехопорные валы в настоящее время становятся редкостью. Такие валы испытывают обычно большие деформации при работе двигателя. Чтобы их ограничить, приходится увеличивать диаметры шеек и толщину щека, что ведет к возрастанию массы вала и всего двигателя.

Иногда на коленчатом валу рядного шестицилиндрового двигателя один из противовесов получается с уменьшенным радиусом из-за необходимости компоновки вспомогательных агрегатов вблизи вала (MERCEDES-BENZ). В таких случаях может быть использован дополнительный противовес, устанавливаемый на основном противовесе меньшего радиуса с помощью заклепок (рис. 2.34).

Вместо 6-цилиндрового рядного двигателя некоторые фирмы используют 5-цилиндровый (AUDI, HONDA, MERCEDES-BENZ, VOLVO). Такой двигатель занимает промежуточное положение по уравновешенности, габаритам и сложности конструкции между четырех и шестицилиндровыми двигателями. В то же время коленчатый вал пятицилиндрового рядного двигателя становится достаточно сложным, особенно с точки зрения ремонта (рис. 2.35). У пятицилиндрового двигателя шестиопорный коленчатый вал уже не имеет плоскости симметрии, а все шатунные шейки развернуты друг относительно друга на угол 72° ($1/5$ от 360°). Это затрудняет выверки вала в шлифовальном станке для шлифования шатунных шеек, а также усложняет его балансировку после ремонта (если она необходима).

На современных автомобилях всё более широкое распространение находят V-образные шестицилиндровые двигатели (AUDI, NISSAN, TOYOTA, MAZDA, MITSUBISHI), а некоторые фирмы (FORD, GM, CHRYSLER, VOLVO, RENAULT, FIAT, ALFA ROMEO и т.д.) традиционно в течение многих лет выпускают автомобили с такими двигателями. V-образный двигатель весьма компактен, что позволяет без труда разместить его в моторном отсеке передне-, задне- и полноприводного автомобиля.

Четырехопорный коленчатый вал V-образного двигателя имеет довольно сложную конфигурацию, при которой шатунные шейки смещены друг относительно друга обычно на угол 60° (рис. 2.36). Отсутствие плоскости симметрии вала у средней коренной шейки обуславливает те же проблемы при ремонте, что и для рядного пятицилиндрового двигателя.

Коленчатый вал V-образного шестицилиндрового двигателя достаточно хорошо балансируется подбором масс шатунов и противовесов. Однако на некоторых двигателях большого

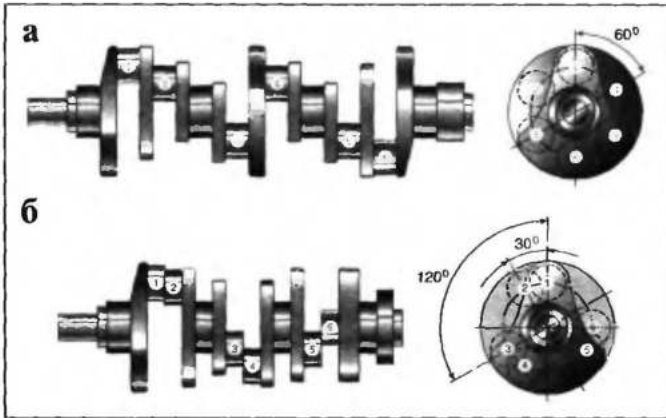


Рис. 2.36. Коленчатые валы V-образных 6-цилиндровых двигателей: а — при угле развала цилиндров 75° ; б — при угле развала цилиндров 90° — отсутствие щек между парами шатунных шеек позволяет существенно сократить длину двигателя (AUDI)

рабочего объема (свыше 3,5 л) для уменьшения неуравновешенного момента от сил инерции первого порядка применяют балансирующий вал, вращающийся с частотой коленчатого вала. Обычно такой вал устанавливается в развале цилиндров (GM, FORD) и имеет два противовеса, направленных в противоположные стороны (рис. 2.37).

У некоторых двигателей (GM) габариты не позволяют выполнить на коленчатом валу противовесы необходимой массы. В таких случаях недостающую массу размещают сзади на маховике и спереди на гасителе колебаний. Подобные конструкции требуют аккуратности при ремонте, т.к. не допускают произвольной замены одной из деталей комплекта без последующей балансировки.

Традиционно MERCEDES-BENZ и американские фирмы FORD, GM и CHRYSLER выпускают автомобили высокого класса с V-образными восьмицилиндровыми двигателями. В последние годы двигатели V8 стали появляться и у других фирм (AUDI, BMW, TOYOTA, NISSAN). Отличительной особенностью коленчатого вала такого двигателя является расположение двух шатунов на одной шатунной шейке, в результате чего количество шатунных шеек уменьшается до четырех, развернутых на 90° (рис. 2.38). Таким образом, коленчатый вал V-образной "восьмерки" в ремонте несколько проще, чем коленчатый вал рядного пятицилиндрового или V-образного 6-цилиндрового двигателя.

Коленчатый вал V-образного восьмицилиндрового двигателя уравнивается аналогично валу двигателя V6 - мас-

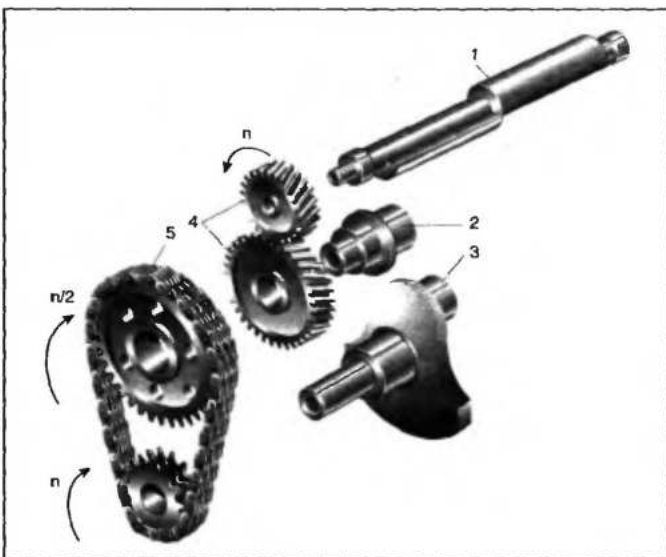


Рис. 2.37. Балансирующий вал V-образного 6-цилиндрового двигателя с нижним расположением распределительного вала: 1 — балансирующий вал; 2 — распределительный вал; 3 — коленчатый вал; 4 — пара шестерен; 5 — цепная передача

сы шатунов должны соответствовать массам противовесов. При этом двигатель V8 лучше уравновешен за счет отсутствия моментов от сил инерции второго порядка. Кроме того, при больших рабочих объемах (более 3,2-3,5 л) переход на схему V8 позволяет существенно улучшить равномерность работы двигателя и уменьшить вибрации из-за пульсаций крутящего момента. Именно этим вызвано широкое применение двигателей V8 на автомобилях высокого класса, где, кстати, такие двигатели могут быть скомпонованы и поперечно для привода передних колес (CADILLAC).

В последние годы на автомобилях высшего класса (MERCEDES-BENZ 600, BMW 750, 850), JAGUAR устанавливают V-образные 12-цилиндровые двигатели. Коленчатый вал в этом случае аналогичен рядному 6-цилиндровому двигателю, однако у V12 на каждой шатунной шейке расположено по 2 шатуна. Двигатель V12 полностью уравновешен при любом угле развала также, как и рядная "шестерка" - здесь также не возникает неуравновешенных сил и моментов, однако V12 имеет значительно более равномерный крутящий момент.

Из менее распространенных схем следует отметить двигатели с оппозитным расположением цилиндров (типа BOXER, как их иногда называют). Такую схему широко используют фирмы ALFA ROMEO, PORSCHE и SUBARU. В четырехцилиндровом варианте коленчатый вал оппозитного двигателя ничем не отличается от рядного, однако существенная разница заключается в лучшей уравновешенности оппозитного варианта (сила инерции второго порядка от движущихся масс меньше, но возникают неуравновешенные моменты второго порядка). Шестицилиндровый оппозитный двигатель (PORSCHE) имеет коленчатый вал, аналогичный V-образной "шестерке", т.е. шатунные шейки расположены под углом 60° , однако он также полностью уравновешен, как и рядный шестицилиндровый двигатель.

Из редко встречающихся схем следует отметить трехцилиндровые (DAIHATSU, DAEWOO и др.) и двухцилиндровые (SUBARU, FIAT, CITROEN и др.) рядные двигатели для автомобилей малых классов. Коленчатый вал трехцилиндрового двигателя имеет шатунные шейки, развернутые на 120° (как у рядной "шестерки"). При этом двигатель обладает неуравновешенными моментами от сил инерции, которые обычно уравниваются балансирующим валом.

Двухцилиндровые рядные двигатели всегда имеют балансирующие валы, а обе шатунные шейки выполняются без углового смещения (рис. 2.39). Только в этом случае удастся получить приемлемую равномерность крутящего момента двухци-

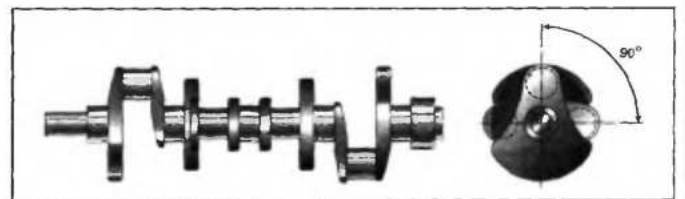


Рис. 2.38. Схема коленчатого вала V-образного 8-цилиндрового двигателя — ось симметрии отсутствует

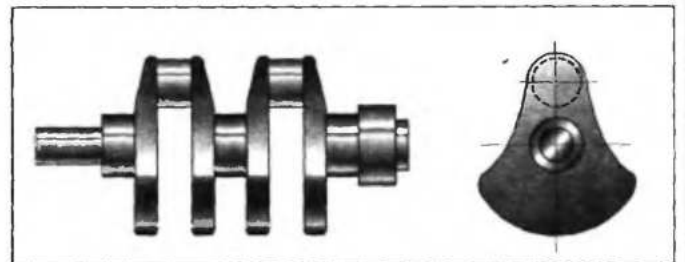


Рис. 2.39. Коленчатый вал двухцилиндрового рядного двигателя. Несмотря на симметрию относительно средней коренной шейки вал уравнивается (как статически, так и динамически) только с массами шатунов на шатунных шейках

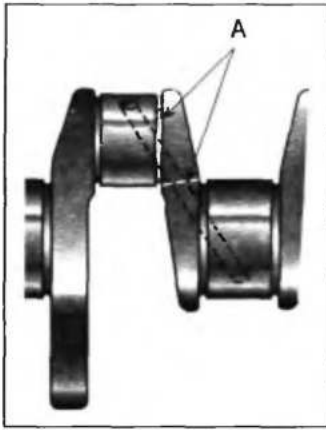


Рис. 2.40. Опасные сечения вала с точки зрения возникновения усталостных трещин: А — усталостные трещины

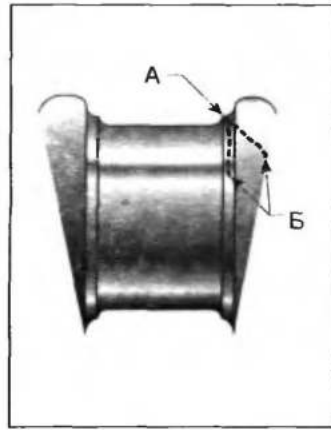


Рис. 2.42. Изменение формы галтелей при ремонте вала: А — концентратор напряжения; Б — возможные направления развития усталостных трещин

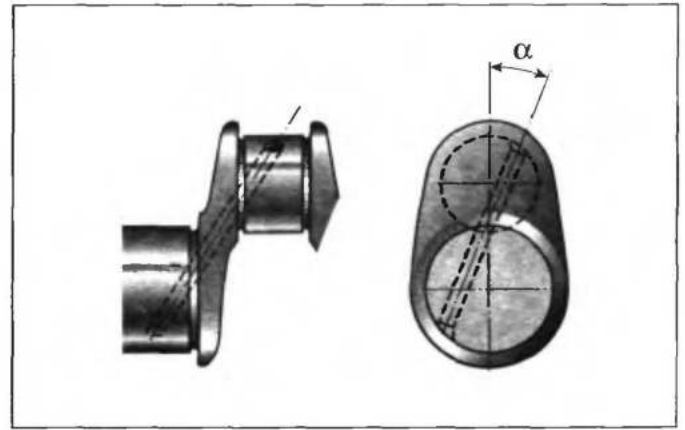


Рис. 2.43. Сдвиг отверстия от вершины шатунной шейки

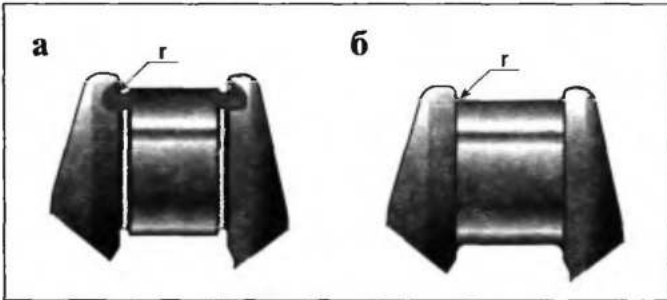


Рис. 2.41. Формы галтелей шеек коленчатого вала: а — традиционные; б — для высокофорсированных двигателей; r — радиус закругления

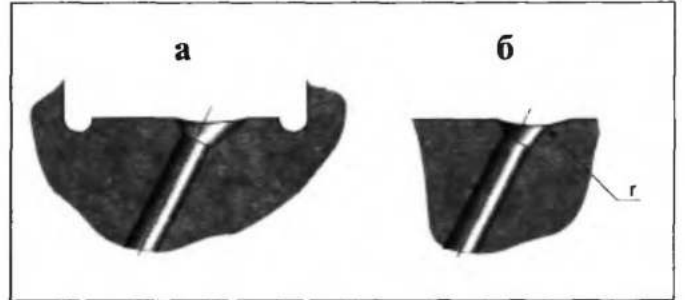


Рис. 2.44. Выход отверстия подачи масла на шатунную шейку: а — угловая фаска (наиболее часто применяемый вариант); б — радиусная фаска

пиндрового рядного двигателя.

Коленчатый вал автомобильного двигателя работает в условиях циклического знакопеременного нагружения на изгиб и кручение, поэтому очень важное значение имеет его усталостная прочность. Наиболее опасными сечениями, по которым могут развиваться усталостные трещины, являются сечения по краю шатунной шейки, по щеке между шатунной и коренной шейками (рис. 2.40), а также по отверстию масляного канала на поверхности шатунной шейки.

Для предотвращения усталостного разрушения коленчатого вала фирмы-изготовители обычно реализуют целый комплекс мер. В первую очередь это — специальная форма сопряжения шеек и щеки вала, уменьшающая т.н. концентрацию напряжений. На практике это выглядит как галтель — радиус перехода на краях шеек (рис. 2.41). Наиболее распространенный вариант сопряжения — радиусная канавка глубиной 0,2–0,5 мм, однако на высокофорсированных двигателях встречается конструкция и без канавки — с переменным радиусом перехода, увеличивающимся от щеки к шейке (MERCEDES-BENZ, TOYOTA и др.). На валах многих современных двигателей галтели упрочняются накаткой и полируются.

Нередко новые концентраторы напряжений появляются при ремонте в местах сопряжения радиусов шлифовального круга и старой галтели (рис. 2.42). Такие концентраторы достаточно опасны, и об этом необходимо помнить при ремонте коленчатых валов.

Смазочные отверстия в шатунных шейках стараются не располагать на вершинах шейки (рис. 2.43), а разворотом масляного канала сдвигают их в сторону. Кроме того, иногда на смазочном отверстии даже делается специальная радиусная фаска, которая затем полируется (рис. 2.44).

Обычно коленчатые валы не имеют внутренних полостей (не считая масляных каналов). Но в последние годы появились конструкции полых коленчатых валов. У такого вала

шейки не сплошные, а полые, трубчатого сечения. Полости внутри шеек при этом имеют сложную конфигурацию для огибания масляных каналов. Полые коленчатые валы позволяют существенно (на 25–30%) уменьшить массу коленчатого вала, а значит снизить нагрузки на подшипники. Кроме того удаётся сэкономить достаточно много металла, что особенно важно для массового производства. К недостаткам таких валов следует отнести большие деформации при разрушении шатунных подшипников и необходимость использования более высокопрочных и дорогих материалов.

Рассмотрим теперь некоторые особенности организации смазки коленчатого вала. Наиболее распространённая схема — сквозные отверстия поперек коренных шеек и наклонные от шатунных до попадания в отверстия коренных (рис. 2.45, а). Данная схема смазки позволяет организовать непрерывный поток масла к шатунным шейкам при использовании нижних (более нагруженных) коренных вкладышей без канавок. На рядных двигателях обычно от одной коренной шейки смазывается одна шатунная. При этом одна коренная шейка остаётся без отверстий — на ней обычно устанавливаются упорные подшипники (полукольца), а коренные вкладыши здесь могут не иметь канавки.

Менее распространена схема со сквозным отверстием от шатунной к коренной шейке (рис. 2.45, б). Обычно в этой схеме все коренные вкладыши выполняются с канавками, однако встречаются конструкции с нижними коренными вкладышами без канавок, отличающиеся высокой допустимой нагрузкой на коренные подшипники. В таком случае подача масла к шатунной шейке получается прерывистой. Для работоспособности и большого ресурса шатунных подшипников здесь становится важным расположение отверстий на шейках. Оно определяет момент подачи масла, который должен быть согласован с положением коленчатого вала. Такая схема применяется на новых двигателях. Она встречается нередко и на V-образных двигателях, где от одной коренной шейки смазываются две шатунные (рис. 2.45, в).

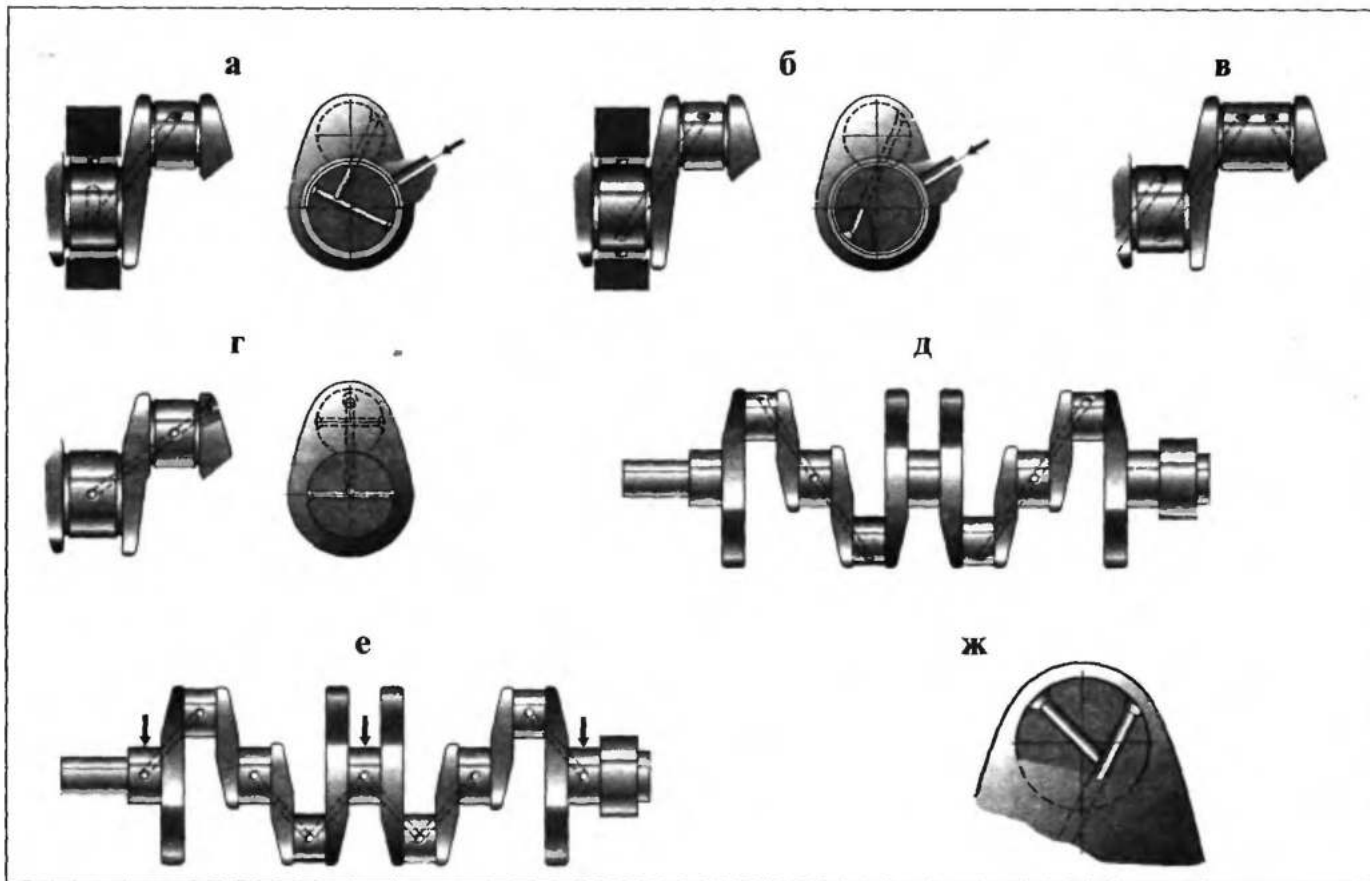


Рис. 2.45. Схемы смазки шатунных подшипников коленчатого вала:

а — отверстие от шатунной шейки до сквозного отверстия в коренной; б — отверстие от коренной шейки к шатунной; в — схема смазки валов V-образных двигателей; г — отверстие, соединяющее сквозные отверстия через шатунную и коренную шейки; д — смазка двух шатунных шеек через одну коренную; е — смазка коренных шеек через шатунные; ж — дополнительное смазочное отверстие на шатунной шейке

Значительно реже применяется схема смазки коленчатого вала со сквозными отверстиями в коренных и в шатунных шейках (рис. 2.45, г). Здесь требуются заглушки с одной или двух сторон отверстия, связывающего коренную и шатунную шейки. Рядом с заглушкой образуются при этом глухие непроточные полости, являющиеся идеальными грязесборниками. Раньше считалось, что дополнительная центробежная очистка масла в полостях шатунных шеек идет двигателю на пользу. Но с появлением эффективных полнопоточных фильтров тонкой очистки необходимость в «центрифугировании» отпала. Кроме того, отложения из шеек трудно извлечь и есть опасность, что оторвавшийся сгусток закупорит масляный канал. С течением времени различные твердые частицы, собранные в глухих отверстиях, могут попасть обратно в масляные каналы и повредить шатунные вкладыши и шейки.

Применяются и другие схемы смазки. Так, на некоторых двигателях (HONDA) подача масла осуществляется через крышки коренных подшипников блока, выполненные как одна деталь. Здесь в направлении максимальной нагрузки приходится устанавливать коренные вкладыши с канавками (иначе не обеспечить подвод масла). На некоторых четырехцилиндровых рядных двигателях (NISSAN) масло к шатунным шейкам подается только от второй и четвертой коренных шеек (рис. 2.45, д). В этом случае первая, третья и пятая коренные шейки могут иметь все вкладыши без канавок.

Встречается также схема смазки коленчатого вала (на двигателях ALFA ROMEO), при которой шатунные шейки смазываются от первой, третьей и пятой коренных (рис. 2.45, е), а вторая и четвертая коренные — через первую и пятую шатунные. Такая схема несколько упрощает конструкцию блока, т.к. не требует подачи масла ко второй и четвертой опорам. Довольно редко (MAZDA) применяется дополнительное смазочное отверстие на каждой шатунной шейке (рис. 2.45, ж). Не-

смотря на улучшение смазки, такая конструкция несколько ослабляет вал, как и вообще любые отверстия.

Подача масла к коренным опорам обычно осуществляется через отверстия, соединяемые с главным масляным каналом, идущим вдоль оси блока. В отверстиях постели часто выполняются канавки, увеличивающие подачу масла к шатунным шейкам (рис. 2.46) за счет параллельных потоков масла с двух сторон вкладышей. Для высокофорсированных двигателей эта мера может быть не лишней. Если двигатель уже имеет определенный износ, интенсивность его будет замедлена, т.к. повышенные зазоры в шатунных подшипниках не повлияют на давление подачи к ним масла. Иногда канавка используется для подвода масла к нижнему коренному вкладышу. На новых двигателях схема в (рис. 2.47) применяется редко, а схемы а и б практически не встречаются.

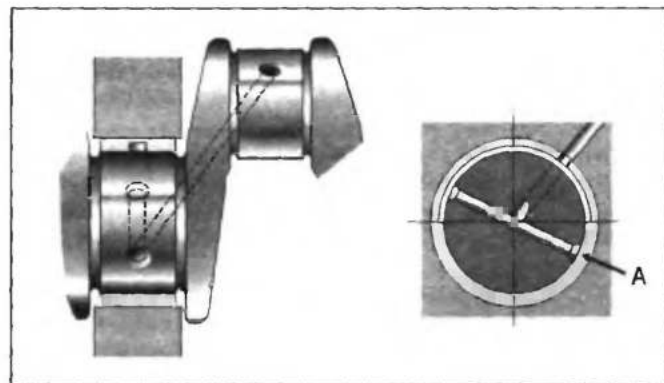


Рис. 2.46. Наиболее распространенная схема смазки коренных подшипников коленчатого вала — верхний коренной вкладыш с канавкой, нижний — без канавки, А — сквозное отверстие в коренной шейке вала

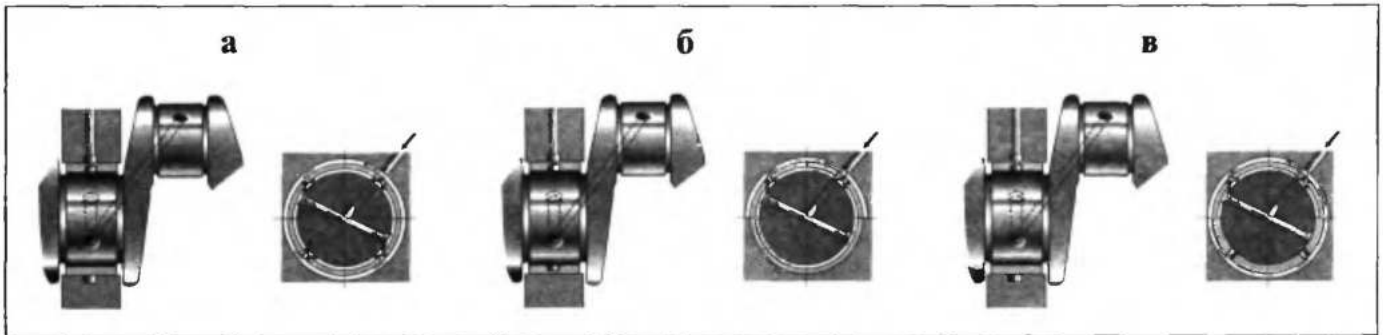


Рис. 2.47. Схемы смазки коренных подшипников:

а — круговая канавка в отверстии постели и на вкладышах; б — канавка на половине отверстия постели и на вкладышах; в — круговая канавка в отверстии постели и на верхнем вкладыше

Важными элементами коленчатого вала двигателя являются хвостовик и задний фланец. Хвостовик служит для установки шкива (одного или нескольких для привода вспомогательных агрегатов), демфера крутильных колебаний, шкива или звездочки привода распределительного механизма, организации уплотнения вала, привода масляного насоса, вспомогательных, балансирных валов и т.д. Различные конструкции хвостовиков представлены на рис. 2.48.

На хвостовике может быть установлена одна или несколько сегментных шпонок (рис. 2.48, варианты а-г), иногда роль шпонки выполняет внутренний выступ в отверстии шкива, входящий в паз на хвостовике (вариант д). Встречаются также призматические шпонки и цилиндрические штифты. Поверхности для сальника коленчатого вала нередко образуются непосредственно на хвостовике (рис. 2.48, варианты в и д - привод распределительного вала зубчатым ремнем), но может быть и в виде специального кольца (вариант а) или поверхности на шкиве (вариант б). Привод масляного насоса с шестернями внутреннего зацепления, установленного в передней крышке блока, обычно выполняется поясом на хвостовике, имеющем две лыски (вариант в), реже - шлицевым поясом, а также специальной втулкой с лысками (вариант а). Масляный насос может также приводиться цепью со своей звездочкой, расположенной рядом со звездочкой привода распределительного вала.

В подавляющем большинстве валов набор элементов, расположенных на хвостовике, стягивается болтом с момен-

том затяжки свыше 150÷250 Н·м. Большие моменты затяжки имеют болты, стягивающие гасители крутильных колебаний (рис. 2.49), представляющие собой обычно массивное кольцо, связанное со ступицей устройства с помощью привулканизированного упругого резинового элемента. Гасители колебаний нередко имеют прессовую посадку на хвостовике, причем в некоторых конструкциях (например, на многих двигателях GM) натяг настолько велик, что болт вообще не ставится (рис. 2.48, вариант б). Иногда хвостовики имеют ступенчатую форму (вариант е) - звездочка на хвостовике имеет небольшой зазор, а гаситель колебаний (шкив) - натяг, но по поверхности меньшего диаметра.

Для увеличения усилия затяжки до 400÷450 Н·м фирмы BMW, FIAT, ALFA ROMEO используют гайку вместо болта, однако такая конструкция применяется редко (рис. 2.48, вариант ж).

Следует отметить, что вопреки сложившемуся мнению шпонки в подавляющем большинстве конструкций являются установочными элементами, которые позволяют правильно лишь собрать детали. При этом на передачу крутящего момента шпонки не рассчитаны - это делает натяг детали по валу и сила трения на торце при стягивании болтом. Если болт (гайка) недостаточно затянут, детали быстро повреждаются и проворачиваются друг относительно друга. Иногда вместо шпонок применяют штифт малого диаметра (MERCEDES-BENZ), который обладает свойством срезаться при весьма больших моментах и предохранять от поломок заклинившие

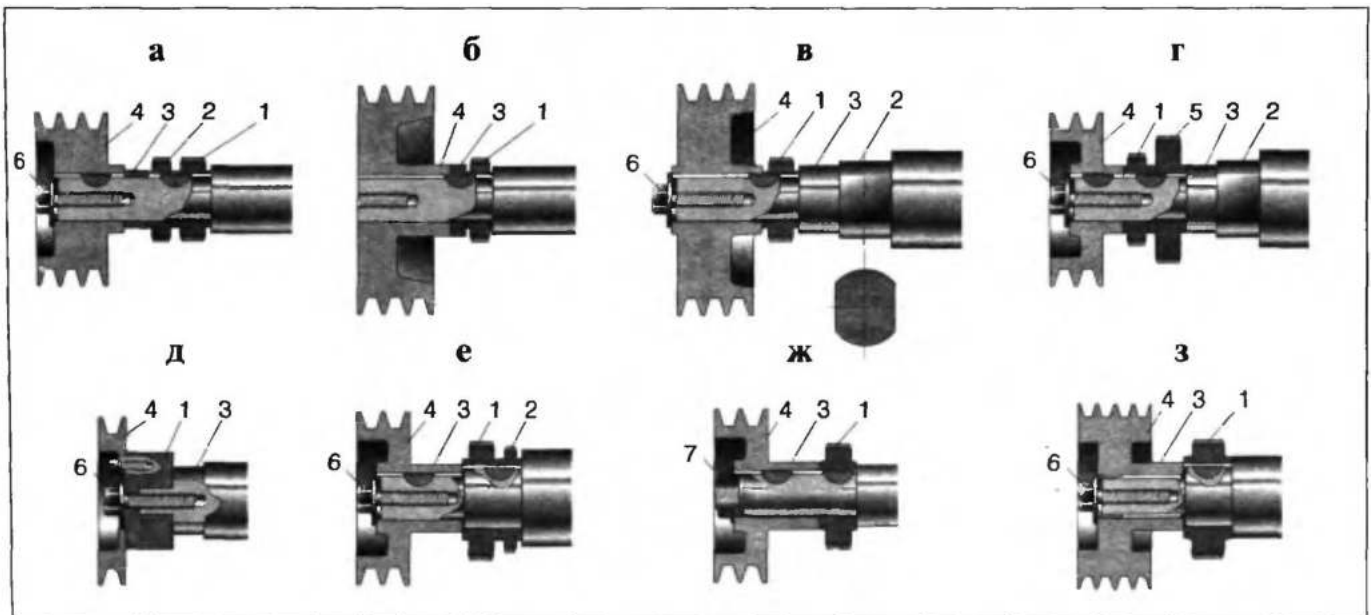


Рис. 2.48. Типовые конструкции хвостовиков коленчатых валов:

а,в,г,е — установка на хвостовике болтом и шпонками; б — фиксация силой трения (прессовая посадка); д — установка выступа на детали в паз на хвостовике; ж — фиксация гайкой; з — установка деталей на шлицах; 1 — звездочка (шкив) привода ГРМ; 2 — звездочка (шлицы) привода масляного насоса; 3 — втулка или поверхность переднего сальника; 4 — шкив (гаситель колебаний); 5 — звездочка (шкив) привода дополнительных валов; 6 — болт; 7 — гайка

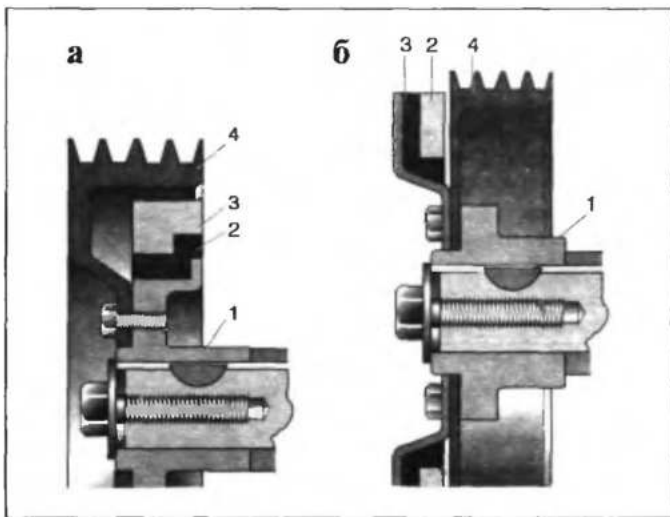


Рис. 2.49. Демпферы крутильных колебаний: а — внутри шкива; б — снаружи; 1 — ступица; 2 — инерционная масса; 3 — резиновая прокладка; 4 — шкив

детали привода газораспределительного механизма.

Коленчатые валы с длинными хвостовиками в ремонте сложнее. Дело в том, что при разрушении шатунного подшипника перегрев шейки приводит к деформации коленчатого вала. В этом случае иногда требуется специальный дополнительный комплекс работ по восстановлению поверхностей хвостовика, чтобы они после ремонта не имели недопустимых биений относительно коренных шеек. С короткими хвостовиками, как правило, этого не происходит.

Фирма VOLVO на модели 960 применила шлицевое соединение гасителя колебаний с хвостовиком (рис. 2.48, з). Несмотря на некоторые преимущества (жесткость крепления достигается без прессовой посадки деталей), эта конструкция также затрудняет ремонт деформированного вала, поскольку обеспечить малое биение шлицевой части хвостовика в некоторых случаях гораздо сложнее, чем простой цилиндрической.

Гаситель (или демпфер) крутильных колебаний устанавливается на переднем конце коленчатого вала, поскольку именно здесь амплитуда этих колебаний максимальна (рис. 2.49).

Демпфер колебаний обычно применяется на многоцилиндровых двигателях (5 и более цилиндров).

При работе двигателя крутильные колебания гасятся за счет большой упругой деформации и гистерезиса резины, что позволяет рассеивать энергию колебаний. Крутильные колебания при неисправности демпфера могут привести к поломке коленчатого вала (чаще по первой шатунной шейке). Аналогичный результат возможен при повреждении (сильный износ, перегрев, деформация) первой шатунной шейки. При этом наблюдается усталостное разрушение вала вследствие недопустимо высокой амплитуды нагрузок в ослабленном после повреждения и ремонта сечении шейки (рис. 2.40).

Задний фланец коленчатого вала в большинстве двигателей выполняется с поверхностью под задний сальник и центрирующим пояском маховика (рис. 2.50, а, б). В автомобилях с автоматической коробкой передач внутрь заднего фланца входит центрирующий выступ гидромукфы, поэтому никаких подшипников или втулок в торце коленчатого вала не ставится. Коробка передач с ручным переключением обычно требует опоры длинного первичного вала внутри коленчатого. Для этого в торце коленчатого вала устанавливают закрытый шариковый или игольчатый подшипник, который иногда закрывают от пыли специальной защитной шайбой с фетровым или резиновым кольцом. На японских двигателях нередко вместо подшипника можно увидеть бронзовую втулку.

Иногда центрирующим пояском маховика является поверхность заднего сальника (рис. 2.50, вариант в), реже — специальная втулка, устанавливаемая на задний торец коленчатого вала и центрируемая по поверхности заднего сальника (вариант г). Еще реже применяется конструкция, в которой роль центрирующего пояса выполняет часть подшипника первичного вала коробки передач (вариант д) из-за сложности обеспечения соосности отверстия под подшипник с остальными рабочими поверхностями коленчатого вала. Встречаются конструкции с подшипником в отверстии маховика (вариант в). Очень редко встречается конструкция, в которой поверхность для заднего сальника образуется на втулке, одеваемой на специальный поясок на заднем торце коленчатого вала (рис. 2.50, вариант ж). При этом необходимо дополнительно обеспечить уплотнение между валом и втулкой, иначе масло может просачиваться из картера, минуя сальник.

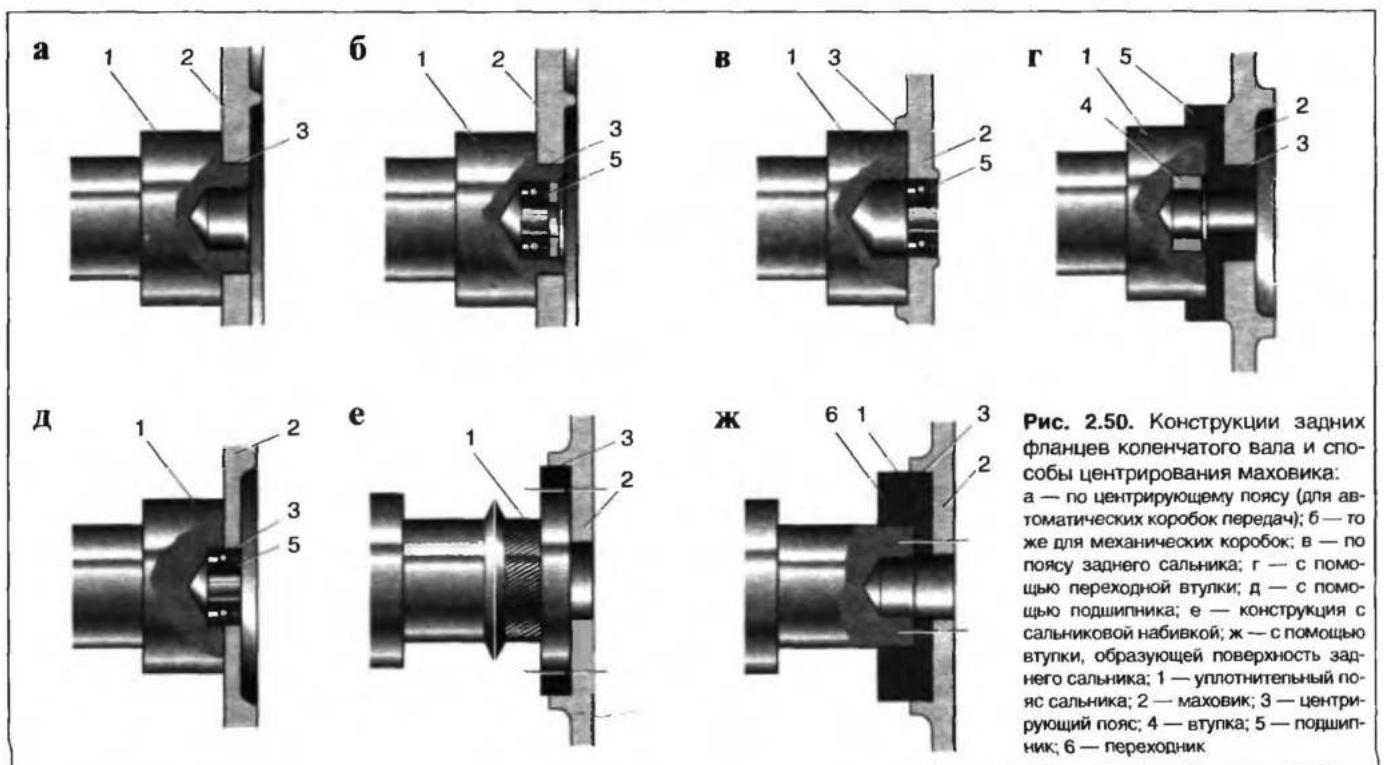


Рис. 2.50. Конструкции задних фланцев коленчатого вала и способы центрирования маховика: а — по центрирующему поясу (для автоматических коробок передач); б — то же для механических коробок; в — по поясу заднего сальника; г — с помощью переходной втулки; д — с помощью подшипника; е — конструкция с сальниковой набивкой; ж — с помощью втулки, образующей поверхность заднего сальника; 1 — уплотнительный пояс сальника; 2 — маховик; 3 — центрирующий пояс; 4 — втулка; 5 — подшипник; 6 — переходник

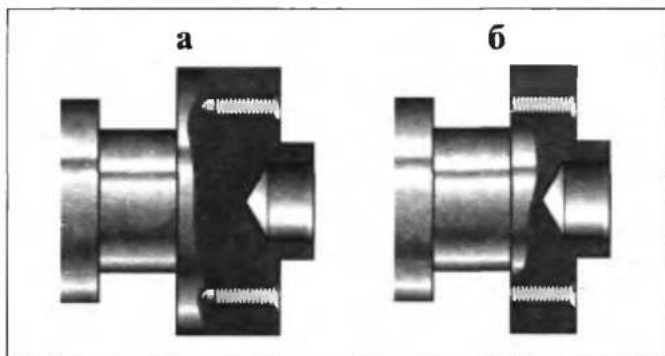


Рис. 2.51. Два типа отверстий болтов крепления маховика: а — глухие отверстия (требуют увеличения ширины фланца); б — сквозные отверстия (требуют герметизации резьбы болтов)

Конструкция заднего фланца коленчатого вала имеет определенное значение при ремонте. При необходимости исправления дефектов поверхности под задний сальник варианты в и г (рис. 2.50) не допускают обработку этой поверхности на всю длину, в противном случае маховик нельзя будет точно сцентрировать на валу.

В некоторых конструкциях валов отверстия под болты маховика - глухие (рис. 2.51,а), однако чаще всего их делают сквозными. Тогда при сборке болты должны заворачиваться после нанесения на них герметизирующего состава или клея, иначе возможна течь масла по резьбе, минуя задний сальник коленчатого вала.

Помимо указанных выше конструкций коленчатые валы двигателя некоторых фирм (например GM, CHRYSLER) могут содержать и другие элементы. Так, для привода маслососа и балансирных валов, расположенных ниже коленчатого вала, одна из щек может быть выполнена в виде шестерни. Иногда у первой шатунной шейки располагают специальный диск со штифтами или пазами, предназначенный для датчика положения коленчатого вала микропроцессорного зажигания.

Шестерня, расположенная на коленчатом валу, может серьезно затруднить ремонт из-за необходимости обеспечить её соосность с остальными поверхностями вала. Даже при не слишком больших деформациях ремонт вала может оказаться вообще нецелесообразным без очень точной (до 0,01-0,02 мм) правки из-за невозможности получения правильного зацепления шестерен.

2.2.2. Подшипники двигателя

В подавляющем большинстве двигателей применяются подшипники скольжения. Как уже указывалось в разделе 1.2., в зазор между внутренней поверхностью подшипника и шейкой вала должно под давлением подаваться масло. За счет смещения вала в подшипнике в сторону действия нагрузки возникает эксцентриситет (масляный клин), удерживающий вращающийся вал от соприкосновения с поверхностью вкладыша. Чем больше ширина подшипника, вязкость и давление подачи масла, тем большую нагрузку способен держать подшипник.

Для обеспечения работоспособности и большого ресурса подшипников скольжения современных автомобильных двигателей необходимы:

- высокая твердость поверхности вала в сочетании с мягким материалом подшипника;
- высокие антифрикционные свойства материала подшипника;
- высокая усталостная прочность и коррозионная стойкость поверхности подшипника;
- высокая чистота (качество) поверхности деталей, низкий коэффициент трения, а также хороший отвод тепла от подшипника;
- отсутствие перекосов осей вала и подшипника, правильная геометрическая форма сопрягаемых деталей (отсутствие овальности и конусности);

* Здесь и далее обозначены: Al — алюминий; Pb — свинец; Si — кремний; Sn — олово; Cu — медь; Cd — кадмий; Ni — никель; Zn — цинк; Sb — сурьма; Цифра после обозначения металла указывает на его процентное содержание в данном сплаве

- малый, но гарантированный зазор в подшипнике;
- отсутствие взаимных биений шеек вала, вызывающих вредные дополнительные нагрузки на подшипники;
- отсутствие посторонних твердых включений в мягкий материал подшипника;

высокое давление подачи и качество фильтрации масла, имеющего соответствующую вязкость и содержащего необходимый комплекс присадок.

В настоящее время на двигателях легковых автомобилей применяют подшипники скольжения в виде тонкостенных вкладышей и втулок толщиной 1,0-2,5 мм. Коренные вкладыши коленчатых валов имеют увеличенную толщину, что связано с необходимостью получения канавок определенного сечения для подачи масла в каналы в коленчатом валу и к шатунным подшипникам.

На двигателях иностранных легковых автомобилей применяются различные материалы вкладышей подшипников коленчатых валов. Используемый материал вкладыша зависит от материала коленчатого вала и его термообработки, степени форсирования двигателя и требуемого ресурса. В связи с этим материал вкладышей является в некоторой степени традицией той или иной автомобильной фирмы.

Вкладыши всегда выполняют многослойными, причем основой служит стальная лента, на которую различными способами наносят слой антифрикционного материала. В двигателях иностранных автомобилей применяют следующие основные антифрикционные материалы:

- 1) алюминиевые сплавы с содержанием свинца порядка 5%, а также олова и кремния, например, Al Pb5 Si4 Sn1*. Сплав наносится на стальную основу и используется без дополнительных покрытий, т.к. является "мягким" и хорошо прирабатывается к валу;
- 2) алюминиевые сплавы с содержанием олова порядка 20%, например Al Sn20 Cu1, также применяемые без покрытий;
- 3) алюминиевые сплавы с уменьшенным до 6% содержанием олова, например Al Sn6 Cu1. Применяются только с оловянно-свинцовым покрытием типа Pb Sn10 Cu2, т.к. вследствие высокой твердости плохо прирабатываются к валу и могут вызвать повреждение подшипника;
- 4) алюминиевые сплавы с кадмием и никелем типа Al Cd3 Ni1 Si1 - применяются только с покрытием Pb Sn10 Cu2;
- 5) алюминиевые сплавы с цинком и свинцом типа Al Zn5 Si2 Pb1 Cu1 - используются только с покрытием типа Pb Sn10 Cu2;
- 6) свинцово-оловянистые бронзы, например Cu Pb22 Sn1, с покрытием оловянно-свинцовым сплавом Pb Sn10 Cu2;
- 7) бронзы с другим содержанием свинца и олова, например, Cu Pb24 Sn3, также применяются с покрытием типа Pb Sn10 Cu2;
- 8) бронзы типа Cu Pb14 Sn3 с покрытием Pb Sn10 Cu2.

В зависимости от материала вкладыша могут быть двух, трех, четырех или пятислойными (включая стальную основу). Так, материалы № 1 и 2 - двухслойные, в то время как другие - четырех- и пятислойные (рис. 2.52). Большое количество слоев связано с необходимостью нанесения подслоя никеля перед покрытием Pb Sn10 Cu2, а также тем, что в окончательном виде для улучшения приработки на вкладыш наносят тонкий слой олова. Обычно толщина слоев такова:

стальная основа	- 0,9 мм и более;
основной слой	- 0,25-0,50 мм;
никелевый подслоя	- 0,001 мм;
оловянно-свинцовый сплав	- 0,02-0,04 мм;
олово	- 0,003-0,005 мм.

Для подшипников различных вспомогательных валов находят применение следующие сплавы:

- оловянно-свинцовый сплав - так называемый баббит, например, Pb Sn1 Sb14;
- бронзы различных марок без покрытия и с покрытием, та-

кие как Cu Pb10 Sn10, Cu Pb23 Sn4 и др.;
алюминиевые сплавы.

Для упорных подшипников коленчатых валов чаще других применяют указанные выше материалы № 2 и 3, а также бронзы или другие аналогичные материалы. Также как и вкладыши коленчатых валов, упорные и прочие подшипники скольжения обязательно имеют стальную основу. Вкладыши и втулки подшипников без стальной основы в подавляющем большинстве случаев неработоспособны, т.к. антифрикционные материалы сами по себе не обладают прочностью, достаточной для длительного обеспечения натяга в постели, особенно, при повышенных температурах. Бронзы без покрытий применяются редко, в основном, на валах с пониженной частотой вращения (распределительные и вспомогательные валы).

Основными характеристиками материала вкладыша является максимальная удельная нагрузка (сила на единицу площади поверхности) и максимально допустимая скорость скольжения. Сравнительные характеристики различных материалов по удельной нагрузке приведены на рис. 2.53. При этом следует отметить, что вследствие отличий в условиях работы и нагрузках шатунных и коренных подшипников их материалы у многих двигателей различаются. Наиболее часто для всех типов подшипников используются материалы № 1, 2 и 6, а только для коренных подшипников - №5. Реже применяются сплав №7, еще реже - сплавы № 3, 4 и 8.

Материал вкладышей имеет решающее значение для обеспечения ресурса как нового, так и отремонтированного двигателя. Установка при ремонте вкладышей из материалов, не соответствующих данному двигателю по нагрузке и скорости вращения, а также по материалу и термообработке шеек вала, довольно быстро приводит к ускоренному износу подшипников, выходу их из строя и необходимости проведения повторного ремонта.

Дизельные двигатели нередко имеют материалы вкладышей, отличные от применяемых на бензиновых двигателях. Так, если у бензиновых двигателей встречаются все типы указанных выше материалов, то в дизелях наиболее распространенным является сплав №2 (с 20% олова) и свинцово-оловянистые бронзы с покрытиями (№ 6+8). Это связано с существенно более высокими нагрузками в подшипниках коленчатых валов дизелей.

Общая тенденция двигателестроения - уменьшение толщины вкладышей, которая обычно составляет 1,8÷2,0 мм у коренных и 1,4÷1,5 мм у шатунных подшипников. Чем тоньше вкладыши, тем лучше они прилегают к постели, тем лучше теплоотвод, точнее геометрия поверхности подшипника, меньше допустимый зазор в подшипнике и шум при его работе, больше его ресурс.

В свободном состоянии вкладыш должен иметь определенную (нецилиндрическую) форму наружной поверхности, чтобы был обеспечен натяг по диаметру постели или так называемое распрямление - рис. 2.54, а после установки в постель вкладыш принял бы её форму с как можно более высокой точностью. Этим условиям удовлетворяет вкладыш, наружная поверхность которого имеет переменный радиус. Радиус наружной поверхности вкладыша совпадает с радиусом постели только по краям, а в середине радиус вкладыша выполняется больше, но так, чтобы наружный размер вкладыша в свободном состоянии был больше диаметра постели на 0,5÷1,0 мм.

Помимо этого, вкладыш должен иметь натяг не только по диаметру, но и по длине постели - так называемое выступание (рис. 2.55). Выступание, необходимое для обеспечения гарантированного прилегания вкладыша к постели, зависит от длины вкладыша (диаметра постели), его ширины и толщины и составляет в среднем от 0,03÷0,05 мм для валов диаметром 40 мм до 0,06÷0,08 мм для валов диаметром 70 мм.

Натяг по длине и диаметру постели и профиль вкладыша обеспечивают прилегание вкладыша к постели и фиксацию от проворачивания силами трения. Чем лучше прилегание, тем

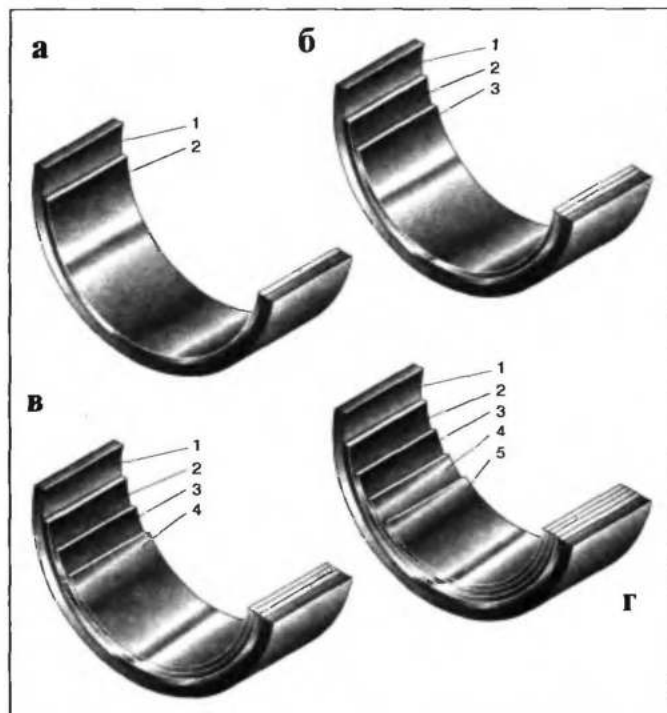


Рис. 2.52. Типовые конструкции подшипников скольжения: а — 2-слойные; б — 3-слойные; в — 4-слойные; г — 5-слойные; 1 — стальная основа; 2 — основной материал; 3 — подслой; 4 — основное покрытие; 5 — дополнительное покрытие (опово)

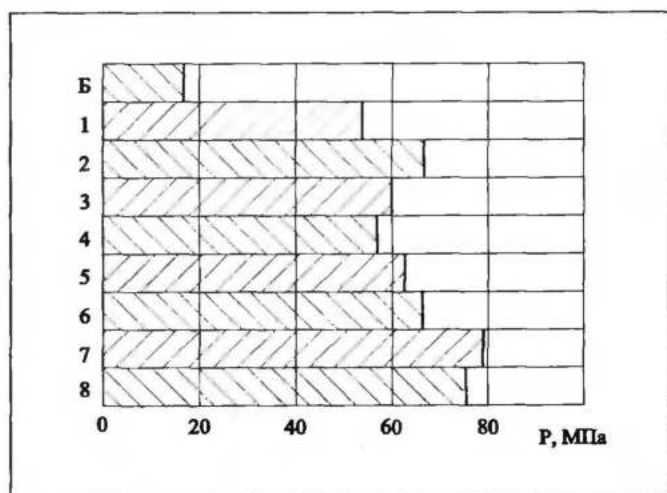


Рис. 2.53. Сравнение материалов подшипников скольжения по допустимой нагрузке: Б — баббит PbSn10Cu2; 1 — AlPb5Si4Sn1; 2 — AlSn20Cu1; 3 — AlSn6Cu1 + PbSn10Cu2; 4 — AlCd3Ni1Si1 + PbSn10Cu2; 5 — AlZn5Si2Pb1Cu1 + PbSn10Cu2; 6 — CuPb22Sn1 + PbSn10Cu2; 7 — CuPb24Sn3 + PbSn10Cu2; 8 — CuPb14Sn3 + PbSn10Cu2;

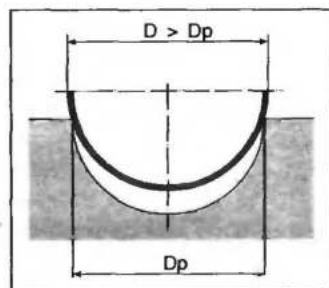


Рис. 2.54. Распрямление вкладыша подшипника: Dp — диаметр постели; D — Dp — натяг вкладыша по диаметру (распрямление)

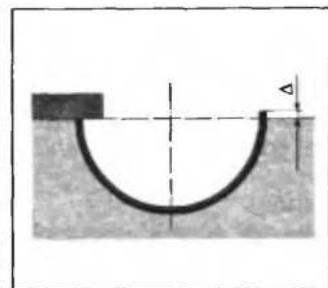


Рис. 2.55. Выступание вкладыша: Δ — натяг вкладыша по длине постели (выступание)

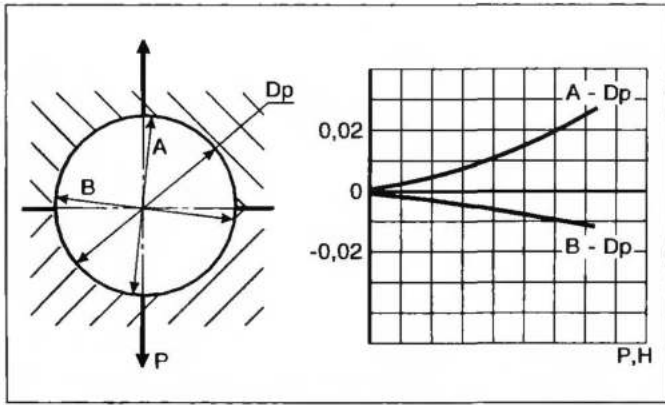


Рис. 2.56. Схема деформации постели под действием растягивающей нагрузки. Размер В уменьшается, что требует компенсации уменьшением толщины вкладышей у стыка

меньше зазор может быть сделан в подшипнике, лучше отвод тепла от вкладыша, выше сопротивление проворачиванию и больше допустимая нагрузка.

Обычно вкладыш изготавливается из ленты штамповкой, в результате чего он приобретает необходимую форму. После этого обрабатываются торцы и рабочая поверхность вкладыша. Вкладыш является прецизионной деталью и точность его обработки очень высока - порядка $0,01 \pm 0,02$ мм по длине (торцам) и $0,002 \pm 0,005$ мм по толщине. Кроме того, вкладыш около торцов на длине 5-6 мм обычно имеет несколько меньшую (на $0,005 \pm 0,010$ мм) толщину. Это связано с возможностью деформации постели в направлении, перпендикулярном плоскости разъема (рис. 2.56). Когда в этом направлении действует растягивающая нагрузка, то размер постели у разъема несколько уменьшается, и если вкладыш имеет одинаковую по длине толщину, у его торцов возможен перегрев и повреждение рабочей поверхности из-за недостаточного зазора.

На коренных вкладышах для обеспечения смазки шатунных подшипников выполняются канавки. Обычно канавки имеют глубину $1,0 \pm 1,2$ мм при ширине $3,0 \pm 4,5$ мм. На двигателях прошлых лет выпуск канавки часто делались на двух вкладышах одной шейки. В настоящее время существует тенденция применения нижних коренных вкладышей, расположенных в

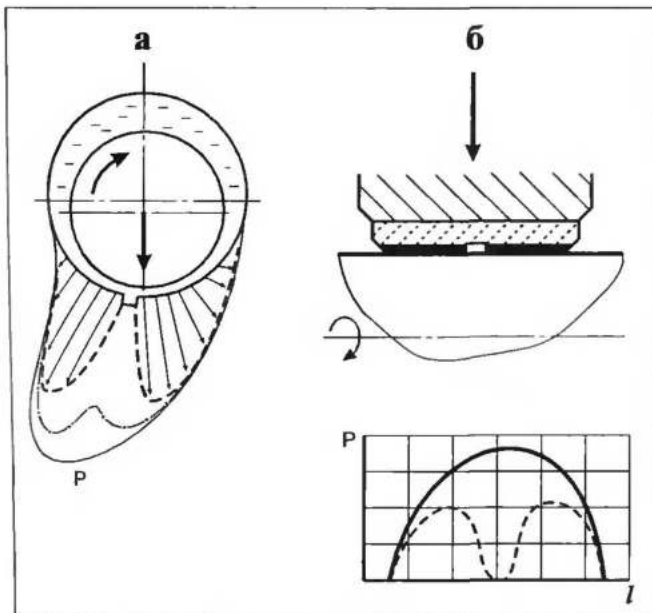


Рис. 2.57. Влияние канавок на допустимую нагрузку подшипника скольжения:
 а — продольная канавка (вдоль оси вала): (—) — без канавки; (---) — несквозная канавка; (- - -) — сквозная канавка; б — круговая канавка: (—) — без канавки; (- - -) — с канавкой

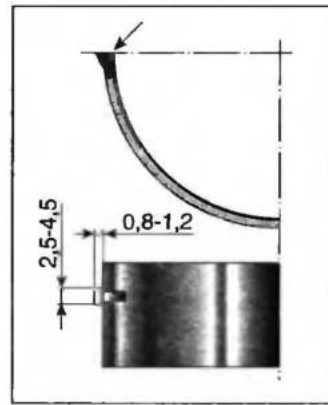


Рис. 2.58. Замок вкладыша традиционной конструкции, полученный выдавливанием в радиальном направлении

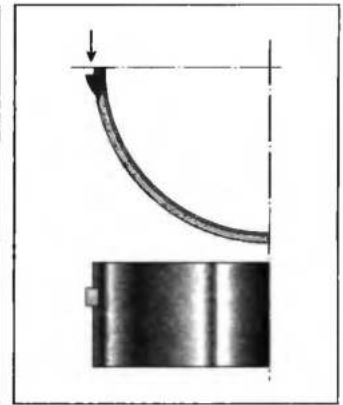


Рис. 2.59. Замок вкладыша, выдвинутый по касательной



Рис. 2.60. Вкладыш с двумя замками, выдвинутыми по касательной

крышках коренных подшипников блока, без канавок. Это связано с их более высокой нагруженностью от сил давления газов на поршни. Поскольку максимальная нагрузка на вкладыш существенно снижается при наличии канавки (рис. 2.57), вкладыш без канавки может быть сделан с меньшей шириной, что весьма важно для уменьшения габаритов двигателя.

На вкладышах обычно выполняется замок, представляющий собой усок шириной $2,5 \pm 4,5$ мм, отогнутый при штамповке вкладыша на $0,8 \pm 1,2$ мм (рис. 2.58). На шатунных вкладышах замок часто делается с краю или рядом с краем, в то время как на коренных - ближе к середине. Замок всегда делается без разрыва основы вкладыша для повышения его прочности. На новых двигателях (BMW) замок иногда получают не пробивкой в направлении от центра в сторону края вкладыша, а осаживанием по касательной к краю (рис. 2.59). Встречаются также коренные вкладыши с двумя замками (рис. 2.60), однако они практически не дают преимуществ по сравнению с традиционной конструкцией.

Замки на шатунных вкладышах всегда одинаковы (как на верхнем, так и на нижнем вкладыше). На коренных вкладышах нередко замки на верхних и нижних вкладышах пробиты в разных местах, а разные коренные опоры имеют разную ширину вкладышей (NISSAN, TOYOTA, GM, FIAT, ISUZU и др.).

Замки, как правило, ориентируются с направлением вращения вала. Так, шатунные подшипники у подавляющего большинства двигателей имеют ориентацию верхнего замка по направлению вращения, а нижнего - против (рис. 2.61, а). Редко встречается обратная ситуация (V-образные двигатели GM - вариант (б) или ориентация в одну сторону (некоторые модели BMW прошлых лет выпуска - вариант (в)).

Аналогичную ориентацию имеют коренные вкладыши, однако схема (б) практически не применяется, а схема (в) встречается очень редко (MERCEDES-BENZ прошлых лет). Следует отметить, что некоторые фирмы (HONDA) традиционно выпускают двигатели не с правым (по часовой стрелке, если смотреть со стороны хвостовика коленчатого вала), а с левым вращением. Ориентация замков по вращению при этом сохраняется. Это означает, что пазы для замков вкладышей на блоке

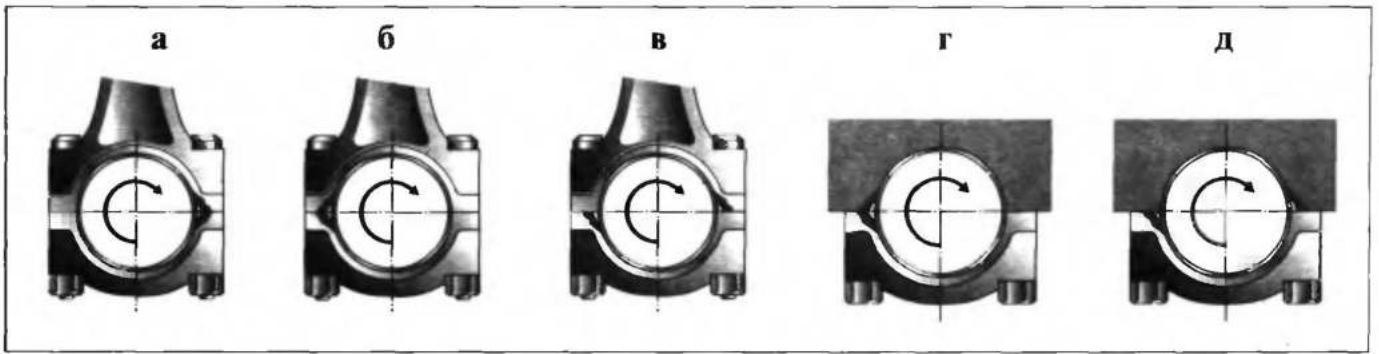


Рис. 2.61. Расположение замков коренных и шатунных вкладышей:

а, г — замок наиболее нагруженного вкладыша по направлению вращения; в, д — оба замка по направлению вращения; б — замок менее нагруженного вкладыша по направлению вращения

и шатунах будут расположены с противоположной стороны.

Несмотря на приведенные рекомендации, замок вкладыша является в первую очередь установочным элементом, позволяющим поставить вкладыш без смещения в осевом и окружном направлении. При возникновении режима масляного голодания, сопровождающегося значительным увеличением трения и температуры, вкладыши все равно обычно проворачиваются несмотря на самые прочные замки. При нормальной работе вкладыш должен удерживаться в постели за счет натяга, а замки являются лишь небольшой "страховкой" при ослаблении этого натяга. Поэтому на некоторых новых двигателях (VOLVO) замков на вкладышах нет вообще. Вкладыши в таком варианте удерживаются в постели только силой трения под действием возникшего натяга. Однако данная конструкция требует повышенной точности обработки постелей и вкладышей, а стальная основа вкладышей должна быть менее подверженной остаточной деформации или отпуску от перегрева подшипника.

На некоторых двигателях с оппозитным расположением цилиндров (VOLKSWAGEN) вкладыши устанавливаются только на средней коренной шейке трехопорного коленчатого вала. На крайних шейках подшипниками являются толстостенные (3÷5 мм) втулки из алюминиевого сплава, покрытые опьянно-свинцовым сплавом. Фиксация от проворота втулок достигается с помощью штифтов или замков (рис. 2.62) и плотностью посадки втулок в разъемный картер (натяг 0,03÷0,05 мм). Следует отметить, что старые, 20÷30-летней давности, двигатели иногда имели толстостенные 3,5÷5,0 мм коренные вкладыши, фиксировавшиеся в блоке не замками, а штифтами. В настоящее время такие конструкции на двигателях легковых автомобилей не применяются.

Достаточно редко применяется втулка вместо вкладышей на передней коренной шейке коленчатого вала (Porsche, ROVER и др.). При этом на втулке имеются замки, аналогич-

ные замкам вкладышей. На некоторых двигателях (VOLKSWAGEN), где коленчатый вал не имеет фланца для заднего сальника, подобная втулка может быть установлена и на задней опоре коленчатого вала.

При сборке двигателя зазор в подшипниках коленчатого вала составляет обычно 0,03÷0,08 мм. Чем меньше зазор, тем меньше шум коленчатого вала при работе двигателя. Однако зазор менее 0,03 мм требует прецизионных по толщине и форме вкладышей (иначе вал не будет вращаться свободно). Зазор менее 0,020 мм даже при самом высоком качестве вкладышей опасен в процессе приработки местными подплавлениями и повреждениями антифрикционного слоя вкладышей, влияющими на ресурс двигателя. В то же время зазор более 0,07÷0,08 мм дает обычно повышенный шум двигателя и может уменьшить давление масла, а это также приводит к снижению ресурса двигателя.

Для того, чтобы добиться малых зазоров в подшипниках, не удорожая производство, некоторые фирмы (BMW, AUDI, TOYOTA и др.) вводят селективную сборку подшипников. Суть её состоит в следующем.

Обычно допуски на диаметр отверстия постели +0,015 мм, на диаметр шейки вала -0,015 мм, а на толщину вкладыша -0,005 мм. Если минимальный зазор в подшипнике 0,030 мм, то с учетом допусков максимальный зазор может стать равным $0,030 + [0,015 + 0,015 + 2((0,005))] = 0,070$ мм. Для новых двигателей, в частности, автомобилей высокого класса, это может быть неприемлемым, особенно если фактические допуски на диаметры постели и вала еще больше (возможно до 0,020 мм). Селективная сборка решает эти проблемы обычно путем установки двух размерных групп вкладышей (по толщине) или коленчатых валов (по диаметру шеек). В указанном выше примере две группы вкладышей с разницей в толщине 0,010 мм позволяют вдвое (с 0,040 мм до 0,020 мм) уменьшить разброс зазоров в подшипнике.

В запасные части вкладыши размерных групп поступают, в основном, только от фирм-изготовителей автомобилей (так называемые "оригинальные" детали - см. раздел 5.5.) и только стандартного размера. Для ремонта размерная группа вкладышей не имеет принципиального значения, т.к. допустимый зазор в подшипниках (до 0,08÷0,10 мм) достаточно велик по сравнению с разницей в толщине вкладышей разных размерных групп. Некоторые фирмы поставляют в запасные части вкладыши увеличенной толщины не только под уменьшенный размер вала, но и увеличенный размер постели в блоке цилиндров. Это важно для блоков, где ремонт постелей затруднен, в частности, при оппозитном расположении цилиндров.

В коренных подшипниках обычно зазор несколько больше (на 0,010÷0,020 мм), чем в шатунных, что связано с большим диаметром и толщиной коренных вкладышей.

Достаточно большое многообразие конструкций имеют упорные подшипники коленчатых валов. Упорные подшипники "держат" вал в осевом направлении и нагружены обычно силами нерегулярного действия - центробежными (на поворо-

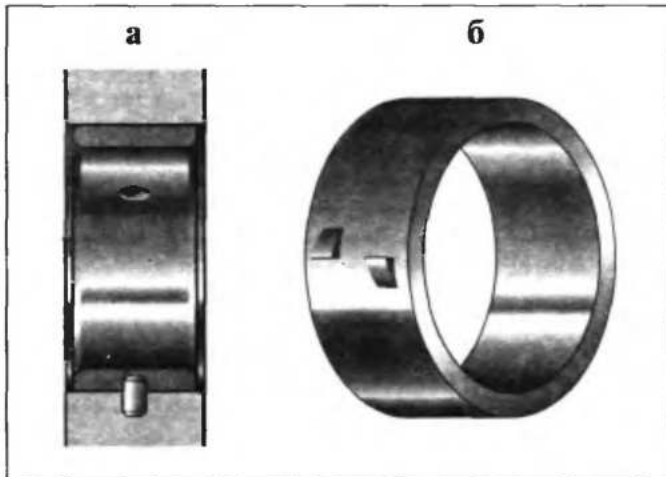


Рис. 2.62. Фиксация втулок коренных подшипников:

а — штифтом; б — замками, выполненными на втулке

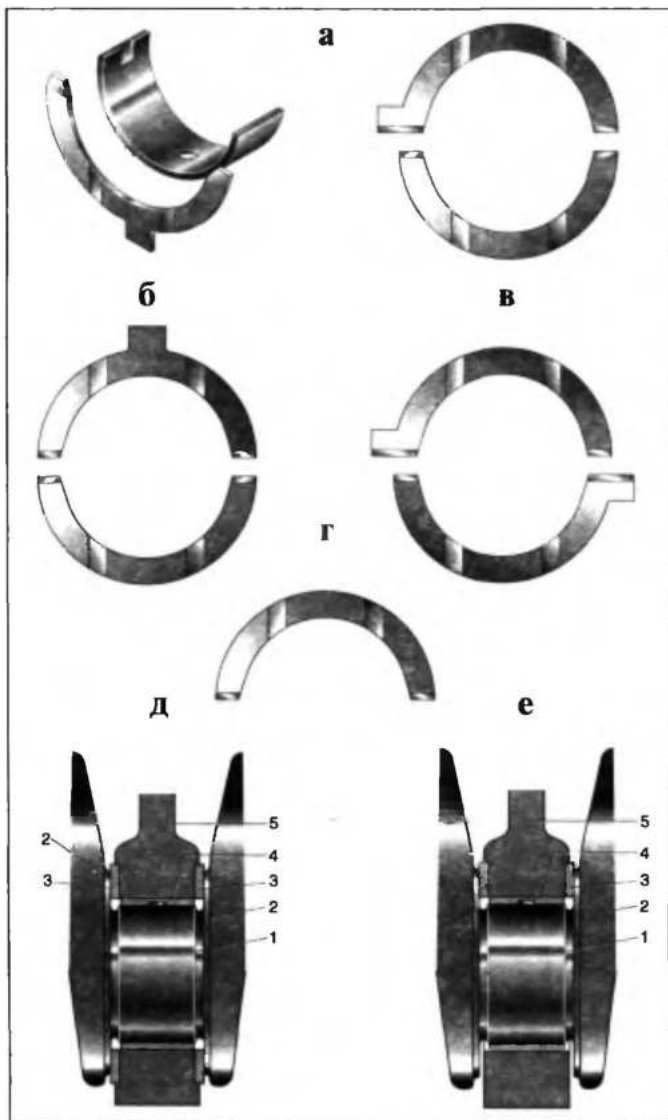


Рис. 2.63. Схема упорного подшипника с полукольцами: а, б, в — пары полуколец, одно из которых имеет фиксирующий выступ; г — простое полукольцо; д — установка двух пар полуколец; е — установка двух простых полуколец; 1 — шейка вала; 2 — щека; 3 — полукольцо; 4 — вкладыш; 5 — опора блока

те с поперечно расположенным двигателем), инерции (ускорение и замедление автомобиля с продольно расположенным двигателем), а также силами от трансмиссии (усилие сцепления или давление гидромфты).

Упорные подшипники обычно располагают на средней (или рядом стоящей) или задней коренной опоре коленчатого

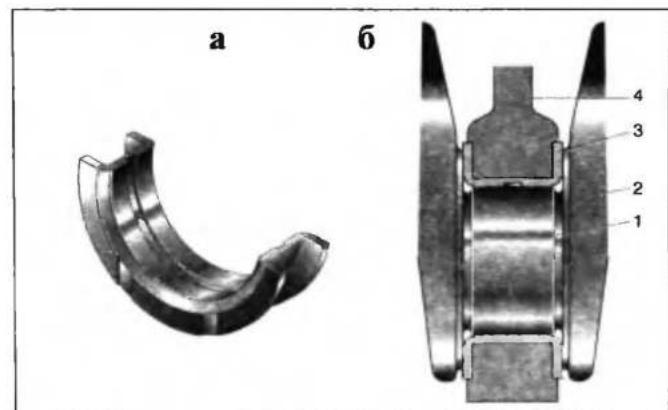


Рис. 2.64. Фланцевый подшипник: а — вкладыш с упорными фланцами; б — установка пары фланцевых вкладышей; 1 — шейка вала; 2 — щека; 3 — вкладыш; 4 — опора

б. Ремонт двиг. зарубеж. авт.-ей.

вала. Второй вариант может быть в некоторых случаях (например, с обычным дисковым сцеплением) предпочтительнее, т.к. позволяет разгрузить коленчатый вал от осевых сил и уменьшить его деформацию.

Наиболее распространены два типа упорных подшипников - в виде отдельных полуколец и в виде фланцев, выполненных за одно целое с коренными вкладышами.

Упорные подшипники с полукольцами имеют различную конструкцию (рис. 2.63). Обычно используют две пары полуколец, одно из каждой пары имеет выступы для фиксации от проворота, входящие в соответствующие пазы на блоке или крышке. При этом в блоке и крышке делают проточки, предохраняющие полукольца от выпадения. Реже используются два простых по форме полукольца, устанавливаемых в опору по одному с каждой стороны. При этом торцевые проточки есть только на опоре, в крышке их нет, и фиксация полуколец от проворота осуществляется упором их торцов в крышку. Полукольца обычно имеют толщину, близкую к толщине коренных вкладышей. На рабочей стороне полукольца (к валу) выполняются 2-3 канавки для смазки.

Многие фирмы (BMW, MERCEDES-BENZ, GM, FORD, TOYOTA, MITSUBISHI, OPEL) устанавливают упорные полукольца (фланцы), изготовленные за одно целое с коренными вкладышами (рис. 2.64). Такие вкладыши имеют определенные преимущества - упрощают сборку, не требуют специальных проточек на торцах опоры блока и крышки, автоматически удерживаются от проворота и выпадения. На опоре обычно устанавливают два вкладыша с упорными фланцами, однако на последних двигателях (BMW) наметилась тенденция использовать только верхний вкладыш с упорными фланцами.

Некоторые фирмы (VOLKSWAGEN) выпускают двигатели в двух вариантах конструкции упорных подшипников - с упорными полукольцами или с фланцами на коренных вкладышах. При этом вкладыши того и другого типа взаимозаменяемы.

В процессе эксплуатации износ упорных подшипников идет, в основном, более интенсивно по заднему торцу коленчатого вала, особенно в случае, когда на автомобиле установлена ручная коробка передач с обычным сцеплением. Если номинальный зазор в упорном подшипнике $0,05 \pm 0,10$ мм, то в изношенном - $0,20 \pm 0,30$ мм и более. Замена полуколец без ремонта изношенных торцевых поверхностей вала здесь не дает эффекта - подшипник достаточно быстро изнашивается и дальше. Поэтому при ремонте коленчатого вала обычно требуется шлифовка торцевых поверхностей с последующей установкой полуколец увеличенной (ремонтной) толщины, либо вкладышей с увеличенной шириной по упорным фланцам.

Специализированные фирмы (см. раздел 5) выпускают обычно вкладыши как стандартных, так и ремонтных размеров - для валов, уменьшенных на $0,25 \pm 0,75$ мм, и даже на $1,0 \pm 1,5$ мм для некоторых распространенных моделей. Упорные полукольца ремонтных размеров (увеличенной толщины) обычно не входят в ремонтный комплект, но ремонтные вкладыши с упорными фланцами, как правило, имеют увеличенную ширину. Об этом необходимо помнить при ремонте коленчатого вала.

Подшипники скольжения на вспомогательных валах представляют собой втулки толщиной $1,5 \pm 1,8$ мм, устанавливаемые в постель (расточку) с диаметральным натягом $0,02 \pm 0,05$ мм. Края втулок иногда делают фигурными (рис. 2.65), чтобы избежать деформаций поверхности и утечек масла у стыка. Зазоры в подшипниках этих валов обычно несколько больше, чем у коленчатого - вала $0,05 \pm 0,08$ мм (большие значения соответствуют высокооборотным балансирным валам). Смазка таких подшипников может осуществляться подачей масла к каждому подшипнику или только к одному, тогда к другому подшипнику вала масло подводится через отверстия, выпол-

ненные внутри вала (рис. 2.66). Во втором варианте на опорной поверхности вала делается маслораспределительная канавка. Значительно реже встречаются конструкции с канавкой во втулке, т.к. это требует увеличенной толщины самой втулки. Следует отметить, что поверхности валов в подшипниках, имеющих канавки, всегда изнашиваются быстрее, а износ получается неравномерным (с буртиком) по ширине.

Втулки подшипников, как и вкладыши, практически на всех двигателях иностранных автомобилей поставляются в запасные части полностью обработанными. Это значит, что после запрессовки в отверстие корпуса зазор по валу обеспечивается автоматически (разумеется, если размеры отверстия и вала лежат в пределах допусков, установленных заводом-изготовителем двигателя).

2.2.3. Шатуны

Шатун является важной деталью КШМ, соединяющей поступательно движущийся поршень с вращающимся коленчатым валом. На шатун действуют знакопеременные несимметричные циклические нагрузки, поэтому основной прочностной характеристикой шатуна является усталостная прочность.

Шатун состоит из стержня, верхней (поршневой) и нижней (кривошипной) головок. Нижняя головка имеет разъем для установки на коленчатый вал, при этом крышка нижней головки шатуна стягивается болтами (рис. 2.67). Подавляющее большинство двигателей легковых автомобилей имеют шатуны традиционной конструкции, т.е. симметричной формы со стержнем двутаврового сечения, плоским прямым разъемом крышки, плавным сопряжением головок со стержнем. Высокая усталостная прочность шатуна достигается соответствующим материалом, конструкцией, технологией изготовления. Шатуны дизельных двигателей обычно отличаются от шатунов бензиновых двигателей увеличенным сечением стержня.

Материалы для шатунов - марганцовистые, хромистые, хромоникелевые или хромомолибденовые стали с содержанием углерода 0,30-0,45%. Для массового производства важно низкое содержание легирующих элементов, поэтому большое значение придается технологии изготовления. Заготовки шатунов получают штамповкой в несколько стадий с промежуточной термообработкой, что обеспечивает упрочнение материала при небольшой его твердости, но высокой вязкости и пластичности.

При разработке двигателя руководствуются следующими правилами, позволяющими уменьшить напряжения в опасных сечениях шатуна (рис. 2.68) и сделать его конструкцию более равнопрочной:

радиус перехода R верхней головки шатуна к стержню должен быть как можно больше. В идеале ширина стержня равна диаметру верхней головки;

стержень должен иметь расширяющееся в сторону нижней головки поперечное сечение;

подрезы у головки болта и гайки (места Б) не должны ослаблять сечения;

середина крышки нижней головки должна иметь увеличенное сечение.

Для шатунных болтов применяются стали с содержанием углерода не менее 0,3%. Болты из низкоуглеродистых легированных сталей со временем вытягиваются и их затяжка ослабевает, что для шатунов недопустимо.

Болты работают в режиме несимметричного циклического нагружения (рис. 2.69) и требуют достаточно большого усилия предварительной затяжки при относительно небольшом диаметре. Поэтому для обеспечения высокой прочности применяют различные технические решения. Наиболее часто встречающиеся резьбы шатунных болтов - М8х1, М9х1 и М10х1, реже применяется резьба М10х1,25, еще ре-

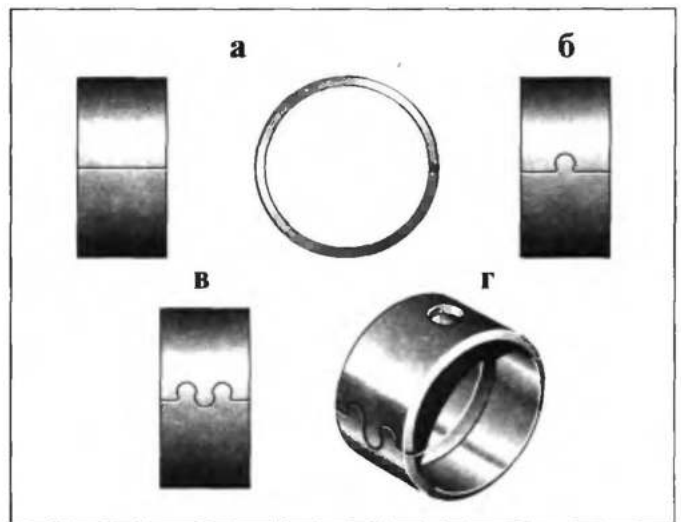


Рис. 2.65. Втулки подшипников вспомогательных валов: а — с прямым стыком; б, в, г — с фигурным стыком

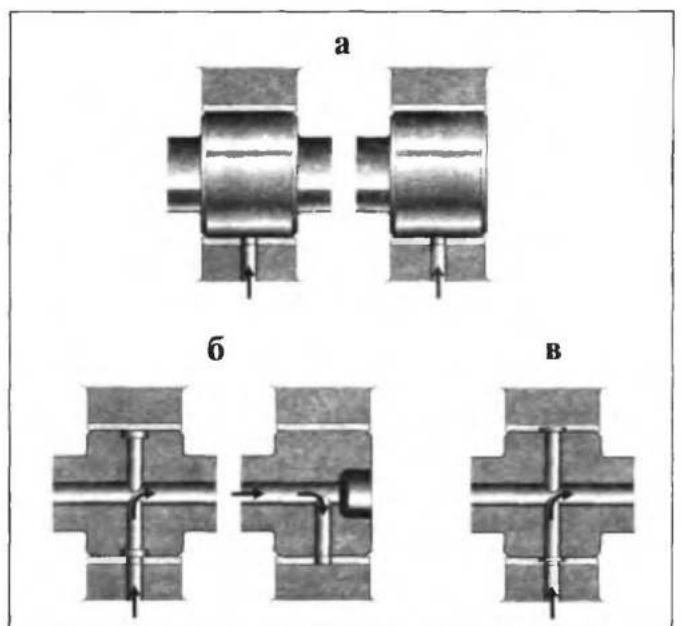


Рис. 2.66. Схема смазки вспомогательных валов: а — подача масла отдельно к каждой опоре; б — подача масла к одной опоре, на шейке выполнена канавка; в — то же, но канавка выполнена во втулке

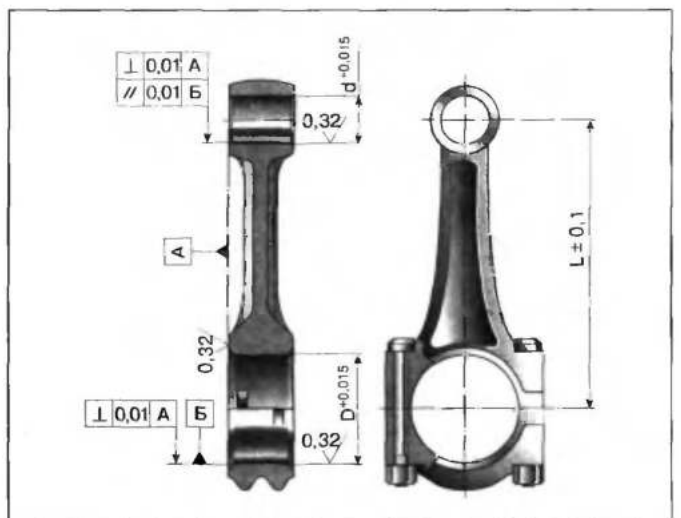


Рис. 2.67. Основные требования к шатуну: А — технологическая база для обработки отверстий головок шатуна; Б — отверстие нижней головки (база для измерения параллельности осей головок)

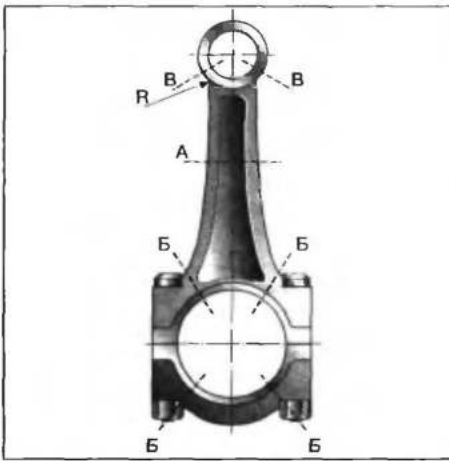


Рис. 2.68. Опасные сечения шатуна: А — при гидроударе; Б — при разрушении шатунного подшипника; В — при перегреве головки из-за некавалифицированного монтажа поршня с пальцем

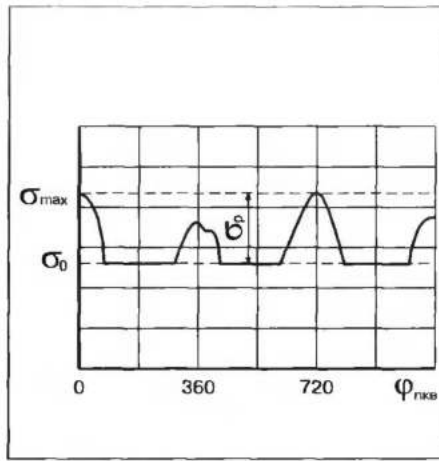


Рис. 2.69. Характер нагружения шатунного болта: σ_0 — напряжение в стержне шатуна при затяжке; σ_p — напряжение растяжения от сил инерции; σ_{max} — максимальное рабочее напряжение

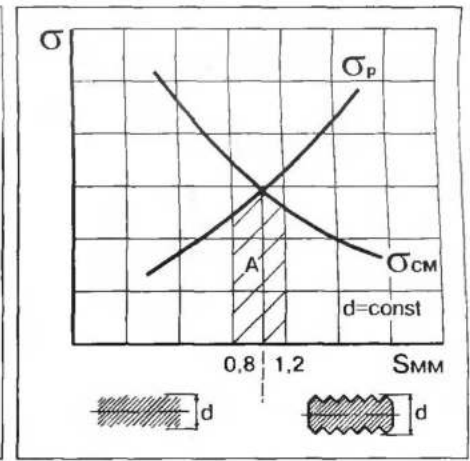


Рис. 2.70. Выбор шага резьбы из условия равнопрочности стержня и витков: σ_p — напряжение растяжения стержня по впадинам резьбы; $\sigma_{см}$ — напряжение смятия витков резьбы; А — область оптимального шага

же М8х0,75. Шаг резьбы часто обусловлен равной прочностью витков на смятие и стержня на разрыв по впадинам резьбы (рис. 2.70).

Шатунные болты шлифуют по наружной поверхности, в том числе и галтели - переходы от одного диаметра к другому. Резьба, как правило, не нарезается, а накатывается с помощью резьбонакатных роликов. Болт с накатанной резьбой (без последующей термообработки) имеет прочность резьбовой части на 20÷30% выше.

Гайки шатунных болтов выполняются высокими, иногда с увеличенной опорной поверхностью. Гайки удерживаются от отворачивания только силами трения в резьбе и на опорной поверхности - на современных двигателях никакой контровки шатунных гаек или болтов обычно не предусматривается.

Встречаются различные варианты соединения крышки нижней головки. Часто применяется центрирование крышки по цилиндрическим центрирующим поясам болтов, при этом болты имеют фиксацию в шатуне с помощью гладкой посадки с небольшим натягом или накатки верхней части стержня (рис. 2.71). Головка таких болтов для первого варианта - фигурная (обычно овальная), для второго может быть круглой. Иногда встречаются соединения крышки болтами с центрированием по втулкам (VOLVO, BMW, OPEL). Очень редко применяется центрирование с помощью штифтов (FORD); такие шатуны сложнее в ремонте.

Поддавляющее большинство шатунов имеет прямой плоский стык крышки по шлифованным поверхностям, а габаритная ширина нижней головки шатуна позволяет ему пройти через гильзу цилиндра при сборке. В очень редких случаях, когда цилиндры сравнительно малого диаметра, а шатунные шейки - большого (у дизелей), применяется косой стык по треугольным или прямоугольным шлицам (рис. 2.72 - TOYOTA, ALFA ROMEO, MAZDA и др.). На одном из последних двигателей VOLVO, а также на некоторых дизелях (ALFA ROMEO) применен прямой стык по треугольным шлицам (рис. 2.73). Такие шатуны имеют повышенную точность отверстия нижней головки без специальных центрирующих элементов, однако после разрушения шатунного вкладыша их очень сложно ремонтировать.

На некоторых последних двигателях (FORD, BMW) применяются так называемые "колотые" шатуны, у которых поверхность разъема крышки представляет собой хрупкий излом (рис. 2.74). Преимуществом этой конструкции является обеспечение практически идеальной округлости в отверстии нижней головки (с точностью порядка 0,001±0,002 мм) без специального центрирования. Недостатком таких шатунов является то, что они не ремонтируются традиционными способами (см. раздел 9.4.).

Шатун - одна из прецизионных деталей двигателя. Основ-

ное требование к шатуну - параллельность осей отверстий верхней и нижней головок. На длине 100 мм непараллельность осей не должна превышать 0,02±0,03 мм. Большой перекос осей отверстий действует аналогично перекосу осей шатунных и коренных шеек, т.е. изнашивает края шатунных вкладышей и снижает их допустимую нагрузку.

Отверстия нижней и верхней головок шатунов у подавляющего большинства двигателей обрабатываются окончательно

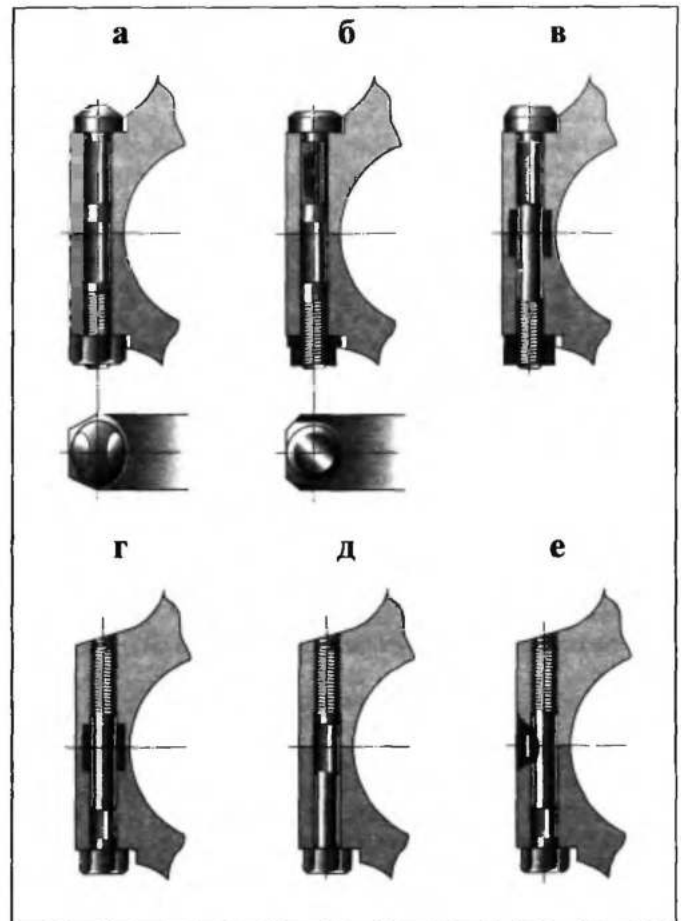


Рис. 2.71. Варианты соединения крышки со стержнем шатуна: а — болт запрессован в отверстие, центрирование крышки по цилиндрическому пояску болта; б — то же, но натяг в отверстии обеспечен накаткой болта; в — стягивание крышки болтом с гайкой и центрирование крышки по втулке; г — то же, но болт без гайки; д — болт без гайки, центрирование крышки по цилиндрическому пояску болта; е — то же, но центрирование крышки по штифтам

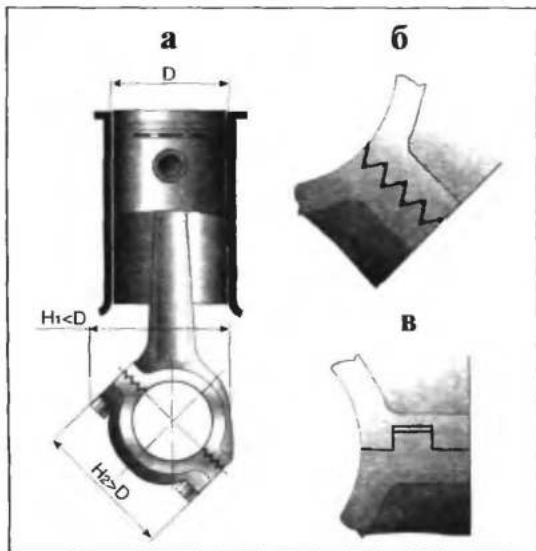


Рис. 2.72. Косой стык крышки шатуна со стержнем: а — увеличенный диаметр шатунной шейки по сравнению с диаметром цилиндра — косой стык крышки позволяет собрать шатун, опустив его в цилиндр; б — треугольные шлицы; в — прямоугольные шлицы

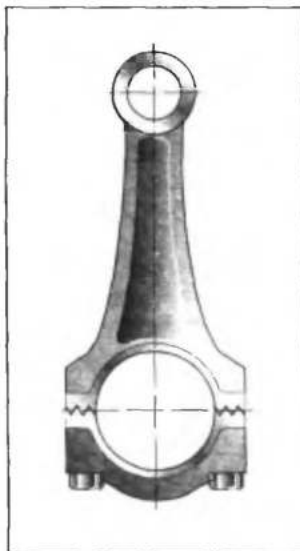


Рис. 2.73. Прямой стык крышки по треугольным шлицам



Рис. 2.74. Шатун современного двигателя с "коло-тым" разъемом крышки

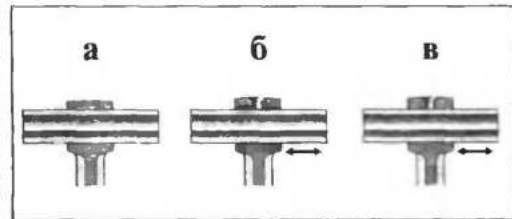


Рис. 2.75. Варианты посадки поршневого пальца: а — неподвижно; б — подвижно во втулке; в — подвижно без втулки

но хонингованием с точностью порядка 0,015 мм. Шатуны в одном двигателе могут различаться по массе в среднем на 1% (от массы шатуна), что является достаточным для современных двигателей.

Для поршневых пальцев, устанавливаемых в верхней головке шатуна неподвижно, в отверстии головки делается натяг 0,02÷0,04 мм. В современных двигателях предпочтение отдается применению плавающих пальцев (рис. 2.75). Для них в верхнюю головку шатуна устанавливается втулка - чаще всего двухслойная сталебронзовая толщиной 1,0÷1,5 мм, редко используется тонкостенная (порядка 1 мм) втулка, изготовленная из листовой бронзы. Для втулок наиболее часто используется оловянно-свинцовистая бронза типа Cu Pb10 Sn10.

Из-за малого зазора между пальцем и втулкой как при изготовлении, так и при ремонте шатуна после запрессовки втулки в верхнюю головку требуется окончательная обработка ее отверстия.

При работе двигателя поршневой палец вращается во втулке с небольшой скоростью. При точной геометрии, высокой твердости и чистоте поверхности пальца в сочетании с "мягким" материалом втулки для работоспособности деталей, в отличие от других подшипников двигателя, не требуется подача масла под давлением. Поэтому шатуны с плавающими пальцами имеют на верхней головке отверстие для смазки втулки и пальца (рис. 2.75). Масло, снимаемое с поверхности цилиндра кольцами, через отверстия в поршне поступает внутрь поршня, откуда в виде капель попадает в отверстие верхней головки шатуна.

Прессовая посадка пальца создает в верхней головке шатуна дополнительные напряжения растяжения, снижающие его прочность при высоких частотах вращения. Втулка плавающего пальца, запрессованная в верхнюю головку, не создает больших напряжений, поэтому при прочих равных условиях толщина стенки верхней головки в этом случае может быть меньше. Масса шатуна с плавающей посадкой пальца однако получается несколько больше, т.к. за счет толщины втулки приходится несколько увеличивать диаметр головки, однако палец в этом случае может быть сделан короче и легче.

На некоторых последних конструкциях (GM) поршневой палец скользит по отверстию в шатуне без втулки. Работоспособность пары "палец - отверстие шатуна" обеспечивается сочетанием "мягкого" шатуна и "твердого" пальца. Такая конструкция имеет определенное преимущество перед шатунами со втулками, т.к. верхняя головка разгружена от натяга пальца или втулки, а это

значит, что шатун можно сделать легче. Однако ремонтировать такие шатуны с изношенным отверстием под палец сложно.

Не получили широкого распространения конструкции (MERCEDES-BENZ, TOYOTA) со смазкой верхней головки шатуна от нижней через отверстие в стержне шатуна (рис. 2.76). Недостатки этой конструкции - большие масса и сложность изготовления шатуна при весьма незначительном уменьшении износа пальца и втулки и снижении температуры поршня (за счет не слишком интенсивного масляного охлаждения его днища).

На нижней головке шатуна у многих двигателей имеются отверстия для разбрызгивания масла на поверхность цилиндра. Подача масла происходит в момент совпадения смазочных отверстий в шатунной шейке коленчатого вала и вкладыша. Обычно отверстия в шатуне выполняются под углом к оси шатуна параллельно его боковой поверхности, хотя встречаются и другие варианты (рис. 2.77). Смазку цилиндров через отверстия в нижней головке шатуна имеют подавляющее большинство японских двигателей и некоторые

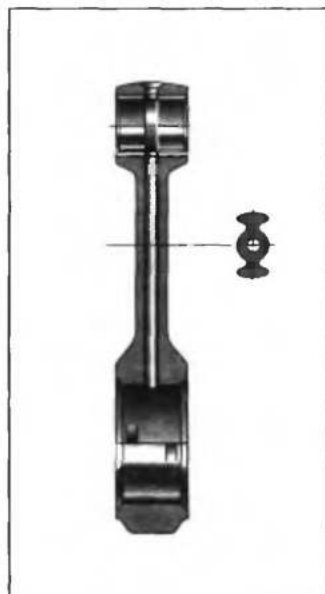


Рис. 2.76. Шатун с подачей масла от нижней головки в верхнюю через масляное отверстие в стержне

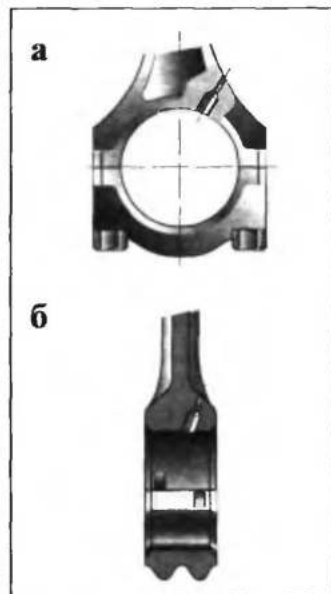


Рис. 2.77. Варианты подачи масла для смазки цилиндров через шатун: а — традиционная конструкция; б — конструкция FIAT

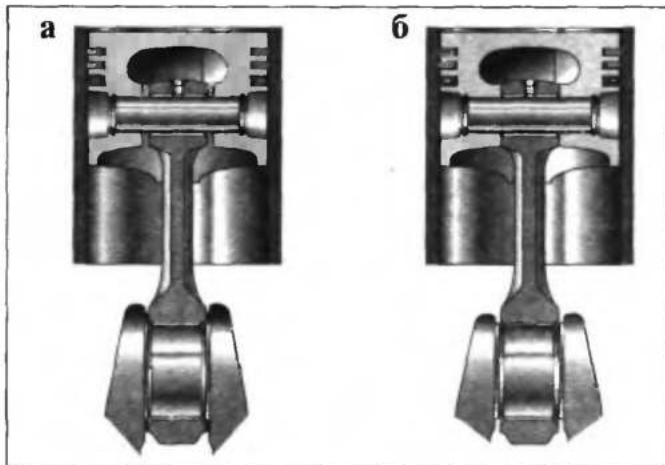


Рис. 2.78. Варианты фиксации шатуна в осевом направлении:
а — по нижней головке; б — по верхней головке

европейские. Американские фирмы такую схему смазки используют редко, а на двигателях V6 и V8 классической компоновки она практически не применяется (за исключением двигателей с наддувом).

Боковые поверхности (плоскости) нижней или верхней головки шатуна используются для ограничения осевого перемещения шатуна. Они являются технологической базой для обработки отверстий шатуна и строго им перпендикулярны (с точностью до 0,01 мм). На подавляющем большинстве двигателей в осевом направлении шатун удерживается щеками коленчатого вала (рис. 2.78, а) - зазор в этом соединении составляет $0,10 \pm 0,25$ мм; при большем зазоре заметно возрастает шум двигателя. На некоторых двигателях (VOLVO, MERCEDES-BENZ) шатун удерживается в осевом направлении по верхней головке в бобышках поршня (рис. 2.78, б). Такая конструкция имеет определенные преимущества.

В традиционной конструкции при вращении коленчатого вала шатун контактирует с боковыми (торцевыми) поверхностями шатунной шейки. За счет трения возникает разворачивающий момент (рис. 2.79), увеличивающий давление поршня на стенку цилиндра. При осевой фиксации шатуна в бобышках поршня разворачивающий момент значительно меньше, а это уменьшает давление поршня и износ его юбки и цилиндра. Поршневой палец в этом варианте не имеет провисания между головкой шатуна и бобышками поршня, поэтому он получается короче, жестче и легче, чем компенсируется некоторое увеличение массы поршня (за счет несколько большей толщины его бобышек). Ввиду этого, даже несмотря на некоторое ухудшение смазки пальца данная конструкция на новых двигателях может получить более широкое распространение.



Рис. 2.79. Влияние силы трения $F_{тр}$ боковой поверхности шатуна о щеки коленчатого вала:
 $M_{тр}$ — момент от силы $F_{тр}$;
 $F(M_{тр})$ — дополнительная боковая сила от момента $M_{тр}$, действующая на поршень

2.3. Поршневая группа

К поршневой группе двигателя относятся поршень, поршневые кольца и поршневой палец. Эти детали работают при высоких нагрузках от сил инерции и давления газов, часто в условиях недостаточной смазки. Практика показывает, что надежность и ресурс деталей поршневой группы часто определяет надежность и ресурс всего двигателя в целом. На поршневую группу в эксплуатации приходится значительная часть неисправностей, а также ошибок, допускаемых при ремонте двигателей. Поэтому знание конструкции этих деталей, особенно у новых двигателей, является необходимым как для диагностики, так и для ремонта.

2.3.1. Поршни

Поршень представляет собой достаточно сложную в отношении конструкции, технологии и материалов деталь двигателя, фактически определяющую его технический уровень. Основные функции, выполняемые поршнем - уплотнение внутрицилиндрового пространства с помощью днища и канавок с поршневыми кольцами и передача сил давления в цилиндре на КШМ. Боковые усилия воспринимаются направляющей частью поршня - юбкой. Эти функции должны выполняться в течение всего ресурса двигателя в широком диапазоне режимов по частоте вращения и нагрузке в условиях высокой тепловой напряженности. Последние условия определяют степень форсирования двигателя - чем выше степень сжатия, максимальная частота вращения, лучше наполнение цилиндров, тем больше мощность, тем выше уровень тепловой напряженности поршня и требования к его конструкции, технологии производства и применяемым материалам.

Рассматривая основные тенденции двигателестроения, необходимо отметить различия в конструкции поршней уже упомянутых американской, европейской и японской школ (рис. 2.80). Эти различия были наиболее существенными в начале 80-х годов, когда японская школа уже определилась, отойдя от "чужого" влияния, американские фирмы продолжали выпускать большие нижневальные "тихоходы", а европейские фирмы делали традиционно высокооборотные, но тяжелые двигатели, уже проигрывавшие "японцам" в экономичности, а нередко и в удельной мощности. Дальнейшее развитие мирового двигателестроения показало преимущество японского пути - создания легких, компактных и в то же время мощных и экономичных двигателей. Японское влияние можно было почувствовать как в Европе, так и в Америке к концу 80-х годов (рис. 2.80), когда конструкция поршней разных фирм стала достаточно близкой.

Общими тенденциями для поршней современных высокофорсированных двигателей легковых автомобилей является:

- уменьшение расстояния от днища до оси пальца, необходимое для снижения высоты и массы двигателя;
- уменьшение диаметра пальца, как внешнего, так и внутреннего;

переход на плавающие пальцы малой длины с фиксацией шатуна от осевого перемещения в бобышках поршня;

- снижение высоты колец;
- уменьшение высоты юбки поршня;
- специальные профили и покрытия юбки и днища.

Перечисленные тенденции обычно реализуются на практике внедрением новых конструкций, материалов и технологий. Этот комплекс необходимо представлять при ремонте современных двигателей, иначе трудно избежать ошибок, связанных с изменением технических требований к деталям у новых двигателей по сравнению с двигателями прошлых лет выпуска.

Все двигатели серийно выпускаемых (или выпускавшихся) легковых автомобилей имеют поршни из алюминиевого сплава. На двигателях прошлых лет выпуска широко ис-



Рис. 2.80. Сравнение поршней двигателей 70-х — начала 80-х годов и конца 80-х — начала 90-х годов: а — BMW; б — GENERAL MOTORS; в — FORD

пользовались т.н. эвтектические сплавы алюминия с содержанием кремния до $12 \div 13\%$, а поршни получали литьем в специальную форму - кокиль. Кремний, содержащийся в алюминиевом сплаве, снижает износ поршня в цилиндре и уменьшает коэффициент линейного расширения, что очень важно для получения малого теплового зазора поршня в цилиндре. В расплавленном состоянии кремний в данном количестве полностью растворен в алюминии. При увеличении содержания кремния возникает перенасыщение расплава, и его при охлаждении кремний выделяется в виде гранул размером до $0,5 \div 1,0$ мм, снижающих качество (прочность) отливки. Для увеличения количества кремния свыше 13% требуется повышенное легирование сплава никелем, магнием, медью и другими металлами, а также специальная технология (в основном, режим охлаждения) отливки. Сплавы с содержанием кремния свыше 13% называются эвтектическими.

Высокий уровень форсирования современных двигателей потребовал перехода на эвтектические сплавы, особенно для двигателей с турбонаддувом и дизелей. В настоящее время новые двигатели часто имеют поршни из эвтектических сплавов (порядка 18% кремния и более). Это оказалось возможным благодаря внедрению новых технологий, в том числе штамповки заготовок поршней.

При работе двигателя тепловой поток от газов, имеющих температуру свыше $1800 \div 2000^\circ\text{C}$, нагревает днище поршня. При этом большое количество тепла сразу уходит в стенку цилиндра

через поршневые кольца, вследствие чего температура стенки поршня в сторону юбки (вниз) уменьшается. Часть тепла передается далее вниз - в юбку и бобышки. При этом отвод тепла от бобышек поршня ограничен, в то время как юбка охлаждается сильнее, контактируя со стенками цилиндра (рис. 2.81). В результате при работе двигателя круглый поршень становится овальным - по оси пальца (по бобышкам) он расширяется значительно больше, чем по юбке. Таким образом, для работоспособности поршня в реальных условиях неравномерного (с разных сторон) нагрева-охлаждения необходимо, чтобы в холодном состоянии более нагретые сечения имели размер (диаметр, радиус) меньше, чем более холодные. Исходя из этого условия, поршень приобретает ступенчатую, но круглую форму верхней части при овальной расширяющейся вниз юбке (рис. 2.81).

Такая простейшая компенсация теплового расширения может оказаться недостаточной из-за необходимости повышенного зазора между поршнем и цилиндром, особенно для двигателей с короткими легкими поршнями. Действительно, чем меньше зазор в цилиндре, тем короче можно сделать юбку поршня, снизив его массу. При использовании эвтектических материалов и надлежащей конструкции зазор в цилиндре может быть сделан $0,01 \div 0,02$ мм даже при диаметре более 95 мм. Как следует из рис. 2.82, это равносильно применению в 1,5 раза более длинного поршня упрощенной конструкции с обычным зазором $0,03 \div 0,05$ мм из традиционного материала ($10 \div 12\%$ кремния).

Одним из эффективных мероприятий по уменьшению теплового расширения поршня является создание термического

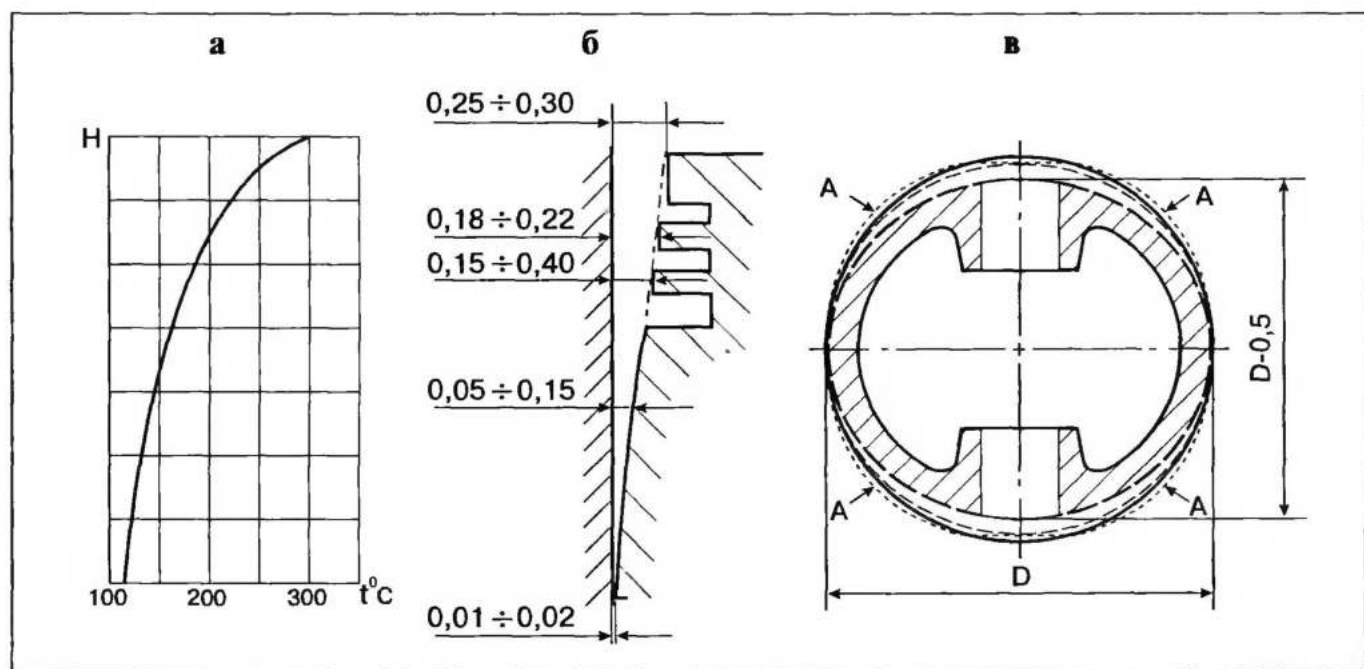


Рис. 2.81. Компенсация теплового расширения по длине и окружности поршня:

а — изменение температуры по высоте поршня; б — изменение зазоров между поршнем и цилиндром по длине; в — изменение профиля поперечного сечения юбки (—) — окружность цилиндра; (---) — профиль холодного поршня; (— · —) — рабочий режим; (— · · —) — перегрев; А — места заклинивания юбки в цилиндре при перегреве



Рис. 2.82. Влияние длины юбки поршня на максимальный зазор в цилиндре — короткая юбка требует уменьшенного зазора

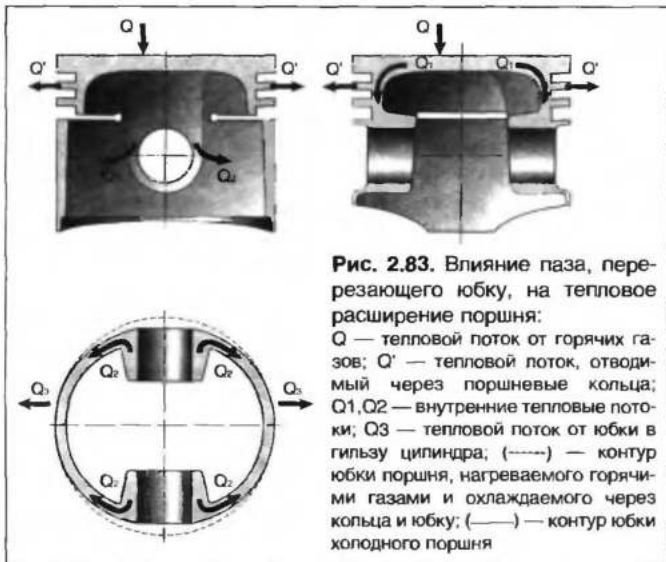


Рис. 2.83. Влияние паза, перерезающего юбку, на тепловое расширение поршня:
 Q — тепловой поток от горячих газов; Q' — тепловой поток, отводимый через поршневые кольца; Q_1, Q_2 — внутренние тепловые потоки; Q_3 — тепловой поток от юбки в гильзу цилиндра; (—) — контур юбки поршня, нагреваемого горячими газами и охлаждаемого через кольца и юбку; (---) — контур юбки холодного поршня

сопротивления между юбкой и остальной частью поршня. Если в юбке прорезать пазы (обычно их выполняют в маслосъемной канавке или ниже), то тепловой поток от дна пойдет в бобышки и только затем в юбку (рис. 2.83). Тем самым расширение поршня по бобышкам увеличивается, а в перпендикулярном направлении уменьшается в соответствии с перераспределением тепловых потоков и изменением температуры.

Недостатком этого способа является ослабление конструкции на 25÷40%, что не позволяет использовать его, например, на высоконагруженных двигателях.

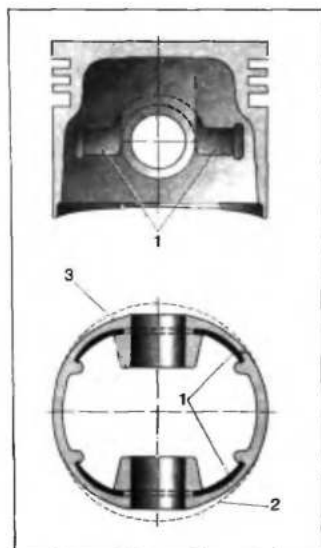


Рис. 2.84. Компенсация теплового расширения поршня с помощью стальных терморегулирующих пластин:
 1 — пластины, залитые в стенку поршня; 2 — контур нагретого поршня; 3 — контур холодного поршня

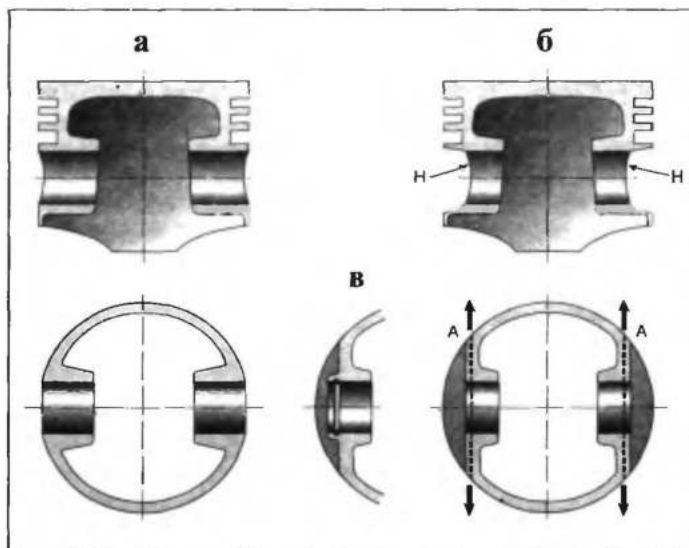


Рис. 2.85. Влияние холодильников на расширение юбки поршня:
 а — поршень без холодильников; б — поршень с глубокими холодильниками (H); в — вариант с плавающим пальцем. Стрелкой А указаны направления распространения теплового потока и дополнительной температурной деформации поршня

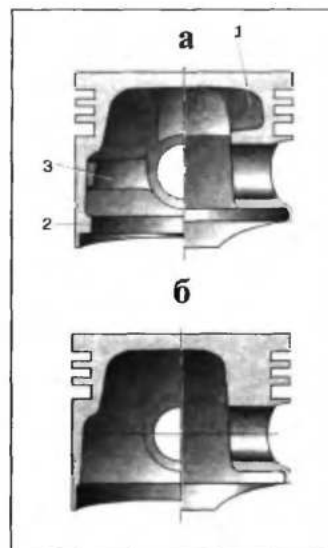


Рис. 2.86. Внутренняя конфигурация поршней:
 а — литого; б — штампованного (кованого); 1 — карман над бобышкой; 2 — ребро жесткости; 3 — терморегулирующая пластина

Другим, более распространенным и наиболее эффективным способом является заливка в поршень стальных терморегулирующих вставок (рис. 2.84). Вставки, расположенные внутри юбки, при нагреве работают как биметалл на разнице коэффициентов расширения стали и алюминия, создавая изгибающий момент, препятствующий большому расширению юбки поршня.

Большинство европейских и американских двигателей 80-х годов выпуска имеют поршни с терморегулирующими вставками. Очень редко встречаются поршни одновременно и со вставками и с пазами (GM, MERCEDES-BENZ прошлых лет). Японские двигатели, напротив чаще имеют поршни без вставок. Это объясняется определенным недостатком поршней со вставками - увеличенной массой. Чем больше масса поршня, тем больше масса шатуна, коленчатого вала и блока, а это не соответствует японской концепции легких высокооборотных двигателей. В то же время большинство дизельных двигателей различных фирм имеют терморегулирующие вставки.

Поршни с терморегулирующими вставками лучше переносят перегрев двигателя, менее склонны при этом к деформации (сжатию по юбке) и обеспечивают наименьший зазор в цилиндре. На расширение поршня также влияют ребра, получающиеся у бобышек в результате подреза их снаружи (рис. 2.85) - так называемые "холодильники". Тепловой поток распространяется от бобышек в направлениях, перпендикулярных оси пальца, по "ребрам". Это вызывает увеличение расширения поршня по сравнению с конструкцией без «холодильников». К преимуществам поршней с "холодильниками" нужно отнести их повышенную жесткость и прочность, что весьма важно для современных высокооборотных двигателей, особенно с турбонаддувом.

В последние годы наблюдается определенная тенденция отказа от терморегулирующих вставок, причем не только на бензиновых (MERCEDES-BENZ, PEUGEOT и др.), но и на дизельных двигателях (BMW, TOYOTA и др.). Это оказалось возможным благодаря внедрению штамповки заготовок, в том числе "жидкой", выполняемой при высокой температуре в вакууме вместо традиционного литья, использования заэвтектических материалов, точной обработки и доводки профиля юбки, а также применения специальных покрытий.

Штампованный поршень внешне существенно отличается от литого более простой внутренней конфигурацией и отсутствием терморегулирующих вставок (рис. 2.86). Кроме того, на штампованных поршнях дизелей отсутствует чугунная встав-

ка в уплотнительном поясе, в которой в традиционных конструкциях прорезается канавка под верхнее поршневое кольцо. Чугунная вставка обеспечивает большую износостойкость верхней канавки при высоких давлениях, однако у новых дизелей это достигнуто применением более прочных и износостойких алюминиевых сплавов в сочетании со специальным покрытием верхней канавки.

Износостойкое покрытие обычно наносится на днище и верхнюю канавку до середины перемычки между верхней и средней канавками (рис. 2.87). Покрытие представляет собой так называемое "твердое" анодирование - преобразование тонкого поверхностного слоя алюминия в керамику Al_2O_3 . Толщина покрытия обычно составляет $0,008 \pm 0,012$ мм - при большей толщине возможно ухудшение отвода тепла от верхнего кольца и перегрев поршня, поскольку окись алюминия является тепловым изолятором. Анодирование упрочняет огневое днище поршня - оно становится меньше подверженным перегреву и прогоранию. Аналогичные покрытия имеют поршни современных двигателей с наддувом (MITSUBISHI, GM, FORD и др.).

Штампованные поршни требуют несколько увеличенного зазора в цилиндре. Так, у бензиновых двигателей MERCEDES-BENZ 80-х годов литые поршни традиционной конструкции имеют зазор порядка $0,02$ мм, в то время как на последних моделях 90-х годов без терморегулирующих вставок зазор увеличен до $0,04 \pm 0,05$ мм. При этом за счет специальных материалов, профиля и покрытия юбки шум двигателя уменьшен, а ресурс поршневой группы увеличен.

Дальнейшим развитием способа компенсации теплового расширения с помощью разреза юбки являются так называемые Х-образные поршни (рис. 2.88). В такой конструкции (BMW) отсутствует средняя часть юбки, за счет чего существенно ограничивается нагрев нижней ее части. Основным преимуществом таких поршней является их низкая масса (на $15 \div 25\%$ ниже, чем у традиционных конструкций).

Как показывает анализ размеров поршней большого числа двигателей легковых автомобилей, выпущенных за последние 15 лет, форма наружной поверхности поршня мало зависит от его конструкции и условий работы. Подавляющее большинство поршней имеют цилиндрический «огневой» пояс с зазором в цилиндре $0,50$ мм (до $0,55 \pm 0,60$ мм при диаметре более 95 мм). Перемычка между верхним и средним кольцами имеет зазор в цилиндре порядка $0,40$ мм, а нижняя перемычка - от $0,35$ до $0,80$ мм в зависимости от конструкции поршня (см. ниже).

Эллипсность юбки большинства поршней составляет в среднем $0,40 \pm 0,50$ мм (при малых диаметрах поршня может быть уменьшена до $0,25 \pm 0,30$ мм). В верхней части юбки на $1/3 \div 1/2$ её длины находится коническая часть. На длинных поршнях занижение размера поршня на конусе составляет $0,10 \pm 0,15$ мм, на коротких - $0,03 \pm 0,08$ мм, а некоторые фирмы (GM) предпочитают поршни практически без конической части. В целом юбка поршня имеет очень сложную форму (не классический эллипс и не прямолинейный конус), которая определяется в результате длительной доводки двигателя.

На современных двигателях нижнюю часть юбки примерно на $0,1$ части её длины стали делать с небольшим обратным конусом, в результате чего профиль юбки стал бочкообразным. Такой профиль позволяет несколько снизить стук поршня при переключке в мертвых точках.

Чем точнее форма юбки при рабочей температуре в цилиндре соответствует цилиндру, тем больше поверхность опоры, меньше удельное давление поршня на цилиндр и износ деталей. В то же время слишком большая поверхность опасна при перегреве двигателя заклиниванием поршня у бобышек, где расширение максимально.

Поршни дизельных двигателей сохраняют практически те же соотношения, но другие наружные габариты - большую высоту, особенно уплотнительного пояса колец, увеличенный диаметр пальца, а также более толстые стенки. Следует также отметить, что поршень, нагреваемый отдельно от цилинд-



Рис. 2.87. Твердое покрытие днища и верхней канавки поршня

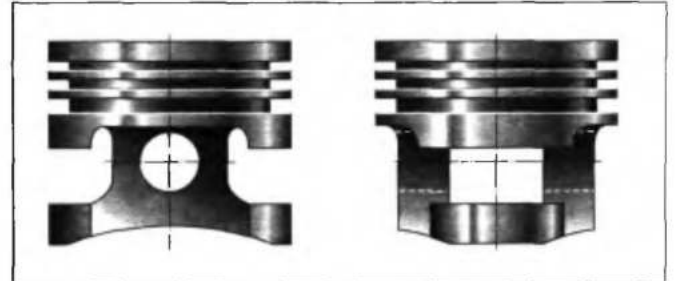


Рис. 2.88. Схема Х-образного поршня: экономия массы и компенсация теплового расширения за счет отсутствия средней части юбки

ра, практически не будет иметь компенсации теплового расширения и будет расширяться как по юбке, так и по оси пальца. Поэтому даже при небольшом его нагреве до $50 \div 70^\circ\text{C}$ размер по юбке может стать больше диаметра цилиндра. В то же время поршень в цилиндре при работе всегда имеет зазор за счет неравномерного нагрева и охлаждения. Это следует учитывать при ремонте и проводить измерение зазора в цилиндре при одинаковой температуре деталей (порядка 20°C).

Требования к правильной геометрической форме нагретого поршня и хорошей его смазке взаимосвязаны. Так, отклонения формы могут вызвать значительные давления на поверхность цилиндра и задиры при самой обильной смазке. И наоборот, даже самое точное соответствие формы поршня цилиндру не предохраняет от задигов при недостаточной смазке. Поэтому поршни современных двигателей часто имеют специальные элементы конструкции и конфигурацию, улучшающие смазку. В некоторых конструкциях перемычка между средней и нижней канавками имеет уменьшенный диаметр или ступенчатую форму в виде «кармана» (рис. 2.89). Эти мероприятия особенно важны для наборных маслосъемных колец, когда высокая эффективность съема масла может привести к нарушению смазки и задирам верхних колец.

В канавке маслосъемного кольца делаются дренажные отверстия для сброса внутрь поршня масла, снимаемого со стенок цилиндров (обычно их $4 \div 6$). На нижней кромке маслосъемной канавки обычно делается фаска, а отверстия для сброса масла нередко смещают вниз на фаску (рис. 2.90). Это позво-

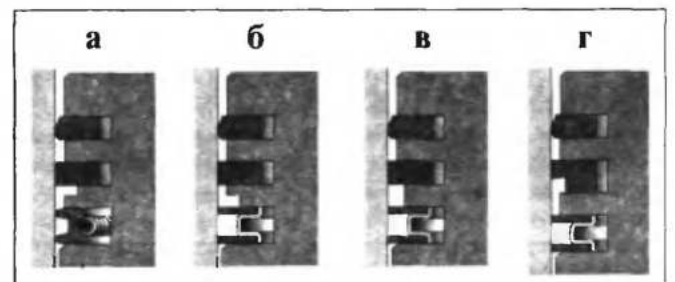


Рис. 2.89. Способы улучшения смазки колец и цилиндров: а — канавка под средним кольцом улучшает его маслосъемное действие и аккумулирует масло; б — канавка над маслосъемным кольцом аккумулирует масло для смазки колец и цилиндров; в, г — аналогично варианту а, но вариант г — требует увеличенной высоты среднего кольца

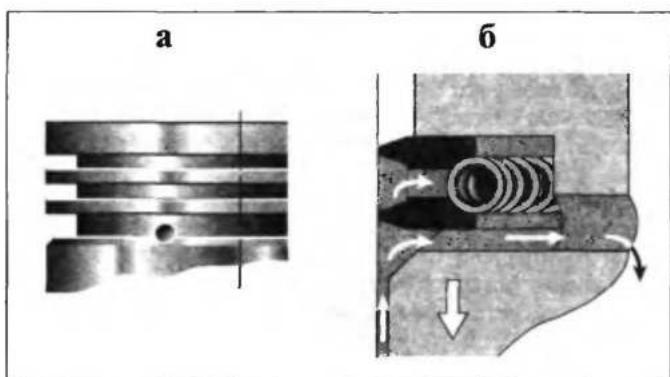


Рис. 2.90. Размещение отверстия для сброса масла на фаске маслосъемной канавки (а) и схема работы кольца (б)

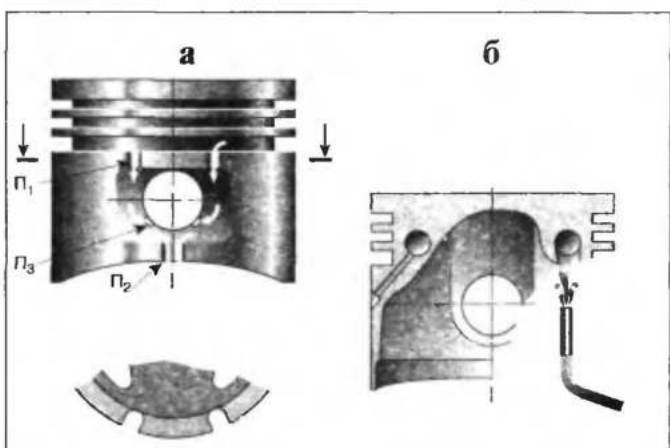


Рис. 2.91. Способы улучшения смазки поршня, колец и цилиндра: а — сбросом масла из канавки маслосъемного кольца в холодильник; П1 — паз из канавки в холодильнике; П2 — паз из холодильника; П3 — пазы вдоль отверстия пальца для его смазки; б — подачи масла на поверхность юбки из полости масляного охлаждения поршня

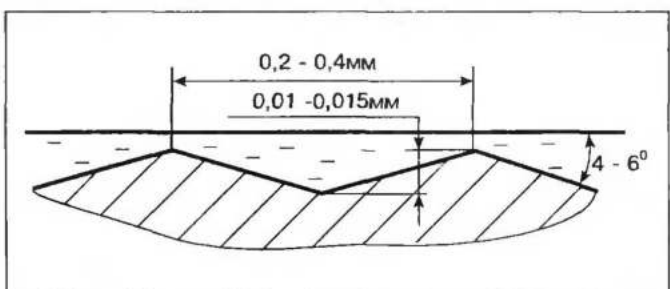


Рис. 2.92. Микроканавки на поверхности юбки поршня

плет несколько сократить расход масла, в том числе и на изношенных маслосъемных кольцах, за счет сброса части масла из-под кольца. На некоторых современных двигателях с турбонаддувом (MITSUBISHI, MAZDA, FORD) масло из маслосъемной



Рис. 2.93. Поршень современного двигателя с графитовым покрытием юбки

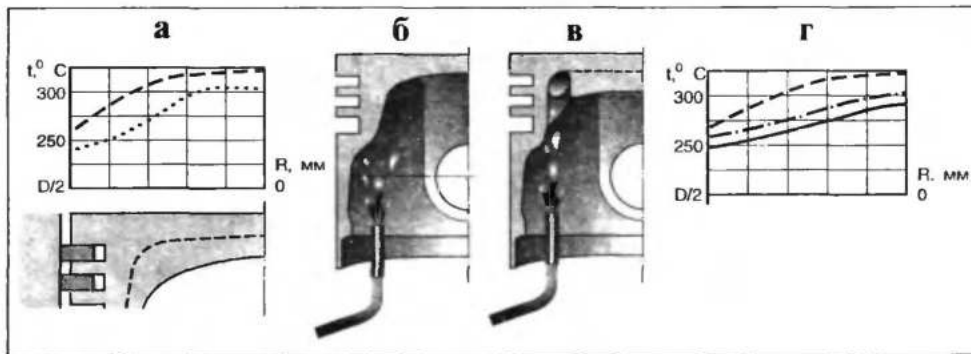


Рис. 2.94. Способы уменьшения температуры поршня: а — увеличением толщины днища и радиуса перехода от стенки к днищу (— — —); б — впрыскиванием масла (— — —); в — внутренним масляным охлаждением (— — —)

канавки сбрасывается не внутрь поршня, а в "холодильник", для чего между маслосъемной канавкой и "холодильником" сделаны пазы, а в нижней части "холодильника" - паз для свободного выхода масла на поверхность цилиндра. У поршней с масляным охлаждением днища находит применение подача масла на юбку через отверстия из полости масляного охлаждения (рис. 2.91). Такие конструкции позволяют значительно улучшить смазку цилиндра и поршня при высоких нагрузках.

Для быстрой приработки юбки поршень часто покрывают тонким (0,003÷0,005 мм) слоем олова, свинца или оловянно-свинцового сплава. Преимуществом этого покрытия является быстрое сглаживание неточностей профиля юбки и предотвращение наволакивания алюминия на чугун цилиндра при подклинивании (схватывании) поршня от перегрева. Кроме того, покрытие снижает трение и износ деталей. С этой же целью на большинстве двигателей на юбке создается специальный профиль поверхности - микроканавки глубиной около 0,010÷0,015 мм, шагом 0,2÷0,4 мм и углом впадин порядка 170° (рис. 2.92). Канавки хорошо удерживают масло и при движении поршня создают гидродинамическую силу, предохраняющую поршень от непосредственного контакта с цилиндром на больших частотах и нагрузках, особенно на непрогретом двигателе. Наибольшей эффективностью для снижения трения и износа обладают покрытия, включающие графит (рис. 2.93). Такие покрытия постепенно получают распространение на современных двигателях (AUDI, MERCEDES-BENZ, RENAULT и др.).

Покрытие и микрорельеф поверхности позволяют добиться износа поршня менее 0,02÷0,03 мм после пробега автомобиля 200÷220 тыс. км.

На двигателях с цельнолитым алюминиевым блоком цилиндров основным покрытием поршня является железо (слой порядка 0,03 мм), поверх которого кладется тонкий слой олова. Попытка использовать здесь обычные поршни без железного покрытия приводит к таким глубоким задирам поверхности цилиндров, что делает последующий ремонт блока очень трудоемким (приходится устанавливать ремонтные гильзы). В то же время для алюминиевых блоков с твердыми покрытиями цилиндров требуются те же покрытия поршней, что и для традиционных чугунных блоков.

Рассмотрим теперь некоторые другие особенности конструкции поршней.

Днище поршня воспринимает основную тепловую нагрузку, поэтому имеет достаточно большую толщину. Чем толще днище, тем меньше его температура, но больше масса поршня. Обычная толщина - 8÷9 мм, но при сравнительно малых диаметрах поршня (до 80 мм) может быть и 7 мм. Двигатели с турбонаддувом имеют толщину днища до 10÷11 мм, некоторые японские двигатели (HONDA) - около 5,5÷6,0 мм, а дизели - 10÷16 мм. Для снижения температуры днища важен радиус перехода от днища к уплотнительному поясу - он не может быть очень мал (рис. 2.94), иначе возникнет "тепловое сопротивление" от днища к кольцам. По той же причине уплотнительный пояс с канавками колец должен иметь увеличенную толщину стенок.

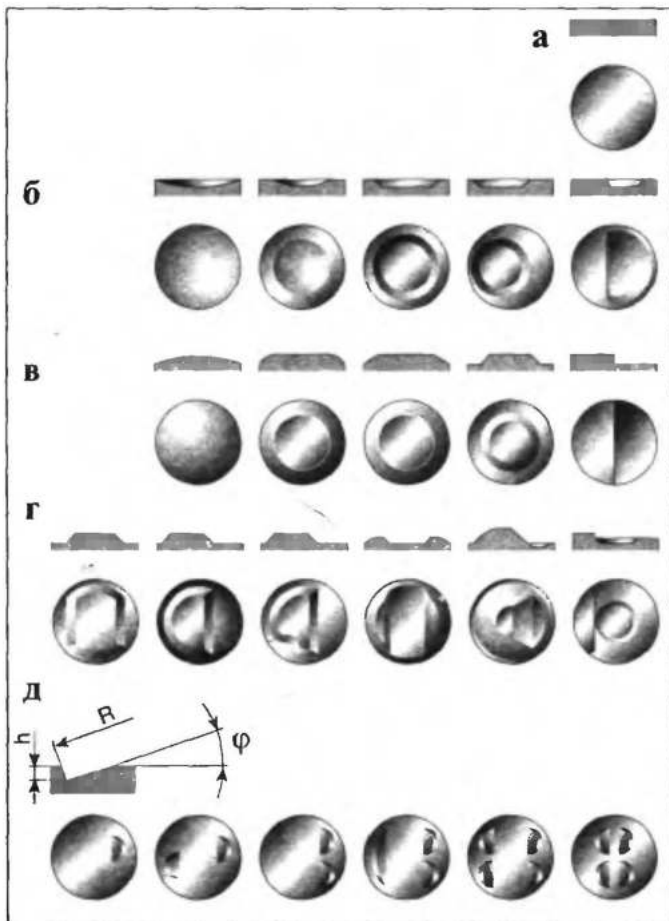


Рис. 2.95. Типовые формы днища поршней бензиновых двигателей: а — плоское; б — с размещением части камеры сгорания в поршне; в — с вытеснителями простой формы; г — с вытеснителями сложной формы и комбинированные; д — цековки для тарелок клапанов и их размещение на днище

Конфигурация днища у бензиновых двигателей очень сильно различается и зависит во многом от традиций фирм в проектировании камер сгорания (рис. 2.95). Современные тенденции - размещение части камеры сгорания в поршне, вследствие чего в днище делается неглубокая плавная выемка. Возможны также выемки (цековки) под тарелки клапанов. В таких поршнях толщина днища (в тонком месте по выемке) может быть несколько меньше указанных выше, но не менее 5 мм. Глубоких выемок и впадин, как и больших выступов, обычно не делают, т.к. они увеличивают массу поршня. Поршни дизелей имеют специфическую форму днища (рис. 2.96), что связано с особенностями организации рабочего процесса.

На высокофорсированных дизелях с турбонаддувом (MERCEDES-BENZ, BMW, NISSAN и др.) в днище иногда располагают кольцевую полость с отверстиями, используемую для масляного охлаждения поршня (рис. 2.94). Форсунка, установлен-

ная ниже гильз цилиндров, непрерывно подает снизу под давлением масло в одно из отверстий в днище, охлаждая поршень. Это позволяет снизить температуру днища на $15\div 25^\circ\text{C}$.

Масляное охлаждение не только «полых», но и обычных поршней применяется, в основном, на двигателях с турбонаддувом. Форсунка подачи масла обычно представляет собой тонкую трубку, соединяемую с помощью штуцера с главным масляным каналом блока цилиндров и подающую масло примерно в центр днища поршня. В некоторых двигателях (FORD) специальные форсунки не ставятся, а делаются отверстия в сторону днища поршней от канавок коренных опор. Это упрощает конструкцию и снижает количество деталей, но несколько ухудшает эффективность охлаждения.

Высота «жарового» пояса у двигателей с искровым зажиганием колеблется от 5 мм (MAZDA, HONDA) до 20 мм (старые модели MERCEDES-BENZ), однако в среднем составляет $7\div 9$ мм. У старых дизелей эта величина примерно в 2 раза больше (порядка $15\div 18$ мм), а у современных - $10\div 14$ мм.

На подавляющем большинстве двигателей легковых автомобилей поршни имеют три кольца - два компрессионных (среднее - с маслосъемным действием) и одно маслосъемное. Большое число колец имели некоторые дизели прошлых лет.

Очень большое значение для работоспособности и ресурса деталей имеет торцевой зазор кольца в канавке поршня. Для верхней канавки он обычно равен $0,045\div 0,070$ мм, средней - $0,035\div 0,060$ мм, маслосъемной - $0,025\div 0,050$ мм. Увеличенный зазор в верхней канавке необходим, чтобы исключить пригорание кольца. У дизелей зазор в канавке верхнего кольца обычно еще больше. Однако чрезмерный зазор в канавках колец (свыше $0,10\div 0,12$ мм) недопустим из-за повышенного расхода масла, а также быстрого износа торцов колец и разбивания канавок вследствие дополнительных динамических нагрузок при изменении направления движения поршня.

На некоторых дизелях для исключения коксования колец в канавках устанавливают верхние кольца не с прямым, а трапецеидальным профилем. Для таких колец необходимо строгое соответствие профиля канавки и кольца, причем зазор в канавке не должен быть мал, иначе кольцо заклинит в канавке при нагреве поршня (рис. 2.97).

Между внутренней поверхностью кольца и канавки должен быть и радиальный зазор - $0,2\div 0,3$ мм. Малый зазор здесь опасен заклиниванием кольца в цилиндре при тепловом расширении поршня. Однако и большой зазор тоже нежелателен. Так, у дизелей увеличение радиального зазора приводит к увеличению температуры кольца и поршня, а это опасно перегревом и прогаром поршня. Аналогично влияет зазор между огневым поясом и цилиндром. У бензиновых двигателей влияние радиальных зазоров несущественно, хотя для двигателей с наддувом оно все же имеет значение.

Для обеспечения прочности поршня важна высота перемычек между кольцами. Перемычка между верхним и средним кольцами всегда больше (2,5 мм и более), т.к. давление верхнего кольца на нее достаточно велико. Нижняя перемычка

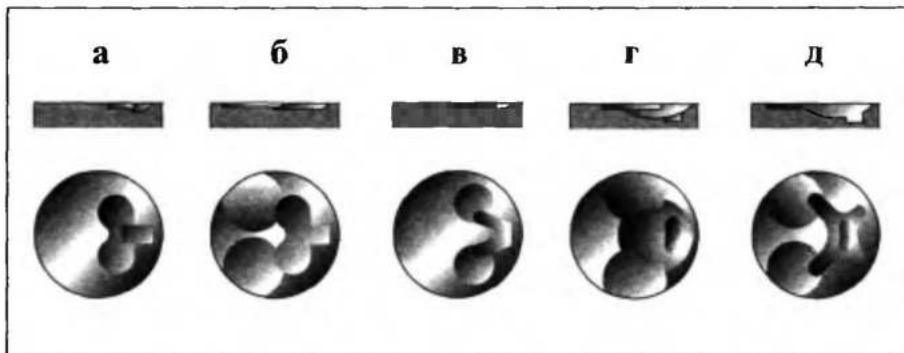


Рис. 2.96. Типичные формы днища поршней дизелей легковых автомобилей: а, б — вихрекамерных; г, д — предкамерных

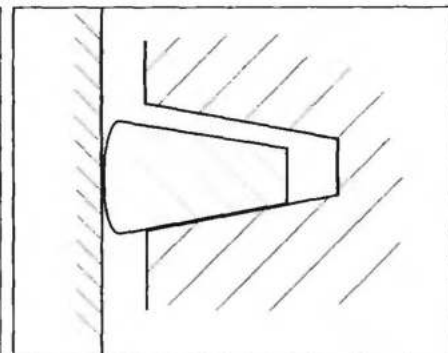


Рис. 2.97. Верхнее трапецеидальное кольцо высокофорсированного дизеля

ка может быть довольно тонкой, и у некоторых двигателей (MAZDA, TOYOTA, NISSAN, OPEL) с короткими поршнями её высота - около 2 мм. Очень тонкие перемычки делают поршень чувствительным к детонации. Практика показала, что эксплуатация двигателя на низкооктановом топливе становится очень опасной при высоте перемычек меньше 4,0 и 3,0 мм соответственно, однако увеличить перемычки без существенного увеличения высоты поршня нельзя.

Канавки для колец выполняются строго перпендикулярно оси поршня. Перекосы осей канавок и юбки свыше 0,02÷0,03 мм на диаметре приводят здесь к увеличению времени приработки колец, повышенному износу и их недостаточным компрессионным и маслосъёмным свойствам.

Отверстие под палец обрабатывается в бобышках поршня с высокой точностью и чистотой поверхности строго перпендикулярно оси поршня. Перекос оси отверстия пальца в вертикальной плоскости не должен превышать 0,01÷0,02 мм на диаметре поршня, в противном случае возможен повышенный износ юбки и шатунного подшипника. Здесь также действует правило - все неточности изготовления должны лежать в пределах половины рабочего зазора - в данном случае между поршнем и цилиндром.

Зазор между пальцем и отверстиями в бобышках для конструкции с запрессованным в шатун пальцем составляет 0,008÷0,012 мм. Меньший зазор опасен "прихватом" пальца на холодном двигателе, особенно в условиях низких температур при резком увеличении частоты вращения. Суть явления заключена в очень быстром местном разогреве от трения поверхности отверстия бобышки без прогрева всего материала. При этом размер отверстия не увеличивается, а уменьшается, и палец заклинивает в отверстии с наволакиванием алюминия на стальную поверхность пальца.

Опасность заклинивания при холодном запуске сохраняется многие десятки тысяч километров, т.к. износ пальца и поверхности отверстия в бобышках поршня мал. Следует отметить, что минимально допустимый зазор зависит от материала поршня и диаметра пальца. Использование заэвтектических сплавов при изготовлении поршня и малые диаметры пальца позволяют уменьшить минимальный зазор в отверстиях бобышек до 0,005÷0,008 мм.

Зазор в отверстии при данной температуре может быть рассчитан по формуле $\delta_t = \delta_{20^\circ\text{C}} + (\alpha_{\text{поршня}} - \alpha_{\text{пальца}}) \cdot (t - 20^\circ\text{C}) \cdot d$, где d - диаметр пальца; α - коэффициент линейного расши-

рения материала (для стали $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, для алюминиевого сплава $\alpha = 18 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$).

Для обычных поршневых сплавов при $\delta_{20^\circ\text{C}} = 0,01$ мм и $t = -30^\circ\text{C}$ зазор близок к нулю, а при $t = 150^\circ\text{C}$ увеличивается в несколько раз (до 0,03 мм). Поэтому зазор в соединении поршня с пальцем при $t = 20^\circ$ свыше 0,012÷0,015 мм нежелателен из-за повышенной шумности двигателя и снижения ресурса деталей.

Плавающие пальцы обычно устанавливаются в поршень более "плотно" - с зазором 0÷0,004 мм или даже с небольшим натягом. После нагрева в соединении появляется зазор 0,01÷0,015 мм и палец может свободно вращаться. Такая конструкция дает снижение шума двигателя и больший ресурс сопряженных деталей.

Смазка пальца осуществляется различными способами (рис. 2.98). Часто для этого используются сквозные вертикальные отверстия в бобышках, через которые масло подается из подпоршневого пространства (вариант а). Встречаются конструкции с подачей масла из маслосъёмной канавки (вариант б) и с наружной поверхности поршня около бобышек (вариант в), а также с использованием маслосборной канавки (вариант д). Однако сейчас всё более широкое распространение находит способ смазки с помощью продольных пазов на поверхности отверстия под палец (вариант г). Пальцы, запрессованные в шатун, всегда смазываются одним из перечисленных способов. Для плавающих пальцев на поршнях некоторых двигателей какие-либо смазочные отверстия или канавки могут отсутствовать.

У большинства двигателей, особенно с плавающими пальцами, пара "стальной палец - отверстие алюминиевого поршня" обеспечивает достаточно высокую долговечность соединения. Однако на последних моделях дизелей (VOLKSWAGEN) появились конструкции поршней с тонкостенными бронзовыми втулками, запрессованными в бобышки поршня. Такое решение существенно увеличивает износостойкость деталей и ресурс двигателя в целом.

Плавающие пальцы фиксируются в бобышках пружинными стопорными кольцами, устанавливаемыми в канавки (рис. 2.99). Наиболее часто применяются простые стопорные кольца круглого сечения толщиной 1,2÷1,6 мм (вариант а). Для них требуется небольшой паз от наружной поверхности поршня до канавки, иначе кольцо не снять. Редко используются стопорные кольца с "усами" (вариант б) для облегчения монтажа и

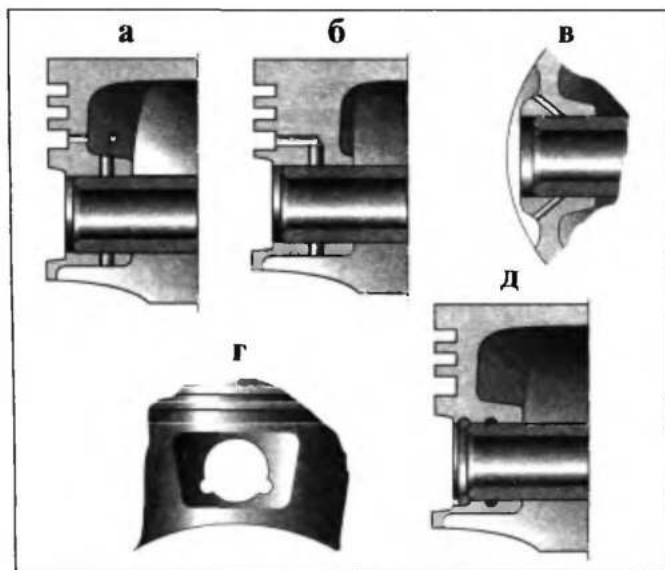


Рис. 2.98. Способы смазки поршневых пальцев в бобышках поршня: а — через отверстия бобышек маслом, стекающим с днища; б — через отверстия из канавки маслосъёмного кольца; в — через отверстия от холодильника; г — через пазы в отверстиях для пальца; д — с помощью маслосборной канавки в отверстии для пальца

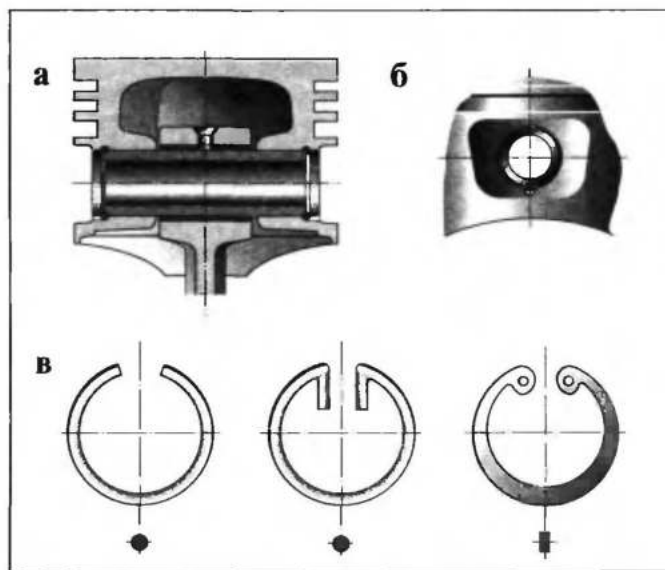


Рис. 2.99. Фиксация поршневого пальца от осевого перемещения: а — схема; б — паз для демонтажа кольца; в — основные типы колец



Рис. 2.100. Типовая конструкция канавки стопорного кольца, повышающая надежность фиксации пальца: глубина канавки h больше половины диаметра проволоки кольца; размер фаски α не менее половины диаметра проволоки; угол фаски α около 30°

демонтажа, а кольца с проушинами (вариант в) применяются, в основном, на дизелях. Стопорные кольца должны надежно сидеть в канавках, иначе при выпадении кольца поршневой палец быстро сдвигается в сторону и повреждает цилиндр настолько сильно, что не всегда удается использовать традиционные методы ремонта. Надежность посадки стопорных колец обычно обеспечивается глубиной канавки - больше половины толщины кольца, натягом по диаметру кольца - $2,0 \div 3,0$ мм, небольшой фаской на пальце, а также расположением замка (рис. 2.100).

Стенки бобышек поршней двигателей с искровым зажиганием имеют толщину не менее $3,5 \div 5,0$ мм, сверху между днищем и бобышками делаются специальные усилители в виде ребер жесткости (рис. 2.101, а). На современных двигателях с короткими поршнями бобышки могут переходить в днище без поднутрений (рис. 2.101, б). У высокофорсированных дизельных двигателей стенки бобышек достигают толщины $7 \div 9$ мм. Иногда для уменьшения удельной нагрузки на палец у дизелей бобышки делают со скосом (рис. 2.101, в). Ответный скос выполняется на верхней головке шатуна.

При работе двигателя вследствие изгиба пальца под действием сил давления и инерции на краях отверстий бобышек внутри поршня возникают большие напряжения, которые могут привести к возникновению трещин и разрушению поршня (рис. 2.102). Для снижения напряжений на некоторых двигателях отверстия в бобышках под палец делают внутри с небольшим обратным конусом. Кроме того, продольные пазы в отверстиях под палец не только улучшают смазку, но и несколько уменьшают напряжения в бобышке.

2.3.2. Поршневые кольца

Поршневые кольца в составе поршневой группы выполняют одновременно несколько функций:

газовое уплотнение камеры сгорания (надпоршневого пространства);

отвод тепла от поршня в стенку цилиндра;

“управление маслом”, т.е. обеспечение смазки колец и цилиндра при ограничении поступления масла из картера в камеру сгорания.

На поршнях современных двигателей легковых автомобилей - как с искровым зажиганием, так и дизельных, устанавли-

вается комплект из трех колец (трехколечная система).

Верхнее (первое) компрессионное кольцо является наиболее нагруженным в тепловом отношении (его температура достигает $200 \div 250^\circ\text{C}$), оно испытывает действие больших переменных давлений газа, работает в условиях ограниченной смазки. Это определяет существенные отличия конструкции верхнего кольца. Повышенные рабочие температуры и большие циклические нагрузки требуют применения здесь высокопрочных износостойких материалов. Подавляющее большинство двигателей имеет верхние кольца из легированных никелем, хромом, молибденом и другими металлами высокопрочных чугунов с шаровидным графитом. Предел прочности этих материалов обычно не ниже $1100 \div 1300$ МПа ($110 \div 130$ кг/мм²), а это соответствует уровню легированной конструкционной стали. В отличие от других типов чугунов высокопрочный чугун внешне напоминает сталь - кольцо из такого чугуна пластически деформируется, но не ломается. Это свойство очень важно с точки зрения надежности работы двигателя, т.к. кольцо не должно споматься даже при самых высоких ударных нагрузках (детонация, “жесткое” сгорание, большой зазор в изношенной канавке поршня и т.д.).

Высокопрочный чугун хорошо работает на износ в паре с алюминиевым сплавом в канавке поршня, однако в паре с гильзой цилиндра его износостойкость недостаточна. Из-за режима полусухого трения в верхней мертвой точке при сгорании верхнее кольцо без покрытия интенсивно изнашивается. Его ресурс ограничен обычно несколькими десятками тысяч километров пробега. Кроме того, продукты износа (твердые частицы), попадая между кольцом и цилиндром, работают как абразив, интенсивно изнашивая и поверхность цилиндра.

На высокофорсированных дизельных двигателях иногда применяют верхние кольца из хромистой ($13 \div 18\% \text{Cr}$) высокоуглеродистой стали, имеющей предел прочности выше $1400 \div 1500$ МПа, а некоторые японские фирмы применяют верхние стальные кольца и для двигателей с искровым зажиганием.

Для снижения износа (и трения) на верхние кольца в обязательном порядке наносят износостойкие покрытия. Наиболее распространено электролитическое хромирование - покрытие слоем твердого хрома толщиной $0,10 \div 0,15$ мм. В настоящее время широко известное в прошлом пористое хромирование применяется редко. Суть пористого хромирования - в создании на поверхности хрома пор глубиной $0,01 \div 0,02$ мм. Поверхность кольца при этом имеет неоптимальную форму (обычно прямую с фасками), однако рыхлая пористая структура способствует быстрой приработке кольца к цилиндру (рис. 2.103, а).

Сейчас все более широкое распространение находит твердое хромирование с приданием наружной поверхности специального бочкообразного профиля. Как уже указывалось, бочкообразный профиль верхнего кольца, приобретаемый в процессе длительной эксплуатации, является следствием закручивания его в канавке под действием сил давления и трения. На серийные двигатели при сборке чаще устанавливают верхние кольца с симметричной “бочкой” (рис. 2.103, в),

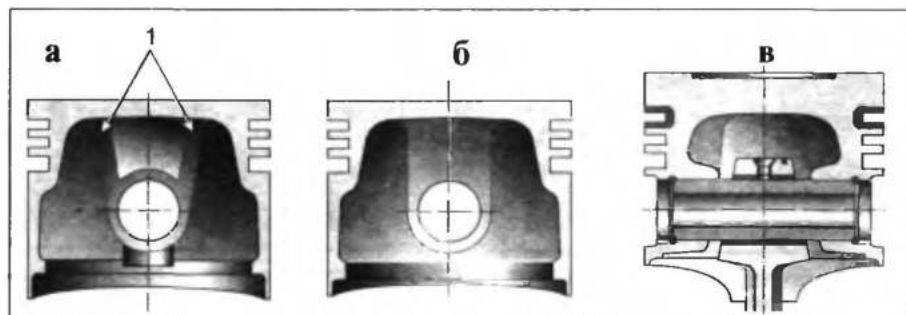


Рис. 2.101. Бобышки поршней: а — традиционной конструкции с ребрами жесткости 1; б — сплошные у поршня современного двигателя; в — скошенные у высокофорсированного дизеля

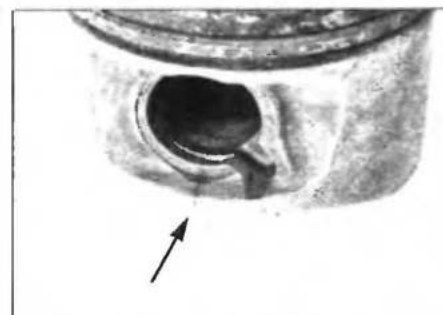


Рис. 2.102. Трещина в отверстии пальца по бобышке поршня (указана стрелкой)

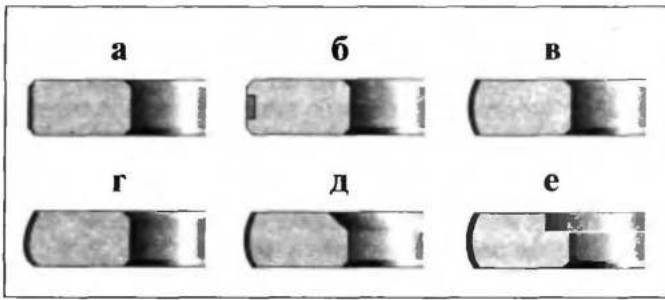


Рис. 2.103. Профили верхних компрессионных колец двигателей легковых автомобилей:

а — прямое с фасками и пористым хромированием; б — то же, но с молибденом в канавке на наружной поверхности; в — с симметричной бочкообразной наружной поверхностью; г — с несимметричной бочкообразной наружной поверхностью; д — с закручиванием с помощью угловой фаски; е — с закручиванием с помощью проточки на внутренней поверхности

которые в процессе приработки достаточно быстро приобретают несимметричную форму (рис. 2.103, г). В запасные части многие фирмы поставляют кольца уже несимметричного профиля. Например, фирма GOETZE выпускает такие кольца в рамках системы NORM-FORM. Несимметричная бочкообразная поверхность на практике достигается двумя способами - специальной обработкой наружной поверхности прямого кольца или фаской на внутренней поверхности кольца с симметричной "бочкой" (рис. 2.104). Во втором способе несимметричность возникает при закручивании сечения сжатого кольца. Следует отметить, что установка новых колец несимметричного бочкообразного профиля в изношенные цилиндры не приводит к увеличению интенсивности износа и относительно быстро возрастанию расхода масла, что наблюдается у колец с симметричным профилем и в очень сильной степени - у колец с прямым профилем (рис. 1.32).

На бензиновых двигателях некоторых фирм (MERCEDES-BENZ, GM, FORD, MAZDA и др.), а также на дизелях нередко вместо хрома используют покрытие молибденом. Молибден - более тугоплавкое и износостойкое покрытие, чем хром, имеет лучшие противозадирные свойства, особенно в период первоначальной приработки, однако более дорогое. На американских (GM) и некоторых европейских двигателях (MERCEDES-BENZ) прошлых лет выпуска молибден наносился в специальную канавку на наружной поверхности кольца (рис. 2.103, б), что препятствовало сколам и отслаиванию покрытия. В настоящее время такая конструкция применяется редко. Поскольку покрытие колец всегда работает в паре с подобранным к нему материалом гильзы, то замена колец с одним покрытием (молибден) на другое (хром) иногда приводит к ускоренному износу гильзы. Это следует иметь в виду при ремонте двигателя.

Очень важное значение имеет упругость кольца и характер прилегания его к цилиндру - отсутствие "просветов" между кольцом и цилиндром, эпюра распределения давления кольца на

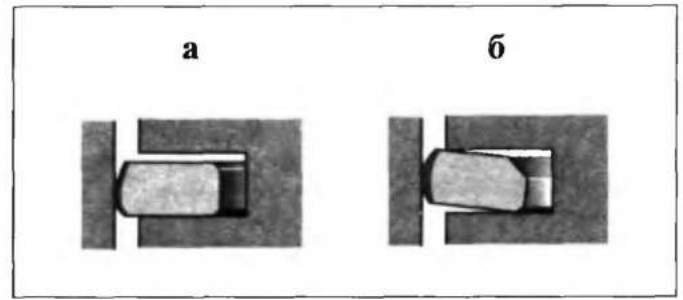


Рис. 2.104. Способы получения несимметричной бочкообразной поверхности колец:

а — специальной обработкой наружной поверхности; б — фаской на внутренней поверхности кольца и закручиванием кольца

стенку цилиндра, приспособляемость кольца, т.е. способность принимать форму цилиндра при его деформации или неравномерном износе.

Упругость кольца определяется несколькими способами, один из которых заключается в измерении силы, необходимой для сжатия замка (рис. 2.105). Это так называемая диаметральной упругость. Чем больше упругость, тем лучше уплотняющие свойства кольца, приспособляемость, быстрее его приработка. Однако при этом быстрее идет износ зеркала цилиндра, канавки поршня, самого кольца, больше потери мощности на трение в двигателе. С другой стороны, минимальная сила упругости ограничена необходимостью обеспечить надежное уплотняющее действие кольца при разрежении в цилиндре (на впуске), когда силы давления стремятся сжать кольцо, а также отсутствие колебаний кольца в канавке.

Сила упругости колец обязательно регламентируется при их производстве и зависит от их высоты и диаметра. Для верхних колец высотой 1,5 мм диаметральной упругость обычно лежит в пределах 20 ± 35 Н в диапазоне наиболее распространенных диаметров 75 ± 95 мм (рис. 2.105).

Необходимую силу упругости колец можно получить различными способами, изменяя замок, радиальную ширину или материал (модуль упругости) кольца. Например, при одинаковой высоте узкие кольца с большим замком могут иметь одинаковую упругость с широкими кольцами, обладающими малым замком (рис. 2.105). Современная тенденция - уменьшение радиальной ширины верхнего кольца. В этом случае кольцо становится податливым, лучше приспособляется к возможным отклонениям формы цилиндра из-за деформации или износа. В то же время узкое кольцо имеет меньшую опорную поверхность на торце и сильнее закручивается под действием сил трения и давления, что может спровоцировать ускоренный износ кольца и канавки поршня. Вследствие этих причин ширина кольца является компромиссным решением.

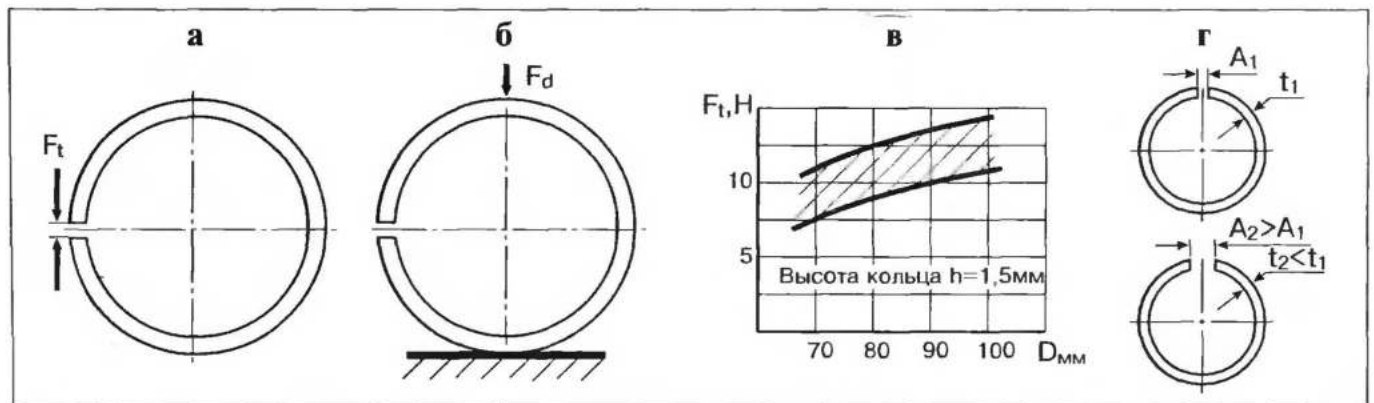


Рис. 2.105. Упругость поршневых колец:

а — тангенциальная упругость F_t ; б — диаметральной упругость $F_d \equiv 2, F_t$; в — зависимость тангенциальной упругости от диаметра цилиндра D ; г — кольца с одинаковой упругостью

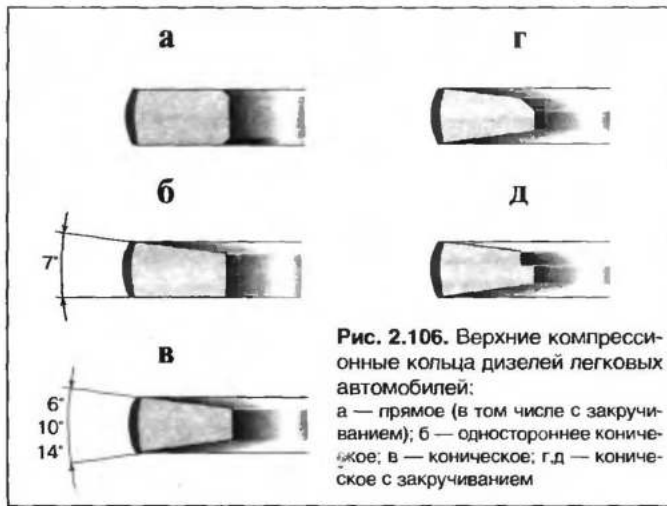


Рис. 2.106. Верхние компрессионные кольца дизелей легковых автомобилей:
 а — прямое (в том числе с закручиванием); б — одностороннее коническое; в — коническое; г, д — коническое с закручиванием

Современные двигатели имеют тенденцию к уменьшению высоты колец. Если в 70-х - начале 80-х годов высота верхнего кольца у двигателей с принудительным зажиганием составляла обычно $1,75 \pm 2,0$ мм, то к концу 80-х - началу 90-х годов - $1,2 \pm 1,5$ мм и даже 1,0 мм. Кольца меньшей высоты имеют существенно меньшие силы трения в цилиндре, меньший износ на высоких частотах вращения, а также менее склонны к задирам и прижогам, особенно в процессе приработки.

Дизельные двигатели вследствие значительно более высоких давлений и тепловых потоков требуют колец увеличенной высоты. Сейчас наиболее распространенная высота верхнего кольца дизелей - 2,0 мм, хотя достаточно распространены кольца высотой $2,5 \pm 3,0$ мм, а на малых диаметрах цилиндра встречаются кольца высотой 1,75 мм и даже 1,5 мм (ТОУОТА). На высокофорсированных дизелях нередко применяются кольца с трапециевидальным профилем, с одной или двумя коническими поверхностями и углами конусов 6° , 7° , 10° и 14° (рис. 2.106). При высоких температурах они меньше склонны к закоксовыванию в канавке и обеспечивают меньший износ канавки при высоких давлениях, однако сложнее и дороже в производстве.

Наиболее важное значение для работоспособности и ресурса верхнего кольца имеет распределение его давления на стенки цилиндра.

В свободном состоянии поршневое кольцо характеризуется некруглой формой (рис. 2.107), при этом радиус его наружной поверхности у замка равен радиусу цилиндра. С увеличением расстояния от замка радиус кольца увеличивается, и на стороне, противоположной замку, он максимален.

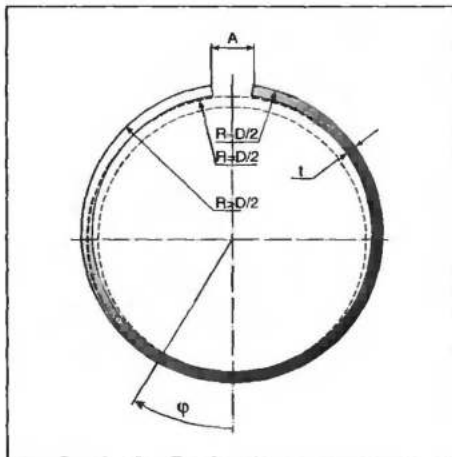


Рис. 2.107. Поршневое кольцо в свободном состоянии:
 (---) — контур кольца в цилиндре D ; R — радиус наружной поверхности (в цилиндре $R=D/2$, в свободном состоянии зависит от угла ϕ); A — зазор в замке в свободном состоянии; l — радиальная ширина кольца

У поршневых колец современных двигателей при установке в круглый цилиндр не допускается просветов между цилиндром и наружной поверхностью кольца. Следовательно, в каждой точке окружности кольцо давит на стенку с определенной силой. Расчеты и эксперименты с различными типами и размерами колец показывают, что по мере износа кольца давление на стенку падает прежде и быстрее всего у замка. Износ кольца в этом случае у замка максимален и тем сильнее, чем выше рабочее давление в цилиндре.

Через определенное время работы у кольца в цилиндре появляются просветы на участках вблизи замка (рис. 2.108). И хотя такое кольцо еще может некоторое время работать, потеря контакта со стенкой условно определяет его ресурс. У таких колец наблюдается повышенный прорыв газов, что существенно затрудняет запуск двигателя, а также перегрев у замка, что может вызвать прогар поршня из-за ухудшения отвода от него тепла.

Очевидно, для увеличения ресурса необходимо изначально у нового кольца иметь у замка повышенное давление. Именно такие эпюры - грушевидные или каплевидные (рис. 2.109) имеют поршневые кольца современных двигателей. Однако вопрос о том, насколько максимальное давление у замка должно быть больше среднего по окружности, достаточно сложен, т.к. определяется типом двигателя и условиями его эксплуатации.

На рис. 2.110 дано сравнение износа по окружности за одинаковое время работы колец с различной эпюрой при малых и больших давлениях в цилиндре (т.е. при работе двигателя преимущественно на малых или больших нагрузках). Анализ кривых износа показывает, что кольцо с малым, но большим единицы, отношением давления у замка к среднему, меньше изнашивается при небольших давлениях в цилиндре. И наоборот, кольцо с высоким давлением у замка лучше работает при высоких давлениях в цилиндре. При малых давлениях такое кольцо изнашивается неравномерно, несмотря на достаточно равномерный вид эпюры давления на стенку. Очевидно, для обеспечения высокого ресурса у такого кольца необходимо иметь большую толщину покрытия.

Кольцо с изначально равномерным давлением, несмотря на небольшой износ, обладает меньшим ресурсом как при больших, так и малых рабочих давлениях в цилиндре. В рассматриваемом случае при одинаковом времени работы (рис. 2.110) только оно имеет просвет у замка. Этим объясняется тот факт, что кольца с равномерным, а, тем более, с пониженным давлением у замка в четырехтактных автомобильных двигателях не применяются.

Практика показывает, что для бензиновых двигателей на-

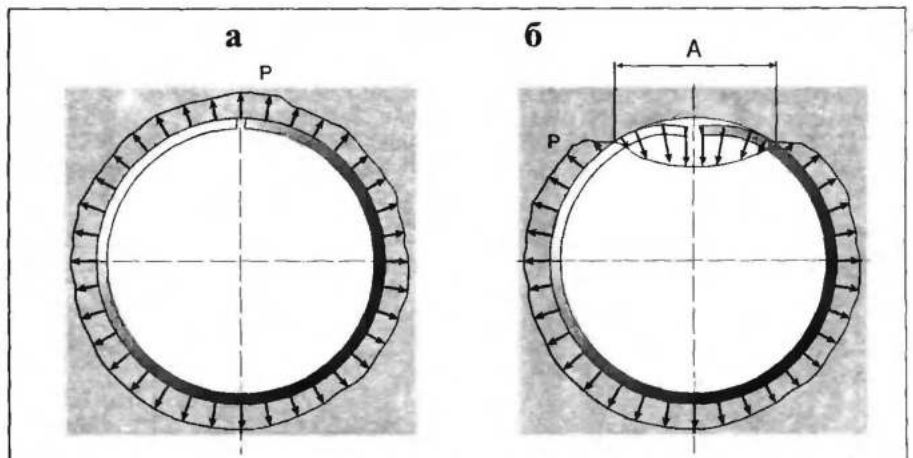


Рис. 2.108. Давление кольца на стенку цилиндра P :
 а — нормально работающее кольцо; б — изношенное кольцо; A — область неприлегания кольца к цилиндру (отрицательное давление)

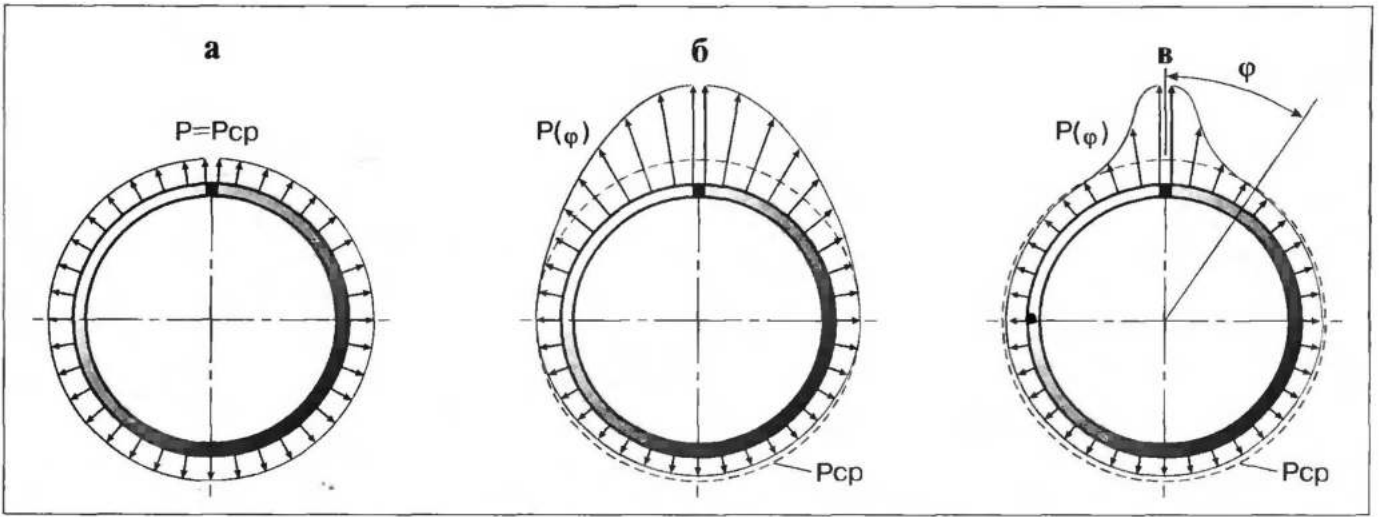


Рис. 2.109. Распределение давления (эпюра давления) поршневых колец на стенку цилиндра: а — равномерная; б — каплевидная; в — грушевидная; $P(\varphi)$ — давление в данной точке; P_{cp} — среднее по окружности давление ($P_{cp}=2F_r/Dh$)

ибольший ресурс достигается тогда, когда давление кольца на стенку примерно в 1,5 раза больше среднего. В то же время для дизелей целесообразно иметь отношение давлений порядка 1,8÷2,5. Таким образом, у бензиновых двигателей и дизелей кольца различны, даже если они имеют одинаковые размеры (высота, диаметр и т.д.). Их этого следует важный вывод о том, что произвольная замена поршневых колец без учета типа двигателя может привести к существенному снижению его ресурса.

Изготовление колец с заданной эпюрой давления требует достаточно сложных технологий, включающих обработку поверхностей по специальным копирам. В настоящее время изготовление колец высокого качества, обеспечивающих высокий ресурс двигателя, возможно только в условиях массового производства на специализированных фирмах.

Средние кольца двигателей работают в гораздо более «мягких» условиях по давлению, температуре и смазке, поэто-

му они обычно не требуют высокопрочных материалов. Наиболее часто для них используется серый легированный чугун с пластинчатым графитом, обладающий хорошей износостойкостью и без специальных покрытий (хотя покрытия и средних колец, в основном, хромом, также не редкость).

Одно из важных свойств среднего кольца - «управление маслом», т.е. снятие масла со стенок цилиндра при ходе поршня вниз и пропуск некоторого количества масла к масляному кольцу при ходе вверх. Для этого среднему кольцу придается определенный профиль.

На современных двигателях в качестве средних широко применяются так называемые «минутные» кольца, имеющие наклон образующей к поверхности цилиндра в пределах $0^{\circ}60' \div 0^{\circ}80'$ (рис. 2.111, б, в). Наклон может быть выполнен не только конической наружной поверхностью кольца, но и закручиванием прямого кольца с помощью фаски на внутренней поверхности (рис. 2.111, г). Наиболее часто применяются более простые кольца с

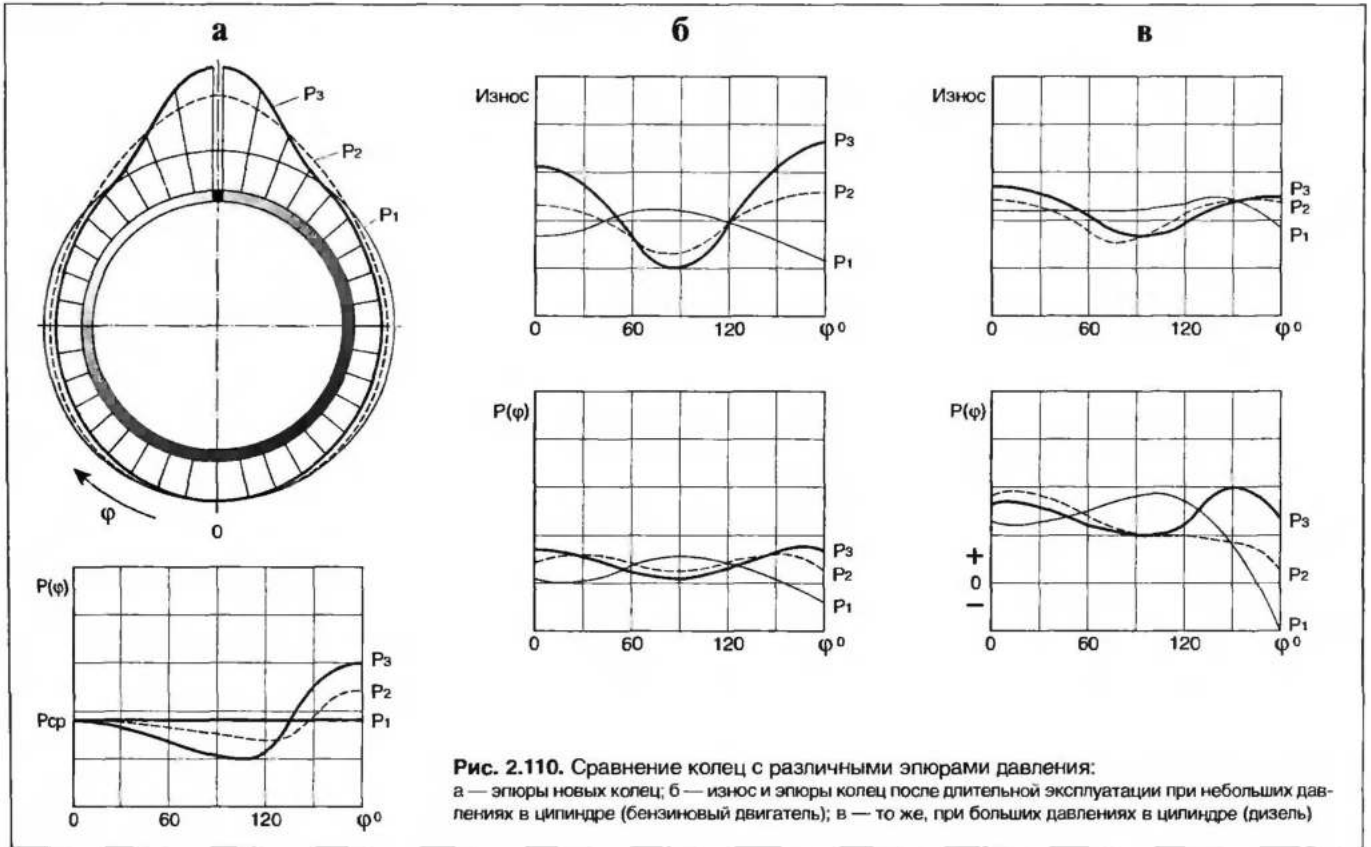


Рис. 2.110. Сравнение колец с различными эпюрами давления: а — эпюры новых колец; б — износ и эпюры колец после длительной эксплуатации при небольших давлениях в цилиндре (бензиновый двигатель); в — то же, при больших давлениях в цилиндре (дизель)

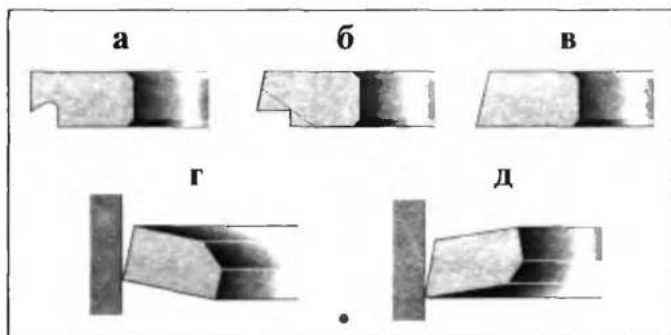


Рис. 2.111. Профили средних (компрессионно-маслосъемных) колец: а — простое скребковое; б — скребковое минутное; в — минутное; г — прямого закручивания; д — обратного закручивания

закручиванием и «минутные» (варианты в и г). Широко распространенные на двигателях прошлых лет скребковые кольца (варианты а и б) сейчас применяются реже, поскольку при уменьшении высоты кольца скребок ослабляет его сечение.

Средние кольца с конической наружной поверхностью требуют аккуратности при сборке двигателя. Ошибочная установка кольца на поршень наоборот, т.е. верхним торцом вниз, обычно приводит к значительному (в несколько раз) возрастанию расхода масла.

Средние кольца современных двигателей с искровым зажиганием имеют высоту $1,50 \pm 1,75$ мм (в прошлом - $2,0 \pm 2,5$ мм). У многих двигателей тонкие верхние и средние кольца одинаковой высоты (1,5 мм). Такие конструкции впервые начали применять японские фирмы NISSAN, TOYOTA, MAZDA, MITSUBISHI еще в начале 80-х годов. Средние кольца дизелей обычно делаются высотой $2,0 \pm 2,5$ мм, т.е. равной или меньшей высоты верхнего кольца. Они редко имеют трапецеидальное сечение, даже если верхнее кольцо такой конструкции. На некоторых бензиновых двигателях автомобилей представительского класса, а также нередко на высокофорсированных дизелях средние кольца также имеют износостойкие покрытия. На новых двигателях это, как правило, хром, на более старых иногда применялось молибденирование (MERCEDES-BENZ). Применение конкретного покрытия иногда диктуется материалом гильзы, в которой кольцо без покрытия быстро изнашивается.

Средние кольца, как правило, имеют увеличенную радиальную ширину и нередко большую упругость при сохранении повышенного давления у замка. Требования к эпюре здесь менее строгие, поскольку силы давления газов существенно ниже.

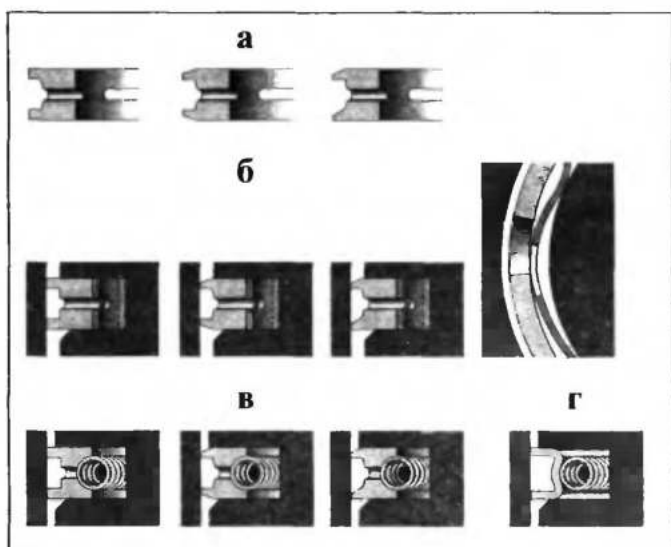


Рис. 2.112. Коробчатые маслосъемные кольца: а — простые; б — с плоской эспандерной пружиной; в — со спиральной пружиной; г — из ленты со спиральной пружиной; варианты (а) и (б) у современных двигателей практически не применяются

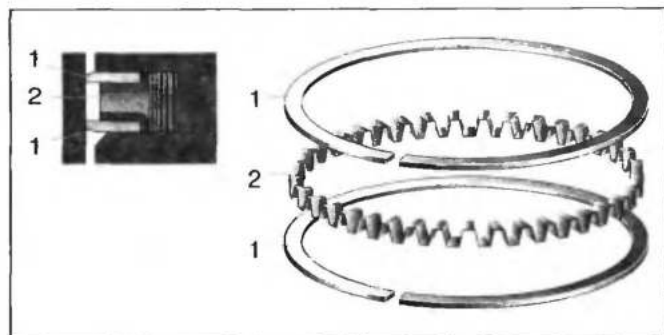


Рис. 2.113. Схема наборного маслосъемного кольца с двухфункциональным расширителем: 1 — диск, 2 — двухфункциональный расширитель

Маслосъемные кольца обеспечивают съём масла с поверхности цилиндра и сброс его в картер через отверстия (пазы) в канавке маслосъемного кольца. Специфические задачи и условия работы кольца диктуют конструкции и материалы, отличные от среднего и верхнего колец. Наиболее важным для маслосъемного кольца является хорошая приспособляемость к форме цилиндра и высокое давление на стенки, необходимые для эффективного съёма масла. При этом, несмотря на то, что удельное (на единицу поверхности) давление здесь достаточно высоко, больших износов не наблюдается из-за обильной смазки.

На современных двигателях применяются два основных типа колец - коробчатое кольцо с эспандерной пружиной и наборное кольцо, состоящее из двух дисков и двухфункционального расширителя. Коробчатое кольцо (рис. 2.112) является скорее маслуправляющим, чем маслосъемным, в то время как наборное - чисто маслосъемным. Отличие в терминологии характеризует принцип действия колец. Коробчатое кольцо дает несколько больший расход масла, но обеспечивает смазку цилиндра и поршня за счет пропуска части масла вблизи мертвых точек. Одной из причин этого может быть «перекладка» поршня, в результате чего один из «гребней» кольца может отрываться от поверхности цилиндра (см. раздел 1.2.).

Этого практически не наблюдается у наборного кольца (рис. 2.113), диски которого не связаны жестко друг с другом. Поскольку в наборном кольце используются тонкие диски (их толщина обычно 0,50 или 0,63 мм) они хорошо «приспосабливаются» к поверхности цилиндра, гораздо лучше коробчатого кольца. Это обеспечивает практически полный съём масла с поверхности цилиндра, однако может ухудшить смазку колец и поршня в цилиндре и привести к задирам. Во избежание этого иногда приходится изменять конструкцию поршня, чтобы удерживать определенное количество масла у среднего кольца, достаточное для смазки цилиндра и компрессионных колец (рис. 2.90).

В дизельных двигателях, где нагрузки существенно больше и требования к смазке деталей поршневой группы повышены, используются, как правило, коробчатые маслосъемные кольца. В двигателях с искровым зажиганием японские и американские фирмы в подавляющем большинстве случаев устанавливают наборные кольца, а европейские фирмы, напротив, чаще используют коробчатые кольца. При прочих равных условиях оба типа колец имеют примерно одинаковый ресурс. Так, при большом износе коробчатого кольца значительно уменьшается высота гребешков и увеличивается зазор в замке, что ведет к резкому увеличению расхода масла. У наборного кольца этого, как правило, не происходит, пока диски остаются выше расширителя. При этом увеличенный зазор в замке одного из дисков «перекрывается» другим диском, замок которого расположен в другом месте. Однако даже при небольшом износе дисков резко падает сила упругости расширителя, что также вызывает увеличение расхода масла из-за уменьшения удельного давления дисков на поверхность цилиндра.

Большинство двигателей выпуска 80-х годов имели высоту маслосъемных колец ряда 2,8; 3,0; 3,5 и 4,0 мм, а также

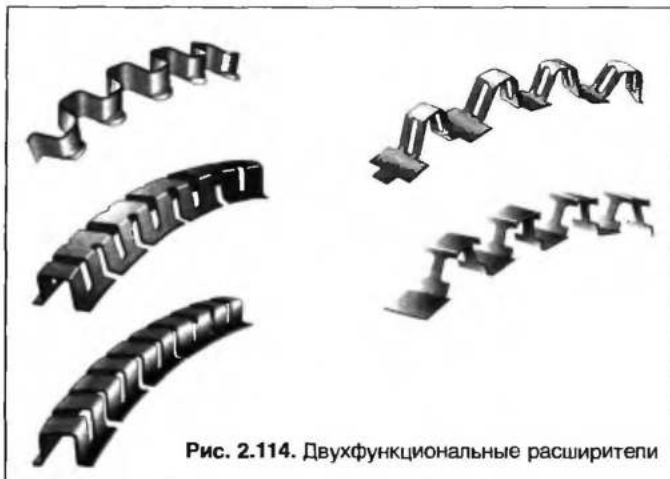


Рис. 2.114. Двухфункциональные расширители

4,75 мм для некоторых американских моделей, причем преимущественно применялись более высокие кольца. С начала 90-х годов можно заметить тенденцию уменьшения высоты маслосъемных колец (у некоторых последних двигателей - до 2,5 и даже до 2,0 мм). Уменьшение высоты маслосъемных колец имеет большое значение, т.к. позволяет снизить высоту и массу поршней и всего двигателя в целом.

Коробчатые кольца обычно изготавливают из серого легированного чугуна, способного длительное время работать в паре с чугунной гильзой и без специальных покрытий. Многие двигатели имеют хромированные коробчатые кольца, причем хромироваться могут только рабочие "гребешки" кольца или вся его наружная поверхность. Некоторые дизельные японские двигатели (TOYOTA) имеют стальные хромированные коробчатые кольца, изготавливаемые методом проката из стальной калиброванной ленты (рис. 2.112). Встречаются коробчатые маслосъемные кольца с хромированной и полированной поверхностью канавки эспандерной пружины. Это позволяет уменьшить трение пружины в канавке и улучшить равномерность давления кольца на стенку цилиндра. С этой точки зрения определенные требования предъявляются и к эспандерным пружинам. Иногда пружины снаружи шлифуются для увеличения опорной поверхности и снижения трения. Встречаются хромированные и полированные пружины, а также пружины с переменным шагом. Эти мероприятия также позволяют сделать износ кольца более равномерным.

Диски наборных маслосъемных колец изготавливаются из углеродистой стальной калиброванной ленты. Наружная поверхность диска хромируется (слой хрома 0,08÷0,12 мм) и

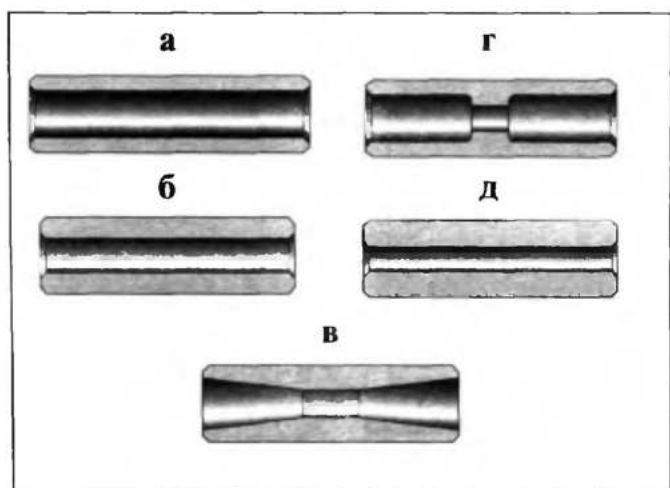


Рис. 2.115. Основные типы поршневых пальцев:

а — палец с цилиндрическим отверстием и относительно тонкими стенками для среднефорсированных двигателей; б — короткий палец с толстыми стенками для высокофорсированных двигателей; в — палец "равного сопротивления изгибу" с коническим отверстием; г — палец с увеличенной жесткостью в среднем сечении (применяется, в основном, при неподвижной посадке в отверстии шатуна); д — палец для дизеля с толстыми стенками

имеет полукруглый (бочкообразный) профиль для улучшения приработки.

Двухфункциональные расширители наборных колец имеют большое разнообразие конструкций (рис. 2.114). Задача двухфункционального расширителя - держать диски в канавке на определенном расстоянии и прижимать их к поверхности цилиндра. Наиболее часто применяются расширители из нержавеющей (15÷20% Cr, 5÷10% Ni) стальной калиброванной ленты, которая в процессе изготовления нагартовывается, приобретает пружинные свойства и практически не теряет их в эксплуатации. Реже используются расширители из углеродистой стали. Следует отметить, что некоторые конструкции расширителей при установке в цилиндр обеспечивают дополнительное давление дисков на стенки канавки поршня, что улучшает сьем масла с поверхности цилиндра.

2.3.3. Поршневые пальцы

Поршневой палец является весьма ответственной деталью двигателя, передающей нагрузку от поршня к шатуну. Палец обычно работает в паре с мягкими материалами - алюминием (поршень) и бронзой (втулка верхней головки шатуна). Вследствие этого рабочая поверхность пальца должна иметь высокую твердость. С другой стороны, палец работает в условиях высоких циклических нагрузок, что требует применения вязких материалов, обладающих высокой усталостной прочностью. Эти требованиям удовлетворяют легированные никелем и хромом стали с низким содержанием углерода, наружная поверхность которых цементирована или азотирована при сохранении вязкой основы (сердцевины).

Наружная поверхность пальца из условия обеспечения высокого ресурса должна быть обработана с весьма высокой точностью (овальность и конусность не более 2÷3 мкм) и иметь шероховатость не более 0,2 мкм, что достигается суперфинишной обработкой. Внутренняя поверхность из условия повышения усталостной прочности не должна иметь шероховатость более 5÷10 мкм. Следы грубой обработки (риски, царапины и т.д.) являются крайне нежелательными концентраторами напряжений.

Большинство бензиновых двигателей имеют поршневые пальцы диаметром 20÷23 мм с цилиндрическим внутренним отверстием. Пальцы диаметром 17÷19 мм имеют двигатели малого рабочего объема (до 1600÷1700 см³), в том числе многие японские двигатели. Пальцы диаметром более 23 мм на современных бензиновых двигателях применяются редко.

Во время работы двигателя палец испытывает большие изгибающие нагрузки (рис. 1.40). Изгиб пальца приводит к его овализации, т.е., чем больше деформация изгиба, тем более овальным становится поперечное сечение пальца. Явление овализации нежелательно с точки зрения износа пальца и сопрягаемых деталей. Поэтому в современных высокофорсированных двигателях имеется тенденция увеличения толщины стенок пальцев и уменьшения их длины. Особенно эффективно здесь использование способа фиксации шатуна от осевого перемещения в бобышках поршня (см. рис. 2.78).

Повышение прочности пальца за счет увеличения толщины его стенок при прочих равных условиях приводит к возрастанию его массы и, соответственно, инерционных нагрузок на другие детали двигателя (шатун, коленчатый вал и т.д.). Поэтому нередко встречаются конструкции пальцев с нецилиндрическим отверстием (рис. 2.115), в том числе с коническим, или с усилением сечения в центре. Недостатком таких конструкций является их более высокая стоимость.

Поршневые пальцы дизелей легковых автомобилей вследствие значительно более высоких нагрузок обычно имеют диаметры в пределах 24÷30 мм. Увеличение диаметра пальца позволяет в этом случае сохранить невысокий уровень удельных нагрузок на поверхности. В то же время пальцы дизельных двигателей имеют примерно в 1,5÷2 раза более толстые стенки для обеспечения их жесткости и прочности.

2.4. Головка блока цилиндров, газораспределительный механизм и его привод

2.4.1. Конструкция головок блока цилиндров и камеры сгорания двигателей

На всех рядных бензиновых двигателях и подавляющем большинстве дизелей легковых автомобилей применяются исключительно головки блочной конструкции, т.е. одна головка на все цилиндры (на весь блок цилиндров). Одно из наиболее важных требований к головке блока - хорошее охлаждение стенок камеры сгорания и выпускного канала. Это, с одной стороны, означает интенсивный отвод тепла от стенок в охлаждающую жидкость, т.е. эффективное охлаждение созданием в головке потоков определенного направления. Иногда с этим связаны различные размеры отверстий или вообще их отсутствие на прокладке головки блока в местах, где каналы рубашки охлаждения блока цилиндров совпадают с каналами охлаждения головки.

С другой стороны, в стенках головки не должно возникать больших перепадов температур. Обычно это наблюдается при значительном изменении толщины стенок камеры сгорания и различной интенсивности их охлаждения. Такая картина характерна для перемычек между седлами клапанов и между седлом и стенкой (крышкой) форкамеры дизелей (рис. 2.116), особенно при их близком расположении друг к другу. Недостаточное охлаждение стенки камеры сгорания у некоторых двигателей при определенных условиях приводит к перегреву, короблению, появлению и развитию трещин в указанных сечениях.

В головке размещается распределительный механизм, включающий впускные и выпускные клапаны, разделяющие каналы впуска и выпуска соответственно, с камерой сгорания. С помощью различного типа устройств (рычаги, коромысла, толкатели, штанги) клапаны связаны с кулачками распределительного вала. Распределительный вал, в свою очередь, кинематически связан с коленчатым валом элементами привода (зубчатый ремень со шкивами или цепь со звездочками).

Распределительный вал может быть расположен в головке блока цилиндров (двигатели ОНС - с верхним распределительным валом) или вне головки - в блоке цилиндров (двигатели OHV - с нижним распределительным валом). На современных двигателях нередко применяется схема DOHC - с двумя верхними распределительными валами в головке блока.

Головки американских двигателей прошлых лет выпуска (GM, FORD, CHRYSLER), в том числе двигатели классических схем V6 и V8 с нижним расположением распределительного вала, изготавливались из чугуна. Чугунные головки применя-

лись в прошлом и на рядных двигателях с верхним расположением распределительного вала (FORD, OPEL). Преимуществом чугуна является низкий коэффициент температурного расширения и большая жаропрочность и износостойкость, что позволяло нередко обходиться без вставных седел и направляющих втулок клапанов. Однако чугунные головки резко увеличивают массу двигателя, а из-за своей низкой пластичности чугун чувствителен к местным (локальным) перегревам, ведущим к появлению трещин, особенно вблизи седел выпускных клапанов. Вследствие этого чугун сейчас практически полностью вытеснен силицидами - алюминиевыми сплавами с содержанием кремния около 6-10%.

На последних японских двигателях (TOYOTA) встречаются головки из спеченных порошковых материалов на основе алюминия, содержащих 14-18% кремния при сохранении высоких механических свойств материала. Это дает возможность значительно снизить коэффициент линейного расширения и, следовательно, делает более стабильными тепловые зазоры в клапанном механизме, зазоры в опорных подшипниках распределительного вала, а также уменьшает чувствительность двигателя к перегреву.

На некоторых дизелях (ROVER, ALFA ROMEO) каждый цилиндр блока имеет свою отдельную (индивидуальную) головку. Такая конструкция менее чувствительна к перегреву, т.к. все деформации локализируются на небольшой длине каждой головки. Однако индивидуальные головки уменьшают продольную жесткость конструкции двигателя, вследствие чего требуют более прочного и тяжелого блока цилиндров. Поэтому такие конструкции не получили распространения на легковых автомобилях.

Головка блока цилиндров крепится на блоке болтами или шпильками с гайками. Если блок цилиндров чугунный, то в большинстве случаев применяются болты. Болты крепления головки блока изготавливаются из высокопрочных материалов (легированные стали). Болты головки при небольшом диаметре - обычно 10-12 мм, обеспечивают значительные моменты затяжки - обычно 70-150 Н·м. Большие моменты затяжки необходимы для обеспечения герметичности стыка головки и блока в широком диапазоне рабочих температур. В 80-х годах наряду с традиционной конструкцией болтов для головок блока, крышек коренных подшипников и шатунов получили распространение болты, работающие на пределе текучести (рис. 2.117). Для таких болтов регламентируется не максимальный момент затяжки, а угол, на который надо повернуть болт, затянутый предварительным моментом (обычно около половины максимального). Преимуществом этих болтов является более равномерное и стабильное по времени эксплуатации усилие затяжки (напри-

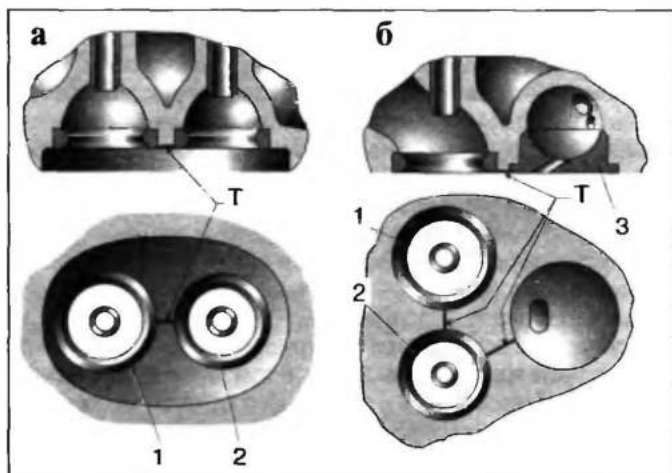


Рис. 2.116. Ухудшение охлаждения стенок камеры сгорания и образование трещин:

а — у бензиновых двигателей; б — у дизелей; Т — наиболее опасные сечения; 1 — седло впускного клапана; 2 — седло выпускного клапана; 3 — вставка (крышка) форкамеры

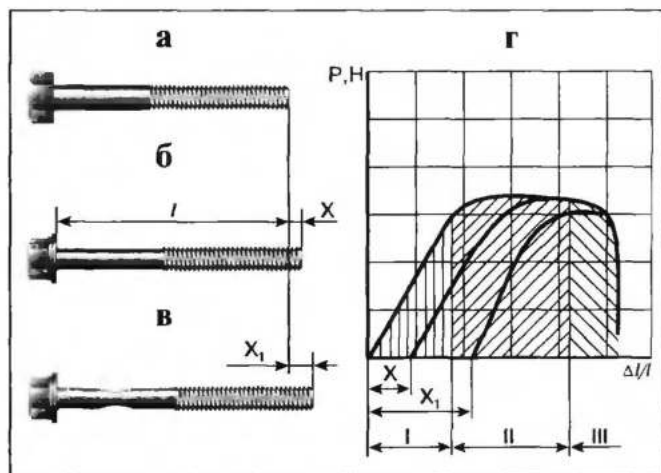


Рис. 2.117. Болты ответственных соединений двигателя:

а — болт традиционной конструкции, работающий в области пропорциональности (I); б — болт, работающий на пределе текучести (II); в — болт, имеющий недопустимую остаточную деформацию x_1 , не обеспечивает необходимого усилия затяжки; г — усилие затяжки в зависимости от относительного удлинения болта $\Delta l/l$; III — область разрушения болта

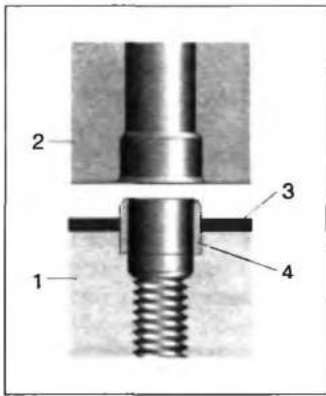


Рис. 2.118. Центрирование головки на блоке цилиндров с помощью втулок:

1 — блок цилиндров; 2 — головка блока; 3 — прокладка головки; 4 — центрирующая втулка

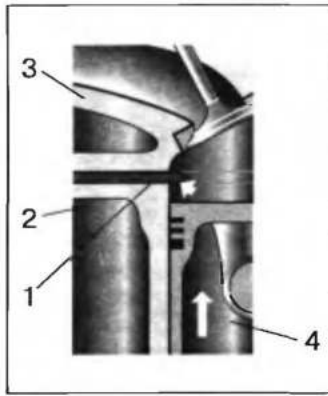


Рис. 2.119. "Свисание" окантовки прокладки в цилиндр вызывает удар поршня в край окантовки в ВМТ, стук двигателя и быстрое прогорание прокладки. 1 — прокладка; 2 — блок цилиндров; 3 — головка блока; 4 — поршень; стрелкой указано место удара поршня по прокладке

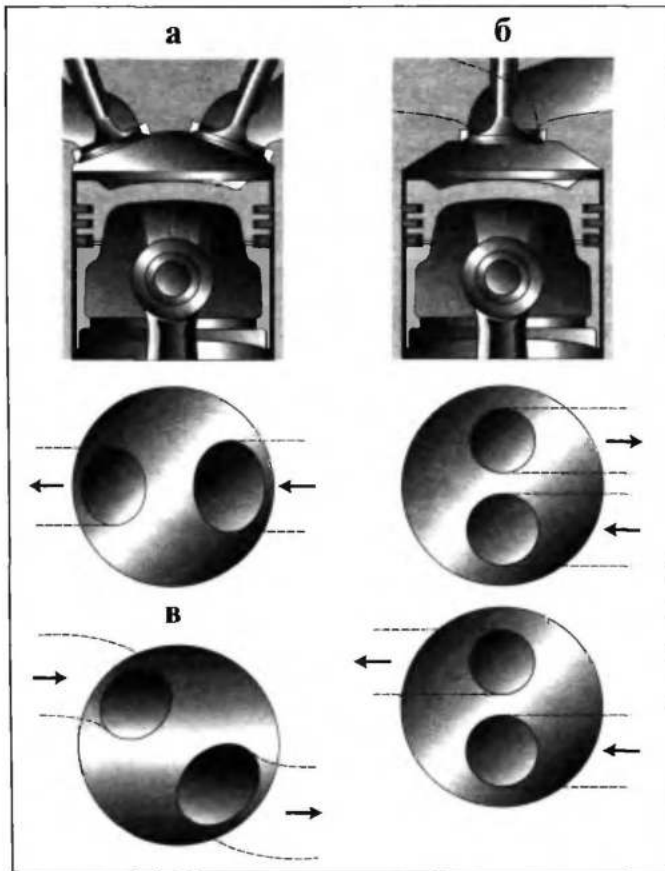


Рис. 2.120. Типичные схемы расположения клапанов в двухклапанной головке:

а — поперечное; б — продольное; в — косое

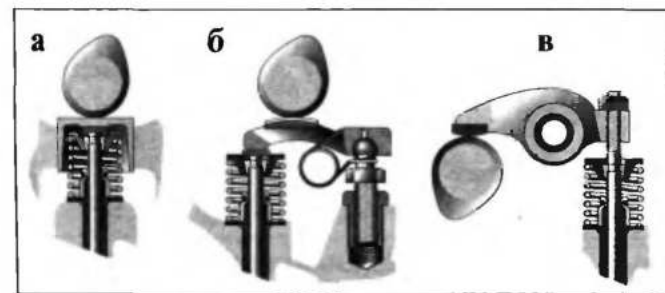


Рис. 2.121. Основные схемы привода клапанов:

а — толкателями; б — рычагами; в — коромыслами

мер, при перегреве двигателя усилие затяжки остается неизменным), однако повторное их использование проблематично. Так, при ремонте далеко не всегда удается повторно завернуть болты с рекомендуемыми моментами и углами доворота во избежание их поломки. Поэтому болты традиционной конструкции для ремонта более предпочтительны.

У двигателей с алюминиевыми блоками цилиндров вместо болтов нередко используются шпильки (ALFA ROMEO, FIAT, PORSCHE), что связано с возможностью повреждения резьбы в мягком материале при многократной их затяжке. На некоторых двигателях (HONDA) применяется комбинированный вариант: и шпильки и болты, причем шпильки по краям блока.

Обычно головка и прокладка головки центрируются на блоке с помощью двух центрирующих втулок, расположенных на крайних болтах (рис. 2.118). Центрирование важно для обеспечения параллельности осей коленчатого и распределительного валов, а также для совпадения отверстий в прокладке, блоке и головке цилиндров. Без втулок в некоторых двигателях возможен сдвиг края прокладки через край цилиндра (рис. 2.119). В таком случае даже небольшое выступание днища поршня над плоскостью блока в ВМТ может привести к стукам, повреждению поршня и прокладки, а также быстрому ее прогоранию.

Головки цилиндров двигателей прошлых лет выпуска имели, в основном, два клапана на один цилиндр — один впускной и один выпускной. С середины 80-х годов наметился переход на многоклапанные конструкции — трехклапанные (два впускных и один выпускной) и четырехклапанные (по два впускных и выпускных клапана). В четырехклапанных головках, как правило, применяются два верхних распределительных вала, однако существуют конструкции и с одним распределительным валом (HONDA, MITSUBISHI, NISSAN). Головки с тремя клапанами на цилиндр имеют обычно один распределительный вал.

Поверхность головки блока совместно с поверхностями днища поршней образуют камеры сгорания. Конструкция головки блока зависит, в основном, от формы камеры сгорания и количества клапанов на один цилиндр. Рассмотрим вначале широко распространенные в прошлом двухклапанные головки. Здесь можно выделить схемы продольного, поперечного и косого расположения клапанов (рис. 2.120) по отношению к оси двигателя, а также различные способы их привода — коромыслами, рычагами или толкателями (рис. 2.121).

Полусферические и шатровые камеры сгорания (рис. 2.122) предполагают поперечное или косое расположение клапанов, причем под углом друг к другу. Наиболее часто здесь используется привод с помощью коромысел. На некоторых двигателях при такой схеме применяются два распределительных вала, что позволяет использовать в приводе рычаги (MERCEDES-BENZ, OPEL) или толкатели (TOYOTA, ALFA ROMEO, FIAT), однако такие конструкции для данных схем двухклапанных головок встречаются реже.

Продольное расположение клапанов характерно для полуклиновых, овальных и цилиндрических камер сгорания. Для этих схем широко используют все способы привода клапанов — коромыслами, рычагами и толкателями. В отличие от полусферических и шатровых камер с поперечным и косым расположением клапанов, где впускные и выпускные каналы выходят на разные стороны головки, у полуклиновых камер с продольным расположением клапанов каналы чаще направлены в одну сторону. Конструкция головки при этом несколько упрощается, т.к. клапаны расположены параллельно и лежат в одной плоскости.

Полуклиновые камеры сгорания позволяют увеличить площадь вытеснительных поверхностей и интенсивность перемешивания (турбулентность) топливо-воздушной смеси при воспламенении. Поэтому двигатели с такими камерами нередко менее склонны к детонации. Однако подобная конструкция ограничивает размеры клапанов и, соответственно, проходные сечения каналов, что несколько снижает удельную (литровую) мощность двигателя.

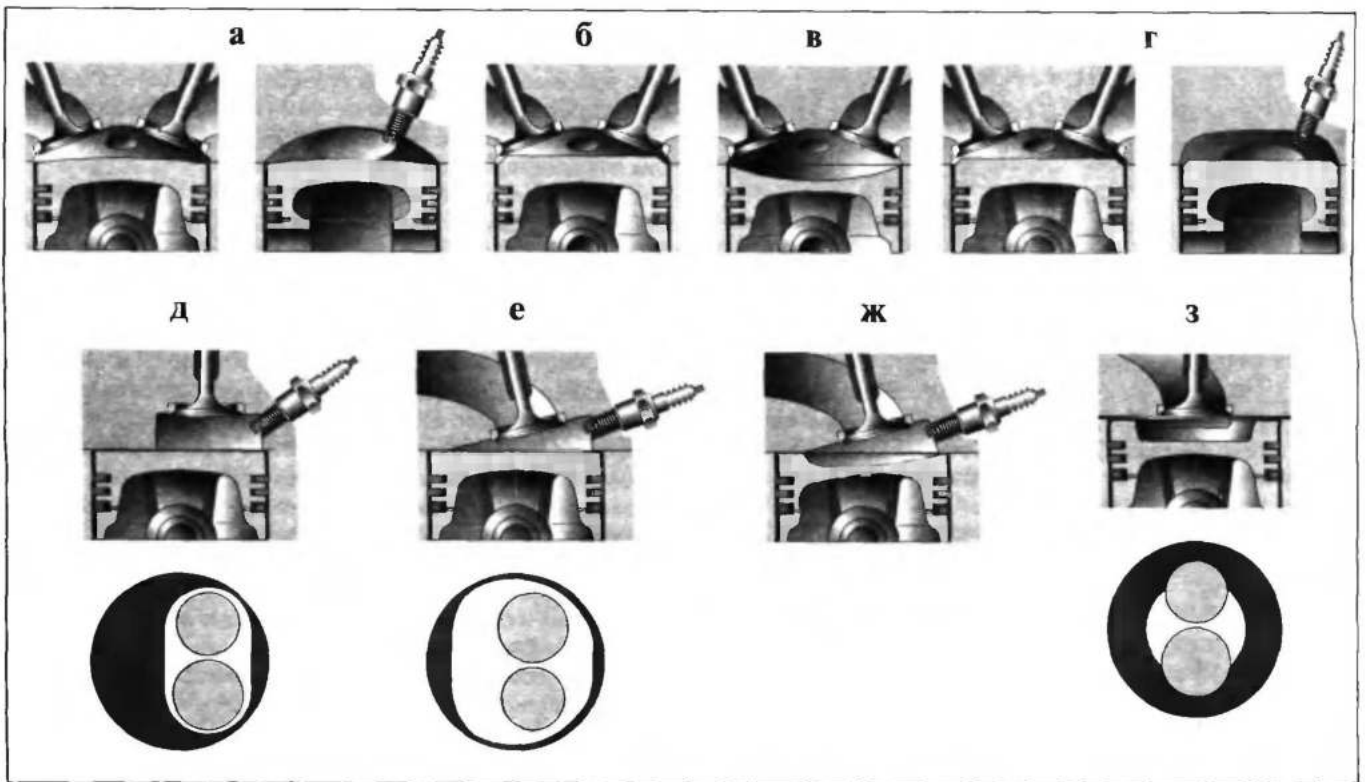


Рис. 2.122. Некоторые наиболее распространенные типы камер сгорания бензиновых двигателей: а — полусферическая; б — полусферическая с вытеснителем; в — сферическая; г — шатровая; д — плоскоовальная; е — клиновья; ж — полуклиновья с частью камеры в поршне; з — цилиндрическая камера сгорания в поршне

Головки с поперечным или косым расположением клапанов имеют существенное преимущество перед конструкциями с продольно расположенными клапанами. Дело в том, что поперечно расположенные клапаны могут стоять под углом и с малым расстоянием между тарелками. Если допустить одинаковый диаметр тарелок $\delta_{кл}$ и расстояние между ними (δ , то согласно рис. 2.123 максимально возможный диаметр тарелки

$$d_{кл.макс} = \frac{D}{2 \cos(\varphi / 2)} - \delta,$$

где φ - угол между клапанами.

Если $\varphi = 0^\circ$, то это соответствует параллельным клапанам, как это обычно делается в случае продольного или косого их расположения. Нетрудно рассчитать, что при $\varphi = 60^\circ$ диаметр тарелок может быть увеличен примерно на 10%, а площадь проходного сечения каналов - на 20% по сравнению с конструкцией, где $\varphi = 0^\circ$. Кроме того, при продольном расположении клапанов их не удастся разместить близко друг к другу, т.к. иначе стенка между ними окажется очень тонкой (рис. 2.116). В случае поперечного расположения тарелки клапанов могут быть приближены, поскольку каналы впуска и выпуска всегда идут по разные стороны головки. Вышесказанное объясняет тот факт, что двигатели с поперечно расположенными клапанами имеют, как правило, более высокую литровую мощность.

Необходимость перехода на многоклапанные конструкции головок обусловлена стремлением получить большую литровую мощность двигателя. Так, если в начале 80-х годов двигатель объемом 1500 см³ с двухклапанной головкой обычно имел максимальную мощность порядка 75-80 л.с. (50-55 кВт), то в конце 80-х при том же объеме, но с 4-клапанной головкой - уже порядка 100 л.с. (75 кВт).

Такое существенное повышение мощности объясняется увеличением проходных сечений каналов впуска и выпуска, т.е. ростом коэффициента наполнения. Это можно пояснить на следующем простом примере. Если допустить, что все клапаны одинаковы (рис. 2.123), то из очевидных геометрических соотношений для 4-клапанной головки нетрудно получить

отношение диаметра клапанов, вписанных в окружность цилиндра, к диаметру этого цилиндра:

$$\frac{d_{кл}}{D} = 0,4.$$

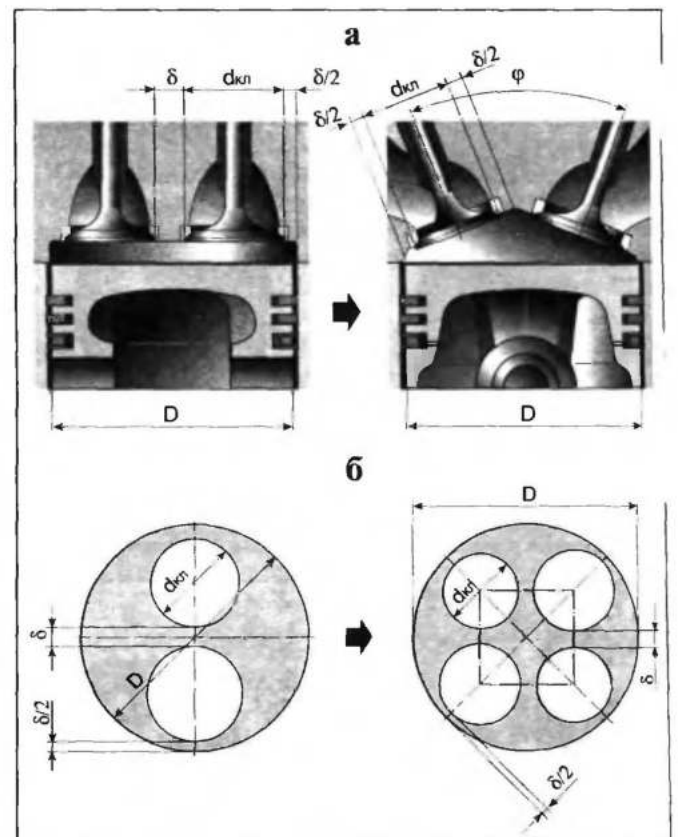


Рис. 2.123. Способы увеличения проходного сечения клапанов: а — переходом от параллельных клапанов к их расположению под углом; б — переходом к многоклапанным головкам

Тогда относительная площадь впускных (или выпускных) каналов:

$$\bar{F} = 2 \cdot \left(\frac{d_{\text{кл}}}{D}\right)^2 = 0,32$$

В случае двухклапанной головки, очевидно

$$\frac{d_{\text{кл}}}{D} = 0,5, \text{ а } \bar{F} = 0,25.$$

Таким образом, переход на четырехклапанную головку, согласно такому приближенному расчету увеличивает проходные сечения каналов на 30%. Если же сравнивать двухклапанную головку с продольным расположением клапанов и четырехклапанную, в которой впускные и выпускные клапана расположены под углом, то разница может быть еще больше.

Многоклапанные головки имеют, как правило, иные, нежели двухклапанные, формы камер сгорания. Четырехклапанные конструкции наиболее часто встречаются с шатровой камерой сгорания, имеющей небольшие вытеснительные поверхности (рис. 2.122). У трехклапанных головок, имевших определенное распространение во второй половине 80-х годов, камера сгорания обычно более сложная. Так, некоторые двигатели (HONDA, MITSUBISHI) имеют помимо основных клапанов (1+2 впускных и 1 выпускной) дополнительный клапан малого диаметра, открывающий подачу обогащенной смеси из карбюратора в форкамеру. При этом через основной впускной клапан подается обедненная смесь, поджигаемая факелом из

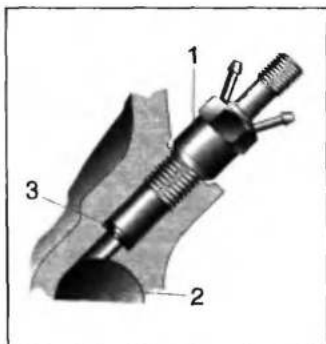


Рис. 2.124. Установка форсунки с экранирующей противопригарной шайбой: 1 — форсунка; 2 — вихревая камера; 3 — противопригарная шайба

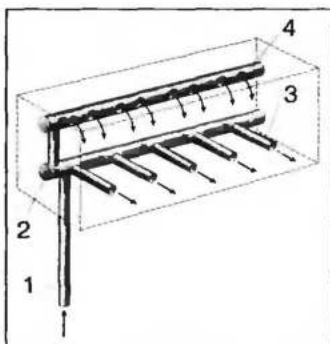


Рис. 2.125. Схема подачи масла в головку блока цилиндров двигателя с верхним распределительным валом:

1 — вертикальный подающий канал; 2 — горизонтальный распределительный канал; 3 — отверстия подачи масла к подшипникам распределительного вала; 4 — коллектор подачи масла к толкателям (для коромысел — ось коромысел)

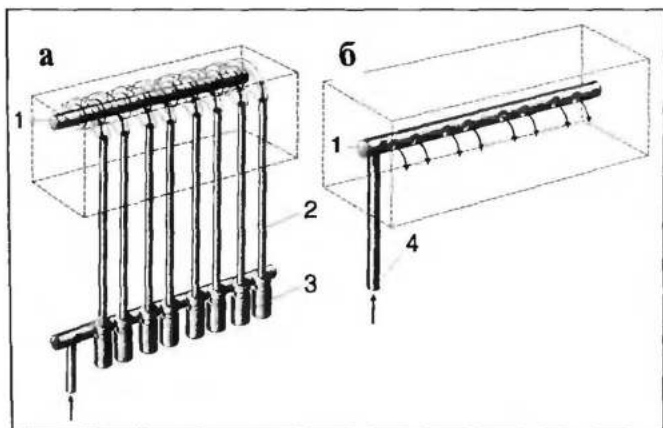


Рис. 2.126. Схемы подачи масла в головку блока цилиндров двигателей с нижним распределительным валом (OHV):

а — через гидротолкатели и штанги; б — через специальный канал; 1 — ось коромысел; 2 — штанга; 3 — гидротолкатель; 4 — вертикальный подающий канал

форкамеры. Фирма HONDA в конце 70-х годов первой реализовала на серийном автомобиле такой процесс, названный CVCC. Следует отметить, что подобные системы дают снижение расхода топлива и токсичности, но достаточно капризны при неисправностях системы питания и нагарообразовании в камерах сгорания, связанных с эксплуатацией двигателя на топливе и масле низкого качества.

Камеры сгорания дизелей были рассмотрены выше. Подавляющее большинство дизелей имеют двухклапанные головки с продольным расположением клапанов и только некоторые - косое. Наиболее часто здесь используется привод клапанов коромыслами и толкателями, реже - рычагами. Продольное расположение клапанов у дизелей обусловлено необходимостью обеспечить малый объем камеры сгорания (высокую степень сжатия) и размещение форкамеры или вихревой камеры. В последние годы на легковых дизелях появились конструкции с четырехклапанными головками, однако пока они не получили широкого распространения из-за сложности.

Вихревая камера у дизелей представляет собой полость внутри головки, которая закрыта крышкой заподлицо с плоскостью головки. Крышка вихревой камеры запрессовывается в соответствующее гнездо головки обычно с натягом $0,05 \pm 0,08$ мм.

При работе двигателя крышка испытывает высокие тепловые нагрузки - циклы нагрева (при сгорании) и охлаждения (при впуске). Для ее изготовления используются жаропрочные стали с содержанием хрома более 13-15%. Дополнительным требованием к материалу является низкий коэффициент линейного расширения (чтобы исключить растрескивание), поэтому содержание никеля в этих материалах обычно не превышает $1,0 \pm 1,5\%$.

Некоторые фирмы (MERCEDES-BENZ) используют вместо вихревых камер вставные предкамеры, зажимаемые при затягивании форсунки. Требования к материалам предкамер аналогичны.

Для нормальной работы дизеля необходимо обеспечить защиту распылителя форсунки от воздействия высокой температуры, вызывающей коксование топлива. С этой целью форсунку уплотняют по торцу распылителя с помощью "мягкой" медной шайбы, дающей хороший тепловой контакт и отвод тепла от распылителя в головку. Кроме того, применяются различные противопригарные шайбы (рис. 2.124), экранирующие распылитель от горячих газов в камере сгорания. Затягивание форсунки всегда выполняется определенным моментом (в среднем 50 ± 70 Н·м, в противном случае возможно нарушение теплового контакта между деталями и их повреждение).

В головке блока располагаются каналы подачи масла ко всем узлам трения - опорам и кулачкам распределительного вала, элементам привода клапанов (коромыслам, толкателям). В большинстве конструкций вдоль головки выполнено отверстие - масляный канал, с помощью которого масло распределяется по длине головки (рис. 2.125). Масло в этот канал поступает через вертикальный масляный канал блока и головки. Вертикальный канал может быть расположен в средней части или на краях головки. В некоторых конструкциях встречаются два подающих канала - в передней и задней части головки. Заглушки масляных каналов головки аналогичны заглушкам, применяемым на блоках цилиндров. В глухих частях каналов у заглушек, также как и на блоке, возможно скапливание частиц износа и загрязнений, с трудом удаляемых при ремонте.

У двигателей с нижним расположением распределительного вала (OHV) и гидротолкателями подача масла в головку осуществляется обычно через полые штанги привода клапанов (рис. 2.126), откуда через отверстия в коромыслах масло поступает к опорам (осям) коромысел. У двигателей OHV с ручной регулировкой зазоров в клапанном механизме чаще используется подача масла через специальный канал к оси коромысел.

Масло, поступающее в головку, после смазки пар трения стекает в каналы слива. На некоторых двигателях конфигура-

ция верхней части головки блока такова, что при движении масла образуются застойные зоны, где собираются частицы загрязнений и износа (различные углубления и карманы). Это следует учитывать при ремонте, т.к. иногда эти зоны трудно поддаются промывке. Некачественная промывка в таких случаях приводит к последующему попаданию твердых частиц в систему смазки и повреждению деталей (в первую очередь, вкладышей коленчатого вала).

Расположение каналов слива масла имеет достаточно важное значение для надежной работы системы смазки. Обычно слив выполняется в передней и задней части головки с одной или разных сторон (рис. 2.127). У двигателей с цепным приводом распределительного вала слив в передней части образуется автоматически в зоне привода, при других схемах делается специальный канал. Встречаются также конструкции со сливным каналом в средней части.

Расположение каналов слива согласуется также с наклоном двигателя. При движении автомобиля возникают продольные и боковые ускорения, при которых масло может задерживаться в головке при неудачном расположении каналов слива (рис. 2.128). Если уровень масла в картере недостаточен, это может стать причиной "масляного голодания" и выхода двигателя из строя, особенно в случае затяжного действия ускорений (прохождение поворотов на большой скорости, быстрые разгоны, рельеф дороги).

Распределительный механизм у подавляющего большинства двигателей сверху закрыт крышкой. Применяются как стальные штампованные, так и литые алюминиевые крышки. На современных двигателях имеется тенденция устанавливать преимущественно алюминиевые крышки, лучше заглушающие шум. Учитывая, что многие современные двигатели, особенно, с четырехклапанными головками, оснащаются гидротолкателями, необходимость в периодическом снятии крышки головки отпадает, т.к. не нужна регулировка зазоров в приводе клапанов. Вследствие этого на некоторых последних конструкциях (VOLVO) крышка является одновременно верхней половиной корпуса подшипников распределительного вала, т.е. отлита как одна деталь с крышками подшипников.

2.4.2. Клапаны газораспределения

Клапаны работают в условиях ударных нагрузок при высоких температурах. Ударные нагрузки возникают в момент открытия (сжатие) и закрытия (растяжение) и являются знакопеременными, т.е. опасными с точки зрения усталостной прочности. Температура тарелки выпускного клапана достигает $800 \div 900^\circ\text{C}$, в то время как конца его стержня - $150 \div 200^\circ\text{C}$. Для того, чтобы обеспечить работоспособность клапана в таких условиях, необходимо иметь определенную конструкцию деталей клапанного механизма и надлежащие материалы.

Рассмотрим более подробно клапан, установленный в головке блока цилиндров (рис. 2.129). Все конструкции с алюминиевыми головками и большинство - с чугунными имеют вставные седла и направляющие втулки. Тарелка клапана 1 опирается на седло 2, запрессованное в соответствующее гнездо головки, а стержень 4 расположен в направляющей втулке 3, также запрессованной в отверстие головки. На конце стержня клапана имеется проточка для установки сухарей 8, фиксирующих тарелку 7 и пружины 5 и 6. На втулку сверху одевается маслоотражательный колпачок 9, препятствующий попаданию масла через зазор между стержнем и втулкой в камеру сгорания или выпускной канал.

При работе двигателя тарелка клапана нагревается от горячих газов. Выпускной клапан большую часть времени цикла находится в потоке продуктов сгорания, в то время как впускной клапан периодически охлаждается холодным воздухом или топливо-воздушной смесью, и его температура существенно ниже (порядка $450 \div 500^\circ\text{C}$). Большая часть тепла от нагретой тарелки сбрасывается в седло, а меньшая - распространяется выше по

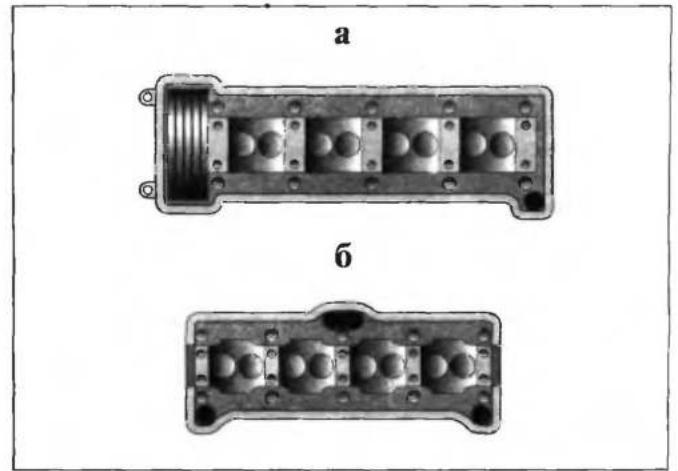


Рис. 2.127. Некоторые распространенные схемы расположения каналов слива масла из головки блока цилиндров: а — двигателей ОНС с цепным приводом распределительного вала; б — двигателей ОНС с ременным приводом распределительного вала

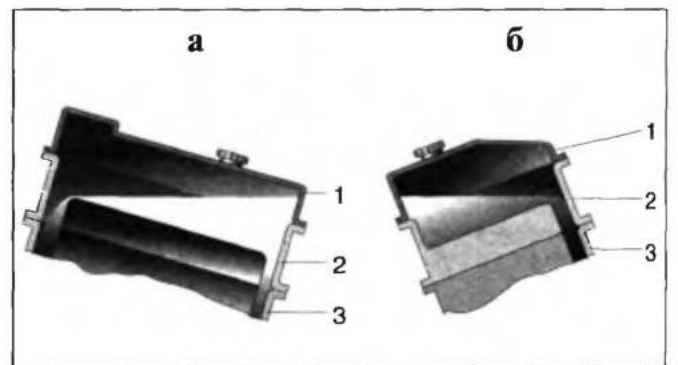


Рис. 2.128. Затрудненный слив масла из головки цилиндров из-за недостаточного сечения и неудачного расположения каналов слива: а — при продольном наклоне (ускорении); б — при поперечном наклоне (ускорении); 1 — крышка головки; 2 — головка блока; 3 — блок цилиндров

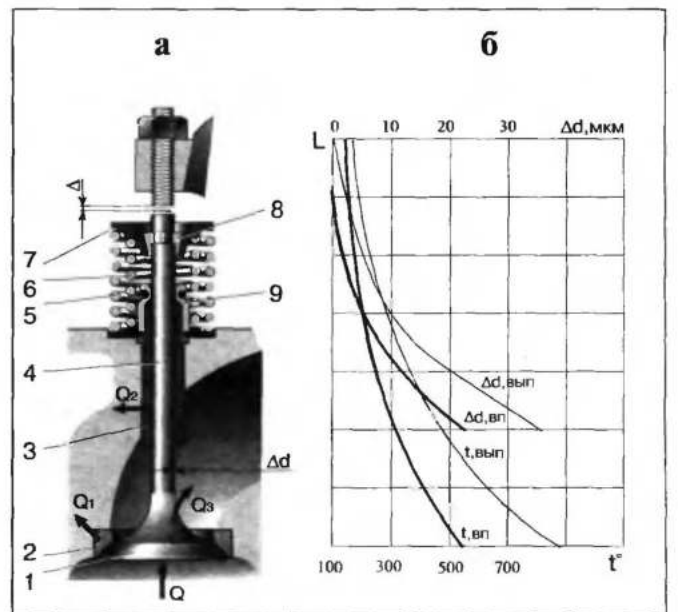


Рис. 2.129. Клапан, установленный в головке блока цилиндров (а), и изменение его температуры и диаметра стержня (б): $t_{вп}$, $\Delta d_{вп}$ — изменение температуры и диаметра стержня впускного клапана; $t_{вып}$, $\Delta d_{вып}$ — то же для выпускного клапана; Q — тепло, подведенное к тарелке от горячих газов камеры сгорания; Q_1 — тепло, отведенное от тарелки через седло; Q_2 — тепло, отведенное через втулку; Q_3 — тепло, отведенное в поток газов (воздуха); Δ — тепловой зазор; 1 — тарелка; 2 — седло; 3 — направляющая втулка; 4 — стержень; 5 — пружина; 6 — пружина малая (в некоторых конструкциях отсутствует); 7 — тарелка пружины; 8 — сухарь; 9 — маслоотражательный колпачок

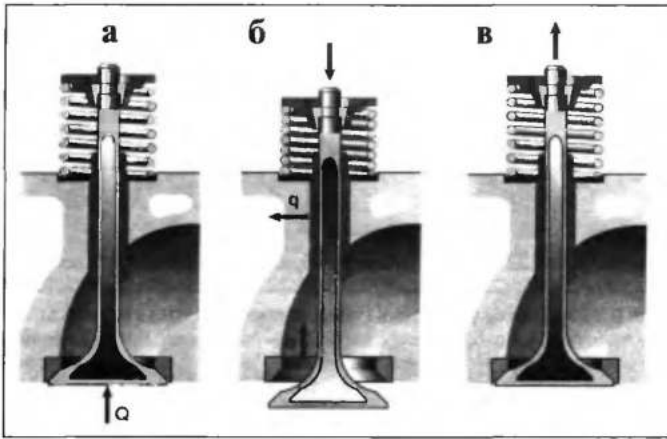


Рис. 2.130. Схема работы охлаждаемого выпускного клапана: а — горячие газы нагревают тарелку и заполняющий ее внутреннюю полость натрий; б — при открытии клапана нагретый натрий перемещается относительно стержня, перенося тепло от тарелки к стержню и далее во втулку; в — при посадке клапана на седло натрий снова перемещается к тарелке, воспринимая часть тепла от ее стенок

стержню и уходит через направляющую втулку. Для обеспечения работоспособности клапана его тарелка должна хорошо контактировать с седлом, причем по определенной площади.

Большинство неисправностей, связанных с клапанным механизмом, возникает из-за неплотной посадки клапана на седло вследствие износа седла, фаски и стержня клапана, направляющей втулки. Так, износ фаски клапана и седла приводит к постепенному "утопанию" клапана в головке, уменьшению зазора в механизме привода, ухудшению контакта тарелки с седлом. Сильно нагретый клапан в процессе работы двигателя расширяется сильнее, чем головка блока. Если зазор в его приводе, например, в холодном состоянии будет недостаточным, то при работе горячий клапан "зависнет", а это приведет к его перегреву и прогару.

Неплотная посадка клапана возможна также вследствие износа стержня и направляющей втулки (обычно, в направлении, перпендикулярном оси распределительного вала, т.е. в направлении действия боковых нагрузок на клапан). В этом случае может происходить неравномерный износ седла, а клапан контактирует тогда с седлом только на небольших участках окружности тарелки. Негерметичность клапана приводит не только к ухудшению теплоотдачи в седло, но и дополнительному нагреву клапана за счет прохода горячих газов через просветы между седлом и клапаном. Тогда процесс разрушения клапана может происходить лавинообразно - чем больше образуется щель в седле, тем больше перегрев и быстрее разрушение тарелки.

При сильном нагреве выпускного клапана возможен также перегрев седла и ослабление его посадки в головке. В некоторых случаях это может привести к выпаданию седла и весьма серьезным разрушениям в двигателе.

В процессе эксплуатации втулка и стержень клапана по длине также изнашиваются неравномерно - в нижней части вблизи канала обычно сильнее. Особенно это характерно для выпускных клапанов. Износ стержня выпускного клапана внизу нередко связан с высокой его температурой. Так, стержень, нагреваясь внизу, несколько расширяется (на $0,015 \div 0,030$ мм) и постепенно изнашивает втулку, которая приобретает коническую форму, близкую к форме нагретого стержня.

Вследствие тяжелых условий работы для клапанов используют специальные жаропрочные материалы - стали и сплавы с большим содержанием хрома (10% и более), никеля, молибдена или вольфрама. Иногда для выпускных клапанов используют разнородные материалы, соединяемые диффузионной сваркой: для тарелки - жаропрочные сплавы, а для стержня - сталь. Стержни клапанов некоторых двигателей (MERCEDES-BENZ, BMW, VOLKSWAGEN, GM и др.) хромируются для повышения их износостойкости, особенно когда направляющая втулка выполнена из мягкого материала (бронза). Иногда фаска выпускных клапанов покрывается слоем твердого сплава - стеллита, а торец стального стержня закаливается токами высокой частоты (ТВЧ). Особенно высокие требования предъявляются к выпускным клапанам двигателей с наддувом и дизелей, где используются наиболее жаропрочные и износостойкие материалы.

На некоторых двигателях (MERCEDES-BENZ) применяются полые выпускные клапаны, в которых во внутренней полости находится натрий (рис. 2.130). Такой охлаждаемый клапан позволяет значительно увеличить отвод тепла через стержень во втулку. Натрий заполняет внутреннюю полость клапана частично и при возвратно-поступательном движении клапана двигается вверх-вниз, играя роль жидкого теплоносителя. В результате поток тепла во втулку с 10-15% от общего количества тепла, проходящего через клапан, возрастает до 25-30%, а температура тарелки падает.

Недостатками охлаждаемых клапанов является более толстый стержень, большая масса и высокая стоимость, поэтому они не получили широкого распространения.

Общей тенденцией для двигателестроения является уменьшение диаметра стержня клапана. Если двигатели прошлых лет имели диаметр стержня обычно $8 \div 9$ мм (некоторые даже $10 \div 11$ мм), то сейчас с переходом на многоклапанные конструкции диаметр стержня уменьшился до 7 мм, а на некоторых двигателях до 6,0 мм и даже до 5,5 мм.

Большинство клапанов автомобильных двигателей имеет фаску $44 \div 45^\circ$ шириной $1,5 \div 2,5$ мм, однако встречаются конструкции с фаской 30° (ALFA ROMEO).

Профили седел выполняются ступенчатыми (рис. 2.131), т.е., помимо уплотнительной фаски, на седле создаются примыкающие фаски. Подобная конфигурация седла уменьшает сопротивление потоку газов при течении через клапан (рис. 2.132). Уплотнительная фаска седла имеет обычно несколько

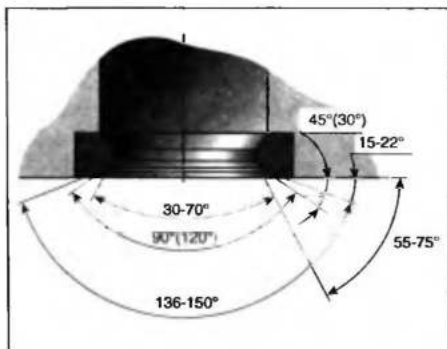


Рис. 2.131. Традиционная "ступенчатая" форма седла

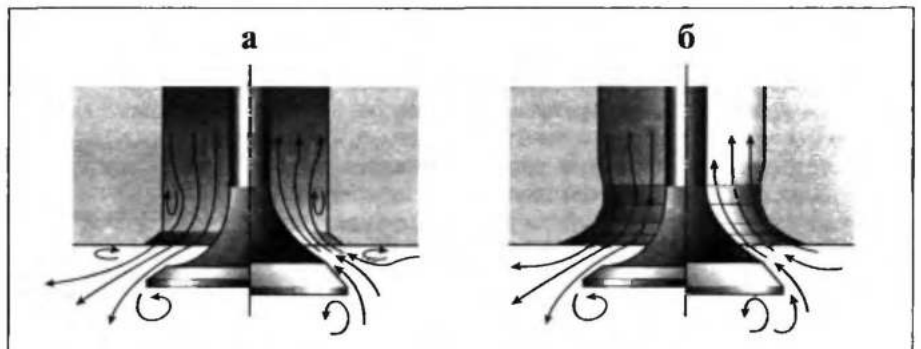


Рис. 2.132. Влияние формы седла на поток газа у клапана: а — у седла простой формы образуются вихри, увеличивающие гидравлическое сопротивление течению газа; б — у седла с примыкающими фасками вихрей нет и сопротивление меньше, даже несмотря на уменьшенное сечение канала

меньшую ширину, чем фаска клапана.

Седла запрессовываются в алюминиевую головку с натягом $0,10 \pm 0,12$ мм. Такой натяг необходим, чтобы исключить выпадение седла при нагреве, когда, например, головка из алюминиевого сплава расширяется больше, чем чугунное седло. С этой же целью на седлах нередко делают канавки (рис. 2.133) или фаски с последующей завальцовкой материала головки на фаску. В чугунных головках натяг седла может быть уменьшен до $0,08 \pm 0,10$ мм.

Седла клапанов, особенно выпускных, работают в тяжелых условиях ударных нагрузок, высокой температуры и агрессивной среды (отработавшие газы). Поэтому требования к материалу здесь достаточно высоки. Обычно применяют высокопрочные и жаропрочные чугуны или, реже, легированные стали, однако в последние годы появились специальные спеченные порошковые материалы. На последних моделях дизелей применяются также седла из специальной бронзы, обеспечивающей улучшение отвода тепла от тарелок клапанов.

Направляющая втулка клапана работает в паре со стержнем и должна обладать высокой износостойкостью в условиях повышенных температур и недостаточной смазки. Наиболее распространены втулки из чугуна, бронзы и спеченных материалов (металлокерамики). Выбор того или иного материала втулки всегда согласован с материалом стержня клапана для получения высокой долговечности деталей. В этой связи следует отметить, что произвольная замена материалов пары при ремонте может существенно сократить ресурс этих деталей.

Недостаточная смазка пары "стержень — втулка" является следствием уплотнения стержня с помощью маслоотражательного колпачка. Поэтому различные уплотнения стержня не должны быть абсолютно герметичны, т.е. необходимо дозировать масло таким образом, чтобы небольшое его количество попадало во втулку. Иногда для удержания масла внутри втулки делают небольшие канавки (резьбу) с шагом 2 ± 3 мм.

Применяются различные варианты втулок клапанов (рис. 2.134). Натяг в отверстии головки для посадки втулок зависит от материалов, точнее, от их коэффициентов линейного расширения. Так, для бронзовых втулок в алюминиевых головках и для чугунных или стальных втулок в чугунных головках большого натяга не требуется - в среднем он составляет $0,04 \pm 0,05$ мм. В то же время для стальных и чугунных втулок в алюминиевых головках натяг больше - до $0,06 \pm 0,08$ мм. Плотная посадка втулки необходима не столько для предотвращения ее смещения в отверстии, сколько для хорошего теплового контакта с головкой и обеспечения отвода тепла от стержня клапана.

Пружина клапана предназначена для возврата клапана на седло после его открытия, удержания клапана в закрытом положении и исключает разрыв кинематической связи между кулачком распределительного вала и клапаном. В большинстве конструкций пружина упирается в тарелку, которая фиксируется на конце стержня клапана двумя сухарями (рис. 2.135).

Пружины клапанов должны обеспечивать отслеживание профиля кулачка элементами привода (рычаги, коромысла, толкатели) на максимальных частотах вращения. Поэтому чем больше масса клапана, тарелки и элементов его привода, тем жестче должна быть пружина. Нередко на одном клапане ставят две концентрических пружины, что улучшает компактность конструкции и увеличивает её надежность.

На современных двигателях для фиксирования тарелки пружины на стержне клапана используются сухари. Сухари встречаются, как правило, двух видов - с одним или тремя внутренними поясами (рис. 2.136). Сухари с одним поясом жестко фиксируют клапан с тарелкой, при этом между двумя сухарями остается зазор по окружности клапана. Сухари с тремя поясами обычно сходятся по окружности, при этом допускают достаточно свободное вращение клапана при частоте вращения 1500 ± 2000 мин⁻¹, в то время как в конструкции с сухарями, имеющими один пояс, поворот клапана возможен при частоте вращения более 3000 ± 3500 мин⁻¹.

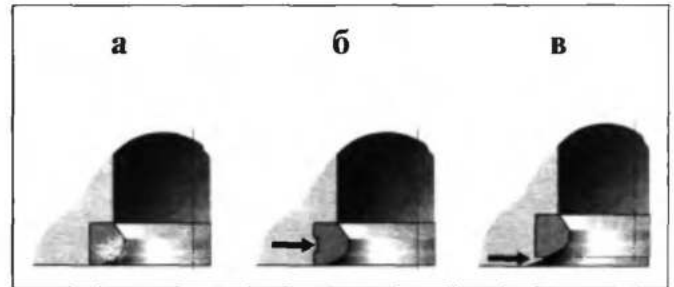


Рис. 2.133. Схемы установки седел клапанов в головку блока: а — "гладкое" седло; б — седло с канавкой — "затекание" мягкого материала головки в канавку; в — седло с фаской — "затекание" или завальцовка мягкого материала головки на фаску

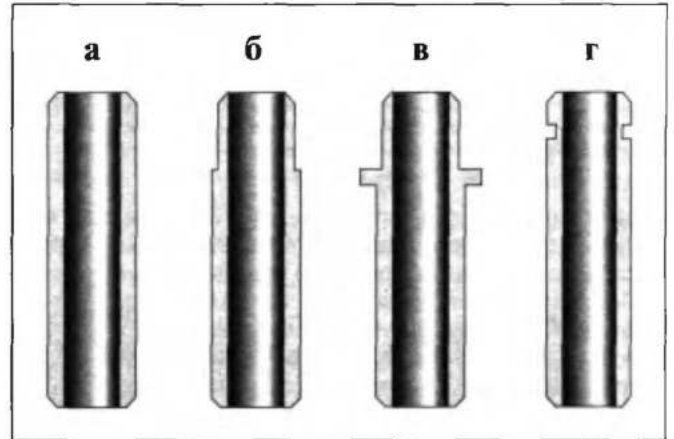


Рис. 2.134. Типовые конструкции направляющих втулок клапанов: а — гладкая втулка; б — с посадочным поясом уплотнения; в — с упорным буртом; г — с канавкой для фиксации уплотнения

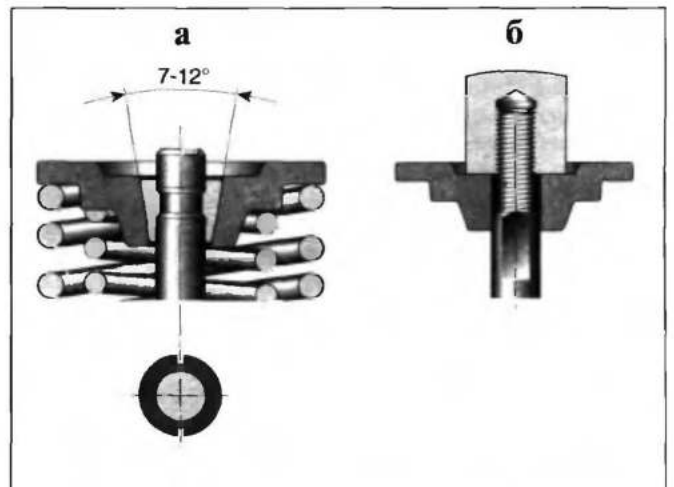


Рис. 2.135. Крепление тарелки пружины на стержне клапана: а — с помощью сухарей; б — гайкой



Рис. 2.136. Основные виды сухарей для фиксации тарелок пружин на стержнях клапанов



Рис. 2.137. Опора пружины клапана на подшипник

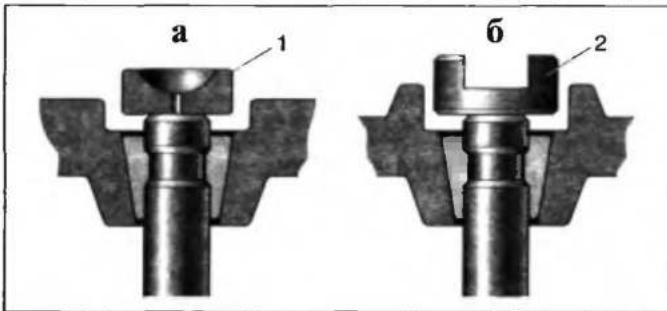


Рис. 2.138. Использование промежуточного толкателя для уменьшения износа торца клапана:
а — в приводе коромыслами; б — в приводе рычагами; 1, 2 — промежуточный толкатель

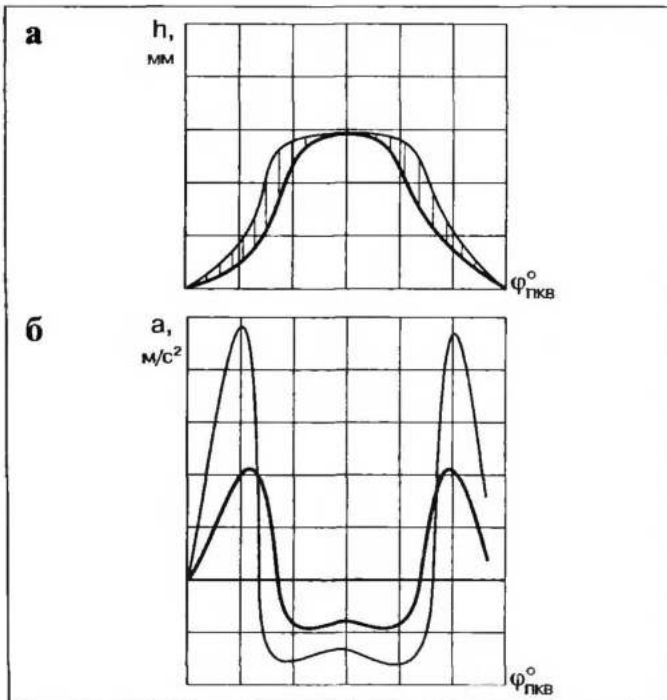


Рис. 2.139. Влияние профиля кулачка (а) на ускорения клапана (б): более "полный" профиль кулачка дает увеличение пропускной способности клапана, но значительно повышает динамические нагрузки в деталях привода

Поворот клапана при работе двигателя необходим для равномерного износа седла, фаски, стержня и торца клапана. Поэтому иногда между торцом пружины и головкой блока ставят опорный роликовый подшипник (рис. 2.137). Подшипник в тарелке клапана применяется редко, поскольку это увеличивает силы инерции и требует более жесткой пружины. Подшипники используются обычно только на выпускных клапанах, т.к. впускной клапан работает в значительно более "мягких" условиях.

На некоторых дизелях прошлых лет выпуска применялись специальная колпачковая гайка и резьба на конце стержня клапана (рис. 2.135) вместо сухарей и канавки на стержне. Подобные конструкции не используются на современных дизелях из-за увеличенной массы деталей и больших сил инерции.

Для уменьшения износа торца клапана нередко используется промежуточный толкатель в виде шайбы (рис. 2.138). Шайба имеет очень высокую твердость ($HRC > 58$), гораздо большую, чем можно достичь на торце клапана. Это предохраняет торец от износа при поперечном перемещении конца рычага или коромысла при работе клапана.

2.4.3. Распределительные валы, их подшипники и опоры

Распределительный вал управляет процессом открытия и закрытия клапанов. Это достигается с помощью кулачков, выполненных на валу. Профиль кулачков у конкретного двигателя строго определенный и зависит от конструкции элементов привода клапанов, максимальной частоты вращения, степени форсирования двигателя и т.д. Элемент конструкции, работающий по кулачку распределительного вала (толкатель), испытывает ускорения и замедления. Чем больше частота вращения, тем больше эти ускорения, а значит, и нагрузки на детали, работающие с этими ускорениями, в том числе клапан. Ускорения толкателя не могут быть произвольными, в частности, слишком большими. При этом клапан перестанет отслеживать движение толкателя или профиля кулачка, из-за чего могут возникнуть удары, приводящие к поломкам деталей механизма или их ускоренным износам. Профиль кулачка, помимо ускорения, определяет и скорость движения клапана. Особенно важна скорость клапана в момент посадки на седло - чем она меньше, тем меньше износ фаски и седла клапана.

Ужесточение требований к двигателям привело к разработке профилей кулачков и конструкций привода клапанов, обеспечивающих повышение мощности, долговечности и снижение шума двигателя. Повышение мощности двигателя связано в данном случае с увеличением наполнения цилиндров. При прочих равных условиях, в том числе, при одинаковой длительности, например, фазы впуска, наполнение цилиндра улучшится, если клапан будет быстрее открываться и закрываться (рис. 2.139). Однако характерные для этого ускорения вызывают большие нагрузки на детали, что приводит к шумности работы механизма и снижению его долговечности. Таким образом, конструкция механизма должна удовлетворять противоречивым требованиям. Кроме того, на высоких частотах вращения, характерных для современных двигателей, на усилия в деталях распределительного механизма влияют упругие деформации этих деталей.

Все это учитывается при профилировании кулачков распределительного вала. На современных двигателях легковых автомобилей получили наибольшее распространение безударные профили, обеспечивающие плавное изменение ускорений при открытии клапана. Встречаются также распределительные валы с несимметричными кулачками, позволяющими предотвратить отрыв толкателя от кулачка при высоких частотах вращения на нисходящей стороне кулачка (за счет уменьшения ускорения толкателя и клапана).

Чтобы получить на конкретном двигателе безударную работу механизма, необходима высокая точность обработки кулачков. Поскольку в эксплуатации нередки случаи износа кулачков распределительного вала, с учетом вышесказанного ремонт кулачков, т.е. восстановление их профиля, оказывается очень сложной задачей.

На поверхности кулачка при нажатии на толкатель возникают большие удельные нагрузки (давления). Чтобы обеспечить необходимую долговечность, кулачки должны быть сделаны из соответствующего материала и иметь определенную поверхностную твердость. Большинство двигателей иностранных автомобилей имеют распределительные валы из высокопрочного чугуна, легированного хромом, никелем и молибденом. Применяются различные способы создания поверхностной твердости. Наиболее распространенным является так называемый "отбел" - значительное увеличение твердости леги-

рованного чугуна при быстром охлаждении (закалке).

"Отбеленные" распределительные валы приобретают хрупкость, что может приводить к их поломке даже при не слишком больших ударных нагрузках (например, при обрыве зубчатого ремня и ударе поршня по клапану). Поэтому широко распространены и другие методы поверхностного упрочнения кулачка, в том числе закалка токами высокой частоты (ТВЧ), обеспечивающая сохранение сердцевины вала более пластичной. Для обеспечения подобных противоречивых требований на некоторых двигателях применяются составные распределительные валы, у которых кулачки из специального твердого сплава напрессованы на соответствующие шлицевые пояса более "мягкого" вала (FORD), однако подобные конструкции не получили распространения из-за сложности и увеличенных габаритов.

Материал вала и поверхностная твердость кулачка должны быть "согласованы" с материалом толкателя (см. раздел 2.4.4.), иначе не удастся обеспечить надежности и долговечности механизма. Очень важное значение имеет смазка кулачков и толкателей. Нарушение или отсутствие подачи масла ведет к задирам и/или ускоренному износу их рабочих поверхностей. Обычно применяют две основные схемы смазки кулачков - принудительной подачей масла на каждый кулачок с помощью специального коллектора - трубки с отверстиями (это может быть ось коромысел), или разбрызгиванием, т.е. касанием кулачками поверхности масла в масляной ванне, образованной стенками головки под распределительным валом (рис. 2.140). Иногда масло к кулачкам попадает, стекая с толкателей, если они расположены выше вала. Применяется также схема смазки подачей масла под давлением через полый распределительный вал и отверстия в кулачках.

Распределительный вал вращается в опорах - подшипниках скольжения. Основные варианты конструкции опор представлены на рис. 2.141.

Наиболее распространена конструкция с разъемными крышками подшипников. Плоскость разъема крышек обычно является при этом верхней плоскостью головки блока. Крышки могут быть выполнены как отдельно, так и вместе с элементами крепления, например, осей коромысел. Данный вариант применяется для всех типов механизмов привода клапанов, при этом диаметры опорных шеек распределительного вала обычно одинаковы и невелики, меньше, чем диаметр цилиндрической части кулачков. Наиболее часто эта конструкция встречается в алюминиевых головках, когда парой подшипников опор является сочетание относительно мягкого силумина (отверстие) и твердого чугуна (распределительный вал). На некоторых дизельных двигателях с чугунными головками (TOYOTA) крышки могут быть алюминиевыми, а со стороны головки устанавливаются специальные вкладыши.

Конструкция с крышками обладает на практике весьма высокой надежностью. Жесткость опор здесь высока, особенно, если привод клапанов осуществляется коромыслами, нагружающими опоры в направлении сверху вниз. Тогда крышки могут быть выполнены с достаточно тонкими стенками. Для других схем привода клапанов требуются крышки с более толстым сечением (рис. 2.141, г). Конструкции с разъемными крышками также более удобны при ремонте (расточивании) опор, поскольку можно обеспечить при необходимости, если это позволяет механизм привода клапанов, сохранение номинального диаметра постелей после расточки (см. раздел 9.4.). Кроме того, в эксплуатации всегда можно быстро и легко снять распределительный вал, например, для замены его сальников или маслоотражательных колпачков. Недостаток этого варианта - склонность крышек опор к поломке при перегреве в режиме масляного голодания, особенно в конструкциях с коромыслами и относительно тонкими крышками (TOYOTA).

Другая часто встречающаяся конструкция - опоры распределительного вала образованы внутри головки и не име-

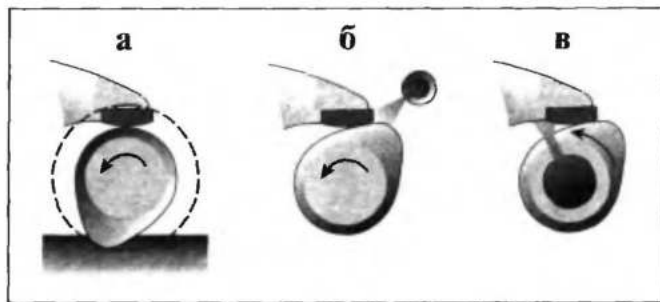


Рис. 2.140. Способы смазки кулачков распределительного вала: а — касанием вершины кулачка масляной ванны; б — подачей масла из отверстий специального коллектора; в — подачей масла из внутренней полости вала через отверстие в кулачке

ют разъемов (рис. 2.141, ж). В этом случае чаще применяется привод клапанов коромыслами, поскольку для других схем привода сложно обеспечить сборку и разборку головки. Встречаются два варианта - с одинаковыми и различными диаметрами опор. В обоих вариантах вал обычно устанавливается в головку в одном направлении (например, спереди-назад), а его опоры имеют радиусы, несколько большие, чем радиус вершин кулачков, за исключением, может быть, последней опоры. Если опоры вала имеют различный диаметр, это упрощает его установку в головку, однако усложняет конструкцию и, особенно, ремонт подшипников. Кроме того, при необходимости замены вала нередко его сложно вынуть из головки, не сняв её предварительно, т.к. вал может упираться в стенки моторного отсека автомобиля (BMW). Если головка блока чугунная, то опоры имеют вкладыши - втулки, запрессованные в отверстия опор, причем диаметры опор, как правило, одинаковы (OPEL). Кстати, аналогичную конструкцию имеют расположенные в блоке цилиндров распределительные валы двигателей OHV (V-образные двигатели GM, FORD, CHRYSLER). На рядных двигателях FORD прошлых лет выпуск опоры вала находится на стойках, выполненных за одно целое с чугунной головкой, и сильно приподняты над верхней плоскостью головки. Привод клапанов здесь осуществляется рычагами, поскольку их можно установить или снять, завернув регулировочные болты (опоры) рычагов (рис. 2.141, и).

На двигателях VOLKSWAGEN с оппозитным расположением цилиндров и на некоторых рядных двигателях (MAZDA, FORD и др.) применяются тонкостенные вкладыши подшипников распределительного вала. Конструкции со вкладышами или втулками подшипников значительно технологичнее в ремонте, т.к. при износе или повреждении подшипников с большим числом случаев достаточно заменить вкладыши (втулки).

Встречаются конструкции, где опоры вала выполнены отдельно от головки и устанавливаются на нее вместе с валом. На некоторых двигателях MERCEDES-BENZ и NISSAN алюминиевые опоры вала крепятся на базовые плоскости головки сверху, и в целом вся конструкция мало отличается от предыдущей (FORD), за исключением отсутствия вкладышей (втулок) распределительного вала. Для привода клапанов в таких конструкциях обычно используют рычаги. Возможностей для ремонта здесь больше, т.к. вал может быть демонтирован вместе с опорами (рис. 2.141, з).

Опоры могут быть связаны между собой в корпус подшипников вала (рис. 2.141, д, е). В таком варианте конструкции возможны как отверстия опор в корпусе одинакового (OPEL) или разного (MERCEDES-BENZ) диаметра, так и разъемные опоры с крышками (TOYOTA). Преимущества предыдущего варианта здесь сохраняются. При износе подшипников корпус может быть заменен на новый при сохранении старой головки блока. Иногда это экономически более целесообразно, чем ремонт. Очевидно, при расположении опор в самой головке блока выгоднее ремонт, поскольку цена новой головки достаточно высока, однако ремонт сопряжен с определенными

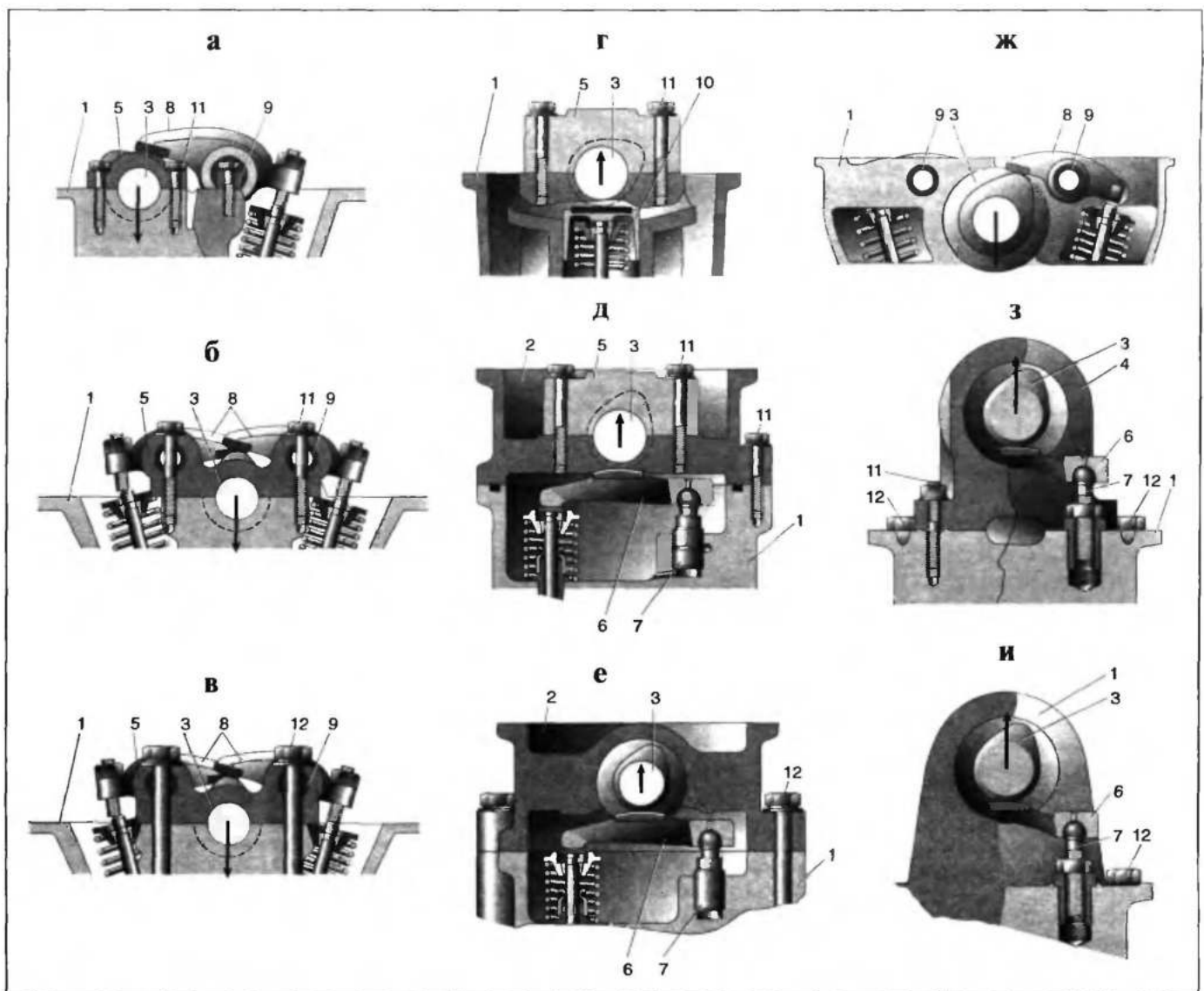


Рис. 2.141. Опоры распределительных валов (разрез по средней опорной шейке распределительного вала): а — разъемные опоры, ось коромысел установлена отдельно от опор; б — разъемные опоры в головке, крышки опор зажимаются одновременно с осями коромысел; в — то же, но крышки крепятся болтами головки; г — разъемные опоры в конструкции с толкателями — требуют усиленных крышек; д — разъемные опоры в отдельном корпусе распределительного вала; е — неразъемные опоры в корпусе, закрепляемом болтами головки; ж — неразъемные опоры в головке блока; з — неразъемные отдельные опоры, закрепляемые на головке; и — то же, но опоры выполнены как одно целое с головкой; 1 — головка блока; 2 — корпус подшипников; 3 — распределительный вал; 4 — опора распределительного вала; 5 — крышка опоры; 6 — рычаг; 7 — опора рычага; 8 — коромысло; 9 — ось коромысел; 10 — толкатель; 11 — болт крепления крышки (корпуса); 12 — болт головки блока цилиндров; стрелкой показано направления действия усилия на опору со стороны распределительного вала

трудностями (см. раздел 9.4.).

В большинстве алюминиевых головок зазор в подшипниках распределительного вала составляет $0,06+0,08$ мм. Уменьшение зазора опасно заклиниванием вала при запуске в условиях низких температур, что ведет к поломкам вала или его привода. Если привод вала осуществляется зубчатым ремнем, то малый зазор в подшипниках обычно сопровождается срезанием зубьев или обрывом ремня. Большой зазор в подшипниках увеличивает шумность двигателя и снижает ресурс подшипников и других деталей газораспределительного механизма. В чугунных головках или блоках цилиндров зазор в подшипниках может быть уменьшен, поскольку он практически не зависит от температуры.

Опоры вала, если они выполнены отдельно от головки, крепятся к ней болтами или гайками со шпильками. Нередко болты головки одновременно стягивают опоры и головку с блоком цилиндров (рис. 2.141, в). Такая конструкция неудобна для ремонта, т.к. при демонтаже распределительного вала ослабляется крепление головки (OPEL). Это может привести к её отрыву от блока и повреждению прокладки головки. Чтобы избежать этого, применяют болты, стягивающие

головку с блоком, минуя опоры вала (MERCEDES-BENZ, TOYOTA).

Следует отметить, что в некоторых конструкциях при затяжке болтов головки опоры могут несколько деформироваться. В таких случаях в подшипниках вала возможны повреждения, особенно при запуске холодного двигателя, когда отверстия опор алюминиевой головки имеют наименьший размер. Для исключения таких неисправностей следует избегать превышения моментов затяжки болтов. С этой же целью иногда на средних опорах зазор в подшипниках несколько увеличен, особенно если головка блока достаточно тонкая, а вал короткий и жесткий (NISSAN).

В подавляющем большинстве двигателей распределительный вал имеет упорные подшипники, исключющие его перемещение вдоль оси. Осевой зазор (ход) вала свыше $0,4+0,5$ мм может привести к стукам и постороннему шуму при работе двигателя.

Осевая фиксация распределительного вала может быть обеспечена различными способами (рис. 2.142).

Неразъемные опоры обычно предполагают наличие у распределительного вала фланца, упирающегося в торец опоры

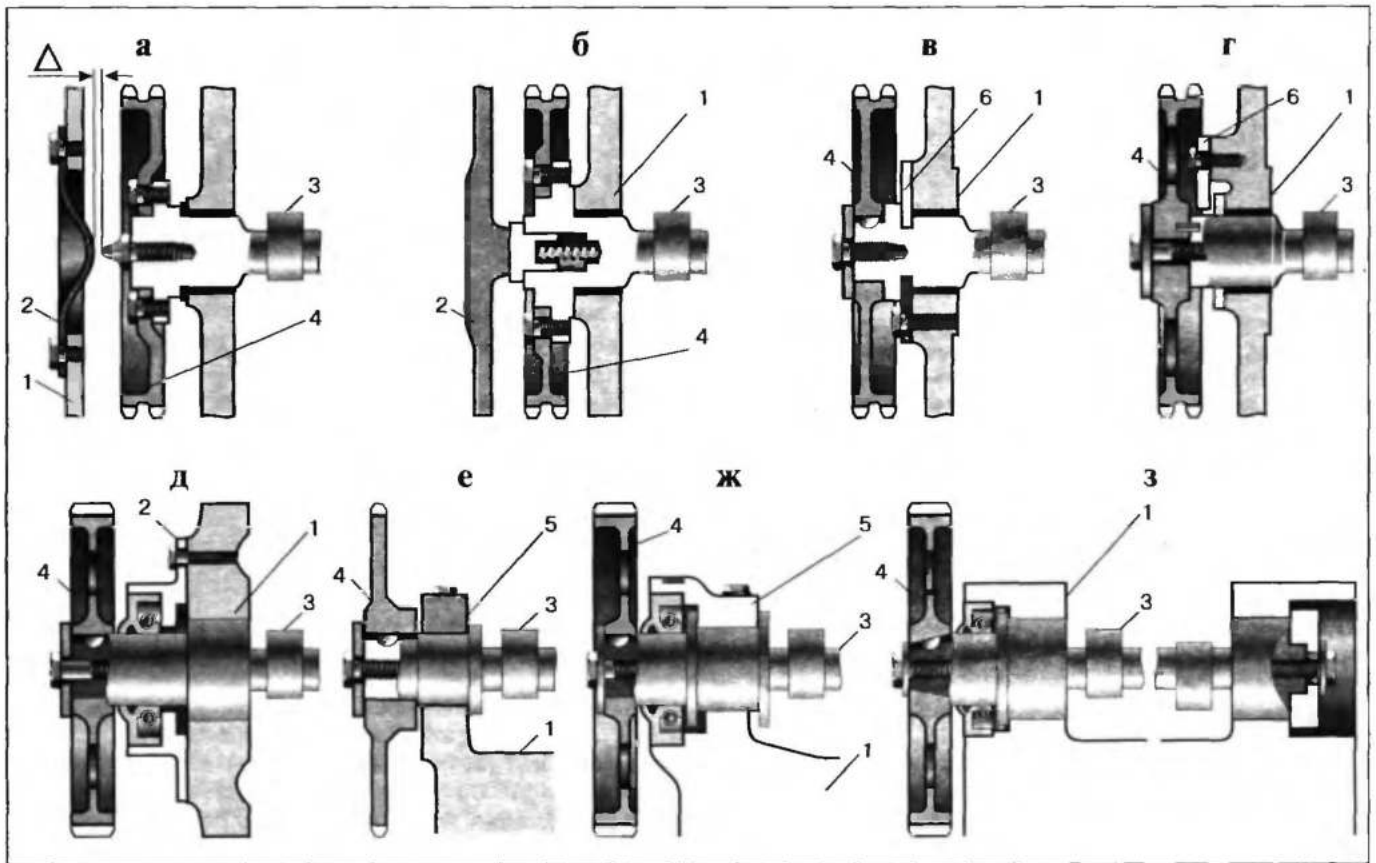


Рис. 2.142. Способы осевой фиксации распределительных валов: а — фланцем на валу и упором в крышку; б — то же, но упор пружинен (двигатели OHV); в — скобой, устанавливаемой в канавку вала; г — скобой и фланцем на валу; д — крышкой опоры и фланцем; е — торцом звездочки цепи и фланцем вала; ж — крышкой опоры, устанавливаемой между двумя фланцами вала; з — двумя фланцами с разных сторон вала; 1 — головка блока (блок цилиндров); 2 — передняя крышка опоры или головки; 3 — распределительный вал; 4 — звездочка (шкив); 5 — крышка подшипника опоры; 6 — скоба

(рис. 2.142, а). Ограничение хода вала в противоположном направлении обеспечивается пластмассовым упором в стальную крышку (OPEL). Иногда упор делают пружиненным (рис. 2.142, б). Такая конструкция увеличивает износ опорных поверхностей, однако он компенсируется пружиной (GM). На некоторых двигателях GM упора в крышку нет, но вал все равно остается прижатым фланцем к опоре осевой силой от шестерни привода распределителя зажигания и маслонасоса.

Иногда осевая фиксация распределительного вала осуществляется с помощью специальной скобы (рис. 2.142, в, г), устанавливаемой на плоскость опоры (TOYOTA, MAZDA) или в паз, выполненный в опоре (BMW). У двигателей с приводом вала зубчатым ремнем вместо скобы может быть использована крышка с сальником вала (рис. 2.142, д) или опора вала, если вал имеет два упорных фланца (рис. 2.142, ж). Иногда упорные подшипники разносят на крайние опоры (рис. 2.143, з). Для конструкций с разъемными крышками опор и приводом распределительного вала цепью (NISSAN, TOYOTA, MITSUBISHI, ISUZU и т.д.) фиксация нередко выполняется с одной стороны фланцем вала, а с другой — торцом звездочки привода (рис. 2.142, е). Применяются и другие варианты конструкций.

От распределительного вала во многих конструкциях приводится распределитель зажигания. Наиболее простой по конструкции вариант — ось распределителя совпадает с осью вала (BMW, MERCEDES-BENZ, OPEL, MAZDA, NISSAN, SAAB и т.д.). Часто на валу располагается шестерня для привода распределителя, если его ось направлена под углом (TOYOTA, GM, FORD, VOLVO и др.). Встречаются варианты привода от распределительного вала других агрегатов, например, маслонасоса (HONDA). В двигателях с нижним расположением распределительного вала такой вариант является основным.

К каждой опоре вала подается масло из системы смазки. В большинстве конструкций в опорах имеются смазочные от-

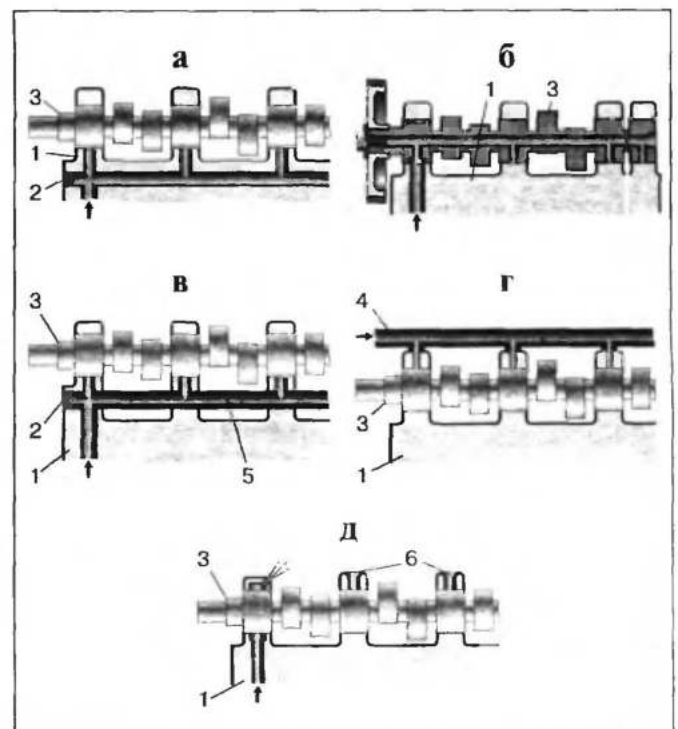


Рис. 2.143. Основные схемы подачи масла к подшипникам распределительных валов: а — подводом масла через каналы к каждой опоре; б — через полый распределительный вал; в — через ось коромысел; г — через маслоподающие трубки; д — комбинированная система смазки (часть опор имеет маслоборные отверстия, куда масло поступает после разбрызгивания); 1 — головка блока (блок); 2 — заглушка; 3 — распределительный вал; 4 — трубка; 5 — ось коромысел; 6 — маслоборные отверстия

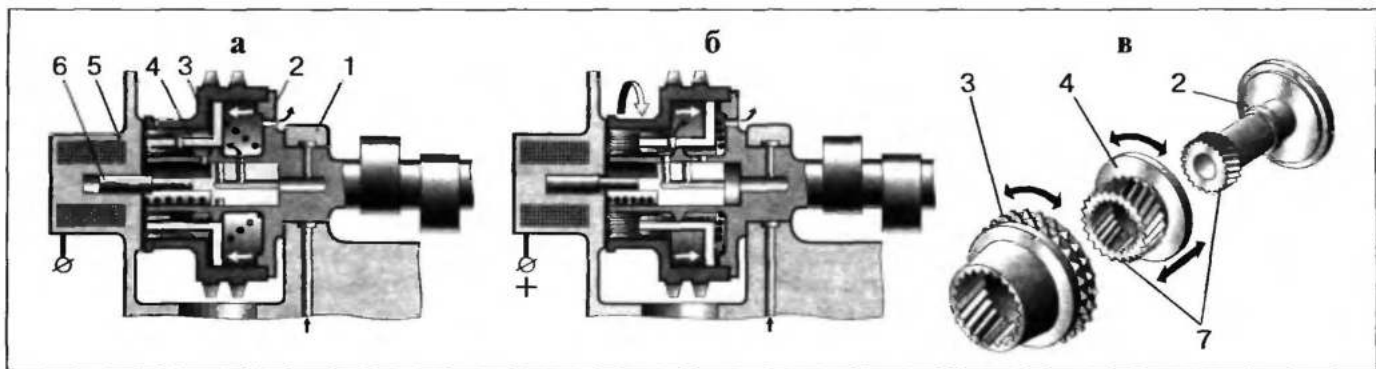


Рис. 2.144. Схема устройства регулирования фаз газораспределения: 1 — головка блока; 2 — распределительный вал; 3 — звездочка привода распределительного вала; 4 — поршень; 5 — электромагнит; 6 — якорь-клапан; 7 — косозубые шлицы; а — поздние фазы — электромагнит выключен, поршень отжат влево давлением масла, поступающим через клапан; б — ранние фазы — электромагнит переводит клапан влево, поршень давлением масла перемещается вправо, "закручивая" звездочку относительно распределительного вала; в — соединение деталей устройства косозубыми шлицами

верстия, а опорные шейки распределительного вала гладкие, т.е. без канавок и отверстий.

Реже встречаются конструкции с подачей масла только к одной опоре. В этом случае вал делается полым, а опорные шейки вала имеют смазочные отверстия, соединяющие внутренний центральный канал вала с каждой шейкой (рис. 2.143). Иногда подача масла от одной шейки к другой выполняется через оси коромысел, если привод клапанов осуществляется коромыслами. Для таких конструкций обычно требуется кольцевая канавка на той шейке вала, от которой масло подводится к другим шейкам. Канавки на шейках увеличивают удельную нагрузку и износ (который, кстати, получается неравномерным), поэтому на некоторых двигателях (NISSAN) канавка делается только на $0,50 \div 0,75$ длины окружности. Смазка подшипников вала становится при этом прерывистой, однако на долговечность, как показывает практика, это влияния не оказывает.

На некоторых двигателях (SAAB) подача масла к опорам осуществляется с помощью специальных трубок малого диаметра, соединяющих опоры между собой и с главным масляным каналом. В подобных конструкциях существует опасность засорения трубок, поэтому в ремонте они требуют повышенного внимания.

Среди других особенностей конструкций распределительного механизма двигателей иностранных автомобилей следу-

ет отметить устройства для регулирования фаз газораспределения (рис. 2.144). Устройство устанавливается на переднем конце распределительного вала, управляющего впускными клапанами. При низких частотах вращения обеспечивается позднее открытие впускных клапанов и минимальное перекрытие клапанов, что позволяет добиться минимально возможного обратного выброса газов во впускной канал, увеличения крутящего момента и снижения расхода топлива. На высоких частотах по команде системы управления двигателем включается электромагнит 5 (рис. 2.144), сердечник которого открывает клапан 6. Масло из центрального отверстия распределительного вала поступает под поршень 4, имеющий внутренние и наружные косые шлицы. Ответные шлицы имеет конец вала и ступица звездочки цепи 3. Двигаясь в направлении "назад", поршень за счет шлицев обеспечивает сдвиг звездочки в окружном направлении относительно вала на $12 \div 15^\circ$ в сторону более раннего впуска. Это позволяет увеличить крутящий момент двигателя на высоких частотах вращения. Встречаются и другие схемы механизмов регулирования фаз газораспределения. Подобные механизмы устанавливаются на новых двигателях (MERCEDES-BENZ, ALFA ROMEO и др.) с двумя верхними распределительными валами. Их использование дает более плавное изменение крутящего момента по частоте вращения и улучшение эксплуатационных характеристик двигателей, поэтому в будущем следует ожидать их более широкого распространения.

Если максимальная частота вращения превышает $6500 \div 7000 \text{ мин}^{-1}$, то на уравновешенность двигателя начинает влиять дисбаланс распределительного вала из-за эксцентриситета массы кулачков. Уменьшение дисбаланса достигается смещением оси стержня вала на его краях от оси вращения (TOYOTA).

2.4.4. Привод клапанов

Рассмотрим основные механизмы привода клапанов. Привод с помощью коромысел (двулучевых рычагов) получил очень широкое распространение в 70-80-х годах на двигателях многих фирм. В этой схеме на головке закреплены одна или две оси, на которых установлены коромысла. Одной стороной коромысло опирается на кулачок распределительного вала, другой — на торец стержня клапана. При этом нагрузка на ось направлена снизу вверх (рис. 2.145), вследствие чего ось, отверстие коромысел и постели распределительного вала изнашиваются снизу — со стороны действия нагрузки.

На больших частотах вращения сторона коромысла, контактирующая с кулачком, из-за инерции может не обеспечивать отслеживание профиля кулачка. Это приводит к запаздыванию закрытия клапанов, ударным нагрузкам в деталях, а также опасности удара поршня по выпускному клапану в ВМТ.

Для исключения таких нежелательных явлений коромысла

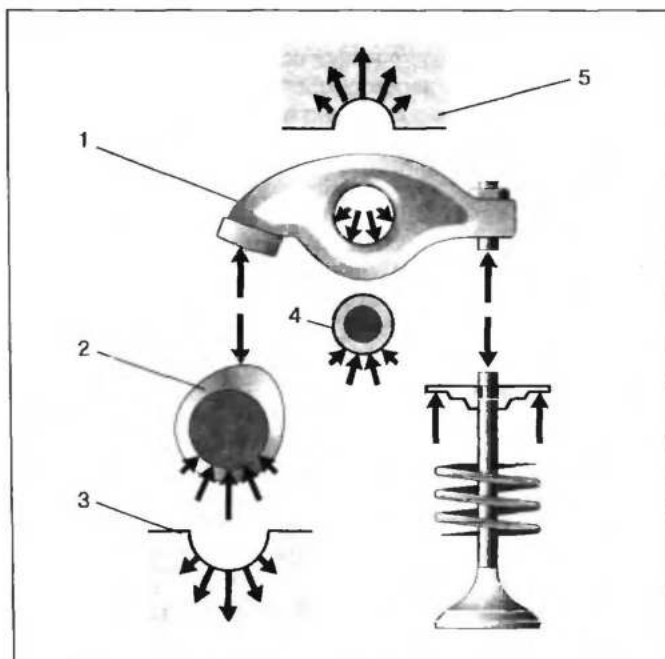


Рис. 2.145. Усилия на детали в схеме привода клапана коромыслом: 1 — коромысло; 2 — распределительный вал; 3 — опора распределительного вала; 4 — ось коромысел; 5 — опора оси

стараятся делать легкими и короткими, т.е. приближают вал и клапаны друг к другу. На двигателях прошлых лет выпуска применялись коромысла из высокопрочного чугуна или стали. Преимуществом чугуна является хорошая износостойкость в отверстиях, работающем по стальной оси (NISSAN). Стальное коромысло требует обычно установки бронзовой втулки.

Встречаются два варианта упрочнения поверхности коромысел, контактирующей с кулачком распределительного вала. Возможна местная или полная (целиком всё коромысло) термомеханическая обработка, например, цементация или азотирование. Реже применяется закалка токами высокой частоты, т.к. обычно такой способ не дает большой твердости и износостойкости поверхности. На некоторых двигателях (MERCEDES-BENZ) на рабочую поверхность стальных коромысел наносится тонкий слой (около 0,4±0,5 мм) твердого износостойкого сплава.

С 80-х годов получили широкое распространение силуминовые коромысла. Они оснащены специальными пластинами из твердых и износостойких материалов или роликами для работы по кулачку распределительного вала. Хорошие антифрикционные свойства силумина обычно позволяют отказаться от втулки (ISUZU, NISSAN, TOYOTA), однако на некоторых двигателях (BMW) она сохраняется. Отсутствие втулки в конструкции существенно упрощает ремонт, и при износе отверстия часто ведет к замене коромысла.

Оси коромысел обычно изготавливают из стальных труб с точно обработанной наружной поверхностью. Отверстие в коромысле также обрабатывается с высокой точностью, а зазор в соединении коромысла с осью выдерживается обычно в пределах 0,01-0,03 мм. Для силуминовых коромысел без втулок зазор менее 0,01 мм может грозить опасным заклиниванием при запуске в условиях низких температур. Повышенные зазоры в этом соединении (более 0,03-0,05 мм) приводят к шумности механизма, нестабильности зазоров и трудностям в их регулировке.

Оси коромысел устанавливаются сверху на головке блока цилиндров (рис. 2.141). В большинстве конструкций оси закрепляются на крышках подшипников распределительного вала с помощью болтов крепления крышек (TOYOTA, ISUZU) или специальных болтов (NISSAN, TOYOTA). Варианты а, б и в (рис. 2.141) наиболее удобны для ремонта, поскольку позволяют снять ось в сборе с коромыслами, не снимая головки блока. Это практически не удается в конструкциях (BMW), где оси вставлены в отверстия головки (вариант ж). Демонтаж коромысел, например, для замены маслоотражательных колпачков, возможен только после снятия головки. Конструкции, где оси зафиксированы с помощью болтов головки, неудобны в любом случае, поскольку при ослаблении болтов возможны повреждение прокладки и течь охлаждающей жидкости.

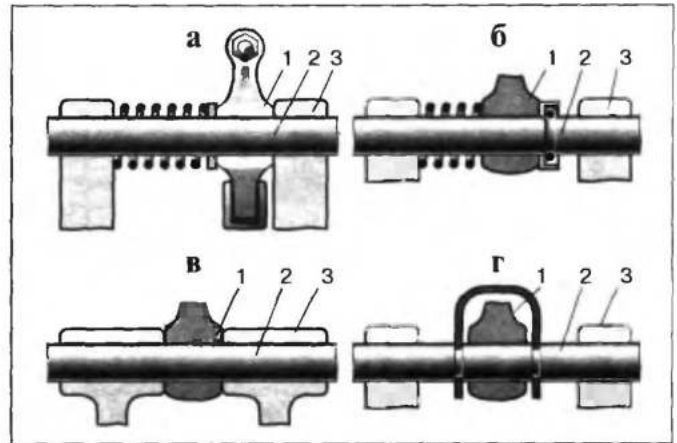


Рис. 2.147. Способы осевой фиксации коромысел: а — с помощью пружины, прижимающей коромысло к опоре; б — с помощью пружины, прижимающей коромысло ко втулке со стопорным кольцом; в — осевой ход коромысла ограничен торцами опор; г — с помощью специального стопора, входящего в пазы на оси; 1 — коромысло; 2 — ось; 3 — опоры

Смазка коромысел на осях осуществляется подачей масла под давлением обычно от одной из опор распределительного вала. Оси имеют на концах заглушки. Очень редко применяется смазка коромысел без давления разбрызгиванием. При этом масло попадает в отверстия коромысел сверху и далее поступает в зазор между осью и втулкой (рис. 2.146). По сравнению с традиционной схемой смазки такая схема может привести к повышенному износу при недостаточной подаче масла или его загрязнении.

Коромысла фиксируются от сдвига вдоль оси в одном или двух направлениях различными стопорными пластинами, шайбами и пружинами (рис. 2.147). Нарушение фиксации может привести к поломке деталей механизма.

На многих двигателях с нижним расположением распределительного вала, в том числе, дизелях, встречаются аналогичные конструкции коромысел и осей (рис. 2.148). Различия в механизме в данном случае определяются наличием штанги и толкателя, работающего по кулачку вала. У некоторых двигателей (GM, FORD) коромысло выполнено штампованным и установлено под короткую опору, закрепляемую на шпильке (рис. 2.148, б). Здесь нет оси как таковой, а коромысло смазывается на опоре маслом, вытекающим из штанги (толкателя). Этот вариант конструкции, несмотря на свою простоту, не получил широкого распространения вследствие увеличенных габаритов коромысла и необходимости применения гидротолкателей для исключения повышенного шума коромысел.

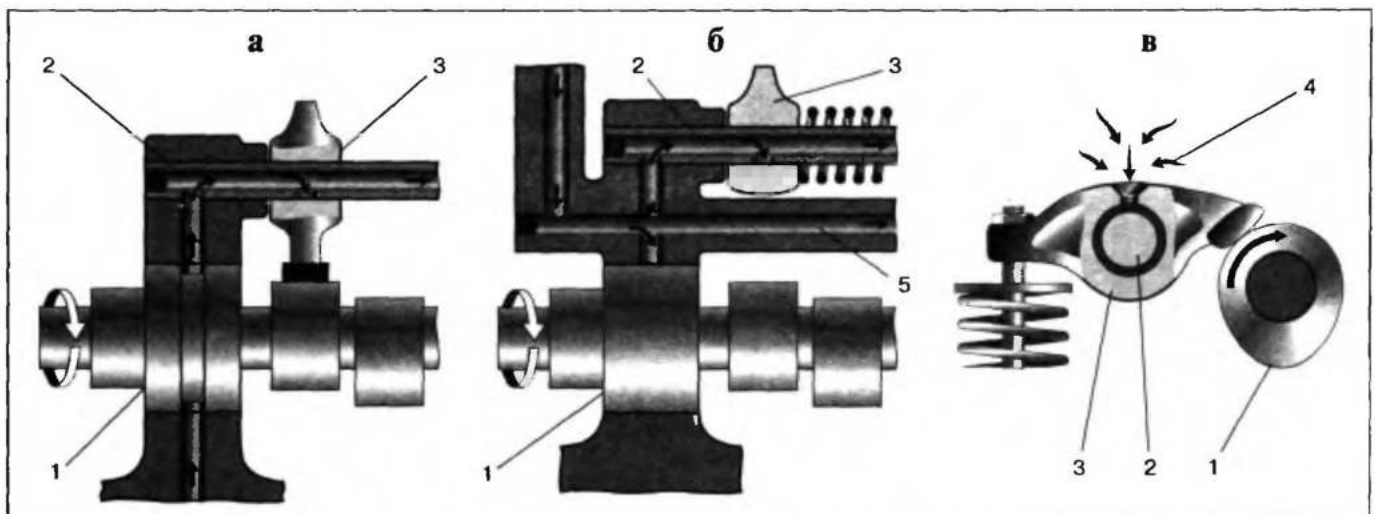


Рис. 2.146. Схемы смазки коромысел: а — подводом масла к оси коромысел от опоры распределительного вала; б — подводом масла к оси от распределительного канала головки; в — с помощью "масляного тумана"; 1 — распределительный вал; 2 — ось коромысел; 3 — коромысло; 4 — масляный туман; 5 — распределительный продольный канал

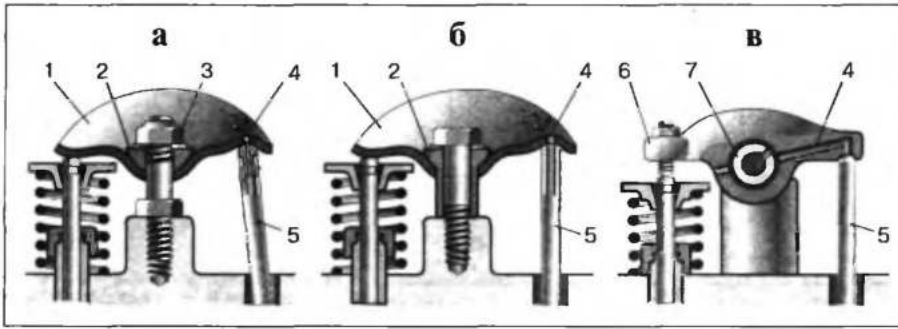


Рис. 2.148. Схемы привода клапанов у двигателей с нижним распределительным валом (OHV): а — с "подвесной" опорой коромысла; б — с жесткой опорой коромысла; в — с общей осью коромысел; 1 — штампованное коромысло; 2 — опорная шайба; 3 — гайка с "тугой" резьбой; 4 — отверстие подачи масла; 5 — штанга; 6 — питое коромысло; 7 — ось коромысел

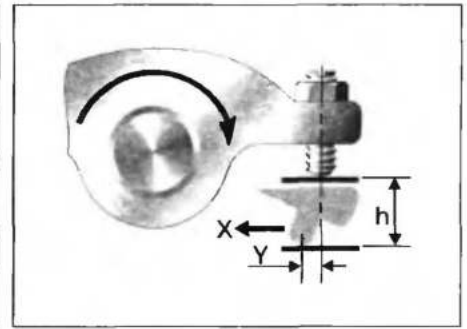


Рис. 2.149. Смещение точки контакта опоры коромысла с торцом клапана: h — подъем клапана; y — смещение; x — направление бокового усилия на стержне клапана

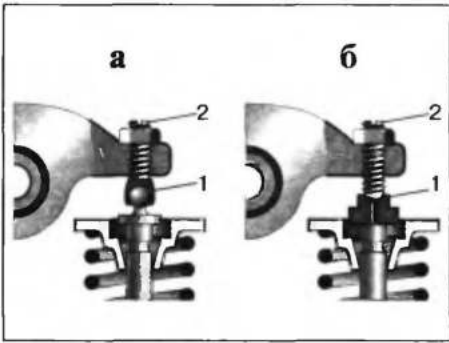


Рис. 2.150. Шарнирные опоры наконечника коромысел: а — шарнир на регулировочном винте; б — шарнир, образованный соединением сферического наконечника винта со сферической впадиной толкателя; 1 — толкатель; 2 — винт

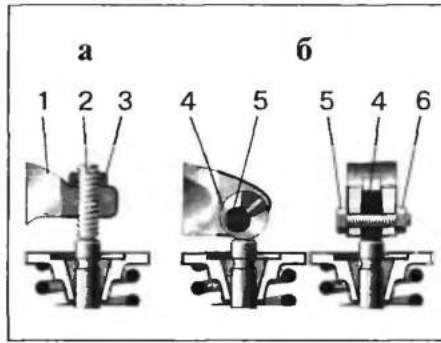


Рис. 2.151. Регулирование зазоров в приводе клапанов коромыслами: а — винтом с контргайкой; б — эксцентриком; 1 — коромысло; 2 — винт; 3 — контргайка; 4 — эксцентрик; 5 — болт; 6 — гайка

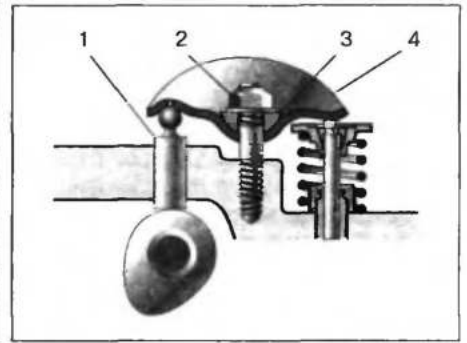


Рис. 2.152. Цилиндрический толкатель в схеме привода клапана коромыслом: 1 — толкатель; 2 — гайка с тугой резьбой; 3 — сферическая опора; 4 — коромысло

Недостатком схемы с коромыслами, кроме увеличенной массы, является наличие бокового усилия на стержне клапана, увеличивающего износ стержня, направляющей втулки и седла клапана (рис. 2.149). При нажатии коромысла на клапан возникает поперечное движение наконечника коромысла относительно торца клапана. Если коромысло имеет сферический наконечник (наиболее распространенная конструкция), то вследствие большого удельного давления наконечника на торец клапана в сочетании с поперечным движением возможен ускоренный износ торца клапана и наконечника. Уменьшить износ или несколько снизить требования к твердости поверхностей можно с помощью шарнирной опоры наконечника (рис. 2.150), контактирующей с торцом клапана по всей его поверхности.

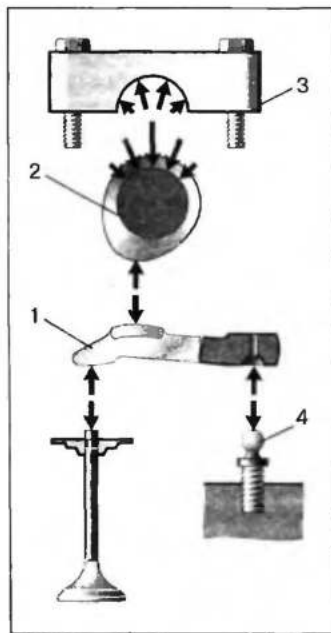


Рис. 2.153. Усилия на детали в схеме привода клапана рычагом: 1 — рычаг; 2 — распределительный вал; 3 — опора распределительного вала (крышка); 4 — опора рычага

Регулирование зазора в приводе клапанов коромыслами, как правило, очень просто - винт с контргайкой (рис. 2.151), реже встречаются более сложные конструкции, например, с эксцентриком (BMW). С точки зрения ремонта конструкция с эксцентриком неудобна, т.к. ограничивает возможность регулировки зазоров. В некото-

рых двигателях (GM, VOLKSWAGEN, OPEL) регулировка зазора осуществляется гайкой с тугой резьбой, притягивающей опору коромысла. Если в приводе используются гидротолкатели (см. далее), то регулировочная гайка служит для предварительного натяга толкателей. Обычно гайка подтягивается на 1,5-2 оборота от момента выбора зазора в механизме привода.

В конструкциях с коромыслами иногда используются промежуточные толкатели между кулачками вала и коромыслами (рис. 2.152). Подобная конструкция (OPEL) является аналогом нижневальных американских двигателей, но без толкающих штанг, поскольку распределительный вал расположен в головке. Кроме того, здесь также легко установить гидротолкатели, как и в нижневальных двигателях.

Схема привода клапанов рычагами, как и коромыслами, предполагает наличие опоры рычага, однако эта опора находится не вблизи середины, а на краю рычага, что изменяет направление действия сил (рис. 2.153). Рычаг с одной стороны опирается на торец клапана или на промежуточную шайбу, а с другой - имеет сферическое углубление для шарнира опоры. Вблизи середины рычага ближе к клапану расположена площадка, работающая по кулачку распределительного вала. Опора рычага часто выполняется в виде болта, с помощью которого регулируется зазор в приводе (рис. 2.154). При этом резьба может быть обычной, тогда используется контргайка (NISSAN, OPEL и т.д.), или "тугой" без контргайки (MERCEDES-BENZ).

В большинстве конструкций рычаг делается стальным со специальной термообработкой для придания высокой твердости и износостойкости рабочим поверхностям. Во многих конструкциях для снижения износа торца клапана и предотвращения соскакивания рычага с клапана сверху на торец клапана устанавливаются специальные промежуточные стальные шайбы-толкатели (рис. 2.155) с высокой поверхностной твердостью. Дополнительно для предотвращения соскакивания

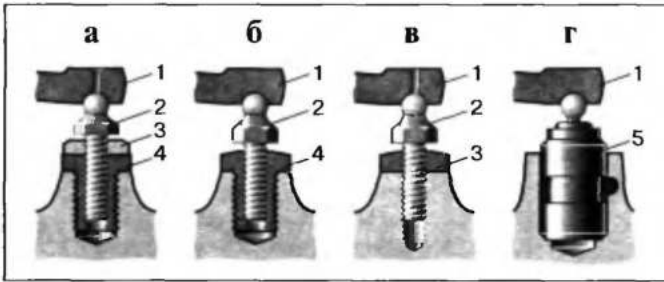


Рис. 2.154. Опоры рычага привода клапана: а — с контргайкой; б — с "тугой" резьбой; в — без втулки для чугунных головок двигателей; г — с гидрокомпенсатором зазора; 1 — рычаг; 2 — опора; 3 — контргайка; 4 — втулка; 5 — гидрокомпенсатор

рычага с торца клапана или с опоры при высокой частоте вращения применяют специальные фигурные пружины, прижимающие рычаг к опоре или клапану.

В некоторых двигателях (MERCEDES-BENZ) рычаг расположен на оси и выполняет роль толкателя, воспринимая боковую нагрузку от кулачка и передавая на клапан, в основном, только вертикальную силу (рис. 2.156). Подобные конструкции не получили широкого распространения из-за сложности регулирования зазора в таком механизме.

Рассмотренная схема привода клапанов рычагами характеризуется наличием боковой нагрузки на клапан в направлении, перпендикулярном оси распределительного вала, что снижает ресурс деталей и требует применения более износостойких материалов.

Рычаги и коромысла при прочих равных условиях дают близкие инерционные нагрузки. Чем больше силы инерции коромысла и рычага, тем больше необходимо усилие пружины клапана, чтобы обеспечить отслеживание клапаном профиля кулачка без отрывов и ударов на данной частоте вращения. А чем больше усилие, тем больше износ деталей. Учитывая, что на современных двигателях максимальная частота вращения может превышать 7000 мин^{-1} , снижение массы (момента инерции) движущихся деталей при увеличении их ресурса является актуальной задачей. Один из способов - переход к цилиндрическим толкателям в приводе клапанов.

Цилиндрический толкатель (рис. 2.157) представляет собой стальной стакан, установленный между кулачком вала и торцом стержня клапана. При этом толкатель устанавливается в соответствующем отверстии головки блока с зазором $0,02 \pm 0,04 \text{ мм}$, чем достигается направляющее действие толкателя. Это значит, что действие боковой нагрузки от кулачка распределительного вала практически не передается на стержень клапана. Однако практика показывает, что износ направляющей втулки и стержня клапана больше определяется материалами, чем конструкцией привода. Так, износ пары "бронзовая втулка - хромированный стержень" в конструкции с толкателем обычно существенно больше, чем пары "металлокерамическая (или чугунная втулка) - стальной стержень" в конструкции с коромыслами. Это следует учитывать при ремонте.

Применяют два основных варианта конструкции толкателей (рис. 2.157). В первом варианте на верхнем торце толкателя устанавливается регулировочная шайба (толщиной 3-4 мм), по которой работает кулачок распределительного вала. Конструкция часто применяется фирмами VOLVO, VOLKSWAGEN, TOYOTA, MAZDA и др. Во втором варианте кулачок вала работает непосредственно по верхней торцевой поверхности толкателя (ALFA ROMEO, FIAT, SAAB, NISSAN, VOLKSWAGEN и др.), а масса толкателя минимальна. Регулировочная шайба устанавливается под толкателем на торец стержня клапана. В варианте с гидротолкателем регулировочная шайба отсутствует.

Конструкции, где кулачок вала работает непосредственно по поверхности толкателя, в эксплуатации менее удачны. При больших зазорах возникают ударные нагрузки, вызывающие ускоренный износ не только кулачка, но и соответствующей поверхности толкателя. Нередко степень износа толкателя

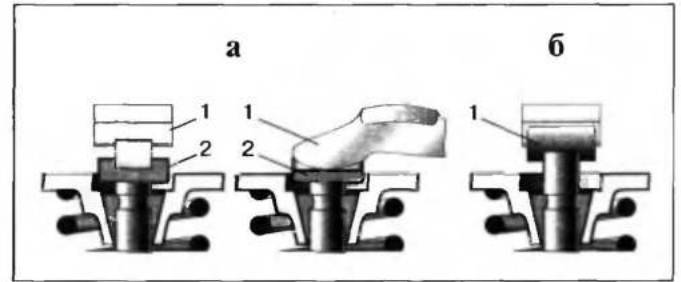


Рис. 2.155. Способы передачи усилия с рычага на клапан: а — через шайбу-толкатель; б — непосредственно (применяется редко); 1 — рычаг; 2 — шайба-толкатель

оказывается такова, что восстановить его становится невозможным. В то же время изношенная регулировочная шайба достаточно просто меняется на новую, а ее цена существенно ниже, чем всего толкателя. Кроме того, регулировать зазоры в механизме, если регулировочная шайба установлена сверху на толкателе, проще.

Из-за того, что усилие от кулачка передается непосредственно на клапан, конструкция с толкателями часто требует в эксплуатации повышенного внимания, особенно, если привод распределительного вала осуществляется зубчатым ремнем. При контакте поршня с тарелкой клапана, например, при обрыве ремня или превышении максимальной частоты вращения, нередко помимо повреждений самого клапана наблюдается повреждение (деформация) или поломка толкателя (его гнезда в головке цилиндров), распределительного вала и крышек его подшипников. Наиболее серьезные повреждения деталей наблюдаются у дизелей, где клапаны при положении поршня в ВМТ имеют достаточно малый ход. С этой точки зрения конструкции с толкателями для эксплуатации и ремонта являются наименее удачными.

Если цилиндрические толкатели имеют небольшое смещение оси относительно середины кулачка (рис. 2.158), то происходит непрерывное вращение толкателя. При этом изнашивание верхней плоскости толкателя становится равномерным, однако возможно увеличение износа боковой поверхности толкателя и отверстия в головке. Вращение толкателя может быть также обеспечено боковым подрезом тыльной стороны кулачка или небольшой (доли градуса) ее конусностью. Последний вариант применяется очень редко из-за сложности изготовления и повышенного износа боковой поверхности толкателя.

Толкатели не требуют такой высокой твердости торца стержня клапана, как в конструкции с коромыслами или рычагами без промежуточных шайб, что связано с большой площадью контакта толкателя и торца клапана, а значит, с низкой



Рис. 2.156. Промежуточный толкатель в виде рычага на оси: 1 — ось; 2 — рычаг; 3 — колпачковая гайка для регулировки зазора; 4 — клапан



Рис. 2.157. Варианты конструкции механизма привода клапана с цилиндрическим толкателем: а — кулачок распределительного вала работает по поверхности регулировочной шайбы; б — кулачок работает по поверхности толкателя, регулировочная шайба установлена между торцом клапана и толкателем; 1 — толкатель; 2 — регулировочная шайба

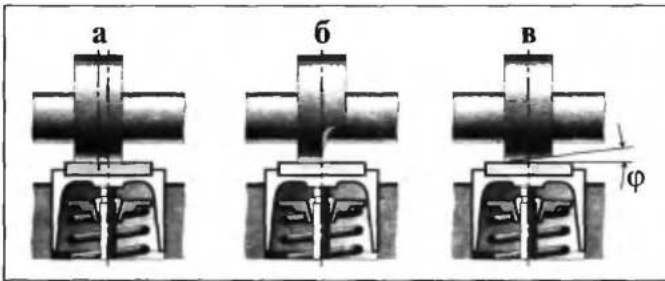


Рис. 2.158. Способы обеспечения равномерного износа рабочих поверхностей толкателей путем их вращения:
 а — смещение оси толкателя относительно середины кулачка; б — подрез тыльной стороны кулачка; в — конусность поверхности кулачка

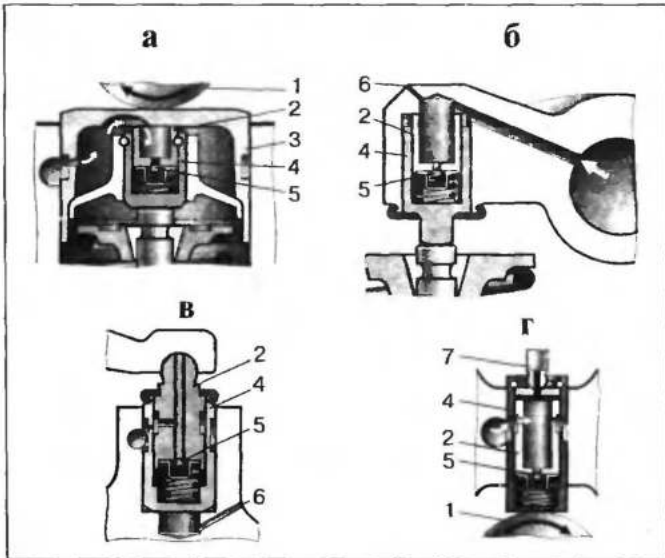


Рис. 2.159. Гидротолкатели в приводе клапанов:
 а — цилиндрическими толкателями; б — коромыслами; в — рычагами; г — двигателями с нижним распределительным валом; 1 — распределительный вал; 2 — плунжер; 3 — корпус; 4 — втулка; 5 — шариковый клапан; 6 — дренажное отверстие; 7 — штанга

удельной нагрузкой. Это удешевляет технологию изготовления и материалы клапанов.

Конструкция головки с цилиндрическими толкателями обычно несколько сложнее, чем с другими схемами привода клапанов. Для смазки кулачков наиболее часто здесь применяется схема с масляной ванной. Следует отметить, что конструкция с толкателями, также как и с рычагами, увеличивает высоту головки по сравнению с конструкцией с коромыслами. В многоклапанных головках применяются все три варианта конструкции привода клапанов, но чаще всего - толкателями, как более простой. При этом только коромысла позволяют установить один распределительный вал в многоклапанной головке (HONDA, NISSAN, MAZDA, MITSUBISHI). Для ос-

тальных схем требуется большая ширина кулачков, поэтому при четырех клапанах на цилиндр необходимы два распределительных вала.

В эксплуатации нередко проявляется еще один недостаток схемы с цилиндрическими толкателями - износ отверстий в головке, особенно характерный для работы двигателя на "грязном" масле. Изношенные отверстия толкателей в алюминиевой головке очень сложно ремонтировать - нередко экономически более целесообразна оказывается замена головки. Кроме этого, из-за разницы в коэффициентах линейного расширения силуминовой головки и стальных толкателей с прогревом зазор в отверстиях увеличивается. Это может вызвать повышенный шум работы механизма и его ускоренный износ, особенно, если зазоры в сопряжении достаточно велики.

На всех без исключения двигателях с нижним расположением распределительного вала американского производства (GM, CHRYSLER, JEEP, AMC) в конструкции привода клапанов применяются гидротолкатели. Эти устройства автоматически выбирают зазор в приводе клапана, обеспечивая безударную и бесшумную работу газораспределительного механизма. Существенным преимуществом гидротолкателя в эксплуатации является отсутствие каких-либо регулировок за весь срок службы двигателя. Однако гидротолкатели очень чувствительны к качеству масла и его очистке, поскольку содержат прецизионные детали, установленные с малыми зазорами. Коксование масла, грязные фильтры, частицы износившихся и разрушившихся деталей могут привести к заклиниванию гидротолкателей. В таком случае возникают ударные нагрузки, на которые механизм не рассчитан. Они быстро приводят к поломкам или к таким износам деталей (толкатели, кулачки распределительного вала), при которых дальнейшая их эксплуатация невозможна.

В настоящее время гидротолкатели могут быть установлены на всех типах механизмов привода клапанов двигателей с верхним расположением распределительного вала - в схемах с коромыслами, рычагами и толкателями (рис. 2.159). Гидротолкателями еще недавно оснащались, в основном, двигатели автомобилей высокого класса. Однако с внедрением многоклапанных головок гидротолкатели все более широко применяются на автомобилях среднего и малого классов.

Принцип работы любого гидротолкателя (рис. 2.160) заключается в следующем. При отсутствии внешней сжимающей нагрузки (это означает, что кулачок распределительного вала контактирует с толкателем тыльной стороной) масло из системы смазки двигателя через открытый клапан заполняет полость высокого давления, раздвигая плунжер и втулку и выбирая тем самым зазоры в механизме. При набегании кулачка на толкатель сжимающая внешняя нагрузка резко повышает давление под плунжером, клапан закрывается, и толкатель работает уже как "жесткий" элемент, имеющий практически неизменную длину. За счет зазора между плунжерами и втулкой (около 5-8 мкм) небольшая часть масла выдавливается

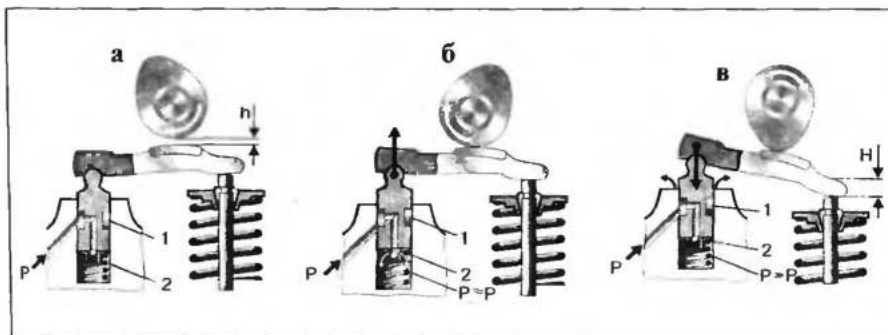


Рис. 2.160. Схема работы гидротолкателя (гидрокомпенсатора):
 а — исходное состояние с зазором h ; б — "выбор" зазора в приводе под действием давления масла и пружины (шариковый клапан плунжера открыт); в — клапан плунжера закрыт, гидрокомпенсатор в режиме "жесткой" опоры, небольшая просадка плунжера за счет утечек масла из полости высокого давления, возвращение в исходное состояние (а); 1 — полость нагнетания; 2 — полость высокого давления

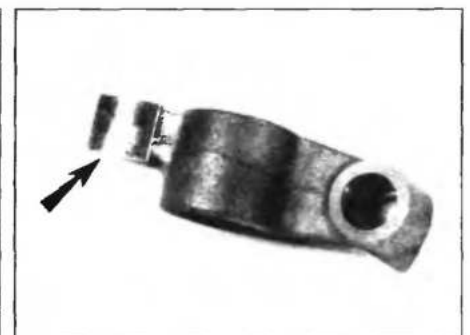


Рис. 2.161. Канавка в месте контакта коромысла с тыльной стороной кулачка в конструкции с гидротолкателем (указана стрелкой)

через этот зазор, а толкатель под нагрузкой "проседает" (сжимается) на величину $0,01 \pm 0,05$ мм. При последующем сходе кулачка с толкателя этот зазор убирается поступлением новой небольшой порции масла под плунжер.

При ремонте важно иметь в виду, что гидротолкатели очень чувствительны к качеству поверхности тыльной стороны кулачка. Износ кулачка или некачественный ремонт распределительного вала приводят нередко к провалам на этой поверхности. Если провал больше просадки плунжера, гидротолкатель начинает работать, как элемент, "следящий" за профилем тыльной стороны кулачка. При этом клапан будет закрыт только там, где толкатель контактирует с кулачком по минимальному радиусу. Поворот кулачка и переход на чуть больший радиус приводят к приоткрытию клапана и выключению цилиндра на режимах холостого хода, малых нагрузок и частот вращения.

В отличие от обычных схем с ручной регулировкой зазора гидротолкатели обеспечивают непрерывный контакт с кулачком. С одной стороны, это снижает нагрузки и шум, а с другой - способствует износу толкателя. Контакт толкателя по тыльной стороне кулачка происходит по узкой линии. Усилие контакта, определяемое пружиной плунжера и давлением масла, невелико, однако за счет очень малой площади контакта удельное давление оказывается довольно высоким. В результате износа на поверхности толкателя достаточно быстро появляется характерная канавка (рис. 2.161). Уменьшение износа в этом месте дают конструкции, где контакт с кулачком идет через ролик (рис. 2.162). Ролики не допускают больших ударных нагрузок, поэтому в обычных конструкциях, т.е. без гидротолкателей, как правило, не применяются. Ролики установлены на рычагах привода клапанов на новых двигателях MITSUBISHI и FORD, а также на гидротолкателях последних модификаций двигателя V8 GM (распределительные валы модификаций с традиционными и роликовыми толкателями не взаимозаменяемы). Не исключено, что конструкции с роликовыми толкателями получат в будущем более широкое распространение.

Поскольку при увеличении частоты вращения время, в течение которого кулачок нажимает на толкатель, уменьшается, снижаются и утечки масла из-под плунжера гидротолкателя. Следствие этого с повышением частоты уменьшается "просадка" плунжера, а, значит, происходит некоторое расширение фаз впуска и выпуска. Таким образом, двигатель с гидротолкателями будет иметь улучшенные эксплуатационные характеристики.

Некоторые фирмы выпускают модификации двигателей с гидротолкателями и без них. Распределительные валы этих модификаций не взаимозаменяемы. Вал, работающий с гидротолкателями, имеет более "узкие" кулачки, и при работе с "простыми" толкателями двигатель потеряет мощность на режимах средних и больших нагрузок. Напротив, "простой" распределительный вал при работе с гидравлическими толкателями обеспечивает расширение фаз, что ухудшает параметры двигателя на пониженных частотах вращения.

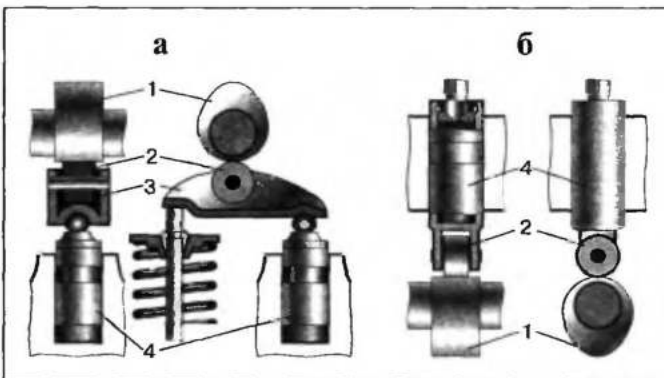


Рис. 2.162. Ролики в механизмах привода клапанов: а — в схеме с рычагами; б — в схеме с нижним распределительным валом; 1 — распределительный вал; 2 — ролик; 3 — рычаг; 4 — гидротолкатель

2.4.5. Привод распределительного вала

Привод распределительного механизма осуществляется тремя различными способами - шестернями, цепью со звездочками или зубчатым ремнем со шкивами.

Привод шестернями встречается у старых двигателей (в том числе у дизелей) с нижним расположением распределительного вала. Основным недостатком этого варианта - большие габариты шестерен, шум, преимущество - максимальная простота и надежность (рис. 2.163). На современных двигателях с помощью шестерен от коленчатого вала иногда осуществляется привод вспомогательных агрегатов, например, топливного насоса высокого давления в дизелях (TOYOTA, FORD).

Привод распределительного механизма роликовой цепью получил наибольшее распространение на двигателях прошлых лет выпуска. Преимущество цепного привода - высокая надежность. Так, случаи обрыва цепи в эксплуатации крайне редки и связаны с неисправностями или износами скорее не самой цепи и звездочек, а других элементов, например натяжителя, а также попаданием под цепь посторонних предметов в результате некачественного обслуживания. Недостаток данной схемы - повышенный шум, усложнение конструкции блока и головки блока цилиндров, необходимость применения специальных натяжных устройств, увеличение габаритов и массы двигателя.

Получили распространение различные схемы цепного привода распределительного вала, из них наиболее часто используются простые конструкции с минимальным количеством элементов. Применяются как однорядные, так и двухрядные роликовые цепи (рис. 2.164), причем чаще последние, как менее подверженные износу и растяжению.

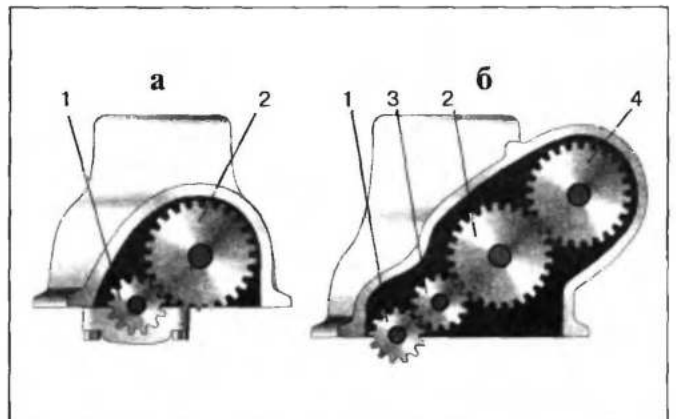


Рис. 2.163. Шестеренный привод распределительного вала: а — бензиновый двигатель OHV; б — дизель; 1 — ведущая шестерня коленчатого вала; 2 — ведомая шестерня (распределительного вала); 3 — паразитная шестерня; 4 — шестерня привода топливного насоса высокого давления

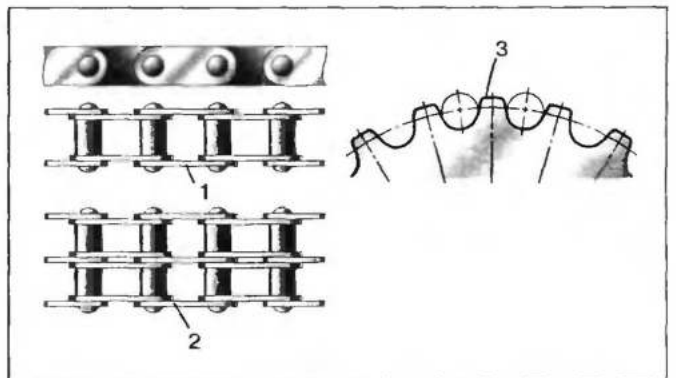


Рис. 2.164. Роликовая цепь привода распределительного вала: 1 — однорядная; 2 — двухрядная; 3 — звездочка привода

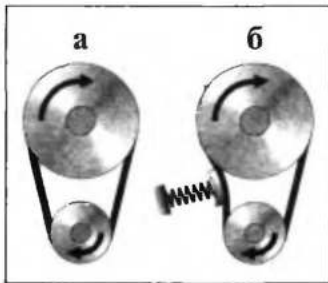


Рис. 2.165. Цепной привод распределительного вала двигателей OHV: а — без натяжителя; б — с натяжителем цепи

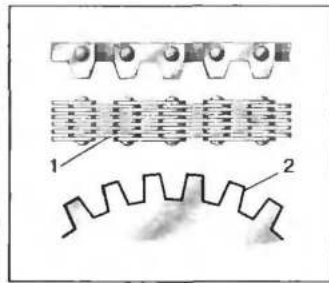


Рис. 2.166. Зубчатая цепь привода распределительного вала: 1 — цепь; 2 — звездочка

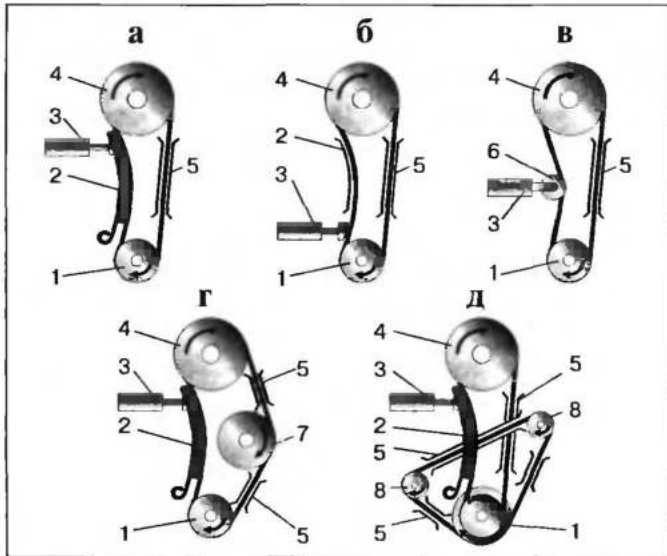


Рис. 2.167. Схемы привода распределительного вала роликовой цепью:

а — стандартный вариант, натяжение цепи с помощью башмака; б — то же, но натяжение непосредственно натяжителем; в — то же, но с помощью звездочки натяжителя; г — вариант с приводом промежуточного (вспомогательного) вала; д — вариант с балансирными валами; 1 — звездочка коленчатого вала; 2 — башмак; 3 — натяжитель; 4 — звездочка распределительного вала; 5 — направляющие (успокоители); 6 — звездочка натяжителя; 7 — звездочка вспомогательного вала; 8 — звездочка балансирного вала

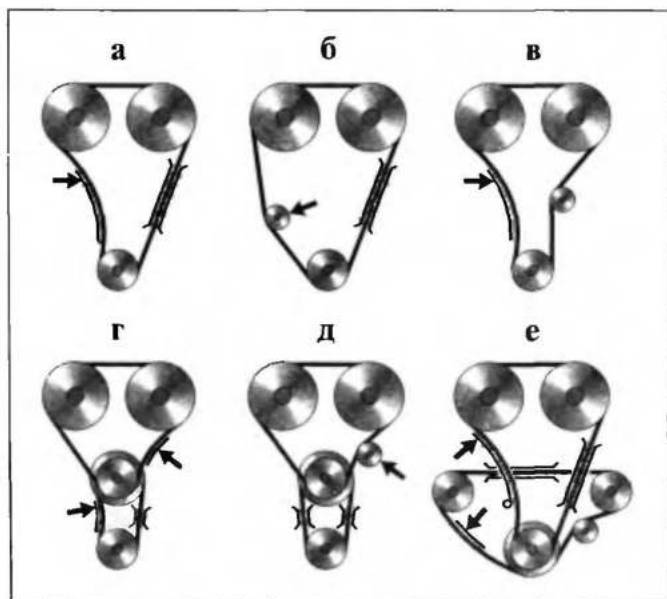


Рис. 2.168. Некоторые распространенные схемы цепного привода распределительных валов двигателей DOHC:

а — стандартный вариант с башмаком натяжителя; б — то же, со звездочкой натяжителя; в — то же, с паразитной звездочкой; г, д — с промежуточным валом; е — с балансирными валами

Исключительно простую конструкцию имеет привод "классических" V-образных американских двигателей с нижним распределительным валом (рис. 2.165). Обычно здесь не используют натяжных или направляющих устройств, поскольку цепь имеет малую длину. На двигателях прошлых лет выпуска (GM) нередко применялась прочная зубчатая («бесшумная») цепь (цепь Морзе) (рис. 2.166), с конца 80-х годов замененная на обычную роликовую.

Для двигателей с одним верхним распределительным валом наиболее распространена схема (рис. 2.167), в которой есть только ведущая и ведомая звездочки. Схемы с большим числом звездочек применяются реже. Двигатели DOHC с двумя распределительными валами также имеют цепной привод, как правило, простой конструкции (рис. 2.168). Дополнительные звездочки для привода агрегатов здесь также редки, как и в двигателях с одним распределительным валом. Когда в конструкции цепного привода используют дополнительные звездочки, то это делают для вспомогательного вала привода, например, масляного насоса, топливного насоса и распределителя зажигания. Крайне редко встречается привод цепью насоса системы охлаждения (GM) из-за сложности обеспечения надежного уплотнения. Маслонасос у двигателей с цепным приводом нередко приводится отдельной цепью. В двигателях с балансирными валами (MITSUBISHI, SAAB) дополнительная цепь приводит балансирные валы (рис. 2.167).

Следует отметить, что применение цепного привода в определенной степени является традицией той или иной фирмы. Если многие фирмы выпускают (или выпускали) двигатели и с цепными и с ременным приводом распределительного вала, то, например, фирма MERCEDES-BENZ — только с цепным приводом. Учитывая большую номенклатуру двигателей MERCEDES-BENZ, на них нередко использованы оригинальные схемы привода (рис. 2.169).

С конца 80-х годов получили распространение конструкции с двумя распределительными валами, в которых один из валов приводится от другого с помощью дополнительной передачи. Японские фирмы на некоторых моделях используют пару шестерен на распределительных валах, как самый простой вариант привода. Недостаток шестеренной передачи — повышенную шумность, можно уменьшить, если ведомое колесо сделать двойным. На некоторых двигателях (BMW, NISSAN) второй вал связан с первым цепной передачей, в кото-

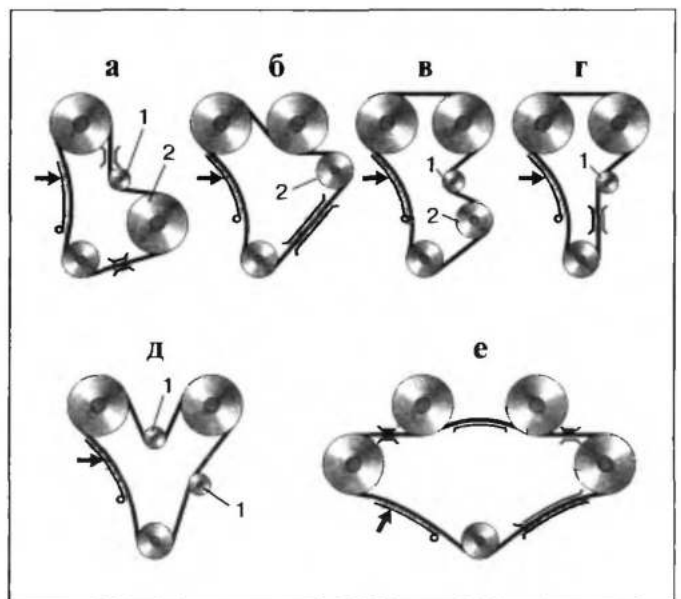


Рис. 2.169. Некоторые схемы привода распределительного механизма цепью, используемые фирмой MERCEDES:

а — одновальные двигатели; б, в, г — двухвальные двигатели; д — V-образные двигатели; е — V-образные двухвальные двигатели; 1 — паразитная звездочка; 2 — звездочка привода вспомогательного вала

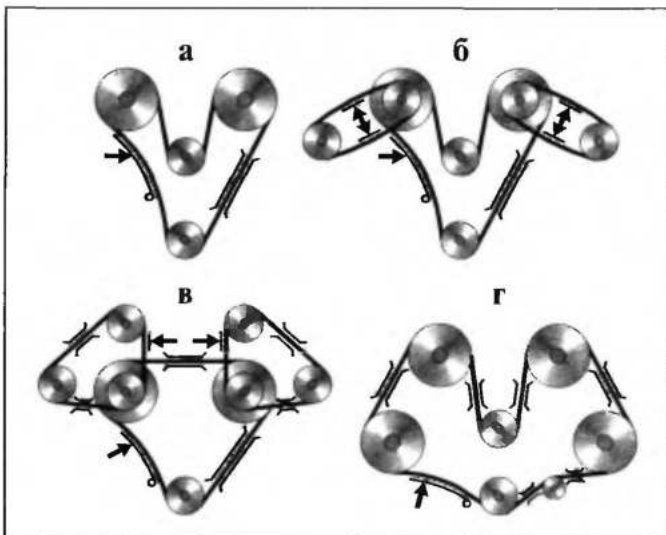


Рис. 2.170. Схемы цепного привода распределительных валов V-образных двигателей:

а — для одновальных головок; б — для двухвальных головок (DOHC) с дополнительными цепными передачами; в — то же, с двумя промежуточными валами; г — с непосредственным приводом всех распределительных валов

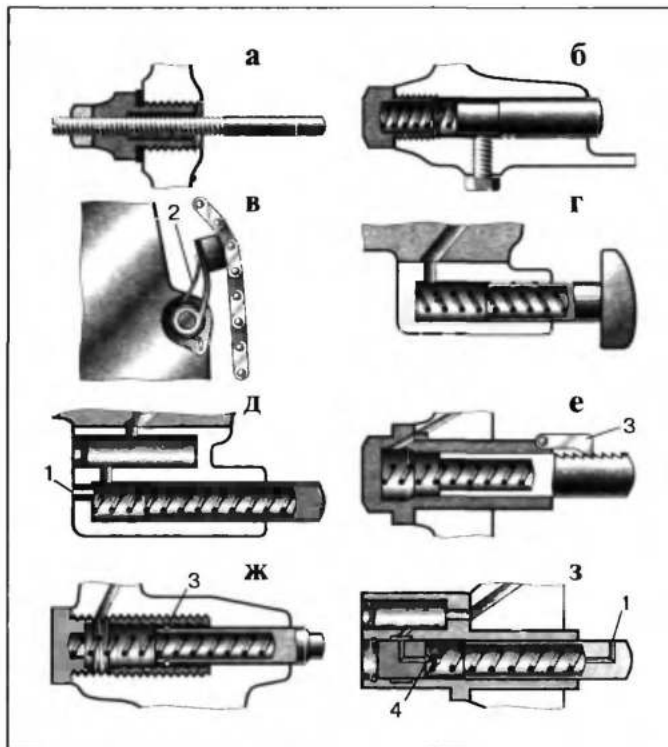


Рис. 2.171. Схемы натяжителей цепи:

а — механический с ручной регулировкой; б — механический с полуавтоматическим натяжением; в — механический с автоматическим натяжением; г — гидравлический простой; д — гидравлический с ограничением усилия натяжения; е, ж — гидромеханические; з — гидравлический с обратным клапаном; 1 — стравливающий жиклер; 2 — пружина кручения; 3 — устройство ограничения обратного хода; 4 — обратный клапан

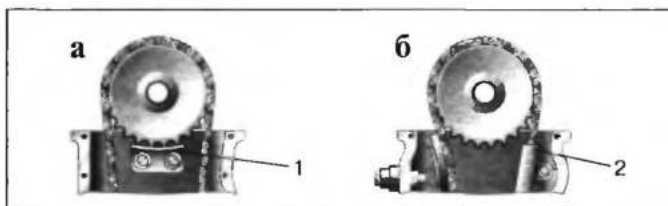


Рис. 2.172. Способы удерживания снятой звездочки и цепи от падения в картер:

а — с помощью специального кронштейна (1); б — с помощью успокоителя коромышчатого сечения (2)

рой цепь натягивается своим натяжителем (рис. 2.168). Фирмы NISSAN и ALFA ROMEO применяют двухступенчатую цепную передачу, сразу на оба распределительных вала. Данная схема снижает высоту двигателя, поскольку звездочки распределительных валов могут быть сделаны меньшего диаметра.

Использование цепного привода затруднено для двигателей V-образных схем (рис. 2.170), особенно, когда каждый ряд цилиндров имеет головку с двумя распределительными валами. Это связано со сложностью конструкции кожухов и крышек, закрывающих цепной привод и обеспечивающих герметичность внутренних полостей. Поэтому подобные схемы применяются редко, в основном, на двигателях автомобилей высоких классов (MERCEDES-BENZ, BMW, NISSAN, GM).

Большинство двигателей имеют роликовые цепи привода распределительного вала с шагом $3/8"$, т.е. 9,525 мм, и с роликом диаметром $1/4"$ (6,35 мм), что облегчает подбор новой цепи при ремонте двигателя. Цепи для привода масляного насоса или балансирных валов могут иметь и меньший шаг (например 8,0 мм или 8,22 мм).

Чаще всего цепь натягивается при помощи башмака - стальной пластины, покрытой толстым слоем антифрикционного материала. Очень редко вместо башмака применяется звездочка. Это усложняет конструкцию (помимо лишней звездочки требуется ось и подшипник) и увеличивает габариты привода.

Устройства, обеспечивающие усилие натяжения цепи - натяжители, имеют весьма разнообразную конструкцию (рис. 2.171). Необходимо отметить механические и полуавтоматические ручные, гидромеханические и гидравлические автоматические натяжители. Ручные натяжители на современных двигателях, за некоторым исключением (ALFA ROMEO), не применяются. Механические натяжители применялись, в основном, на двигателях с нижним распределительным валом. Современные двигатели имеют автоматические натяжители. Гидромеханические натяжители обеспечивают натяжение цепи за счет усилия пружины и подачи масла под давлением под плунжер (рис. 2.171). При этом обратному ходу плунжера препятствует механический стопор. Гидравлические натяжители работают за счет подачи масла под плунжер. Встречаются конструкции (NISSAN, TOYOTA) без обратного клапана, однако в подавляющем большинстве случаев обратному ходу плунжера натяжителя препятствует запирание масла с помощью обратного клапана. Использование автоматических натяжителей значительно увеличивает ресурс привода и облегчает обслуживание двигателя в эксплуатации.

Автоматические натяжители нередко вносят определенную специфику в последовательность операций при ремонте двигателей. Это связано с односторонним действием натяжителей - ход штока в сторону натяжения свободный, в то время как в обратную сторону происходит его "запирание". Это значит, что при ослаблении цепи (например, при снятии звездочки с распределительного вала) натяжитель не просто привести в исходное состояние. У различных натяжителей это делается в зависимости от конструкции - разборкой натяжителя, разблокированием штока поворотом специального стопора и т.д. У некоторых двигателей для такой "перезарядки" натяжителя необходимо его снять, что может быть связано с большим объемом работ, например, когда натяжитель полностью закрыт передней крышкой блока (NISSAN, MITSUBISHI, VOLVO и др.).

В некоторых двигателях (NISSAN, MITSUBISHI, OPEL) имеется специальный кронштейн для удерживания снятой звездочки с цепью или цепи без звездочки от падения (рис. 2.172). В других конструкциях звездочка и цепь могут удерживаться на деталях привода - башмаке натяжителя и направляющей (успокоителе) коромышчатого сечения.

Направляющие устройства (успокоители) используются на

многих двигателях. Они обеспечивают определенную форму ветви цепи и предотвращают ее колебания (рис. 2.173). Обычно успокоители крепятся на блоке цилиндров под передней крышкой блока. На некоторых старых двигателях (MERCEDES-BENZ) передняя крышка блока отсутствует, а цепь расположена в неразъемной полости блока. Для такой конструкции используются штифтовые крепления элементов цепного привода (рис. 2.174).

Привод распределительного вала зубчатым ремнем получил в настоящее время более широкое распространение, чем цепью. Ремень позволяет здесь снизить массу, шум, несколько упростить конструкцию двигателя. Однако ремень имеет недостаточную надежность, что требует конструктивных мер по предотвращению "встречи" клапанов и поршня при его обрыве. Кроме этого, в отличие от цепного привода необходимы один или несколько сальников распределительных валов. Попадая на ремень, масло сильно снижает его ресурс.

Схемы ременного привода также весьма разнообразны, причем, чем проще привод, тем чаще он применяется. У большинства двигателей с одним верхним распределительным валом (рис. 2.175) ремень приводит одновременно вал вспомогательных агрегатов, насос охлаждающей жидкости или масляный насос. У дизелей топливный насос также включается в схему привода, что обычно приводит к увеличению ширины ремня и диаметра шкивов вследствие значительного роста нагрузок. Следует напомнить, что обрыв ремня у дизеля вследствие близкого расположения клапанов и поршня в ВМТ приводит к серьезным последствиям, нередко даже к необходимости замены головки блока.

Весьма распространен ременной привод у двигателей с двумя распределительными валами (рис. 2.176) и у V-образных двигателей (рис. 2.177). В последние годы заметна тенденция к упрощению привода (один шкив вместо двух), но использованию шестеренной передачи от одного распределительного вала к другому (TOYOTA, NISSAN). У двигателей с балансирными валами (MITSUBISHI, HONDA, LANCIA, VOLVO) эти валы или один из них, иногда вместе с масляным насосом, приводятся отдельным ремнем.

У подавляющего большинства двигателей ремни натягиваются вручную смещением или поворотом специального натяжного ролика. На последних многоклапанных двигателях (MITSUBISHI, FORD и др.) применяются автоматические гидромеханические натяжители ремня (рис. 2.178). Несмотря на то, что зубчатые ремни не требуют частой регулировки натяжения, в эксплуатации встречаются неисправности, связанные с ослаблением ремня, вплоть до "перескакивания" ремня на шкиве. Кроме того, постоянно подтянутый ремень имеет повышенный ресурс, а при наличии большого числа агрегатов (усилитель руля, кондиционер, турбокомпрессор) у поперечно установленного двигателя не всегда есть возможность выполнить регулировку натяжения без частичной разборки и снятия агрегатов. Поэтому не исключено, что автоматические натяжители ремня получат в будущем более широкое распространение.

Зубчатые ремни имеют достаточно большую номенклатуру профилей и чисел зубьев. Наиболее часто используется стандартный шаг зубьев 3/8" (9,525 мм), другие шаги (например 8,0 мм или 8,2 мм) встречаются реже. Параметры ремней для наиболее распространенных двигателей приведены в Приложении 6.

Зубчатый ремень чувствителен к пыли, попадающей через неплотности в кожухах, и к маслу, проникающему через негерметичные сальники. Поэтому надежность привода зависит от состояния кожухов и сальников. На последних двигателях прослеживается тенденция применения ремней с более высоким и широким зубом, имеющим специальные сложные профили, в том числе, эвольвентные вместо простых трапециевидальных на старых двигателях.

При ремонте двигателя, имеющего большой пробег, цепь или ремень привода лучше заменить т.к. они могут быть рас-

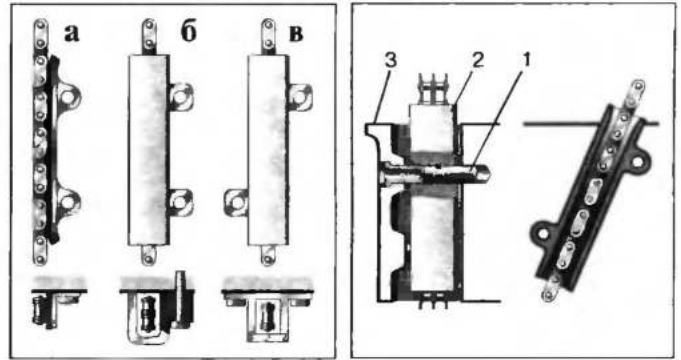


Рис. 2.173. Некоторые распространенные конструкции направляющих цепи (успокоителей): а — открытого типа; б — полузакрытого (коробчатого) типа; в — закрытого (коробчатого) типа

Рис. 2.174. Схема штифтового крепления успокоителя: 1 — штифт; 2 — успокоитель; 3 — передняя часть блока цилиндров

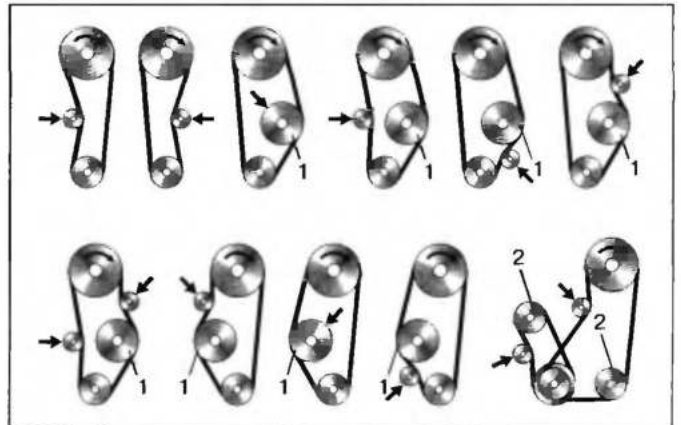


Рис. 2.175. Основные схемы ременного привода распределительного механизма двигателей ОНЧ: 1 — шкив привода вспомогательного вала, насоса системы охлаждения или масляного насоса; 2 — шкив балансирного вала

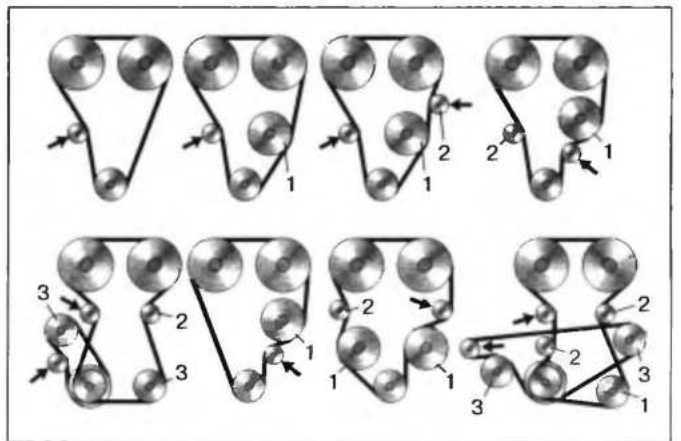


Рис. 2.176. Основные схемы ременного привода распределительного механизма с двумя верхними валами: 1 — шкив привода вспомогательных агрегатов; 2 — паразитный ролик; 3 — шкив балансирного вала

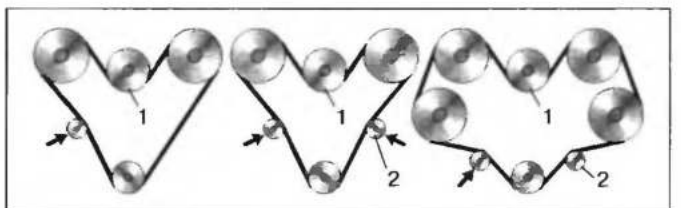


Рис. 2.177. Основные схемы ременного привода распределительного механизма V-образных двигателей: 1 — шкив привода вспомогательных агрегатов; 2 — паразитный ролик

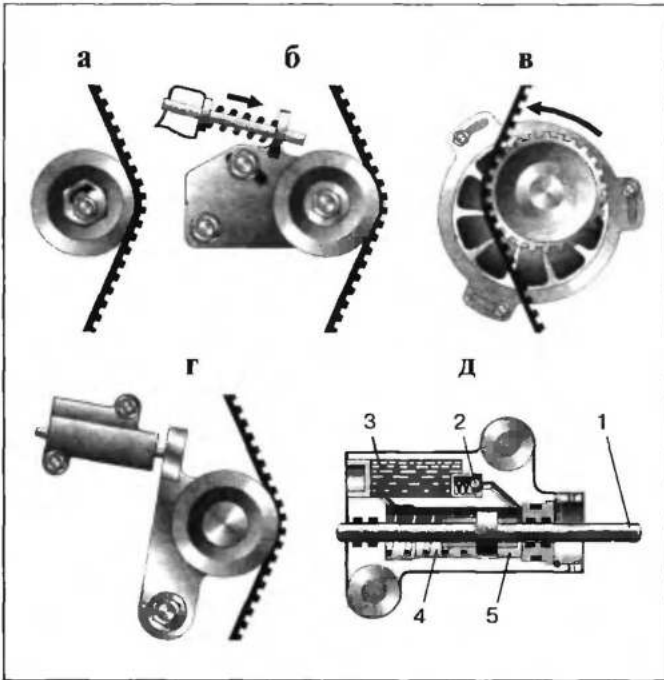


Рис. 2.178. Механизмы натяжения зубчатых ремней: а — вручную поворотом ролика на оси (эксцентричное крепление натяжного ролика); б — полуавтоматически пружиной после ослабления кронштейна ролика; в — вручную поворотом корпуса насоса охлаждающей жидкости; г — автоматически гидромеханическим натяжителем; д — схема гидромеханического натяжителя; 1 — шток с поршнем; 2 — обратный клапан; 3 — питающая масляная полость; 4 — полость высокого давления; 5 — полость низкого давления

тянуты так, что натяжитель окажется на пределе регулировки (обычно это обнаруживается, когда двигатель почти собран). Кроме того, у старого ремня сохраняется опасность обрыва или срезания зубьев, что на некоторых моторах может привести к повторному, и, не исключено, более сложному ремонту вследствие ударов поршней по клапанам.

Зубчатые шкивы фиксируются на распределительных валах обычно с помощью сегментных шпонок, устанавливаемых в паз на валу и входящих в паз колеса (рис. 2.179). При этом колесо устанавливается на посадочном поясе вала с небольшим зазором $0,01+0,02$ мм и притягивается болтом. Реже используются призматические шпонки. На некоторых двигателях (VOLKSWAGEN) посадка колеса на распределительном валу осуществляется "на конус" без шпонки. Встречается также конструкция (ALFA ROMEO) с регулировкой углового положения звездочки относительно распределительного вала. Подобные варианты позволяют точно выставить фазы газораспределения, т.е. синхронизировать положение всех валов независимо от длины цепи (ремня) или других факторов.

Как и у коленчатых валов, элементы типа шпонок или штифтов позволяют только правильно установить звездочку или шкив на распределительном валу. В большинстве конструкций фиксация колеса на валу осуществляется силами трения при затягивании болта. При ослаблении усилия затяжки сила трения уменьшается, появляется люфт колеса, после чего посадочные поверхности, пазы и сама шпонка очень быстро разбиваются.

Подавляющее большинство двигателей для установки фаз имеет соответствующие метки на зубчатых колесах, шкивах клиновых ремней, маховике, а также на соответствующих корпусных деталях (см. Приложение 7). Однако на некоторых двигателях (NISSAN, MITSUBISHI и др.) метки могут стоять на ремне или цепи и отсутствовать на корпусных деталях, что нередко затрудняет установку фаз при сборке отремонтированного двигателя (см. также раздел 10.).

Ресурс привода любого типа в значительной степени зависит от состояния посадочных поверхностей зубчатых шкивов или звездочек. Появление биения этих поверхностей (в том числе, после ремонта) может во много раз снизить ресурс це-

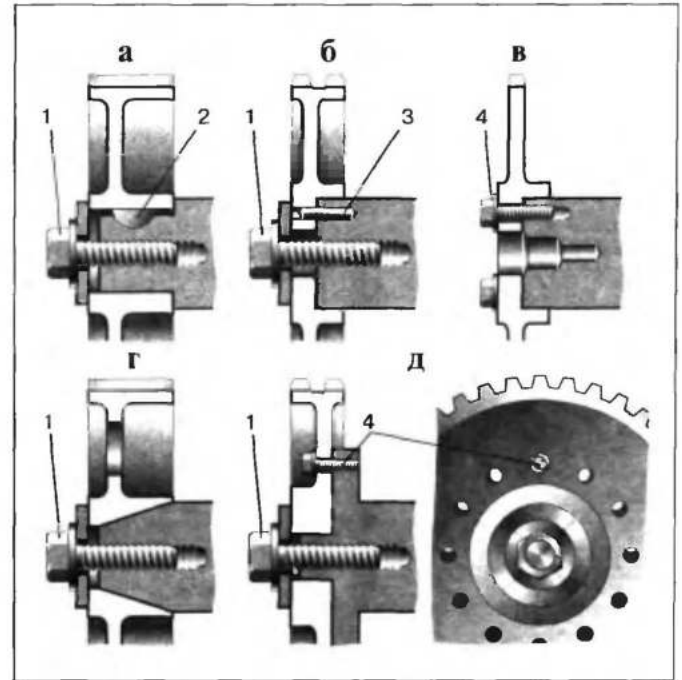


Рис. 2.179. Крепление колес привода на распределительных валах: а — с помощью болта и шпонки; б — с помощью болта и штифта; в — тремя-четырьмя болтами по фланцу; г — посадкой колеса на конус и болтом; д — с помощью двух болтов — центрального и установочного (колесо имеет на одно отверстие для установочного болта больше или меньше, чем распределительный вал); 1 — центральный болт; 2 — шпонка; 3 — штифт; 4 — установочный болт

пи или ремня. Неблагоприятно влияет и износ рабочих поверхностей звездочек или шкивов. Если изнашивается наружная поверхность шкива, то, очевидно, ее диаметр уменьшается на некоторую величину δ . Нетрудно посчитать, что длина окружности уменьшится примерно на 3δ , что означает, что и шаг зубьев шкива станет меньше на $3\delta/Z$ (Z - число зубьев). Следовательно, возникает несоответствие между шагом зубьев ремня и шкива. Это приводит к "провисанию" ремня на шкиве (рис. 2.180) и контакту со шкивом только тех зубьев ремня, которые расположены вблизи захода на шкив и схода с него. В результате нагрузка на эти зубья возрастает во много раз, что может быстро привести к подрезу и разрушению зубьев.

Аналогично, износ рабочей поверхности зубьев звездочки вызывает "провисание" цепи на звездочке и увеличении нагрузки на крайние звенья (заход на звездочку и сход с нее). Из-за этого цепь может быстро вытянуться.

Указанные особенности конструкции и работы привода необходимо представлять при ремонте, иначе трудно избежать ошибок и связанного с ними снижения надежности работы и ресурса двигателя после ремонта.

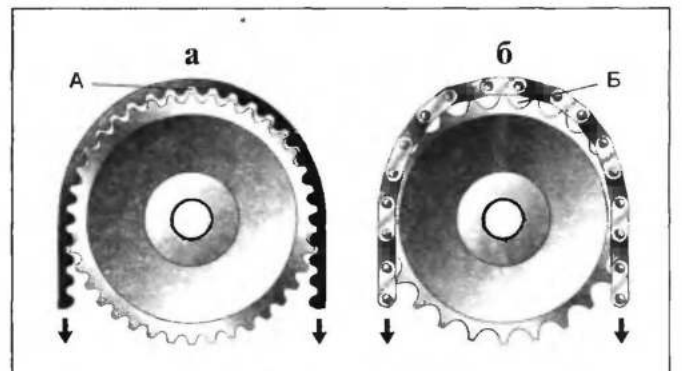


Рис. 2.180. Схема работы привода распределительного механизма при износе деталей: а — отставание ремня (А) от шкива при износе зубьев шкива; б — отставание роликов цепи (Б) от зубьев звездочки при износе цепи или зубьев

2.5. Уплотнения двигателей

Создание надежных уплотнений каналов и полостей с рабочими газами и жидкостями в течение всего ресурса двигателя является очень важной задачей. Не секрет, что повреждение того или иного уплотнения приводит к течи и уменьшению количества рабочей жидкости с последующим возникновением более серьезных неисправностей (перегрев, деформация, разрушение различных деталей).

Уплотнения двигателей можно условно разделить на следующие типы:

- 1) уплотнения вращающихся деталей - сальники валов;
- 2) уплотнения поступательно движущихся деталей - сальники штоков клапанов (или маслоотражательные колпачки);
- 3) уплотнения неподвижного соединения деталей - прокладки.

К первому типу относятся также специальные уплотнения агрегатов (насосы, турбокомпрессоры и т.д.), а ко второму - поршневые кольца, но эти уплотнения рассматриваются в других разделах книги (2.6., 2.7., 2.3.).

2.5.1. Сальники валов

На подавляющем большинстве двигателей уплотнение валов обеспечивается резиновыми манжетами - сальниками (рис. 2.181). Сальник армирован стальным кольцом для придания ему жесткости и обеспечения натяга и герметичности по наружному диаметру, а уплотняющая кромка поджимается к валу с помощью браслетной пружины.

Основная задача сальника - обеспечение эффективного уплотнения вала в течение всего срока службы двигателя. Решение этой задачи определяет конструкцию и материал сальника.

Сальники с защитным скосом - пыльником обеспечивают больший ресурс уплотнения за счет предохранения рабочей

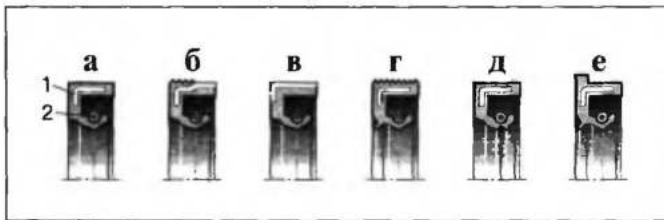


Рис. 2.181. Основные типы сальников двигателей:

а, б — с внутренним армированием; в — с наружным армированием; г — с пыльником (наиболее распространенный тип); д — с двойной уплотнительной кромкой; е — с упорным буртом; 1 — армирующее кольцо; 2 — браслетная пружина



Рис. 2.182. Маслоотражательный диск (1) в конструкции уплотнения носка коленчатого вала



Рис. 2.183. Косая нарезка на уплотнительной кромке сальника

кромки от попадания частиц грязи извне. При этом наибольший эффект от пыльника достигается в том случае, если он не касается вала. При небольшом натяге пыльника на валу ресурс сальника может уменьшиться из-за попадания продуктов износа пыльника под рабочую кромку.

Следует отметить, что на ресурс сальника большое влияние оказывает качество масла и его фильтрация. Длительная работа двигателя на масле низкого качества увеличивает количество твердых частиц, в том числе продуктов износа, циркулирующих в масле. Попадая на рабочую кромку, эти частицы размером в несколько микрон резко увеличивают интенсивность износа. Низкое качество масла способствует также большим отложениям нагара на стенках и в том числе на валах около сальников, что также неблагоприятно сказывается на долговечности уплотнений. Иногда для предотвращения попадания к сальнику посторонних частиц из масла на валу рядом с сальником устанавливают маслоотражательный диск (GM, рис. 2.182), выполняющий роль центрифуги.

Значительно увеличивает герметичность (и, соответственно, ресурс) сальника косая нарезка на рабочей кромке (рис. 2.183). Сальник с нарезкой способен эффективно работать при значительно большем биении вала, и с дефектами на его поверхности (риски, царапины); с ним меньше изнашивается вал. Однако преимущества нарезки реализуются только с пыльником, иначе под рабочую кромку из окружающей среды будет засасываться большое количество посторонних частиц, а ресурс уплотнения существенно уменьшится.

Нарезка на рабочей кромке выполняется со стороны окружающей среды и только примыкает к кромке, но не пересекает ее (иначе сальник будет течь на неподвижном валу). При идеальном состоянии рабочей кромки и поверхности вала нарезка практически не улучшает герметичность по сравнению с гладкой кромкой. В реальных условиях, особенно при длительной эксплуатации, поверхности могут быть в той или иной степени повреждены, и тогда сальник с нарезкой обеспечивает значительно меньшие утечки масла.

При замене сальников следует обращать внимание на направление (наклон) нарезки, т.к. встречаются сальники для валов с правым (если смотреть спереди на вал, вращающийся по часовой стрелке) и левым вращением. Ошибка в данном случае приводит к негерметичности уплотнения. На некоторых двигателях VOLKSWAGEN применяются сальники со специальной нарезкой, обеспечивающей герметичность уплотнения и при обратном вращении. Такие сальники устанавливаются, например, по обе стороны распределительного вала.

Для надежного уплотнения по корпусу большинство сальников для двигателей обрезаются по наружному диаметру целиком или по пояску той или иной ширины. На современных двигателях уже практически не встречаются сальники со стальной наружной поверхностью, имевшие распространение в прошлые годы, а также сальники без защитного скоса (пыльника).

Большое влияние на долговечность сальника оказывает марка резины. Применявшиеся ранее нитрильные резины ограничивали срок службы уплотнения из-за старения (твердения) в условиях повышенных температур (100÷130°C). Поэтому сейчас широко используются нестареющие акрилатный каучук и фторкаучук, хотя они дороже.

В процессе работы сальника происходит износ его рабочей кромки, в результате чего её ширина может увеличиться от 0,1÷0,2 мм (что соответствует новому сальнику) до 1 мм и более. При этом на валу образуется канавка, с которой контактирует изношенная рабочая кромка. Увеличение ширины кромки приводит к падению удельного давления на вал, и, начиная с ширины кромки порядка 0,7÷0,8 мм, сальник постепенно теряет герметичность. В то же время сальники из фторкаучука даже после пробега более 100÷120 тыс. км часто не имеют ощутимых износов рабочей кромки и следов негерметичности.

Если сравнивать различные варианты конструкций сальников, то сальник из нитрильного каучука без пыльника име-

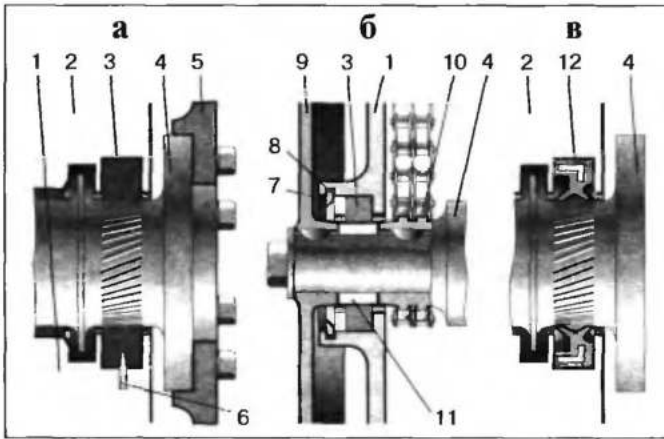


Рис. 2.184. Уплотнение коленчатого вала с помощью сальниковой набивки:

а — заднего носка; б — переднего носка; в — использование разрезной манжеты в более поздних модификациях двигателей с сальниковой набивкой; 1 — крышка блока; 2 — блок цилиндров; 3 — сальниковая набивка; 4 — коленчатый вал; 5 — маховик; 6 — штифт; 7 — шайба; 8 — стопорное кольцо; 9 — шкив; 10 — звездочка; 11 — втулка; 12 — разрезная манжета

ет ресурс в 10÷20 раз меньше, чем сальник из фторкаучука с пыльником и нарезкой. Об этом необходимо помнить при ремонте двигателя, чтобы избежать лишней работы по замене сальника через несколько десятков тысяч километров.

Специфические условия работы сальников в двигателе налагают определенные требования к их замене при ремонте. Так, нежелательно использовать для двигателей сальники, предназначенные для других агрегатов автомобиля, где условия более "мягкие" - это может привести к быстрому выходу сальника из строя (потере герметичности). Особую опасность представляет еще практикуемое в некоторых мастерских использование отечественных сальников из нитрильной резины (черного цвета). Подавляющее большинство таких сальников не подходит к иностранным двигателям ни по размерам, ни по условиям работы — практика показывает, что нередко их "хватает" не более чем на 10÷15 тыс. км.

На старых двигателях (MERCEDES-BENZ, GM, JEEP, VOLVO и др.) вместо сальника применялась сальниковая набивка в виде сплетенного асбестового шнура, пропитанного специальной смазкой. Шнур устанавливается в кольцевую канавку в блоке цилиндров и скользит по соответствующему пояску коленчатого вала (рис. 2.184). Этот поясок имеет насечку - косые риски, препятствующие вытеканию масла через сальник при вращении вала. На несколько более поздних конструкциях (GM, JEEP) набивка была заменена на как бы разрезанную на две половины резиновую манжету без пружины (рис. 2.184).

Сальниковая набивка редко использовалась после 1965-70 г. для уплотнения переднего конца коленчатого вала (VOLVO, рис. 2.184). В современных двигателях набивка не применяется в виду её ограниченного ресурса и низких уплотняющих свойств.

2.5.2. Сальники клапанов

Необходимость уплотнения стержней клапанов у автомобильных двигателей связана с возможностью поступления масла в газозадушные каналы из верхней части головки блока через зазоры между стержнями и направляющими втулками клапанов. Наиболее распространено уплотнение стержней клапанов с помощью специальных сальников - маслоотражающих или маслоотражательных колпачков (рис. 2.185), применяемых практически на всех современных двигателях. Чаще других используются колпачки, армированные стальной втулкой (рис. 2.185, а), устанавливаемые с натягом на поясок направляющей втулки клапана. Уплотнение стержня достигается поджатием уплотняющей кромки колпачка пружиной. Недостат-

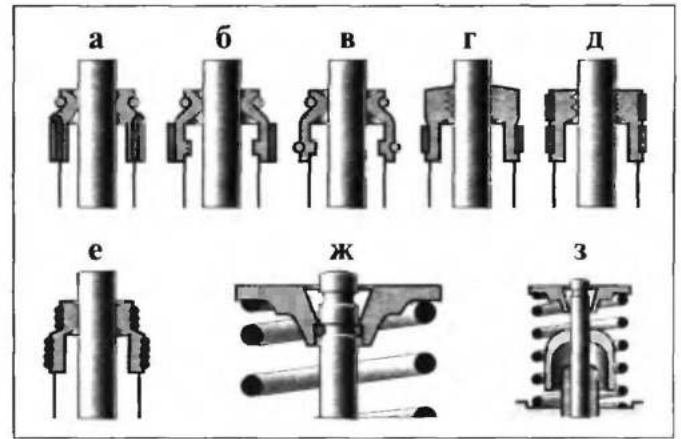


Рис. 2.185. Наиболее распространенные сальники клапанов:

а — армированные с браслетной пружиной (стандартный вариант); б — то же, с буртом для фиксации на втулке; в — неармированные с буртом; г — неармированные с бандажным кольцом; д — то же, с дополнительным бандажным кольцом для уплотнения по стержню; е — фторопластовые с бандажными пружинами; ж — уплотнение тарелки пружины резиновым кольцом; з — маслоотражательные колпачки, закрепляемые на стержне клапана

ком варианта а является возможное ослабление посадки колпачка при старении резины, в результате чего колпачок может соскочить со втулки. Этого не произойдет у армированных и неармированных колпачков с буртиком, заходящим в проточку направляющей втулки (варианты б и в). Такая конструкция характерна, в основном, для двигателей японских автомобилей (HONDA, MITSUBISHI). В прошлом довольно широко использовались неармированные колпачки с широкой уплотняющей поверхностью (варианты г и д). В таких конструкциях уплотнение достигается силами упругости самой резины, создающей натяг на нескольких уплотняющих кромках (MERCEDES-BENZ, GM, FORD, CHRYSLER). На некоторых старых моделях MERCEDES-BENZ вместо резины использован фторопласт (вариант е). Недостатком вариантов г, д, и, особенно, е является ухудшение уплотняющих свойств при износе направляющей втулки или стержня клапана, т.к. эти колпачки менее эластичны и не могут отслеживать большие поперечные колебания стержня. Кроме этого, вариант г при больших пробегах сильно (в десятки раз) уступает другим конструкциям по расходу масла, т.к. он не имеет элементов (кольцо, пружина), поджимающих рабочую кромку к стержню клапана.

Фторопластовые уплотнения, помимо указанных, имеют еще один существенный недостаток. При длительной работе на посадочном поясе направляющей втулки наблюдается износ (рис. 2.186) в виде кольцевой канавки. В результате при замене уплотнения у нового колпачка посадка на втулке оказывается "слабой" вплоть до соскакивания его со втулки при работе двигателя.

Колпачки при работе двигателя нагреваются до 120°C и выше. При таких температурах нитрильные резины, применявшиеся на некоторых двигателях прошлых лет выпуска, достаточно быстро стареют (твердеют) и колпачки начинают пропускать большое количество масла. На современных двигателях наибольшее распространение получили акрилатный и фторкаучук, практически не подверженные старению при высокой темпера-

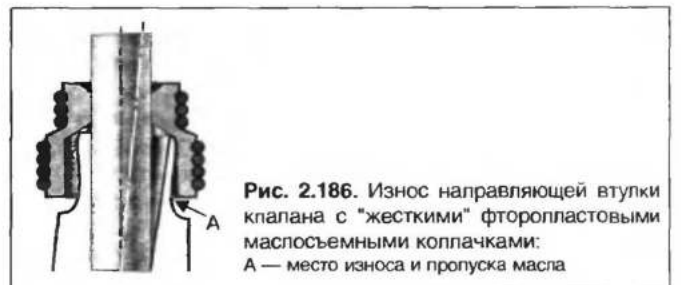


Рис. 2.186. Износ направляющей втулки клапана с "жесткими" фторопластовыми маслоотражательными колпачками: А — место износа и пропуска масла

туре и сохраняющие удовлетворительные уплотняющие свойства даже при пробегах автомобиля свыше 120÷150 тыс. км.

На двигателях прошлых лет выпуска иногда устанавливали уплотнения клапанов в виде резиновых колец (VOLVO, GM) или маслоотражательных колпачков (FORD) из пластмассы или резины, закрепляемых на стержне клапанов (рис. 2.185, ж, з). Эти конструкции удовлетворительно работали при условиях подачи небольшого количества масла в головку, определенного направления потока масла в головке, узких фаз газораспределения, характерных для низкофорсированных двигателей, в том числе с нижним расположением распределительного вала. Для современных двигателей с большим перекрытием фаз и настроенной выпускной системой требования к уплотнениям клапанов значительно более высоки. Плохое уплотнение выпускных клапанов нередко дает здесь тот же эффект по расходу масла, что и нарушение уплотнения впускных клапанов.

2.5.3. Прокладки и уплотнения неподвижных деталей

В двигателях имеется большое количество неподвижных деталей, требующих уплотнения. Уплотняются полости и каналы как снаружи для исключения течи рабочих жидкостей, так и между собой внутри двигателя для исключения перемешивания этих жидкостей.

Все соединения (и уплотнения) деталей можно условно разделить на несколько типов. Рассмотрим их более подробно.

Полости без давления (или с очень малым избыточным давлением) при низкой температуре деталей и рабочей среды (до 120÷150°C) - уплотняются в зависимости от конструкции деталей. К таким соединениям относятся крышки двигателя, в том числе, поддон, крышка головки блока, передняя и задняя крышки и др. (рис. 2.187). Если крышки выполнены "жесткими", например, алюминиевыми, то обычно уплотнение достигается с помощью тонких (0,3÷0,7 мм) прокладок. Такие прокладки изготавливаются из специальных материалов типа паронит, прессованный картон (прессшпан). Если крышка изготовлена из листовой стали штамповкой, она обладает определенной "гибкостью". Для таких крышек нередко используют прокладки из мягких материалов - маслостойкая резина, пробка и др. Толщина прокладок для "гибких" крышек больше - 2÷4 мм.

Для предохранения от чрезмерной деформации "гибкие" крышки имеют отбортовки, а также специальный рельеф плоскости стыка, препятствующий сближению плоскостей и "выдавливанию" прокладок при затягивании крышки (рис. 2.188).

Некоторые конструкции (VOLKSWAGEN, GM, FORD и др.) имеют комбинированные прокладки, состоящие из нескольких частей, выполненных из разнородных материалов. Обычно такие прокладки применяются для "фигурных" крышек, огибаю-

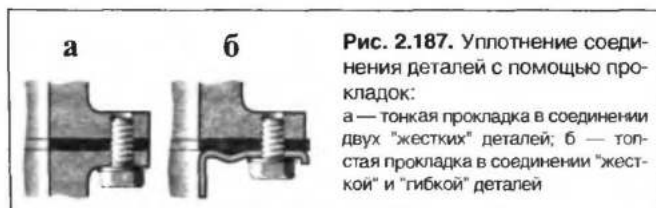


Рис. 2.187. Уплотнение соединения деталей с помощью прокладок: а — тонкая прокладка в соединении двух "жестких" деталей; б — толстая прокладка в соединении "жесткой" и "гибкой" деталей

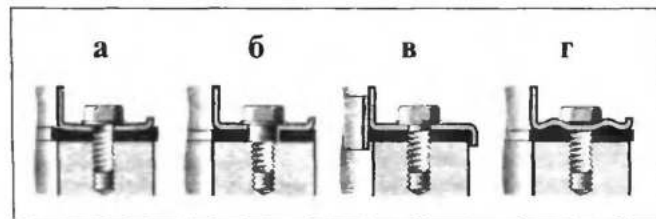


Рис. 2.188. Работа прокладок в соединении деталей: а — "выдавливание" прокладки при перетяжке болта; б — предохранение прокладки ограничением сдавливания плоскостей с помощью ступенчатого болта; в — то же, но с помощью отбортовки одной из деталей; г — то же, но с помощью специального рельефа одной из деталей

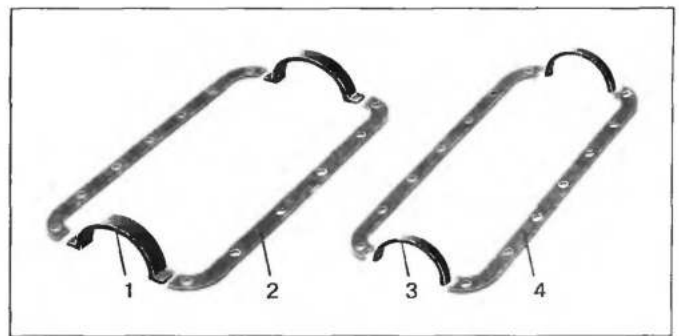


Рис. 2.189. Комбинированные прокладки для уплотнения поддона картера и крышки головки:

1 — резиновая часть для уплотнения по крышкам коренных подшипников; 2 — пробковая часть для уплотнения по нижней плоскости блока цилиндров; 3 — резиновая часть для уплотнения по крышкам подшипников распределительного вала; 4 — пробковая часть для уплотнения по верхней плоскости головки

щих линию корпуса сложной формы (рис. 2.189). При этом в местах стыка частей прокладок возможны утечки рабочих жидкостей. На современных двигателях для крышек сложной формы чаще применяется цельная прокладка сложной формы.

В некоторых двигателях (TOYOTA, MITSUBISHI) встречается соединение крышек, например, поддона картера, без прокладок. Для герметизации таких соединений используется специальный маслостойкий герметик. При ремонте двигателя с помощью герметика могут быть собраны большинство соединений рассматриваемого типа. При этом надобность в установке прокладки отпадает, что особенно важно тогда, когда старая прокладка сильно повреждена, а новую приобрести не удастся. Следует также отметить, что при использовании герметика соединение сохраняет герметичность длительное время, тогда как прокладки нередко теряют герметичность (соединение "потеет", т.е. имеет следы рабочей жидкости у стыка). Однако герметики имеют недостатки - затруднено снятие крышки из-за ее "приклеивания", возможно выдавливание герметика в рабочую полость с последующим попаданием в каналы и нарушение работы соответствующей системы двигателя. Из-за этого применение герметиков для уплотнения соединений деталей ограничено, а при ремонте требует аккуратности.

Полости с повышенным давлением при невысокой температуре (до 120÷150°C) уплотняют аналогично полостям без давления. Обычно здесь используются соединения типа крышек, патрубков, фланцев, обладающих большой жесткостью и устанавливаемых на ответную плоскую поверхность корпуса. Уплотнение стыка подобных соединений часто осуществляется с помощью тонких прокладок. При давлениях уплотняемой среды более 0,05÷0,10 МПа, характерных, например, для системы смазки двигателя, требования к геометрии сопрягаемых поверхностей и материалу прокладки достаточно высоки, иначе соединение может быстро потерять герметичность. Для полостей с давлением применение герметика нецелесообразно, и иногда просто недопустимо из-за его недостаточной прочности.

Высокую надежность соединений дают уплотнения с помощью резиновых колец (рис. 2.190). В последние годы такие

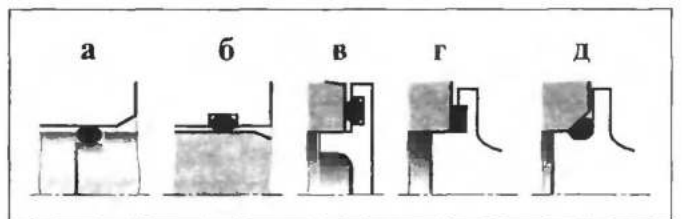


Рис. 2.190. Типовые уплотнения деталей с помощью резиновых колец: а — по цилиндрической поверхности с размещением кольца в канавке внутренней детали; б — то же, но канавка выполнена в отверстии наружной детали; в — уплотнение кольцом круглого сечения по торцу; г — то же, но кольцо имеет прямоугольное сечение; д — уплотнение по фаске

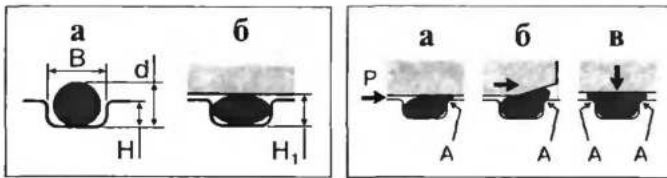


Рис. 2.191. Схема размещения уплотнительного кольца в канавке детали:

а — в свободном состоянии ($B = d + 0,5 \pm 0,8$ мм; $H = d - 0,2 \pm 0,3$ мм); б — деформация кольца при сборке детали; $D = d - H_1$ — натяг кольца в канавке

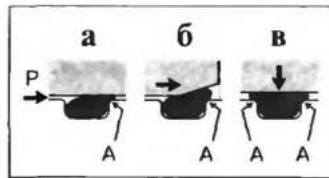


Рис. 2.192. Повреждение уплотнительных колец:

а — при высоком давлении и увеличенном зазоре; б — при сборке кольца с увеличенным натягом; в — то же, при уплотнении по торцу; А — места повреждения кольца

уплотнения применяются все более широко, поскольку обеспечивают высокую герметичность соединения в течение всего срока эксплуатации двигателя (по крайней мере, до разборки узла). Уплотнения данного типа применяются обычно при температуре до 150°C и давлении до 10 МПа.

В конструкциях двигателей встречаются уплотнения резиновыми кольцами по плоской поверхности (фланцу или торцу), по цилиндрической поверхности, а также по фаске между ними (рис. 2.190).

Для неподвижных соединений обычно используются кольца круглого сечения, реже - прямоугольного, в основном, для герметизации по торцу деталей. Для надежного уплотнения необходимо, чтобы кольцо выступало над уплотняемой поверхностью на $0,2 \pm 0,3$ мм при уплотнении по цилиндрической поверхности и на $0,3 \pm 0,5$ мм при уплотнении по торцу (рис. 2.191). При уплотнении по цилиндрической поверхности на ней всегда выполняется заходная фаска $20^\circ \pm 30^\circ$, иначе при сборке произойдет повреждение кольца.

Канавка для уплотнительного кольца всегда делается шире (в среднем на $0,5 \pm 1,0$ мм), чем сечение кольца. Это необходимо для надежного уплотнения, предохранения кольца от повреждения при установке и возможности сжатия кольца в канавке при сборке узла. Слишком "толстое" кольцо занимает весь объем канавки и не обеспечивает уплотнения. При уплотнении по цилиндрической поверхности такой узел не "собирается", при уплотнении по торцу между деталями образуется зазор, приводящий к деформации фланца и повреждению кольца на кромках канавки (рис. 2.192).

К недостаткам уплотнения следует отнести трудность разборки, когда кольцо "прилипает" к поверхности, а в зазоре между соединяемыми деталями образуется коррозия. Это особенно характерно для уплотнения по цилиндрической поверхности, где зазор между деталями обычно составляет $0,10 \pm 0,15$ мм (большой зазор снижает максимальное давление за счет выдавливания кольца в зазор). После разборки узла кольцо следует заменить, т.к. старое кольцо может получить повреждения при разъединении деталей.

В некоторых двигателях (MITSUBISHI, TOYOTA) используется торцевое уплотнение масляного насоса описанного типа, однако канавка прямоугольного сечения выполнена не круглой, а фигурной, с огибанием каналов и других элементов насоса. В такой конструкции установка более толстого кольца обычно приводит к неработоспособности агрегата из-за нестыковки плоскостей.

Для уплотнения деталей при высокой температуре (свыше $150 \pm 200^\circ\text{C}$) используют несколько видов прокладок. На двигателях прошлых лет выпуска были распространены простые прокладки из армированного асбокартона (рис. 2.193, а). Такие прокладки применялись обычно для уплотнения выпускных коллекторов и трубопроводов. По мере роста удельной мощности двигателей используются прокладки со стальной окантовкой по контуру уплотняемого канала, с экранированием асбокартона стальным листом, а также многослойные стальные прокладки без "мягкой" основы (рис. 2.193, б, в, г).

Прокладки для уплотнения выпускного коллектора с головкой блока иногда делают без окантовки. Это связано с пони-

женной температурой деталей у стыка, т.к. головка интенсивно охлаждается. В то же время для надежного уплотнения коллектора с приемной трубой прокладки должны, как правило, иметь окантовку, экранирование и т.д.

При соединении деталей выпускной системы двигателей возможно вообще отсутствие прокладки, если детали выполнены из одного материала (чугунный выпускной коллектор и чугунная головка блока некоторых двигателей GM, FORD и др.). Помимо этого, применяют также армированные асбестовые и безасбестовые кольца в соединении трубопроводов (рис. 2.194). Подобная конструкция обеспечивает высокую надежность работы уплотнения, что особенно важно для выпускных каналов, где негерметичность представляет опасность для водителя и пассажиров автомобиля.

Наиболее высокие требования предъявляются к прокладкам, уплотняющим близкорасположенные полости и каналы с различными рабочими жидкостями и газами, если некоторые из них имеют различные (в том числе высокие) давления и температуры. В таких жестких условиях работают прокладки головки блока цилиндров. Из-за этого в эксплуатации с негерметичностью прокладки головки блока связано довольно много неисправностей двигателя. Негерметичность прокладки приводит к перемешиванию рабочих жидкостей, снижению эффективности охлаждения в результате попадания масла в охлаждающую жидкость, ускоренному износу пар трения при попадании охлаждающей жидкости в масло, перегреву двигателя из-за вытеснения горячими газами охлаждающей жидкости и целым рядом других неисправностей. Особые трудности вызывает уплотнение головки и блока современных двигателей, у которых каналы для разнородных жидкостей и газов располагаются рядом и имеют тонкие стенки (перемычки).

На большинстве двигателей легковых автомобилей прокладка головки представляет собой многослойную конструкцию (рис. 2.195). Основа прокладки - армированный стальным листом (сеткой) мягкий материал. По краям отверстий цилиндров прокладка снабжается окантовочным стальным листом (отбортовкой). На двигателях прошлых лет выпуска в качестве основы использовался асбокартон. В настоящее время во многих странах мира применение асбеста запрещено по экологическим соображениям, поэтому сейчас для прокладок используются мягкие безасбестовые материалы.

Основа пропитывается специальными составами для заполнения пор (наполнителями) с целью обеспечения герметич-



Рис. 2.193. Прокладка для уплотнения фланцев трубопроводов с высокой температурой газа: а — для низкофорсированных двигателей без отбортовки; б — со стальной отбортовкой; в — со стальной отбортовкой и экранированием основы; г — многослойная стальная прокладка с отбортовкой

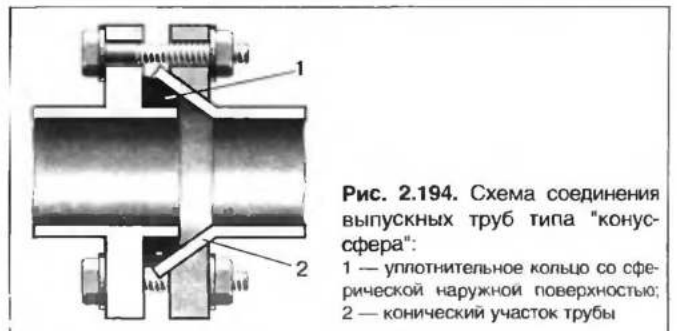


Рис. 2.194. Схема соединения выпускных труб типа "конус-сфера": 1 — уплотнительное кольцо со сферической наружной поверхностью; 2 — конический участок трубы

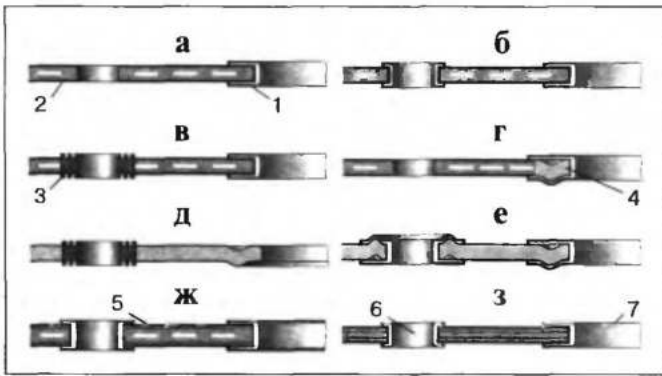


Рис. 2.195. Основные типы прокладок головок цилиндров: а — стандартная конструкция с окантовкой цилиндров; б — с дополнительной окантовкой каналов смазки и/или охлаждения; в — с фасонной резиновой вставкой; г — комбинированная прокладка с дополнительным стальным кольцом у цилиндров; д — стальная прокладка без окантовки у цилиндров; е — то же, с окантовкой; ж — комбинированная многослойная прокладка с мягким материалом; з — комбинированная многослойная стальная прокладка; 1 — окантовка; 2 — основа (мягкий материал); 3 — фасонная резиновая вставка; 4 — дополнительное стальное кольцо; 5 — стальной лист; 6 — отверстие масляного канала; 7 — отверстие цилиндра

ности и отсутствия утечек жидкостей через мягкий материал.

Для уплотнения масляного канала, подающего масло в головку под давлением, нередко используется стальная или медная окантовка, а также резиновые кольца (рис. 2.195). На современных двигателях для повышения герметичности на прокладку нередко наносят тонкий слой резины по контуру блока и вокруг каналов слива масла из головки.

У дизельных двигателей вследствие более высоких давлений иногда применяют прокладки со вставленным в отбортовку у цилиндров металлическим кольцом (рис. 2.195), а также прокладки из металлического листового материала. При этом форма отбортовки имеет большое значение для обеспечения работоспособности прокладки.

На тип прокладки сильно влияет конструкция двигателя. Так, в зависимости от максимальной температуры окантовки и ширины перемычек на плоскости (между цилиндрами, окнами рубашки охлаждения и масляными каналами) меняется материал прокладки, конфигурация окантовок, а также схема затягивания болтов головки при установке новой прокладки (табл. 2.2).

На некоторых низкофорсированных двигателях прошлых лет иногда использовались более дешевые материалы без пропитки, не обладающие хорошими изолирующими свойствами. По мере увеличения удельной мощности двигателей такие материалы требовали специальных окантовок масляных каналов и окон рубашки охлаждения. Это приводило к неоправданному удорожанию прокладки при сохранении недорогой основы. В дальнейшем разработка специальных материалов основы позволила значительно уменьшить количество окантовок каналов без снижения надежности уплотнения. Этим часто объясняется наличие или отсутствие тех или иных окантовок на прокладках различных фирм, предназначенных для одного и того же двигателя.

Таблица 2.2. Повышение требований к уплотнению стыка головки с блоком при увеличении форсирования двигателей

Степень форсирования двигателей	Характер уплотнения		
	Ширина перемычек между полостями и каналами на плоскости	Температура окантовки цилиндров	Число подтягиваний болтов головки при монтаже
Низкофорсированные	более 10 мм	менее 180°C	0*
Среднефорсированные	8+10 мм	180+200°C	0+1
Форсированные (в том числе дизели)	6+8 мм	200+220°C	0+2
Высокофорсированные (в том числе дизели)	менее 6 мм	более 220°C	1+2

* Возможно одно подтягивание при применении дешевых материалов

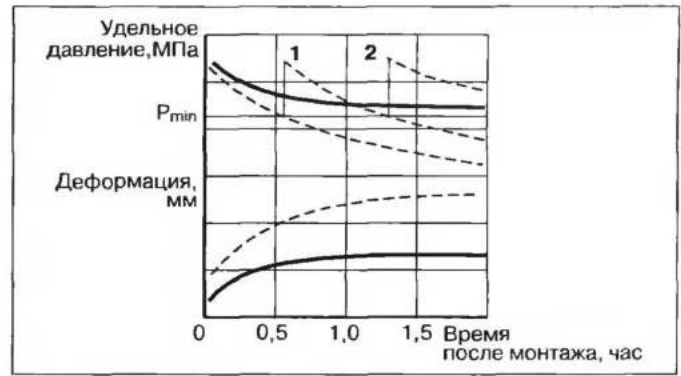


Рис. 2.196. Влияние материала прокладки на удельное давление и деформацию прокладки после монтажа: (—) — "жесткая" прокладка с низкой пластичностью и высоким пределом упругости; (---) — "мягкая" прокладка с высокой пластичностью и низким пределом упругости; 1,2 — стадии подтягивания болтов головок

Главными требованиями к материалу и конструкции прокладки являются большой предел текучести и малая пластичность основы, особенно, в области цилиндров, а также малое время деформации под нагрузкой (рис. 2.196). Слишком "мягкий" материал с малым пределом текучести после увеличения удельного давления (например, вследствие перегрева двигателя) свыше монтажного приводит к последующему его падению ниже допустимого уровня (рис. 2.197). Подобные материалы могут иметь также большое время деформации под нагрузкой,

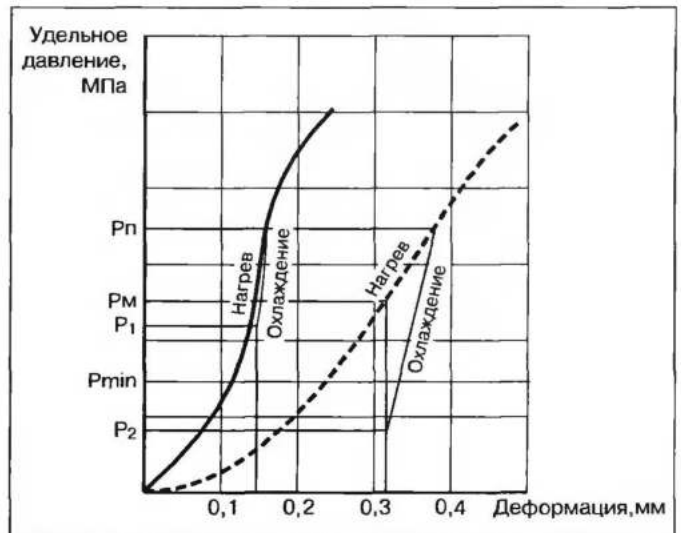


Рис. 2.197. Изменение удельного давления на прокладку при монтаже и работе двигателя: (—) — "жесткая" прокладка с низкой пластичностью; (---) — "мягкая" прокладка с высокой пластичностью; P_m — удельное давление после монтажа; P_{min} — минимально допустимое удельное давление из условия герметичности прокладки; P_1, P_2 — удельные давления после перегрева и охлаждения двигателя; P_n — удельное давление во время перегрева

что потребует многократного подтягивания крепежа головки при установке новой прокладки. На характеристики материала влияют также свойства пропитывающего состава (наполнителя). Увеличение количества наполнителя приводит к снижению предела текучести и увеличению пластической деформации.

Таким образом, прокладка головки блока является сложным и ответственным элементом двигателя, требующим при изготовлении специальных материалов и технологий.

Толщина прокладок головки блока лежит в пределах $1,2 \div 1,7$ мм. Прокладки большей толщины применяются редко. Практика показывает, что при увеличенной толщине прокладки часто требуется дополнительное подтягивание болтов головки, а также имеется опасность деформирования плоскостей стыка за счет существенно большего местного обжатия (деформации) прокладки.

Для обеспечения надежного уплотнения прокладка после затяжки болтов должна быть хорошо обжата (удельное давление не менее $100 \div 150$ МПа). Это зависит не только от момента затяжки болтов, но и от состояния плоскостей головки и блока. Обычно их деформация свыше $0,05 \div 0,07$ мм приводит к местному снижению удельного давления ниже допустимого (50 МПа) и быстрой разгерметизации прокладки. Деформация нередко возникает в эксплуатации вследствие перегрева и (или) перетяжки болтов. Перегрев двигателя с алюминиевой головкой обычно резко увеличивает, а затем после охлаждения ослабляет (из-за дополнительного обжатия прокладки) усилие затяжки болтов вследствие разницы в коэффициентах линейного расширения алюминия и стали. Этот эффект особенно сильно проявляется в двигателях с алюминиевым блоком цилиндров и "мокрыми" гильзами.

Чрезмерное усилие затяжки (или перегрев), помимо деформации стягиваемых деталей, может привести к трещинам, трудно поддающимся ремонту. В плане ремонта необходимо также отметить, что различные материалы прокладок, изготовленных разными фирмами, даже для одного и того же двигателя требуют, вообще говоря, различных моментов затяжки болтов, а некоторые - еще и дополнительного подтягивания. Поэтому несоответствие прокладки по конструкции и материалу нередко значительно снижает надежность уплотнения головки с блоком, особенно у современных форсированных двигателей.

2.6. Агрегаты систем смазки, охлаждения двигателей и их привод

Двигатель работает в очень широком диапазоне режимов и условий - по температуре охлаждающей жидкости и окружающей среды, частоте вращения, нагрузке, ускорению автомобиля и углу наклона кузова. При этом должны быть обеспечены эффективные смазка и охлаждение его деталей. Основой систем смазки и охлаждения являются насосы, от надежности которых зависит надежность двигателя в целом.

В подавляющем большинстве автомобильных двигателей, применяются масляные насосы шестеренного или роторного типа. На двигателях прошлых лет выпуска чаще всего устанавливались насосы с шестернями наружного зацепления. Схема работы такого насоса представлена на рис. 2.198.

При вращении шестерен масло увлекается впадинами зубьев и переносится из полости всасывания А в полость нагнетания В. Уплотнение между полостями обеспечивается малыми зазорами ($0,03 \div 0,06$ мм) между шестернями и корпусом и состоянием (качеством) сопрягаемых поверхностей. Кроме того, уплотнение достигается в зацеплении шестерен и зависит от состояния поверхности зубьев.

Высота шестерен насосов обычно составляет $25 \div 35$ мм при числе зубьев $Z = 8 \div 12$. Несмотря на большую высоту шестерен, на работу насоса (давление подачи) сильно влияет торцевой зазор и фаски на краях зубьев (рис. 2.199), которые должны быть как можно меньше.

Корпус и крышка насоса обычно изготавливаются из силумина (хотя встречаются стальные и чугунные детали), шестер-



Рис. 2.198. Схема работы масляного насоса с шестернями наружного зацепления: 1 — ведущая шестерня; 2 — ведомая шестерня; 3 — редукционный клапан; В — высокое давление (нагнетание); А — низкое давление (всасывание); Утечки: Т — по зазору между торцами шестерен и корпусом; R — по зазору между вершинами зубьев и корпусом; Z — в зацеплении изношенных зубьев шестерен

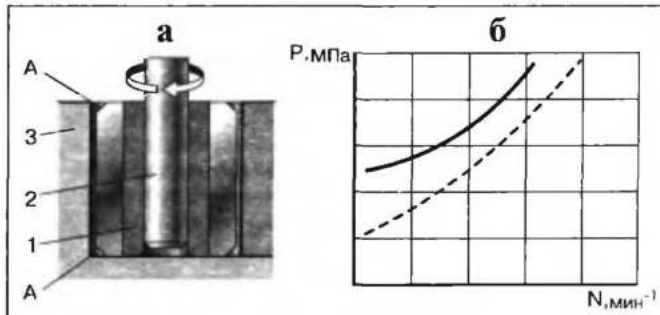


Рис. 2.199. Фаски на зубьях шестерен (а) и их влияние на давление подачи (б):

1 — шестерня; 2 — валик; 3 — корпус; А — фаска; (—) — шестерни без фасок; (- -) — шестерни с фасками

ни — из стали или чугуна, валик привода — из стали. Встречаются прямозубые и косозубые шестерни, причем в большинстве случаев одинакового диаметра. При использовании косозубых шестерен уменьшается пульсация давления масла в системе. Обычно применяется конструкция (рис. 2.200), где ведомая шестерня вращается на оси, запрессованной в корпус. На двигателях с балансирными валами (MITSUBISHI) ведомая шестерня масляного насоса одновременно служит для привода балансирного вала (рис. 2.201) и жестко закреплена на нем.

Насосы с шестернями наружного зацепления располагаются обычно на нижней части блока цилиндров вертикально и приводятся от дополнительного или распределительного валов. На некоторых двигателях насос приводится отдельной цепью (BMW, MERCEDES-BENZ, MAZDA), что позволяет опустить насос в масляную ванну и тем самым ускорить подачу масла к подшипникам сразу после запуска двигателя. Привод ведущего валика насоса часто осуществляется с помощью пары шестерен - конической, винтовой или червячной. Распространенные (традиционные) решения - ведущая шестерня привода расположена на промежуточном (вспомогательном) валу, а ведущий валик насоса соединяется с ведомой шестер-

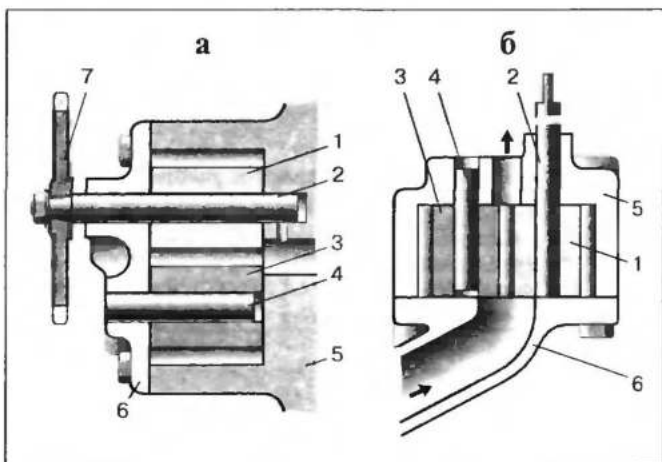


Рис. 2.200. Масляные насосы с шестернями наружного зацепления: а — с приводом цепью; б — традиционной схемы с приводом от дополнительного вала; 1 — ведущая шестерня; 2 — ведущий валик; 3 — ведомая шестерня; 4 — ось; 5 — корпус; 6 — крышка; 7 — звездочка привода



Рис. 2.201. Масляный насос с шестернями наружного зацепления и приводом балансирующего вала от ведомой шестерни: 1 — передняя крышка двигателя; 2 — ведущий вал; 3 — ведущая шестерня; 4 — ведомая шестерня; 5 — балансирующий вал; 6 — крышка насоса; 7 — шкив привода

ней привода с помощью шлицев, или ведомая шестерня привода вращается во втулке, а распределитель зажигания и масляный насос соединяются с шестерней шлицами (рис. 2.202).

Шестеренные насосы являются насосами объемного типа. Их производительность (подача) мало зависит от давления на выходе и определяется, в основном, частотой вращения (про-



Рис. 2.202. Схемы привода масляных насосов от дополнительного или распределительного вала: а — ведомая шестерня привода закреплена на валу распределителя зажигания; б — ведомая шестерня установлена во втулке блока цилиндров: 1 — вал с ведущей шестерней привода; 2 — распределитель зажигания; 3 — блок цилиндров; 4 — масляный насос; 5 — втулка; 6 — ведомая шестерня

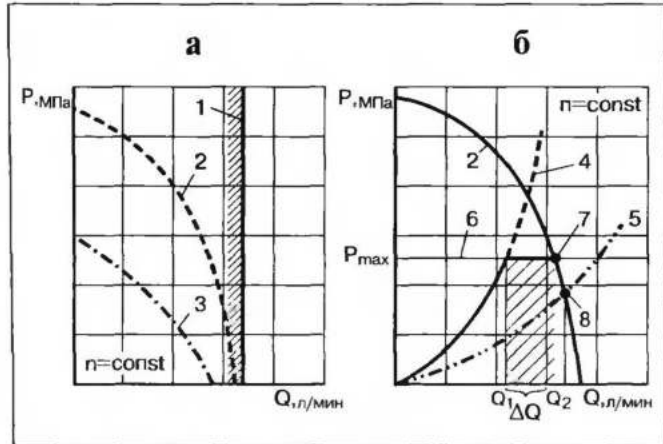


Рис. 2.203. Характеристики шестеренного насоса: а — расходная; б — в системе смазки двигателя; 1 — теоретическая характеристика (без утечек); 2 — новый насос; 3 — изношенный насос; 4 — характеристика системы смазки нового двигателя; 5 — то же для изношенного двигателя; 6 — давление срабатывания редукционного клапана; 7 — рабочая точка на характеристике насоса, соответствующая характеристике системы смазки; 8 — то же для изношенного двигателя; ΔQ — расход масла через редукционный клапан; Q_1 — расход масла через систему смазки нового двигателя (при P_{max}); Q_2 — увеличенный расход масла в системе смазки старого двигателя (при пониженном давлении в системе)



Рис. 2.204. Схема масляного насоса с шестернями внутреннего зацепления: 1 — ведущая шестерня; 2 — ведомая шестерня; 3 — перегородка; А — полость всасывания; Б — полость нагнетания

порциональна ей). При увеличении частоты вращения свыше $3500-4000 \text{ мин}^{-1}$ расходные характеристики обычного шестеренного насоса с малым числом зубьев шестерен ухудшаются, вследствие чего его привод делают понижающим (обычно в 2 раза). Это является причиной увеличения габаритов насоса с шестернями наружного зацепления по сравнению с другими типами насосов. Кроме того, такой насос чувствителен к износу и большим зазорам, что увеличивает утечки и снижает давление подачи (рис. 2.203), однако он имеет достаточный ресурс и надежность.

Для улучшения работы масляного насоса на высоких частотах вращения используются шестерни в увеличенном числе зубьев и уменьшенной высотой, однако вследствие повышения нагрузок на детали привода такие конструкции не применяются при традиционных схемах привода (с помощью валов, шестерен, дополнительных валов и т.д.).

С середины 80-х годов большое распространение получили масляные насосы с шестернями внутреннего зацепления (рис. 2.204). Основным преимуществом этого типа насосов является компактность. Высота шестерен здесь уменьшена в 2-3 раза за счет увеличения числа зубьев, частоты вращения и окружной скорости. Высокая скорость вращения уменьшает влияние утечек по торцам шестерен на давление подачи.

Насосы этого типа наиболее часто устанавливают на передней крышке блока цилиндров или крышка сама является корпусом насоса. При этом ведущая шестерня насоса сидит непосредственно на коленчатом валу (рис. 2.205). Центрирование ведомой шестерни осуществляется по её наружному диаметру и расточке в корпусе; ведущая шестерня обычно центрируется по цилиндрическому пояску. В некоторых конструкциях ведущая шестерня центрируется на коленчатом валу, тогда цилиндрический поясок ведущей шестерни отсут-



Рис. 2.205. Привод масляного насоса с шестернями внутреннего зацепления от переднего носка коленчатого вала: 1 — ведущая шестерня; 2 — ведомая шестерня; 3 — передняя крышка; 4 — крышка насоса; 5 — блок цилиндров; 6 — коленчатый вал; 7 — маслоприемник; 8 — поддон картера; 9 — шкив ремня газораспределения; 10 — кожух ремня; 11 — шкив привода агрегатов

ствует. Это более надежный вариант, т.к. исключает поломку корпуса и шестерен при их заклинивании по пояску. Кроме того, пояски и на шестерне и на корпусе иногда сильно изнашиваются, что нарушает работу насоса и снижает подачу.

Преимущество компоновки насоса с приводом от коленчатого вала очевидно - не требуется специальных элементов привода (валы, шестерни и т.д.). Это существенно упрощает конструкцию двигателя и является причиной широкого распространения такой системы. Недостатком насоса данного типа является опасность разрушения шестерен и корпуса при попадании посторонних элементов (грязь, частицы износа и разрушения деталей) в зацепление шестерен, что иногда встречается в эксплуатации. Помимо этого, требуются хорошая центровка корпуса насоса на блоке цилиндров и отсутствие биения на коленчатом валу в месте посадки ведущей шестерни. Нарушение этих требований также ведет к ускоренным износам и поломкам.

Некоторые фирмы (TOYOTA, NISSAN, MAZDA, ISUZU и др.) используют насосы роторного типа (рис. 2.206) с приво-



Рис. 2.206. Схема роторного масляного насоса:
1 — ведущая шестерня (ротор);
2 — ведомая шестерня; А — полость всасывания; Б — полость нагнетания

дом от зубчатого ремня или цепи распределительного механизма. Ведущий валик такого насоса обычно небольшой длины и диаметра, с одной его стороны установлена звездочка или шкив, а с другой - ведущая шестерня, имеющая обычно 4 выступа-зуба, входящие при вращении поочередно в 5 впадин ведомой шестерни. Ведомая шестерня вращается эксцентрично ведомой шестерне в корпусе - это может быть передняя крышка блока или даже сам блок. В этой конструкции вход и выход масла осуществляется через окна в корпусе, а профиль шестерен обеспечивает уплотнение полостей вследствие малых зазоров между выступами и впадинами, а также торцами шестерен и корпуса.

Несмотря на компактность, конструкция обладает существенным недостатком - ускоренным износом валика и корпуса вследствие перекашивающего усилия от цепи или ремня. Практика показывает, что в отличие от предыдущих данный вариант конструкции маслонасоса при пробеге автомобиля порядка 150-180 тыс. км может иметь довольно большие износы деталей, что обязательно необходимо учитывать при ремонте. Несколько более долговечен вариант конструкции такого насоса, когда ведущий валик образует опоры с обеих сторон шестерни (ISUZU). При этом усилия на опорах и износ несколько уменьшаются, а насос может быть сделан более компактным в осевом направлении (рис. 2.207).

В 90-х годах на двигателях автомобилей высшего класса (MERCEDES-BENZ) появились более сложные конструкции - двухсекционные насосы, регулирующие подачу масла отключением и включением секций в зависимости от режима работы двигателя. Это сделано с целью уменьшения затрат мощности на привод насоса и снижения расхода топлива. Вследствие сложности такие конструкции пока не получили распространения.

В системах смазки подавляющего большинства двигателей подача насоса регулируется с помощью редукционного клапана, ограничивающего максимальное давление в системе в пределах 0,4-0,5 МПа за счет перепуска части масла с выхода насоса на вход. Обычно клапан устанавливается в корпусе насоса. Встречаются конструкции клапанов с направляющими поверхностями и без них (рис. 2.208). Клапаны с направляющими поверхностями иногда имеют небольшую полость для демпфирования колебаний давления, однако они склонны к заклиниванию при попадании твердых частиц в зазор между клапаном и отверстием в корпусе.

Редукционные клапаны без направляющей части, очевидно, не заклинивают, однако для них часто более характерен износ седла или поверхности клапана, контактирующей с седлом. При этом возникает негерметичность клапана, снижающая давление масла на низких частотах вращения и иногда даже препятствующая засасыванию масла из картера при запуске. Несмотря на это, клапаны без направляющих, в частности, шариковый, более надежны, особенно при работе двигателя на грязном и некачественном масле.

На работоспособность системы смазки большое влияние оказывает конструкция маслоприемника, подающего масло из картера к насосу. Маслоприемники различаются по конструкции как трубопровода и его крепления (рис. 2.209), так и заборника масла.

Практика эксплуатации различных автомобилей в сложных дорожных условиях показывает, что трубопровод должен

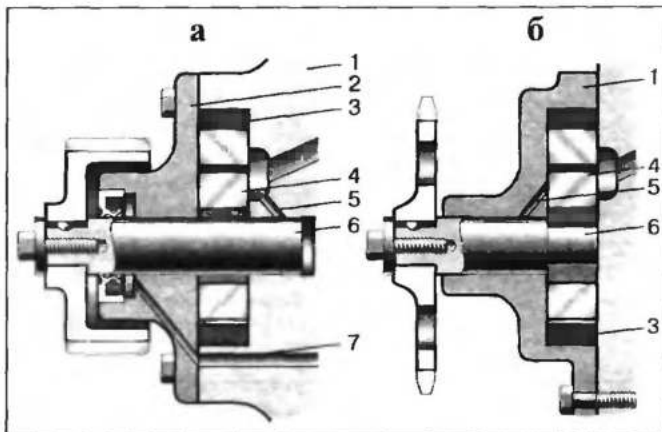


Рис. 2.207. Схемы роторных насосов:
а — с приводом от ремня газораспределения; б — с приводом роликовой цепи; 1 — корпус насоса; 2 — крышка; 3 — ведомая шестерня; 4 — ведущая шестерня; 5 — канал подвода масла к опоре валика; 6 — валик; 7 — канал отвода масла от сальника

быть в определенной степени гибким, т.е. допускать деформацию без поломки при смятии поддона. Этому условию удовлетворяют относительно длинные стальные трубопроводы с фланцевым креплением. Наименее удачны маслоприемники из алюминиевых сплавов, ломающиеся даже при не слишком сильных ударах. Обычно такие маслоприемники являются ча-

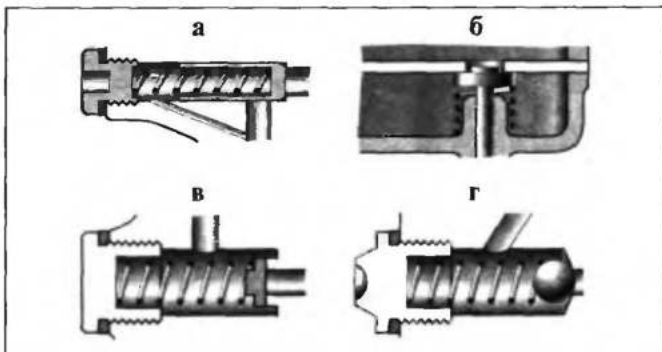


Рис. 2.208. Схемы редукционных клапанов системы смазки:
а — конический с плунжером; б — плоский с направляющей; в — плоский; г — шариковый

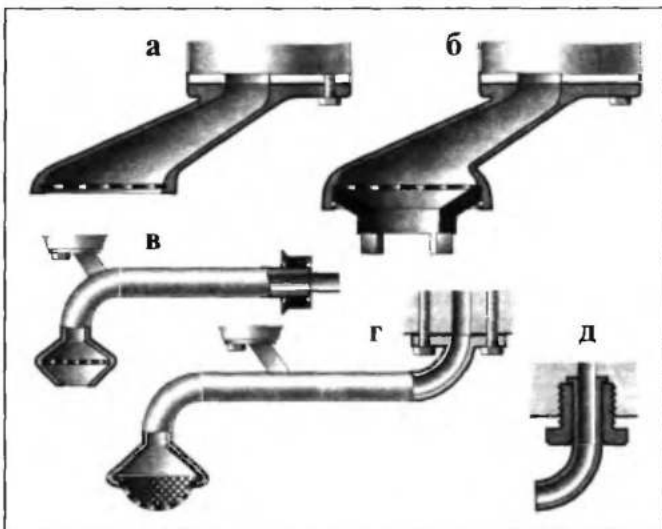


Рис. 2.209. Некоторые распространенные схемы маслоприемников:
а — литой алюминиевый маслоприемник — крышка масляного насоса; б — то же, но заборное отверстие имеет резиновый дефлектор, допускающий деформации поддона картера; в — маслоприемник с трубкой, уплотняемой резиновым кольцом; г — фланцевое крепление трубки маслоприемника допускает наибольшие деформации при повреждении поддона картера; д — крепление трубки штуцером — аналогично г

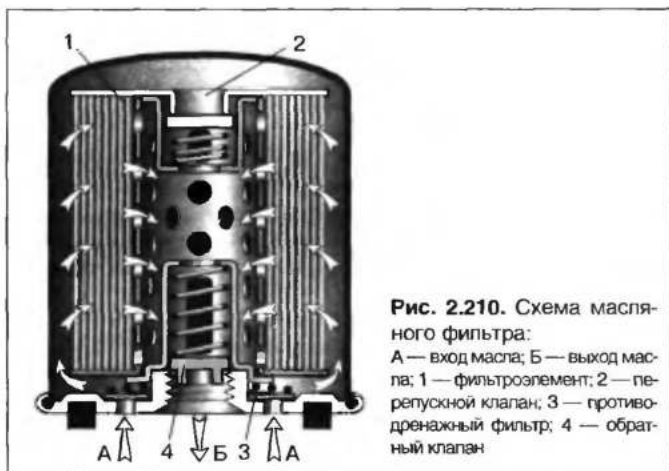


Рис. 2.210. Схема масляного фильтра: А — вход масла; Б — выход масла; 1 — фильтроэлемент; 2 — перепускной клапан; 3 — противодренажный фильтр; 4 — обратный клапан

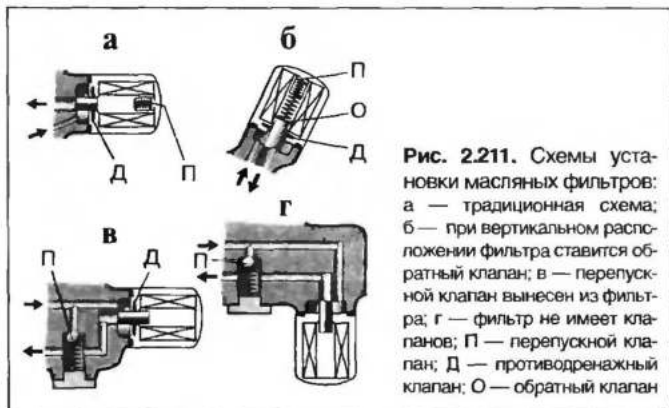


Рис. 2.211. Схемы установки масляных фильтров: а — традиционная схема; б — при вертикальном расположении фильтра ставится обратный клапан; в — перепускной клапан вынесен из фильтра; г — фильтр не имеет клапанов; П — перепускной клапан; Д — противодренажный клапан; О — обратный клапан

стью насосов с шестернями наружного зацепления и приводом от дополнительного или распределительного валов.

Важным элементом системы смазки двигателя является масляный фильтр. Наибольшее распространение получили неразборные фильтры (рис. 2.210), состоящие из корпуса, фильтроэлемента и встроенных клапанов. Используются три вида клапанов: противодренажный - для исключения обратного стекания масла из фильтра в картер на неработающем двигателе, перепускной - для перепуска масла мимо фильтроэлемента при его засорении и холодном пуске, и обратный - для исключения вытекания масла из фильтра при его снятии с двигателя.

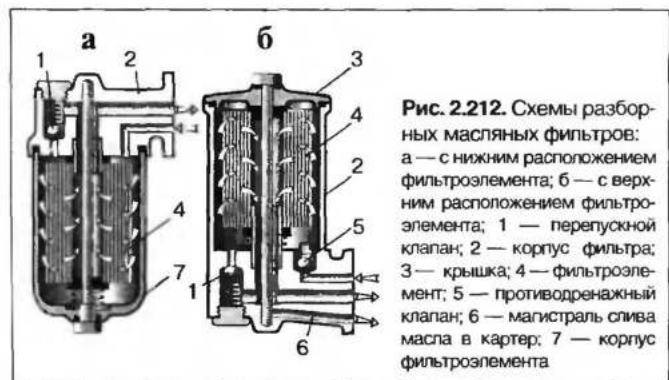


Рис. 2.212. Схемы разборных масляных фильтров: а — с нижним расположением фильтроэлемента; б — с верхним расположением фильтроэлемента; 1 — перепускной клапан; 2 — корпус фильтра; 3 — крышка; 4 — фильтроэлемент; 5 — противодренажный клапан; 6 — магистраль слива масла в картер; 7 — корпус фильтроэлемента



Рис. 2.213. Схема жидкостно-масляного охладителя: 1 — блок цилиндров; 2 — штуцер подвода охлаждающей жидкости; 3 — охладитель; 4 — масляный фильтр; 5 — штуцер отвода охлаждающей жидкости

Наличие или отсутствие клапанов в фильтре зависит от конструкции двигателя. Так, противодренажный клапан не используется при установке фильтра вертикально входным отверстием вверх (рис. 2.211), т.к. при таком расположении масло из фильтра не вытекает. Перепускной клапан в конструкции неразборного фильтра применяется в случае, если такого клапана нет в магистрали системы смазки двигателя, а обратный клапан устанавливается только для удобства обслуживания двигателя, особенно, когда фильтр расположен вертикально отверстием вниз (рис. 2.211).

При работе двигателя масло от насоса поступает во внутреннюю полость фильтра через противодренажный клапан, проходит фильтроэлемент и выходит в систему смазки через центральный штуцер (рис. 2.210). Постепенное засорение фильтра приводит к росту перепада давлений до $0,05 \div 0,06$ МПа, при которых срабатывает перепускной клапан, пропускающий масло мимо фильтрующего элемента.

Описанная схема работы типичного неразборного фильтра указывает на его недостаток. При длительной работе на поверхности фильтроэлемента скапливается большое количество частиц размером свыше $0,025 \div 0,040$ мм, в то время как частицы меньшего размера внедряются в материал фильтроэлемента и застревают в нем. Постепенно перепад давления на элементе возрастает, и при пробеге автомобиля $5000 \div 6000$ км происходит первое открытие перепускного клапана. При этом крупные частицы смываются с поверхности элемента маслом через открытый клапан в магистраль, что может вызвать ускоренный износ и повреждения деталей двигателя.

Для того, чтобы исключить попадание задержанных ранее фильтром крупных частиц в систему смазки, на некоторых двигателях перепускной клапан устанавливается в магистрали системы смазки, а не в фильтре (рис. 2.211), либо, перепуск масла осуществляется мимо фильтрующей поверхности.

Неразборные масляные фильтры выпускаются различными фирмами и имеют очень широкую номенклатуру размеров резьбы штуцера, уплотнительного резинового кольца, габаритных размеров, а также различия по наличию или отсутствию тех или иных клапанов. Наиболее распространенная у двигателей европейских автомобилей резьба штуцера фильтра - дюймовая $3/4''$ с 16 нитками резьбы на 1 дюйм. У двигателей японских и американских машин используются, помимо указанной, резьбы $M20 \times 1,5$ (MAZDA), $M22 \times 1,5$ (HONDA), $M18 \times 1,5$ (GM) и $13/16'' - 16H$ (GM, FORD). У дизелей встречаются также резьбы $M24 \times 1,5$ и $M30 \times 1,5$.

На практике для каждого двигателя необходим только строго ему соответствующий фильтр. Даже при совпадении присоединительных и габаритных размеров похожий фильтр может не иметь всех необходимых клапанов или иметь «лишние» клапаны. Это может нарушить работу системы смазки.

На некоторых двигателях (BMW, MERCEDES-BENZ и др.) применяются сменные фильтрующие элементы, устанавливаемые в корпус «постоянного» фильтра (рис. 2.212). В таких конструкциях перепускной клапан обычно расположен вне камеры фильтроэлемента, поэтому разборные фильтры обеспечивают более качественную очистку масла, чем, например, неразборные со встроенным перепускным клапаном.

На высокофорсированных двигателях, в том числе, дизелях, нередко устанавливают устройства для охлаждения масла. Двигатели легковых автомобилей прошлых лет иногда имели дополнительный воздушно-масляный радиатор, установленный рядом с радиатором системы охлаждения. В настоящее время такая схема встречается редко, чаще используется небольшой жидкостно-масляный радиатор, устанавливаемый под масляный фильтр (рис. 2.213).

Система охлаждения двигателя имеет большое количество элементов и деталей, от работоспособности которых зависит надежность двигателя в целом. Однако непосредственно

двигателя касается в первую очередь насос охлаждающей жидкости, поскольку он приводится от коленчатого вала. Нередко выход из строя насоса, например, разрушение его подшипников, грозит серьезными последствиями и для других деталей и агрегатов двигателя.

Насос охлаждающей жидкости центробежного типа обычно состоит из корпуса, валика с рабочим колесом и уплотнения (рис. 2.214). В подавляющем большинстве двигателей легковых автомобилей используются валик с двухрядным подшипником и торцевое уплотнение. Указанная конструкция, ставшая уже традиционной, обеспечивает наибольшую компактность насоса независимо от способа его привода.

Торцевое уплотнение насоса обычно включает в себя графитовое кольцо, прижимаемое к торцу рабочего колеса (крыльчатка) пружиной (рис. 2.214). Пружина устанавливается внутри или снаружи резиновой фигурной манжеты, герметизирующей полость подшипника. Между полостью подшипника и уплотнением обязательно выполняется дренажное отверстие для охлаждающей жидкости, иначе даже небольшая утечка жидкости приведет к вымыванию смазки из подшипника, быстрому его повреждению и разрушению.

Негерметичность уплотнения обычно связана с появлением трещин в резиновой манжете из-за старения резины, износом графитового кольца и торца крыльчатки. Негерметичность насоса также бывает следствием даже не очень длительной работы двигателя на чистой воде вместо специальной охлаждающей жидкости. В данном случае обычно дешевле вовремя устранить неисправность, чем доливать в систему воду и в дальнейшем менять насос.

Как правило, применяется два варианта привода насоса - клиновым или зубчатым ремнем. Крайне редко встречается привод роликовой цепью (GM), поскольку данный вариант усложняет конструкцию двигателя и снижает его надежность.

Наиболее распространен привод насоса клиновым ремнем (рис. 2.215, а). Нередко одним ремнем вместе с насосом приводится генератор. Это наиболее простой вариант привода, однако он имеет недостатки. Генератор современного автомобиля потребляет достаточно большую мощность. Из-за этого возрастает требуемое натяжение ремня и усилие на подшипники насоса, что может ограничить их ресурс. Особенно неудачным становится такой вариант при необходимости привода других агрегатов (кондиционер, насос усилителя руля). В этом случае на коленчатом валу приходится устанавливать широкий шкив на несколько ремней и при поперечной установке двигателя на автомобиле для него может не хватить места.

Для разгрузки подшипников водяного насоса иногда применяется схема (VOLKSWAGEN) с двумя короткими ремнями, в которой натяжение ремня насоса регулируется подбором дистанционных шайб между половинами шкива (рис. 2.215, б).

Одним из способов решения проблемы является применение одного поликлинового ремня на все агрегаты (рис. 2.215, в). При такой схеме используется натяжной ролик с постоянным усилием натяжения ремня. Возможно также снижение усилий на валик насоса (рис. 2.215, г). Здесь появляется другой недостаток схемы - выход из строя любого из агрегатов, связанных одним общим ремнем, приведет к необходимости остановки двигателя. Это объясняется тем, что двигатель обязательно будет работать с перегревом, если не вращается насос охлаждающей жидкости, т.е. без насоса работа двигателя невозможна так же, как, например, без масляного насоса. Следовательно, весьма логично включить насос охлаждающей жидкости в систему привода распределительного вала, а остальные агрегаты объединить общим клиновым приводом.

В настоящее время такие конструкции встречаются довольно часто (рис. 2.175, 2.176). При этом насос охлаждающей жидкости хорошо komponуется на передней крышке или блоке цилиндров (VOLKSWAGEN, MAZDA, OPEL, HONDA и др.). На не-

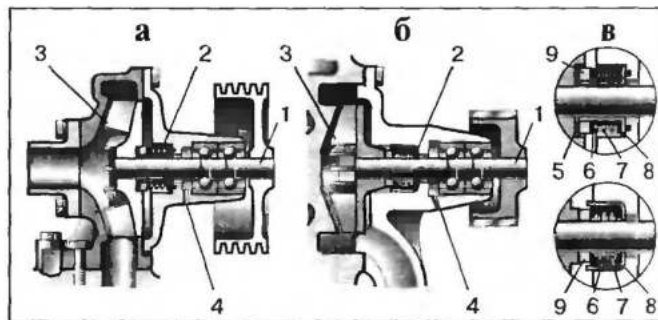


Рис. 2.214. Схемы насосов системы охлаждения: а — с приводом клиновым ремнем; б — с приводом зубчатым ремнем; в — торцевые уплотнения; 1 — валик с подшипником; 2 — уплотнение; 3 — крыльчатка; 4 — дренажное отверстие; 5 — керамическое кольцо; 6 — резиновая манжета; 7 — пружина; 8 — корпус уплотнения; 9 — графитовое кольцо

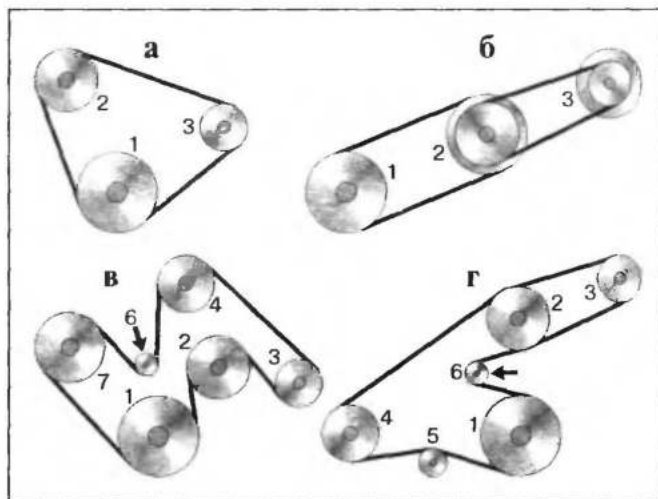


Рис. 2.215. Некоторые схемы привода насосов системы охлаждения клиновым ремнем:

а — традиционная схема; б — простая схема с компенсацией усилий на подшипник насоса; в — привод всех агрегатов многорычьевым ремнем; г — то же, но с компенсацией усилий на подшипник насоса; 1 — шкив коленчатого вала; 2 — шкив насоса системы охлаждения; 3 — шкив генератора; 4 — шкив насоса усилителя руля; 5 — паразитный ролик; 6 — натяжной ролик; 7 — шкив компрессора кондиционера

которых двигателях насос устанавливается в специальное отверстие блока цилиндров, а валик насоса расположен эксцентрично наружной поверхности корпуса насоса, сопрягаемой с отверстием в блоке (рис. 2.178). Такая конструкция позволяет отказаться от специального натяжного устройства, поскольку натяжение осуществляется поворотом корпуса насоса в отверстии блока цилиндров (VOLKSWAGEN, OPEL). Однако у старых двигателей нередко наблюдаются коррозия корпуса насоса в блоке, и попытки повернуть насос для натяжения ремня (или хотя бы снять его с блока) иногда кончаются поломкой корпуса насоса. Конструкции с приводом насоса зубчатым ремнем обладают и другими недостатками. Для двигателя опасно разрушение подшипника и заклинивание насоса, поскольку оно ведет к "проскакиванию" ремня. Поэтому в эксплуатации или при ремонте двигателя обнаружение первых признаков износа подшипника (характерный шум при вращении, течь уплотнения) требует его обязательной замены. Насос с приводом зубчатым ремнем сложнее меняется при ремонте (по сравнению со схемой привода насоса клиновым ремнем, где насос обычно стоит открыто на блоке или крышке блока).

Важным элементом системы охлаждения является термостат (рис. 2.216), обеспечивающий быстрый прогрев и поддержание постоянной температуры охлаждающей жидкости. В подавляющем большинстве конструкций термостат устанавливается на выходе из головки блока цилиндров (между головкой и верхним патрубком радиатора). В наиболее простых схемах термостат переключает эту магистраль при низкой

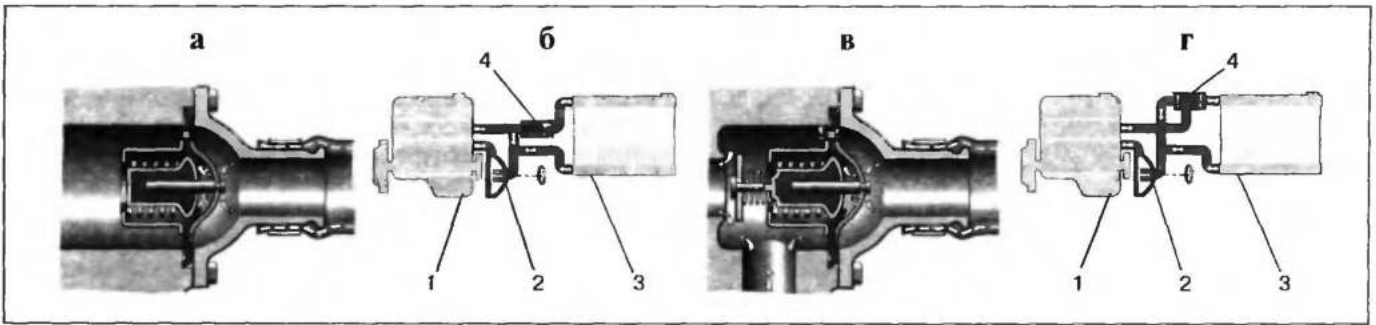


Рис. 2.216. Термостаты (а, в) и схемы их включения в систему охлаждения (б, г): 1 — двигатель; 2 — насос; 3 — радиатор; 4 — термостат

температуре охлаждающей жидкости, чем переводит систему в режим пониженной циркуляции по так называемому "малому кругу", т.е. внутри головки и блока цилиндров. После прогрева двигателя термостат открывает и регулирует циркуляцию по "большому кругу", чем поддерживает постоянный температурный режим двигателя.

В данной схеме циркуляция по "малому кругу" остается, однако она не оказывает существенного влияния на тепловой режим, поскольку расход жидкости по "большому кругу" больше. Для исключения влияния циркуляции по "малому кругу" используют схему (рис. 2.216, б) с термостатом, закрывающим "малый круг" циркуляции и открывающий "большой круг". Применяются и более сложные схемы охлаждения.

Термостат (рис. 2.216) состоит из корпуса, датчика и одного или двух клапанов. Датчик заполнен твердым веществом (церезин), которое имеет низкую температуру плавления, примерно соответствующую рабочей температуре в системе. При достижении этой температуры церезин плавится и увеличивается в объеме, в результате чего происходит перемещение штока и открытие клапана.

Термостат, таким образом, позволяет автоматически поддерживать температуру двигателя не ниже заданной - при снижении температуры (а значит при значительном увеличении эффективности охлаждения) термостат закрывает циркуляцию по "большому кругу", чем вызовет повышение температуры жидкости в "малом круге" и т.д.

Ограничение температуры по верхнему пределу осуществляется с помощью вентиляторов, увеличивающих эффективность охлаждения жидкости в радиаторе за счет возрастания скорости обдува. Поскольку такое охлаждение требуется толь-

ко на "горячем" двигателе, применяются различные вентиляторы, включаемые по команде датчика температуры. В прошлом распространение на легковых автомобилях получили системы привода вентилятора ремнем (от коленчатого вала) и включения его вязкостной или электромагнитной муфтой. Подобные конструкции обладают повышенной сложностью и не всегда надежны, а также не komponуются с поперечным расположением двигателя. Помимо этого, при расположении вентилятора на валу насоса системы охлаждения (схема, широко распространенная на заднеприводных автомобилях) дополнительно нагружаются подшипники насоса. Вследствие этих причин в настоящее время на подавляющем большинстве автомобилей применяются электровентиляторы. На последних моделях часто встречаются конструкции со ступенчатым или плавным регулированием скорости вращения вентилятора, а также установка двух вентиляторов, включаемых отдельно или одновременно в зависимости от температуры жидкости (электронное управление температурой охлаждающей жидкости).

2.7. Агрегаты наддува двигателей

Основной системы турбонаддува двигателя и в то же время наиболее сложным ее элементом является турбокомпрессор (рис. 2.217). Турбокомпрессор состоит из ротора - вала с колесами турбины и компрессора, подшипников, уплотнений ротора и корпусных деталей. Ротор раскручивается турбиной до очень высокой частоты вращения - $100+120$ тыс. мин^{-1} и более. Обычно чем меньше объем двигателя, тем меньше размеры турбокомпрессора и тем выше максимальная частота вращения ротора, которая достигается на режимах полной нагрузки двигателя. Мощность, развиваемая турбиной, идет на привод компрессора, т.е. на повышение им давления нагнетаемого воздуха.

Высокая частота вращения определяет очень серьезные требования к точности изготовления ротора, конструкции и материалам его подшипников.

Ротор турбокомпрессора представляет собой выполненный за одно целое с колесом турбины вал, на другой стороне которого установлено колесо компрессора. Компрессор фиксируется на валу гайкой, а вся конструкция балансируется динамически на рабочих частотах.

Биеение поверхностей вала должно быть очень мало - порядка нескольких микрон, а дисбаланс всего ротора - не более $0,01+0,02$ г·см. Превышение этих величин обычно приводит к ускоренному износу и разрушению подшипников и ротора.

Ротор установлен в подшипниках скольжения специальной «плавающей» конструкции - бронзовая втулка имеет зазор $0,03+0,04$ мм по валу и $0,03+0,06$ мм в корпусе. При этом втулка вращается со скоростью меньшей, чем вал. Этим обеспечивается работоспособность подшипника при высоких скоростях вращения, т.к. снижается относительная скорость скольжения деталей. Кроме того, такая конструкция опор обеспечивает их "податливость", т.е. способность небольших радиальных перемещений под действием нагрузки.

Ротор турбокомпрессора является "гибким" - его рабочая частота вращения превышает частоту собственных ко-

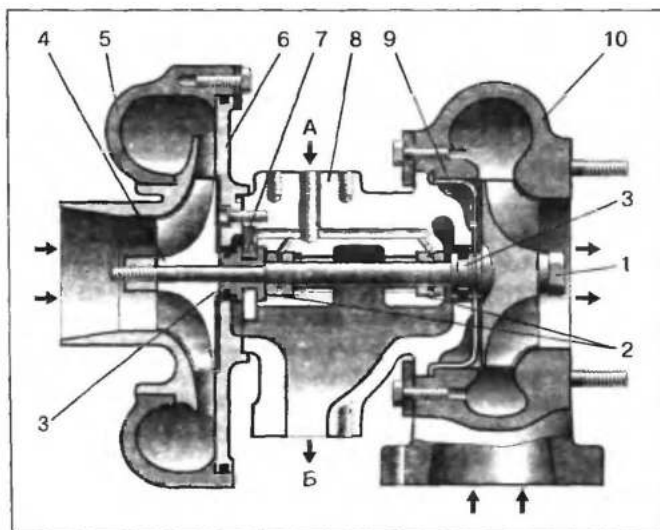


Рис. 2.217. Схема турбокомпрессора: 1 — ротор с колесом турбины; 2 — подшипник ротора; 3 — уплотнения ротора; 4 — колесо компрессора; 5 — корпус компрессора; 6 — корпус уплотнения компрессора; 7 — гидродинамический подпятник; 8 — корпус подшипников; 9 — кожух уплотнения; 10 — корпус турбины; А — вход масла; Б — слив масла

лебаний (так называемую критическую частоту). Известно, что при приближении частоты вращения к частоте собственных колебаний в роторе возбуждаются колебания, которые способны его разрушить. С податливыми опорами при прохождении ротором критической частоты амплитуда колебаний и нагрузки на ротор значительно снижаются и становятся неопасными.

Очень важное значение имеет гидродинамический подпятник (рис. 2.217), удерживающий ротор от осевых перемещений. В канавку упорной стальной втулки, расположенной на валу, входит бронзовая или стальная фигурная пластина со специальным покрытием, имеющая отверстия для подачи масла под давлением к опорным поверхностям. Зазор между опорными поверхностями должен быть мал, порядка $0,01 \pm 0,02$ мм, иначе подпятник не будет удерживать ротор в осевом направлении.

Между подшипником и соответствующим копесом (компрессора или турбины) устанавливаются уплотнения с целью исключения попадания масла в газозоудный тракт двигателя. Со стороны турбины обычно применяется уплотнение с пружинным разжимным кольцом (рис. 2.218). Кольцо из специального чугуна или стали устанавливается в канавке вала с малым торцевым зазором $0,03 \pm 0,04$ мм и собственными силами упругости прижимается к поверхности отверстия чугунного корпуса агрегата. При этом зазор в замке кольца должен быть мал ($0,02 \pm 0,05$ мм), а прилегание к отверстию - полным, иначе уплотнение будет пропускать масло.

Со стороны компрессора применяют различные типы уплотнений. Встречается конструкция, аналогичная уплотнению подшипника турбины. Иногда используется торцевое уплотнение с графитовым кольцом (рис. 2.218, в).

Корпус турбокомпрессора имеет каналы подвода и слива масла, а у некоторых дизелей - еще и каналы для жидкостного охлаждения. На корпусе устанавливаются «улитки» компрессора и турбины. При этом зазор между внутренней поверхностью «улитки» и лопатками копеса должен быть очень малый. Зазор более $0,3 \pm 0,5$ мм сильно снижает КПД турбины (компрессора), что заметно уменьшает мощность и крутящий момент двигателя на средних и высоких частотах вращения и нагрузках.

Наиболее распространена конструкция с фиксацией «улитки» компрессора на корпусе с помощью стопорного кольца,

при этом «улитка» турбины крепится болтами (рис. 2.217).

Несмотря на кажущуюся простоту, турбокомпрессор является очень сложным агрегатом в ремонте и эксплуатации. Работа двигателей с турбонаддувом предполагает использование масел высокого качества с пологой характеристикой вязкости по температуре. Этим требованиям удовлетворяют современные синтетические масла. Выход из строя турбокомпрессора обычно связан с неправильной эксплуатацией, когда масло низкого качества коксует в турбокомпрессоре, закрывая отверстия для смазки подшипников, что приводит к задирам, повреждениям, ускоренному износу подшипников.

Приводной нагнетатель (рис. 2.219) получил некоторое распространение в последние годы на автомобилях с двигателями относительно большого объема (более $3,5 \pm 3,8$ л). Нагнетатель приводится поликлиновым ремнем от коленчатого вала и работает на частотах вращения, несколько больших, чем у самого двигателя. Нагнетатель содержит прецизионные и достаточно дорогие детали. Речь идет прежде всего о рабочих колесах или роторах нагнетателя, которые имеют сложный винтовой профиль. Кроме того, этот профиль должен обеспечивать малый зазор в зацеплении роторов, иначе КПД нагнетателя и давление наддува будут низкими. Роторы нагнетателя вращаются в закрытых подшипниках качения, не касаясь друг друга и корпусов, при этом синхронизация их вращения обеспечивается парой зубчатых колес.

В эксплуатации приводной нагнетатель проще, однако при некачественной очистке воздуха или при износе подшипников боковые поверхности роторов также быстро изнашиваются и возникает шум при работе. Основные детали такого нагнетателя ремонту не подлежат (имеются в виду роторы), поскольку профиль их зубьев и впадин не обрабатывается из-за сложности, однако изношенные подшипники могут быть заменены.

В отличие от приводного нагнетателя, где сжатие воздуха осуществляется при вращении рабочих колес, волновой обменник давления (COMPREX) использует другой принцип. Повышение давления на впуске осуществляется за счет взаимодействия волн давления и разрежения, распространяющихся по каналам вращающегося ротора. При этом синхронное с коленчатым валом вращение ротора обеспечивает повышение давления во впускном трубопроводе именно того цилиндра,

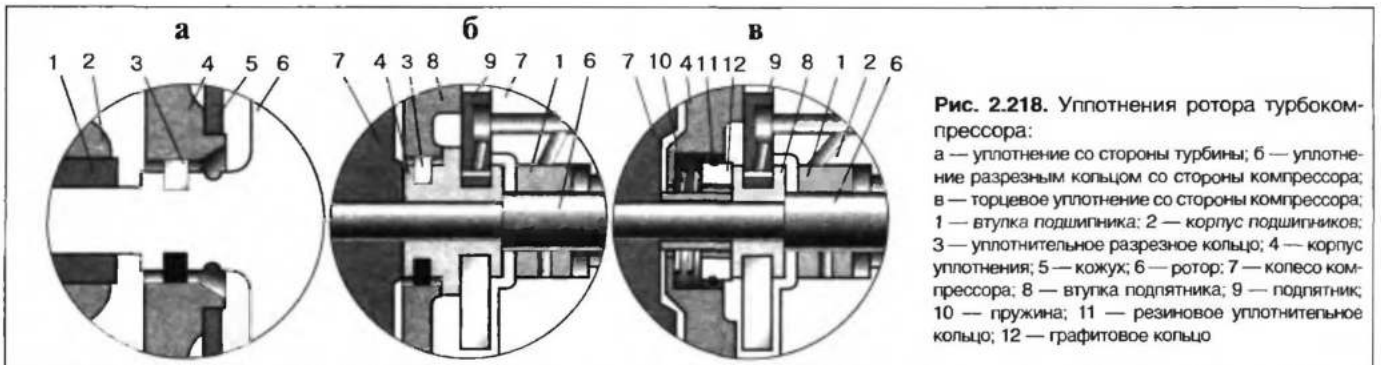


Рис. 2.218. Уплотнения ротора турбокомпрессора:
а — уплотнение со стороны турбины; б — уплотнение разрезным кольцом со стороны компрессора; в — торцевое уплотнение со стороны компрессора; 1 — втулка подшипника; 2 — корпус подшипников; 3 — уплотнительное разрезное кольцо; 4 — корпус уплотнения; 5 — кожух; 6 — ротор; 7 — колесо компрессора; 8 — втулка подпятника; 9 — подпятник; 10 — пружина; 11 — резиновое уплотнительное кольцо; 12 — графитовое кольцо

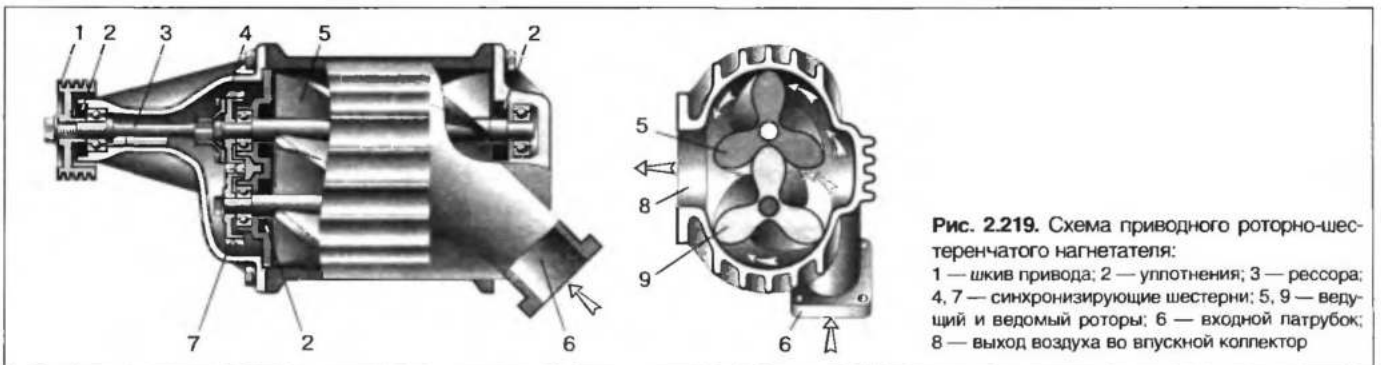
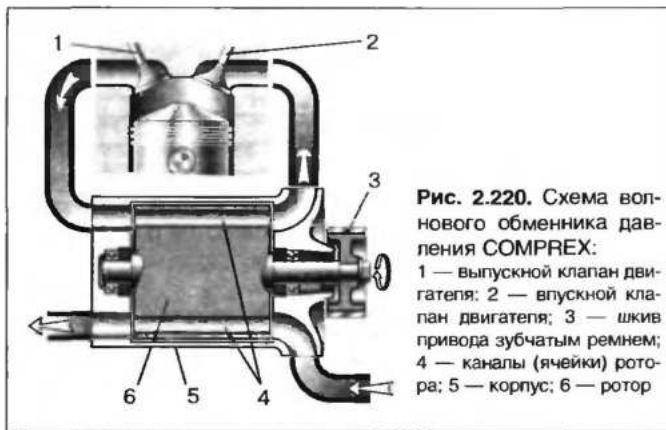


Рис. 2.219. Схема приводного роторно-шестеренчатого нагнетателя:
1 — шкив привода; 2 — уплотнения; 3 — пружина; 4, 7 — синхронизирующие шестерни; 5, 9 — ведущий и ведомый роторы; 6 — входной патрубков; 8 — выход воздуха во впускной коллектор



где начинается впуск (рис. 2.220).

Волновые обменники известны давно, но не получили пока широкого распространения вследствие сложности конструкции ротора, а также трудоемкости доводки системы, однако на некоторых автомобилях все же ставятся серийно (MAZDA). Их особенностью является более высокий наддув по сравнению с другими типами компрессоров, поэтому требуется существенное упрочнение отдельных деталей двигателя - лоршней, поршневых пальцев, шатунов и др. Этот тип наддува сочетает в себе достоинства турбоагнетателя — малые габариты, и нагнетателя с механическим приводом — пологую кривую крутящего момента с максимумом на низких частотах вращения и быструю реакцию на изменение частоты вращения. Возможно, что в будущем приводные нагнетатели и системы COMPREX будут применяться более широко.

Глава 3. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

В данном разделе рассматриваются принципы построения и функционирования современных систем управления топливоподачей и зажиганием, а также комплексных систем, осуществляющих одновременно несколько различных функций управления бензиновым ДВС.

Четкое понимание процесса работы современного двигателя как сложного комплекса, включающего механическую часть, различные вспомогательные подсистемы (охлаждения, смазки и т.п.), а в большинстве случаев и электронную систему управления с сетью входных (информационных) и выходных (исполнительных) элементов, является решающим условием для осуществления эффективного поиска неисправностей, качественного ремонта и квалифицированного технического обслуживания автомобиля.

В сущности процесс управления бензиновым ДВС заключается в изменении (регулировании) значений некоторого числа входных параметров для достижения необходимых значений некоторого числа выходных параметров (рис.3.1). К выходным параметрам относятся мощность, крутящий момент, частота вращения коленчатого вала, содержание токсичных компонентов в отработавших газах и другие. Важнейшие входные параметры - угол открытия дроссельной заслонки, момент зажигания смеси в цилиндрах, состав топливовоздушной смеси. В зависимости от режима и условий работы двигателя необходимо изменять значения входных параметров. Например, при движении автомобиля водитель изменяет угол открытия дроссельной заслонки, а также передаточное отношение в коробке передач (для автомобилей, оборудованных механической КП), и, в конечном итоге, получает от двигателя необходимые для движения в данном режиме мощность и крутящий момент. Таким образом, изменение одного из входных параметров системы - угла открытия дроссельной заслонки, задаётся водителем. Соответственно количеству поступающего в цилиндры воздуха необходимо изменять как минимум ещё два входных параметра, а именно: количество подаваемого в цилиндры топлива и момент воспламенения смеси (т.е. угол опережения зажигания), в противном случае становится невозможным получение необходимых значений выходных параметров.

В принципе, функции управления дозированием топлива и моментом зажигания можно также возложить на водителя. Такое решение использовалось на некоторых автомобилях, выпускавшихся вплоть до конца 30-х годов. Однако в этом случае управление автомобилем превращается в тяжелую работу, снижается безопасность движения, а характеристики управления далеки от оптимальных.

Очевидно, что большая часть входных параметров должна изменяться автоматически, в соответствии с режимом и условиями работы двигателя. В первую очередь это относится к таким параметрам как момент зажигания и состав топливовоздушной смеси. Поэтому автоматическое приготовление смеси необходимого состава и регулирование момента зажигания на различных режимах используется на автомобилях уже несколько десятилетий. На водителя возлагается только функция управления углом открытия дроссельной заслонки, а на автомобилях с механической КП — ещё и выбора соответствующей передачи (в современных системах управления, таких как противобуксовочная система (ПБС), на некоторых режимах электроника берёт на себя и функции управления дроссельной заслонкой).

Реализация этих систем долгое время осуществлялась на уровне жестких автоматов, т.е. устройств, в которых "программа" управления закладывалась при изготовлении и не могла быть изменена в сколь-нибудь существенной степени. В качестве примера можно привести карбюратор, в котором "программа" дозирования топлива на различных режимах работы двигателя жестко определена различными кинематическими, пневматическими и гидравлическими связями, т.е. конструк-

цией. Точно так же масса грузиков и жесткость пружин центробежного автомата распределителя зажигания определяют характеристику (т.е. "программу") управления моментом зажигания в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Такие системы получили самое широкое распространение, однако главным их недостатком является недостаточная гибкость и точность регулирования.

Дальнейшее совершенствование, развитие, а затем и видоизменение систем управления ДВС было обусловлено энергетическими кризисами, ухудшением состояния окружающей среды и введением жестких норм на содержание токсичных компонентов в отработавших газах.

В настоящее время получение от двигателя тех или иных значений выходных параметров — мощности, крутящего момента и т.п., ограничивается обязательным соблюдением норм на токсичность выхлопа. С точки зрения управления это потребовало, во-первых, введения целого ряда новых входных параметров (например, количество рециркуляционных газов, углы открытия и закрытия клапанов и т.д.), а во-вторых, точного и эффективного управления этими параметрами.

Последнее условие вызвало самое широкое применение достижений микроэлектроники и вычислительной техники для управления ДВС. В ряде случаев это позволило осуществить управление на программно-адаптивном уровне, т.е. реализовать регулирование с обратной связью. В качестве примера можно привести топливοδοзирование с использованием обратной связи по составу смеси и управление моментом зажигания с обратной связью по сигналам датчика детонации.

Дальнейшее развитие автомобильной техники неизбежно движется по пути развития комплексных систем управления, причем не только различными системами автомобиля (например, антиблокировочная система тормозов, круизконтроль, управление двигателем и трансмиссией), но также их совокупностью, а в перспективе и автомобилем как единой системой.

3.1. Системы зажигания

Для воспламенения рабочей смеси в автомобильных четырехтактных бензиновых ДВС используется энергия искры высоковольтного электрического разряда, возникающего между электродами свечи зажигания. Функции формирования энергии искры и управления моментом искрообразования выполняет система зажигания.

В основе работы практически всех современных систем зажигания лежит принцип преобразования электрической энергии аккумуляторной батареи (а при работающем двигателе и энергии генератора) сначала в энергию накопителя с последующей её передачей на искровой промежуток свечи. Поэтому такие системы называются батарейными. Преобразование энергии в большинстве батарейных систем происходит циклически, синхронно с работой цилиндров двигателя.

В качестве накопителей энергии в современных системах используются либо катушка индуктивности, либо электрический конденсатор.

В подавляющем большинстве серийных систем зажигания используется накопление энергии в магнитном поле индуктивности, т.е. применяется катушка зажигания. Небольшая часть систем зажигания использует накопление энергии в электрическом поле конденсатора, тем не менее в таких системах также используется катушка (катушки) зажигания, выполняющая только роль высоковольтного трансформатора.

Батарейные системы зажигания классифицируются по следующим основным признакам:

1. По способу формирования момента искрообразования — контактные и бесконтактные.
2. По способу коммутации накопителя энергии — контакт-



Рис. 3.1. Упрощенная схема управления двигателем с искровым зажиганием:

$\Phi_{др}$ — угол открытия дроссельной заслонки; Θ — угол опережения (запаздывания) зажигания; Q_T — масса топлива; Q_B — масса воздуха; P — мощность на коленчатом валу; $M_{кр}$ — крутящий момент на валу; n — частота вращения коленчатого вала; P' — мощность на колесах; $M_{кр}'$ — крутящий момент на колесах; n' — частота вращения колес; V_a — скорость автомобиля

ные, тиристорные, транзисторные.

3. По способу управления моментом зажигания - механические и электронные (в т.ч. цифровые и микропроцессорные).

4. По способу распределения высоковольтной энергии - с механическим и со статическим распределением.

Ниже рассматривается работа наиболее распространенных систем зажигания с накоплением энергии в магнитном поле катушки зажигания. Системы с накоплением энергии в электрическом поле конденсатора ввиду своего незначительного распространения не рассматриваются.

3.1.1. Классическая контактная система зажигания

Классическая контактная система зажигания получила наибольшее распространение в прошлые годы и лишь в последние 15+20 лет утратила свои позиции. Однако на дорогах всего мира продолжают эксплуатироваться десятки миллионов автомобилей с такими системами.

Процессы, происходящие в классической системе зажигания, являются ключевыми для понимания работы всех систем зажигания с накоплением энергии в магнитном поле катушки индуктивности. Поэтому ниже подробно рассматривается работа классической контактной системы.

Электрическая схема контактной системы зажигания представлена на рис. 3.2.

Рассмотрение электрических процессов, происходящих в системе, начнем с момента времени t_1 (рис. 3.3). В этот момент контакты 8 (рис. 3.2) замыкаются и по первичной обмотке катушки зажигания 4 начинает протекать электрический ток. В силу закона электромагнитной индукции мгновенное увеличение тока невозможно, так как этому препятствует э.д.с. самоиндукции, возникающая в первичной обмотке:

$$e_{с1} = -L_1 \frac{di_1}{dt}$$

где L_1 - индуктивность первичной обмотки.

Ток в первичной обмотке нарастает по экспоненциальному закону (участок а):

$$i_1 = \frac{U_B}{R_1} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right),$$

где $\tau_1 = \frac{L_1}{R_1}$ - постоянная времени первичной цепи;

R_1 - сопротивление первичной обмотки постоянному току.

Все сказанное выше означает, что для того, чтобы ток i_1 достиг установившегося значения U_B/R_1 , необходимо время,

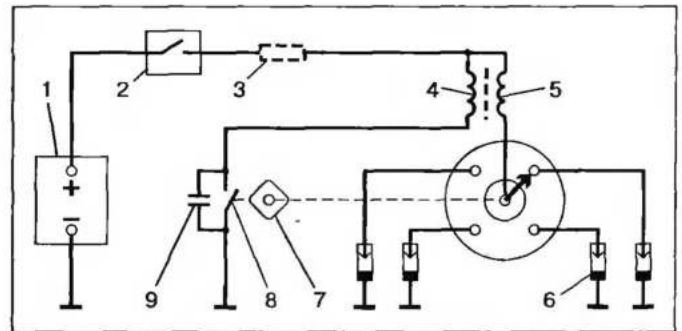


Рис. 3.2. Электрическая схема контактной системы зажигания:

1 — аккумуляторная батарея; 2 — выключатель зажигания; 3 — добавочный резистор (не является обязательным); 4 — первичная обмотка катушки зажигания; 5 — вторичная обмотка катушки зажигания; 6 — свеча зажигания; 7 — кулачок валика-распределителя; 8 — контактная группа; 9 — конденсатор

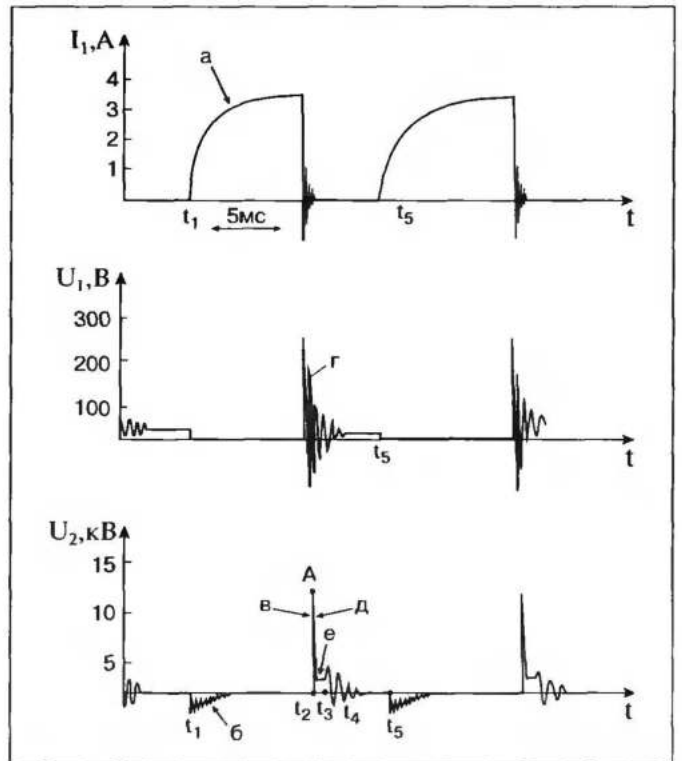


Рис. 3.3. Диаграммы тока и напряжений в первичной и вторичной цепях контактной системы зажигания; $n = 750 \text{ мин}^{-1}$; 4-цилиндровый двигатель

а именно $(5\div 6) \cdot \tau_1$. На низких оборотах, когда значение времени между двумя соседними моментами искрообразования достаточно велико (при 750 мин^{-1} для 4-цилиндрового двигателя - 40 мс), ток не только успевает достигнуть максимального значения, но и длительное время нагревает катушку зажигания. Величина τ_1 для катушек контактных систем составляет $3\div 5 \text{ мс}$.

Во вторичной обмотке в момент τ_1 возникает э.д.с. взаимной индукции

$$e_2 = -M \frac{di_1}{dt},$$

где M - взаимная индукция между обмотками катушки, а наличие паразитных ёмкости и индуктивности во вторичной цепи приводит к появлению колебаний на участке б.

Вращение валика ротора-распределителя приводит к тому, что в некоторый момент времени t_2 контакты размыкаются. Резкое исчезновение тока в первичной обмотке приводит к возникновению э.д.с. самоиндукции, стремящейся поддержать этот ток, но так как первичная обмотка также имеет паразитную ёмкость, образуется колебательный контур, часть энергии которого выделяется в виде дугового разряда между контактами прерывателя. Наличие дуги приводит к обгоранию контактов и уменьшает значение э.д.с. самоиндукции. Для уменьшения энергии дуги параллельно контактам включается конденсатор 9 (рис. 3.2). В этом случае колебания в первичной обмотке принимают форму, представленную на участке г. Забегая вперед, заметим, что частота этих колебаний, кроме параметров первичного контура L_1 и C_1 , определяется также и тем, что во вторичном контуре происходит пробой искрового промежутка, т.е. после пробоя вторичный контур шунтируется и становится нагрузкой для первичного контура. Если пробоя не происходит (так называемый режим открытой цепи), частота колебаний на участке г будет в несколько раз ниже.

В силу того, что катушка зажигания представляет собой трансформатор, во вторичной обмотке также наводится э.д.с. взаимной индукции с большой амплитудой (участок в). Напряжение во вторичной обмотке имеет отрицательную полярность, но практически все диагностические приборы (автомобильные осциллографы и мотортестеры) для удобства наблюдения инвертируют сигнал вторичной цепи, т.е. представляют его аналогично показанному на рис. 3.3. При условии отсутствия нагрузки во вторичной цепи (режим открытой цепи) напряжение во вторичной обмотке может достигать значений $25\div 30 \text{ кВ}$. Однако в реальных условиях этого не происходит, так как уже при значении порядка $5\div 15 \text{ кВ}$ (в зависимости от конструкции и режима работы двигателя) происходит пробой искрового промежутка свечи (точка А). Пробой приводит к воз-

никновению между электродами канала горячей плазмы с высокой проводимостью, шунтированию вторичного контура и резкому падению напряжения между электродами свечи (участок д). Необходимо отметить, что при более строгом рассмотрении процесса искрового разряда он разбивается на три фазы (ёмкостной, дуговой, тлеющий), однако данное упрощение оправдано с точки зрения возможностей современной диагностической аппаратуры для автосервиса.

Участок времени $t_2\text{-}t_3$ (линия е) отражает длительность искрового разряда, т.е. наличия канала плазмы между электродами свечи. В это время катушка — накопитель энергии отдаёт её, поддерживая протекание тока через свечу. Обычно длительность искрового разряда в контактных системах составляет величину порядка $1,0\div 1,5 \text{ мс}$.

После прекращения искры (момент t_3) небольшое количество энергии, оставшейся в магнитном поле катушки рассеивается в виде колебаний. Частота колебаний в первичном контуре определяется в основном его параметрами (L_1, C_1), так как вторичная цепь разомкнута и не вносит заметного влияния в процессы, происходящие в первичном контуре. Теперь катушку вновь можно рассматривать как трансформатор, поэтому колебания первичного контура повторяются (естественно, с большей амплитудой) и на выводе вторичной обмотки. Так как в первичном контуре имеется активное сопротивление потерь R_1 (сопротивление первичной обмотки), колебания довольно быстро затухают. Процесс затухания занимает интервал времени $t_3\text{-}t_4$. В момент времени t_5 контакты прерывателя вновь замыкаются и весь процесс повторяется. Величина периода $t_1\text{-}t_2$, выраженная в градусах угла поворота ротора распределителя зажигания называется углом замкнутого состояния контактов (УЗСК). Для четырехцилиндровых двигателей УЗСК составляет обычно $50\div 55^\circ$.

Нетрудно подсчитать, что при частоте вращения коленчатого вала 6000 мин^{-1} период времени между двумя искрообразованиями составляет всего 5 мс, а это значит, что при постоянной времени катушки $t_1 = 5 \text{ мс}$ ток в первичной обмотке в момент размыкания контактов (т.е. ток разрыва) будет достигать значения $0,5\div 0,6$ от I_{max} . Следовательно, энергия, запасаемая в магнитном поле катушки зажигания $W_{\text{з.м.}} = I^2 \cdot L / 2$, уменьшится в $3\div 4$ раза (см. рис. 3.4) по сравнению с режимом $600\div 800 \text{ мин}^{-1}$. Это является одним из главных недостатков классической системы. Компенсировать уменьшение запасаемой энергии путем увеличения периода замкнутого состояния контактов и увеличения величины тока (уменьшение R_1) не удастся из-за сильной эрозии контактной группы. Кроме этого, классическая система обладает и рядом других недостатков - необходимостью периодических регулировок, нестабильностью момента искрообразования и т.п.

3.1.2. Транзисторные системы зажигания

В этих системах функции коммутации тока в первичной обмотке катушки зажигания выполняет мощный транзистор. Формирование момента искрообразования здесь может осуществляться как обычной контактной группой — в этом случае система называется контактно-транзисторной (рис. 3.5), так и с помощью специальных датчиков — в этом случае система называется бесконтактной (рис. 3.6). Контактнотранзисторные системы являлись промежуточным решением и широкого распространения не получили.

Принципиальное отличие транзисторных систем от контактных состоит в том, что коммутирование и разрыв тока в первичной обмотке катушки осуществляется не замыканием и размыканием контактов, а открыванием (т.е. переходом в проводящее состояние) и запирающим (отсечкой) мощного выходного транзистора. Это позволяет в принципе увеличить значение тока разрыва до $8\div 11 \text{ А}$, что обеспечивает увеличение энергии, запасаемой катушкой, в $3\div 4$ раза по сравнению с контактными системами.

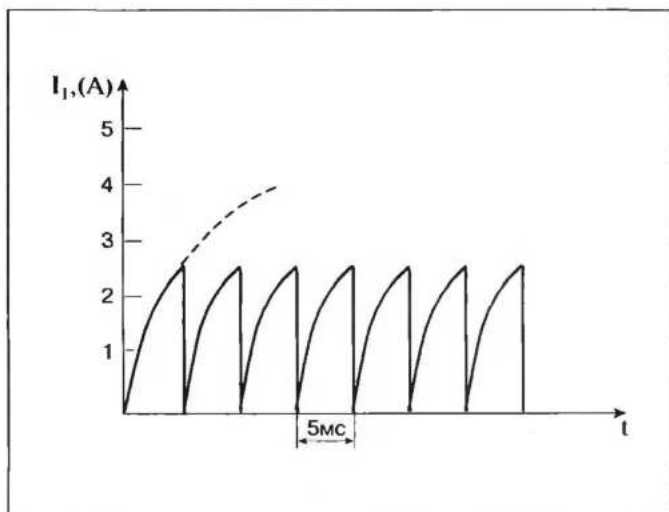


Рис. 3.4. Диаграмма тока в первичной цепи контактной системы зажигания при $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$

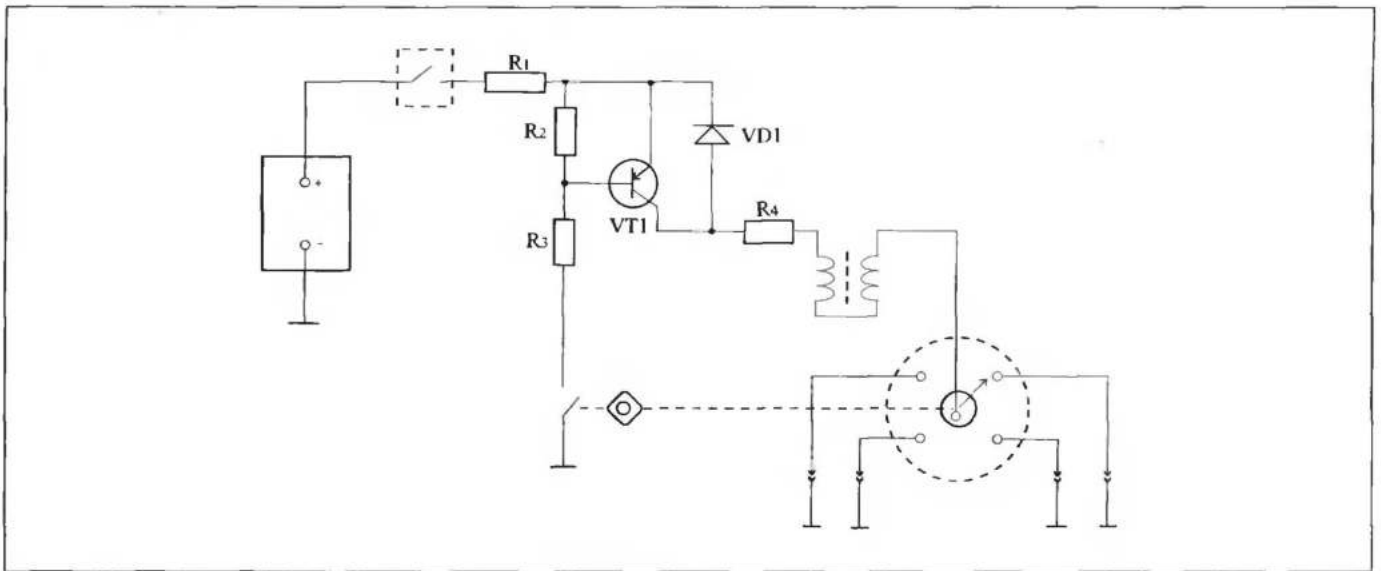


Рис. 3.5. Вариант контактно-транзисторной системы зажигания

В таких системах наиболее широкое распространение получили три типа датчиков: индукционный, датчик Холла, оптический. Устройство и работа этих типов датчиков подробно рассматриваются ниже.

Временные диаграммы работы простейшей транзисторной системы зажигания с датчиком Холла мало отличаются от диаграмм классической контактной системы. Существенно различаются лишь диаграммы напряжения на первичной обмотке катушки зажигания. Как видно из рис. 3.7, на диаграмме первичного напряжения практически отсутствуют колебания на участке t_2-t_3 . Это объясняется тем, что в транзисторных системах емкость конденсатора, подключаемого между участком коллектор-эмиттер выходного транзистора для защиты его от лавинного пробоя, имеет величину $0,05 \div 0,10$ мкФ против $0,25 \div 0,30$ мкФ в классической системе. Кроме этого, выходной транзистор, как правило, имеет специальные элементы, обеспечивающие его защиту как от перенапряжения, так и от действия напряжения отрицательной полярности. Наиболее распространенным является включение стабилитрона VD1 (см. рис. 3.8). В этом случае имеет место ограничение амплитуды первичного напряжения на уровне $300 \div 400$ В (точка А на рис. 3.7). Наличие ста-

билитрона также способствует изменению формы колебаний на участке t_2-t_3 .

Контактно-транзисторные системы, как следует из их названия, имеют фиксированное значение угла замкнутого состояния контактов. В простейших бесконтактных транзисторных системах значение угла протекания тока по первичной обмотке катушки зажигания (эквивалент УЗСК) также является постоянным (см. рис. 3.7). Такие системы относятся к разряду "Constant Dwell", т.е. "постоянный УЗСК".

В таком виде транзисторные системы применялись очень редко и непродолжительное время. Большая часть современных транзисторных бесконтактных систем использует принцип постоянства накапливаемой энергии. Такие системы получили обозначение "Constant Energy".

В этих системах, использующих специальную схемотехнику, момент начала протекания первичного тока t_1 (рис. 3.9) регулируется таким образом, чтобы к моменту искрообразования t_2 ток в первичной обмотке всегда достигал одной и той же величины I_p , необходимой для накопления в магнитном поле первичной обмотки заданного значения энергии, определяемого по формуле

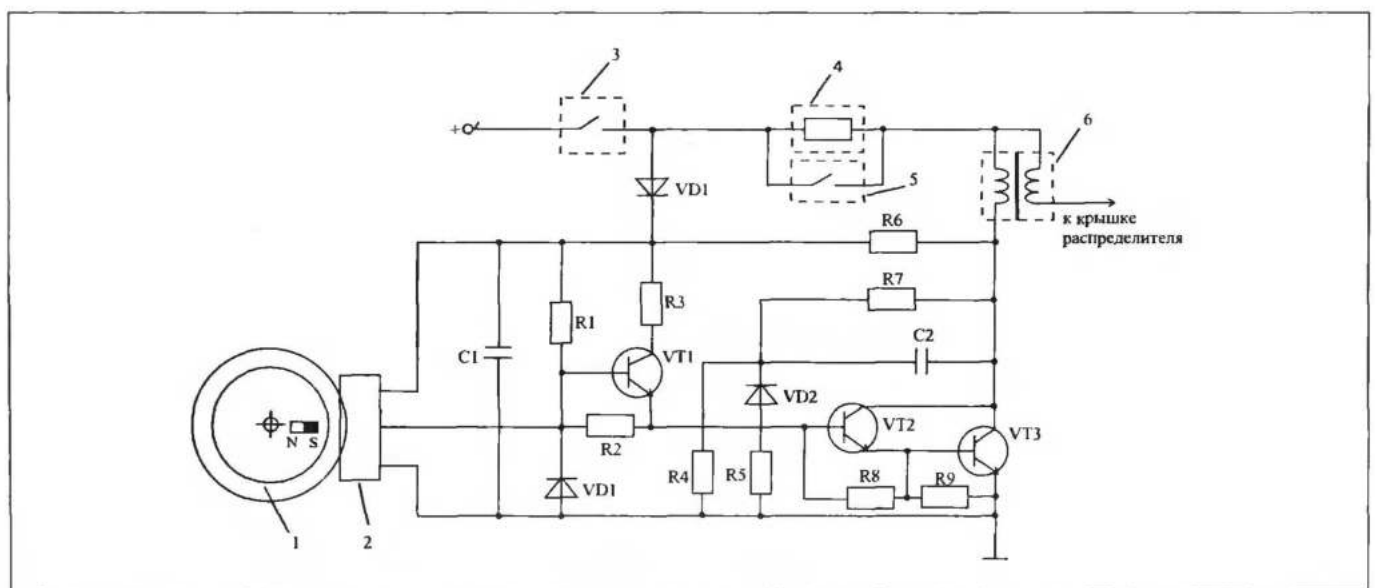


Рис. 3.6. Вариант простейшей транзисторной системы зажигания типа "Constant Dwell":

1 — магнитный экран (маркерный диск); 2 — датчик Холла; 3 — контакты выключателя зажигания; 4 — балластный резистор; 5 — контакты тягового реле стартера; 6 — катушка зажигания

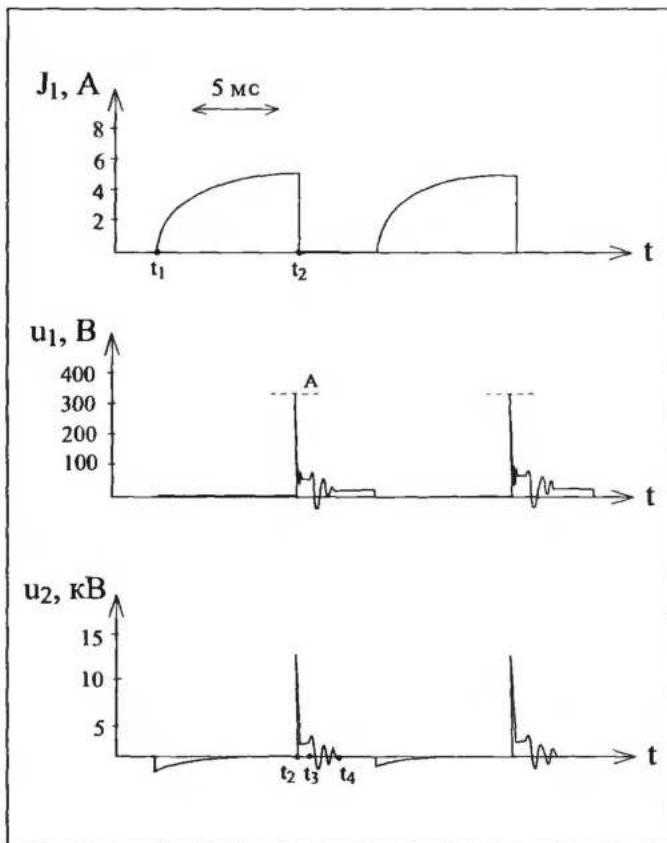


Рис. 3.7. Диаграммы тока и напряжений в первичной и вторичной цепях транзисторной системы зажигания типа "Constant Dwell"

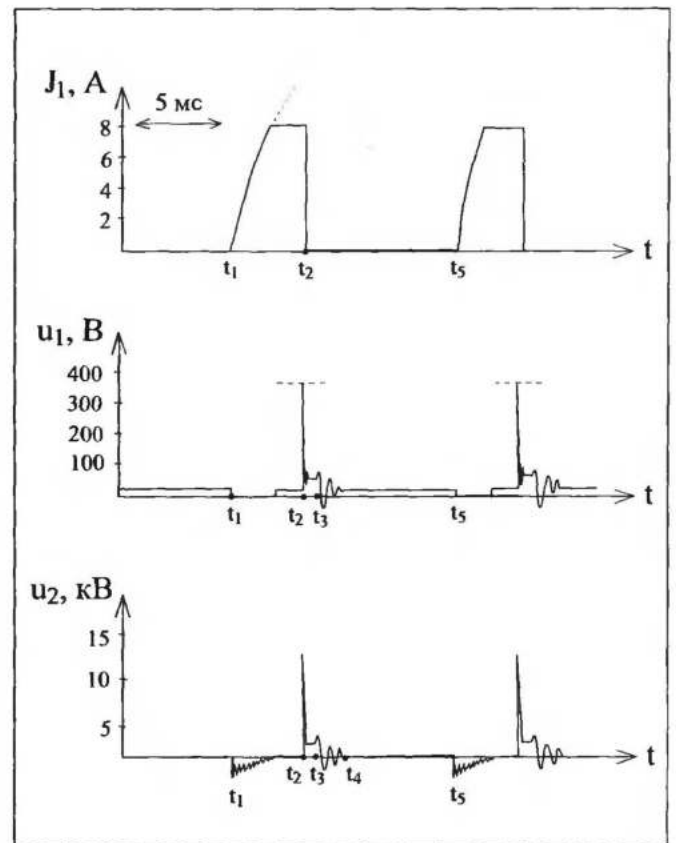


Рис. 3.9. Диаграммы тока и напряжений в первичной и вторичной цепях транзисторной системы зажигания типа "Constant Energy" с ограничением первичного тока; $n = 750 \text{ мин}^{-1}$; 4-цилиндровый двигатель

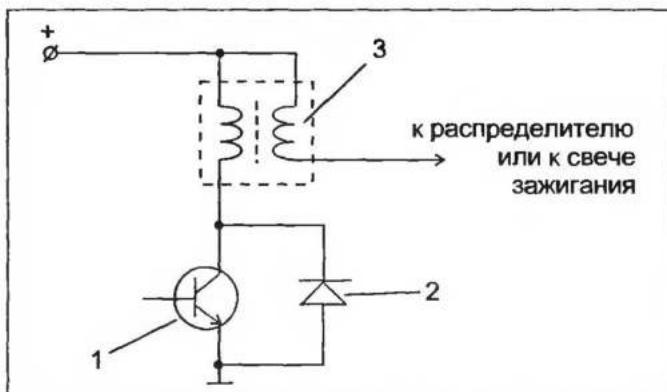


Рис. 3.8. Защита выходного транзистора от перегрузок по напряжению:
1 — выходной транзистор; 2 — защитный стабилитрон; 3 — катушка зажигания

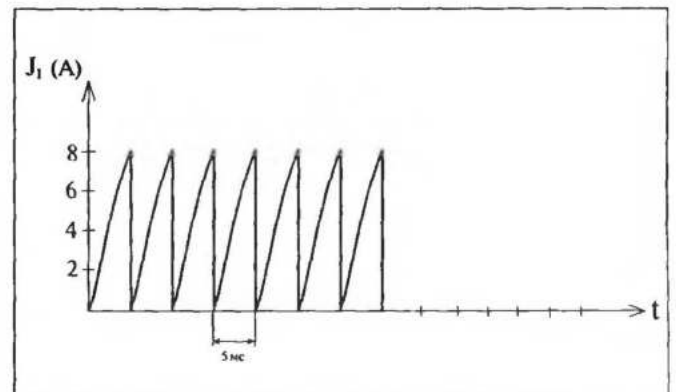


Рис. 3.10. Диаграмма тока в первичной цепи транзисторной системы зажигания типа "Constant Energy" при $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$

$$W = I_p^2 \cdot L / 2, \quad (3.1)$$

где L — индуктивность первичной обмотки; I_p — ток разрыва.

Чтобы обеспечить малое значение времени накопления и одновременно увеличить значение запасаемой энергии, в таких системах используются катушки зажигания с низким значением сопротивления первичной обмотки (обычное значение $R_n = 0,3 \div 0,5 \text{ Ом}$). В этом случае максимальное значение тока через первичную обмотку может достигать значения

$I_{\text{max}} = (U_B - U_{\text{кз.нас}}) / R_n = (14 - 2) / 0,3 \approx 40 \text{ А}$. Поэтому в большей части таких систем применяется активное ограничение тока на уровне $6 \div 10 \text{ А}$ (участок $t_1 - t_2$, рис. 3.9). Именно это значение тока фигурирует в формуле (3.1). Ограничение тока обычно имеет место на низких и средних оборотах коленчатого вала. На высоких оборотах время накопления соизмеримо с периодом искрообразования, и ограничения не происходит (см. рис. 3.10).

3.1.3. Управление моментом искрообразования

Основные характеристики бензинового двигателя — мощность, крутящий момент, удельный расход топлива, токсичность в большой степени зависят от того, в какой момент движения поршня к ВМТ в такте сжатия происходит воспламенение смеси. Для количественной оценки этого момента принято пользоваться термином "угол опережения зажигания" — углом поворота коленчатого вала, выраженным в градусах, с момента пробоя искрового промежутка свечи до момента прохождения поршнем ВМТ. Необходимо отметить, что в современных двигателях на некоторых режимах (например, при резком ускорении) искровой разряд происходит уже после прохождения поршнем ВМТ, т.е. имеет место не опережение, а запаздывание момента зажигания.

Наивыгоднейший (с точки зрения максимального крутящего момента и минимального удельного расхода топлива) угол опережения зажигания в каждый конкретный момент работы двигателя сложным образом зависит от множества взаимосвязанных факторов. Однако можно выделить определяющие (при заданном составе топливоздушонной смеси и октановом числе топлива): частота вращения коленчатого вала, нагрузка на двигатель (т.е. расход воздуха), температура охлаждающей жидкости, температура всасываемого воздуха. Положение осложняется тем, что достижение максимальной мощности и экономичности на всех режимах работы современного ДВС оказывается невозможным. Одним из препятствий является возникновение детонационного сгорания топлива на ряде режимов, особенно при комбинации высокой нагрузки и низкой частоты вращения коленчатого вала. На этих режимах приходится уменьшать угол опережения зажигания, жертвуя экономичностью и тяговыми характеристиками двигателя. Другим важным ограничивающим фактором является необходимость соблюдения жестких норм на токсичность выхлопа.

По признаку управления моментом искрообразования все применяющиеся сейчас системы зажигания можно разделить на системы с механическим и с электронным управлением.

Системы с механическим управлением господствовали на автомобилях в течение нескольких десятилетий, все время совершенствуясь, но не претерпели каких-либо кардинальных изменений в своей конструкции, заложенной еще в начале века. Механическая система осуществляет две функции - регулирование момента зажигания в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя и от нагрузки на двигатель (в качестве меры нагрузки используется величина разрежения за дроссельной заслонкой).

Первая функция осуществляется так называемым центробежным автоматом, устройство и работу которого поясняет рис. 3.11. Основы центробежного регулятора составляют грузики 3 и пружины 1 и 5. В зависимости от формы и массы грузиков, а также жесткости пружин, центробежные регуляторы способны обеспечивать различные, но в любом случае очень простые и далёкие от оптимальных характеристики (рис. 3.12). Точность повторения таких характеристик полностью определяется совершенством технологии и составляет в лучшем случае $\pm 2^\circ$. К тому же эти характеристики подвержены изменениям в процессе эксплуатации.

Регулирование момента искрообразования в зависимости от разрежения за дроссельной заслонкой (нагрузка на двигатель) осуществляется вакуумными устройствами (рис. 3.13). Существует несколько вариантов таких устройств,

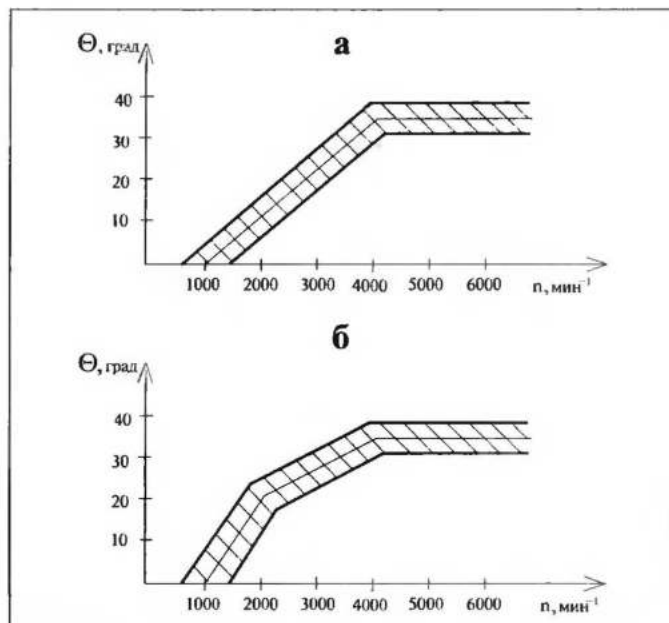


Рис. 3.12. Примеры характеристик, обеспечиваемых центробежными регуляторами с пружинами одинаковой (а) и разной (б) жесткости: n — частота вращения коленчатого вала; Θ — угол опережения зажигания (в градусах поворота коленчатого вала)

обеспечивающих, в зависимости от сложности конструкции, различные по сложности характеристики (см. рис. 3.14). На рис. 3.15 представлен пример характеристики, являющейся результатом совместной работы центробежного и двухступенчатого вакуумного регуляторов.

Несомненным достоинством механических регуляторов является то, что конструктивно почти все элементы системы, кроме катушки, интегрируются в единый узел, осуществляющий несколько функций одновременно — т.н. прерыватель-распределитель или просто распределитель зажигания. Распределитель обеспечивает функции формирования и регулирования момента зажигания (а в контактных системах — и коммутации тока в катушке), а также функцию распределения высоковольтной энергии в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Главный же недостаток таких систем с точки зрения управления моментом зажигания — неспособность обеспечить сложную трехмерную характеристику, необходимую для удовлетворения жестких и порой противоречивых требований к современным двигателям. На рис. 3.16, а представлен пример

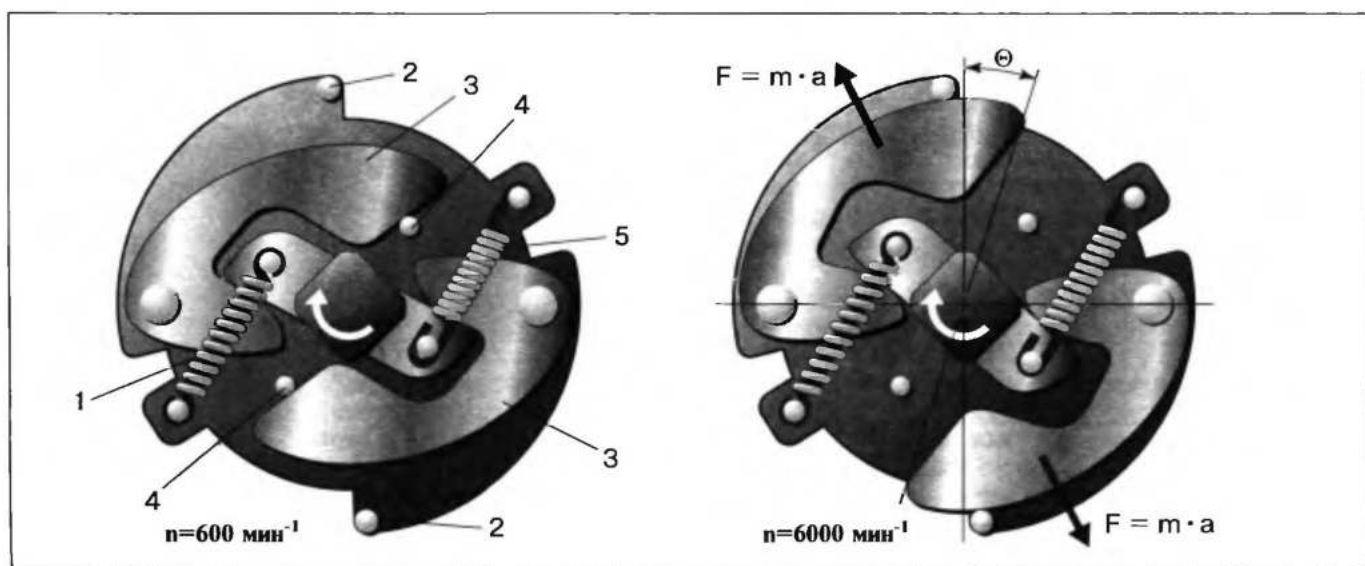


Рис. 3.11. Устройство и работа центробежного регулятора опережения зажигания: 1 — пружина малой жесткости; 2, 4 — ограничительные упоры; 3 — подвижные грузики; 5 — пружина большой жесткости

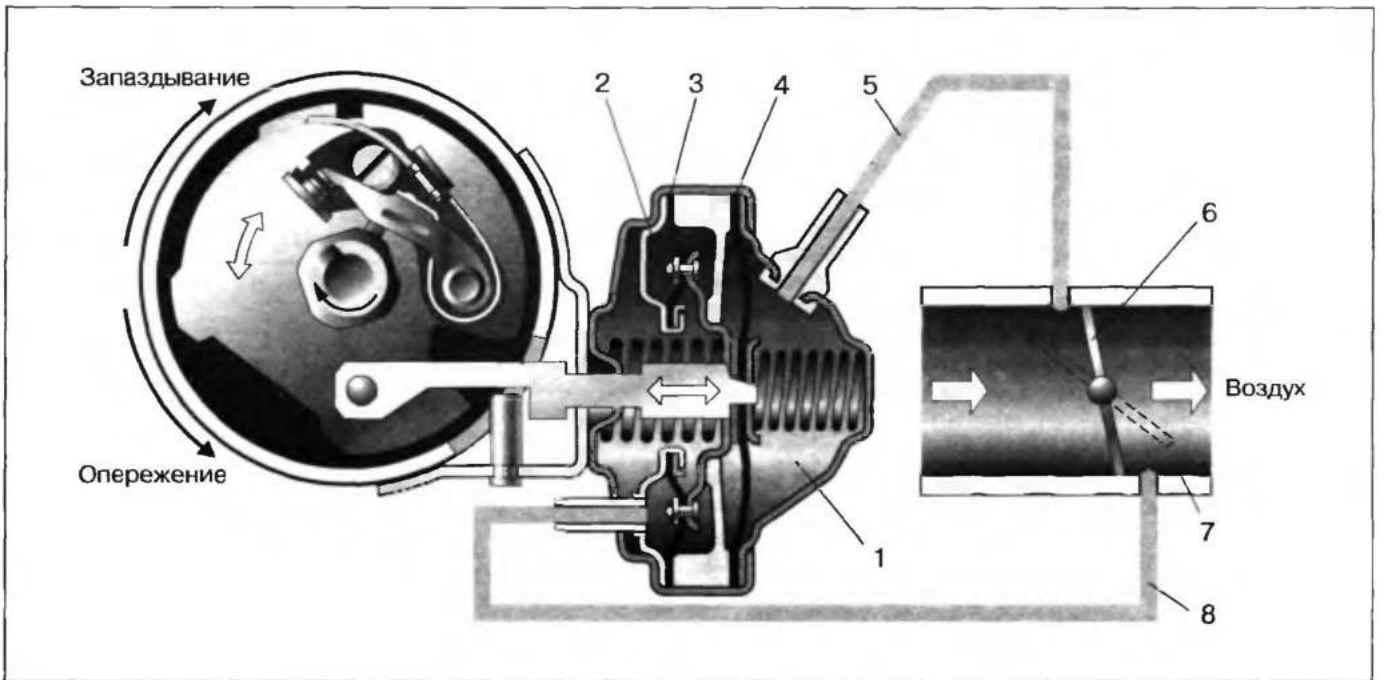


Рис. 3.13. Вакуумный регулятор момента зажигания двустороннего действия: 1 — вакуумная камера опережения зажигания; 2 — вакуумная камера запаздывания зажигания; 3, 4 — диафрагмы; 5, 8 — вакуумные шланги; 6 — дроссельная заслонка; 7 — впускной коллектор

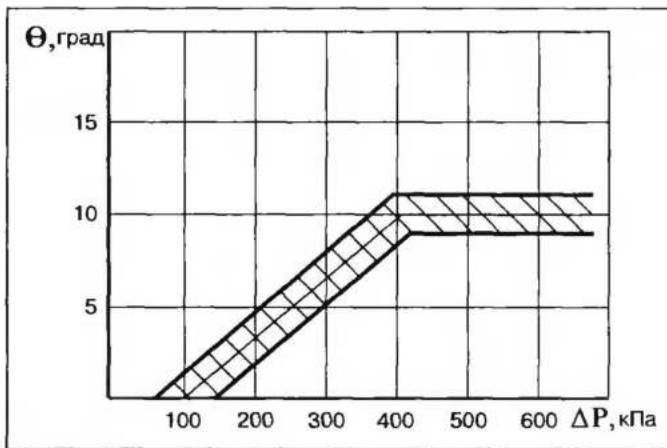


Рис. 3.14. Пример характеристики, обеспечиваемой простейшим вакуумным регулятором опережения зажигания: ΔP — разрежение во впускном коллекторе; Θ — угол опережения зажигания

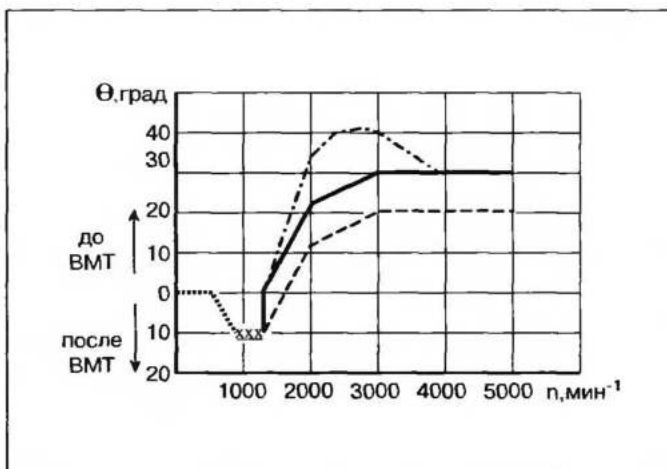


Рис. 3.15. Характеристики, обеспечиваемые совместной работой центробежного и двустороннего вакуумного регулятора: (—) — полная нагрузка; (---) — частичная нагрузка; (---) — торможение двигателем; (---) — запуск; (x x x) — холостой ход

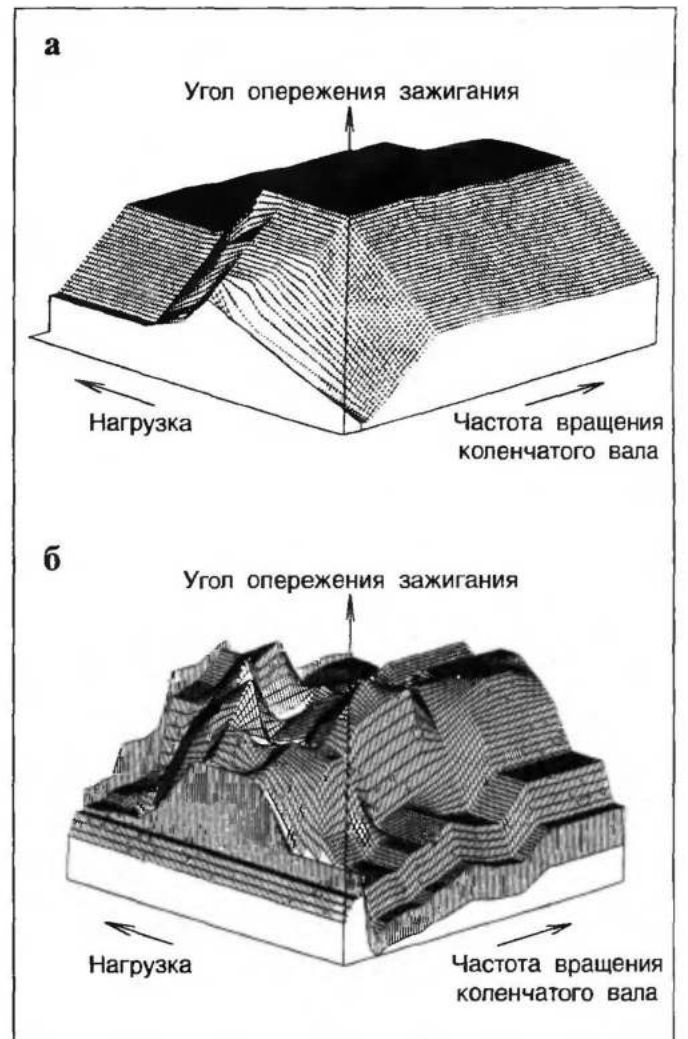


Рис. 3.16. Характеристики, обеспечиваемые вакуумно-центробежным регулятором (а) и микропроцессорной системой зажигания (б)

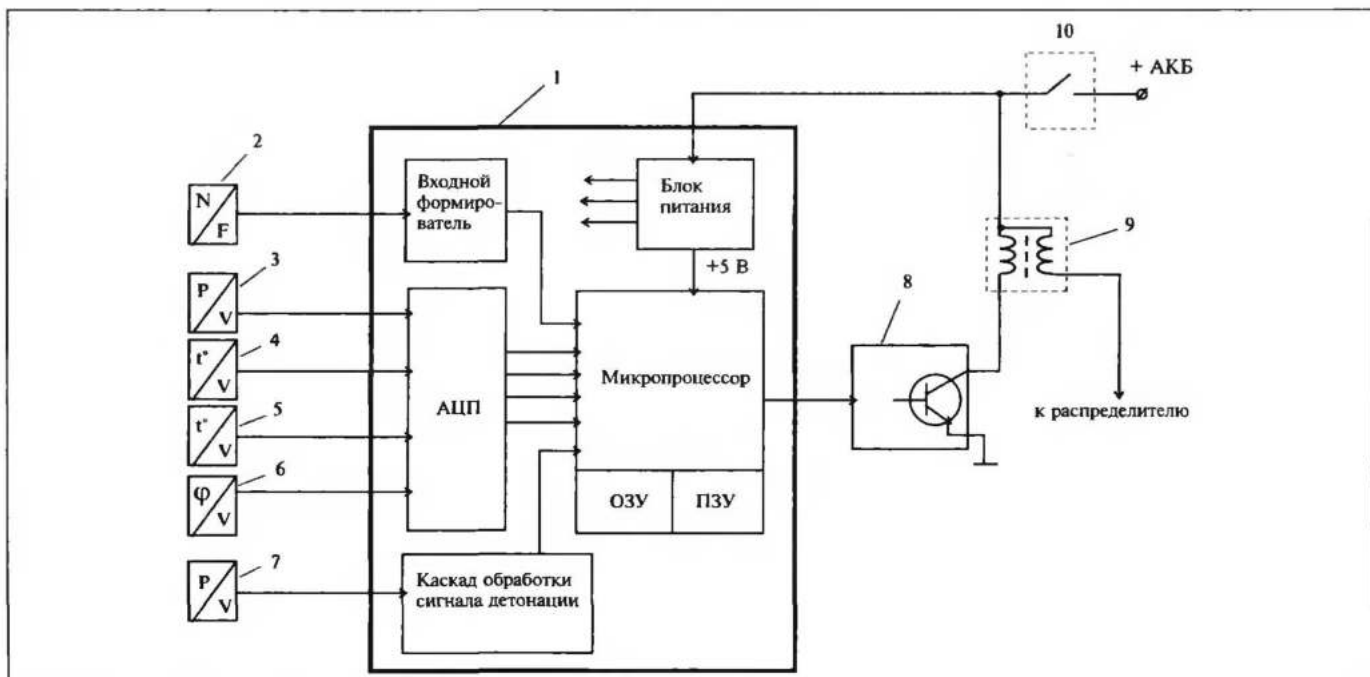


Рис. 3.17. Блок-схема микропроцессорной системы зажигания:

1 — блок управления; 2 — датчик частоты вращения/положения коленчатого вала; 3 — датчик нагрузки; 4 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 5 — датчик температуры всасываемого воздуха; 6 — датчик положения дроссельной заслонки; 7 — датчик детонации; 8 — выходной каскад; 9 — катушка зажигания; 10 — выключатель зажигания

трехмерной характеристики (угол опережения зажигания в зависимости от скоростного режима и нагрузки на двигатель), которую способен обеспечить механический автомат, а на рис. 3.16, б - пример характеристики, реально необходимой для выполнения жестких норм по токсичности и сохранении хороших мощностных и экономических показателей. Получение подобных характеристик возможно только при использовании цифровой и микропроцессорной электроники.

Блок-схема современной микропроцессорной системы зажигания представлена на рис. 3.17. Забегая вперед, отметим, что в большинстве современных автомобилей используются комплексные системы управления (см. раздел 3.3.), т.е. системы, в которых управление зажиганием и впрыском осуществляет единый блок. В этом случае можно говорить о подсистеме управления зажиганием в составе более сложной системы. Рассматриваемые далее принципы построения и работы микропроцессорных систем зажигания полностью распространяются и на подсистемы зажигания комплексных систем управления.

Основу системы составляет блок управления 1, выполненный на базе микропроцессора. В ПЗУ блока управления при изготовлении заносится "матрица" значений углов опережения зажигания, подобная изображенной на рис. 3.16, а. Матрица определяется на этапе испытаний и доводки двигателя путем многочисленных измерений на динамометрическом стенде.

Для получения информации о частоте вращения и положении коленчатого вала используется датчик, устанавливаемый над специальным (маркерным) диском. В некоторых системах, обслуживающих многоцилиндровые двигатели и имеющих статическое распределение высоковольтной энергии (см. ниже), используются также датчики положения распределительного вала. Конструкция датчиков может быть различной - используются индукционные, оптические и датчики Холла.

В качестве датчика нагрузки в процессорных системах обычно используется датчик абсолютного давления во впускном трубопроводе (подробнее см. раздел 3.2.7.). Однако, если на автомобиле установлена система управления впрыском топлива с датчиком расхода воздуха, сигнал этого датчика, соответствующим образом обработанный в блоке управления впрыском, может использоваться также и блоком

управления зажиганием. В качестве примера можно привести взаимодействие систем LH-Jetronic (управление впрыском) и EZ (управление зажиганием) фирмы BOSCH на таких автомобилях, как MERCEDES-BENZ, PORSCHE, VOLVO и др.

После получения информации о частоте вращения коленчатого вала и нагрузке на двигатель блок управления выбирает из записанной в ПЗУ матрицы (рис. 3.16) необходимое в данный момент значение угла опережения зажигания. При необходимости это значение корректируется в зависимости от температуры охлаждающей жидкости и всасываемого воздуха, после чего формируется сигнал управления выходным каскадом. Как правило, в микропроцессорных системах зажигания выходной каскад работает без ограничения тока на всех режимах частоты вращения коленчатого вала. Стабилизация тока разрыва на заданном уровне (обычно 6,5-8,5 А) осуществляется микропроцессором за счет поддержания оптимального времени протекания тока по первичной обмотке (обмоткам) катушки (катушек) на основании информации, хранящейся в памяти блока.

Выходной каскад (т.е. оконечный усилитель тока) в силу специфики условий работы (I_{max} - до 10 А, U_{max} - до 400 В, нагрев) очень часто выносится из блока управления и размещается в моторном отсеке, как правило, в непосредственной близости от катушки (катушек) зажигания. В сервисной литературе такие каскады обозначаются как "Power Transistor", "Ignition Module", коммутатор и т.п. Сказанное относится и к коммутаторам комплексных систем управления.

3.1.4. Способы распределения высоковольтной энергии в электронных системах зажигания

Распределение высоковольтной энергии в современных системах зажигания может осуществляться различными методами.

Часть электронных систем зажигания с микропроцессорным управлением углом опережения для распределения высоковольтной энергии по цилиндрам двигателя использует механический распределитель, почти аналогичный применяемому в классических и транзисторных системах. Конструкция такого распределителя в большинстве случаев упрощает-

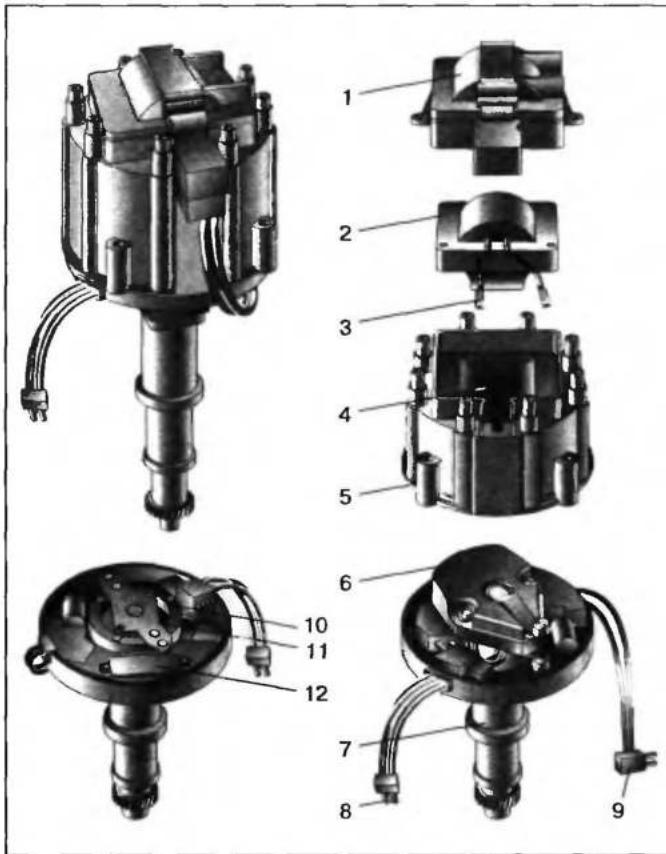


Рис. 3.18. Конструкция распределителя зажигания GM HEI: 1 — крышка катушки; 2 — катушка зажигания; 3 — выводы первичной обмотки; 4 — изоляционное уплотнение; 5 — крышка распределителя; 6 — бегунок; 7 — вал распределителя; 8, 9 — электрические разъемы; 10 — индукционный датчик; 11 — кронштейн бегунка; 12 — коммутатор системы зажигания

ся, так как он не выполняет функций формирования и управления моментом искрообразования. Привод распределителя может осуществляться через промежуточную передачу от коленчатого вала, но чаще применяется непосредственный привод от распределительного вала двигателя.

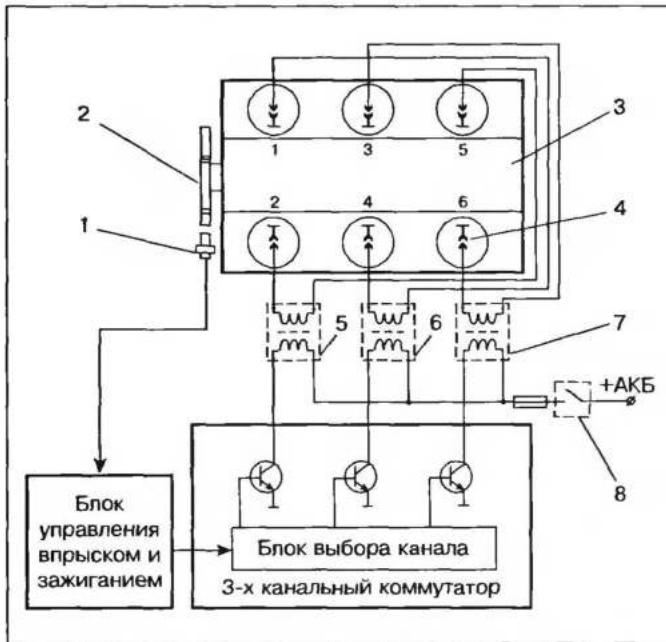


Рис. 3.19. Один из вариантов системы статического распределения по схеме "Waste Spark": 1 — датчик частоты вращения/положения коленчатого вала; 2 — маркерный диск; 3 — двигатель; 4 — свеча зажигания; 5, 6, 7 — катушки зажигания; 8 — выключатель зажигания

Наряду с этим широко применяются распределители со встроенными датчиками частоты вращения/положения, (см. например рис. 3.28 и 3.33). В дополнение к этому непосредственно на корпусе распределителя может устанавливаться коммутатор системы зажигания.

Появление "сухих" катушек зажигания с замкнутым магнитопроводом (см. раздел 3.1.6.) привело к появлению оригинальной разновидности механического распределителя (рис. 3.18). У таких систем катушка зажигания встраивается непосредственно в крышку или в корпус распределителя, а высоковольтный вывод через скользящий контакт соединяется с центром разносной пластины бегунка (другой вывод вторичной обмотки, как обычно, соединяется с "+" первичной обмотки). Таким образом, привывный центральный высоковольтный провод вообще отсутствует. Широкое распространение такие системы получили на автомобилях GM, TOYOTA, NISSAN, MAZDA, HONDA, MITSUBISHI.

В последнее время, особенно с начала 90-х годов производители автомобилей всё чаще применяют статическое распределение высоковольтной энергии. Существует две основные разновидности этого метода - метод "Waste Spark", т.е. — "холостая искра" и метод непосредственного (индивидуально) распределения.

Пример схемы включения свечей и катушек зажигания по методу "Waste Spark" для V-образного шестицилиндрового двигателя приведен на рис. 3.19. Порядок работы цилиндров в данном двигателе 1-2-3-4-5-6. Каждая из трех используемых катушек работает на два цилиндра, в которых такты сжатия и выпуска происходят одновременно, т.е. для данного двигателя - 1 и 4; 2 и 5; 3 и 6. Во время пробы искрового промежутка в цилиндре 1 (такт сжатия) в цилиндре 4 также происходит пробой, но так как в этом цилиндре имеет место такт выпуска, падение напряжения между электродами свечи четвертого цилиндра, а следовательно, и энергия, выделяемая на ее искровом промежутке, незначительны. Поэтому основная энергия выделяется на искровом промежутке первого цилиндра. После поворота коленчатого вала на 360° происходит смена тактов: в первом цилиндре - выпуск, в четвертом - сжатие, соответственно основная энергия выделяется на искровом промежутке четвертого цилиндра. Те же процессы происходят и в оставшихся двух парах цилиндров. Включение необходимой катушки зажигания осуществляется электронным блоком управления по сигналам датчика частоты вращения положения коленчатого вала. При такой схеме за один рабочий цикл двигателя (два оборота коленчатого вала) необходимо три сигнала на "разрешение" искрообразования и три - на "разрешение" накопления энергии, а также сигнал, идентифицирующий какое-либо положение (например, ВМТ) поршней какой-либо пары, например первого и четвертого цилиндров. Очевидно, что идентификация фазы работы (сжатие или выпуск) первого цилиндра в этом случае необязательна, т.к. достаточно информации о его нахождении в ВМТ. Для этой цели используется специальный маркерный диск (см. рис. 3.20, а).

При непосредственном распределении для каждого цилиндра используется индивидуальная катушка, расположенная в непосредственной близости от свечи зажигания (см. рис. 3.21). В этом случае высоковольтные провода вообще отсутствуют. Однако отсутствие воздушного зазора "бегунок-крышка" может привести к несанкционированному пробую искрового промежутка свечи в момент начала протекания тока по первичной обмотке (момент t_1 на рис. 3.9, диаграмма u_2). Для исключения этого явления во вторичную обмотку каждой катушки может включаться высоковольтный диод (рис. 3.22), препятствующий протеканию тока обратной полярности.

Блок управления содержит несколько мощных выходных каскадов (по числу цилиндров двигателя), работающих в строгой последовательности, повторяющей порядок работы цилиндров. Подавляющее большинство производителей для обеспечения синхронизации в таких системах использует датчик положения распределительного вала.

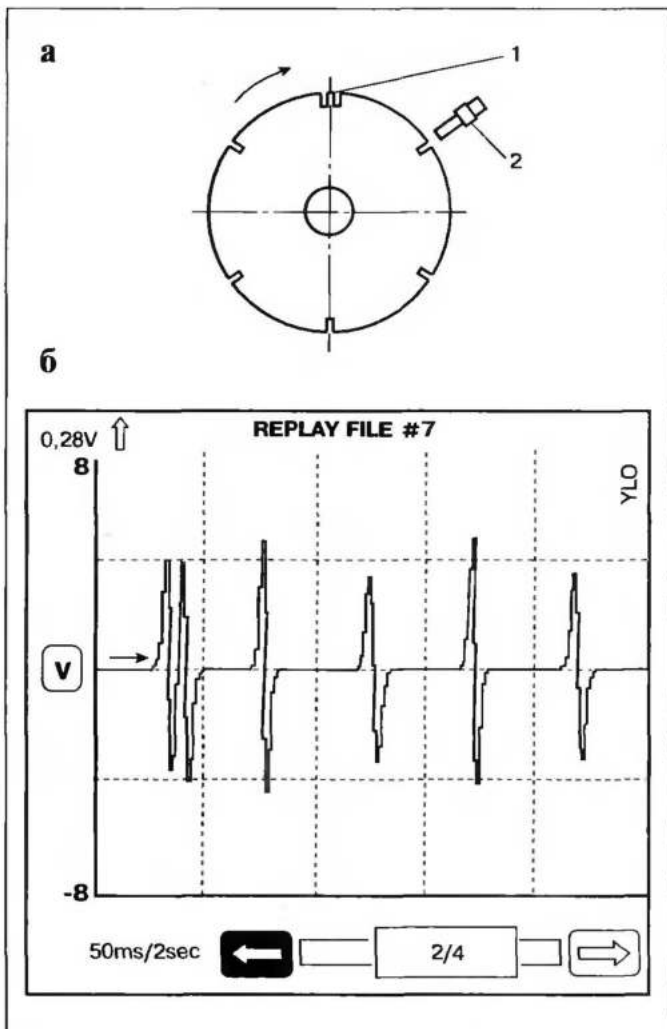


Рис. 3.20. Маркерный диск (а) и сигнал датчика частоты вращения/положения коленчатого вала (б) для схемы "Waste Spark" (CHEVROLET LUMINA 3,1 л, режим прокрутки стартером): 1 — вырезы идентификации ВМТ первого цилиндра; 2 — индукционный датчик

Системы с индивидуальными катушками сложнее и дороже, однако обладают рядом преимуществ. Отсутствие паразитного искрового промежутка (бегунок - крышка) позволяет уменьшить коэффициент трансформации индивидуальной катушки, что в сочетании с небольшой ёмкостью вторичной цепи (высоковольтный провод отсутствует) позволяет значительно повысить устойчивость искрообразования в условиях загрязнения свечей (т.е. образования шунтирующего сопротивления параллельно искровому промежутку). Кроме этого индивидуальное распределение обеспечивает значительно меньший уровень электромагнитных помех и более высокую надёжность работы системы в целом. Отказ какого-либо компонента в первичной и общей части вторичной цепи в обычных системах приводит к отказу системы. В двигателе с индивидуальным распределением высоковольтной энергии в аналогичном случае происходит лишь частичная потеря мощности из-за отсутствия искрообразования в одном цилиндре, автомобиль тем не менее может продолжать движение (системы "Waste Spark" в этом плане занимают промежуточное положение). В новейших автомобилях для исключения выбросов несгоревшего топлива в окружающую среду и защиты катализатора блок управления отключает подачу топлива в неисправный цилиндр. Для регистрации факта пропусков искрообразования может использоваться сигнал со специального измерительного резистора R1, включённого в цепь вторичных обмоток (см. рис. 3.22), а также другие, более сложные способы.

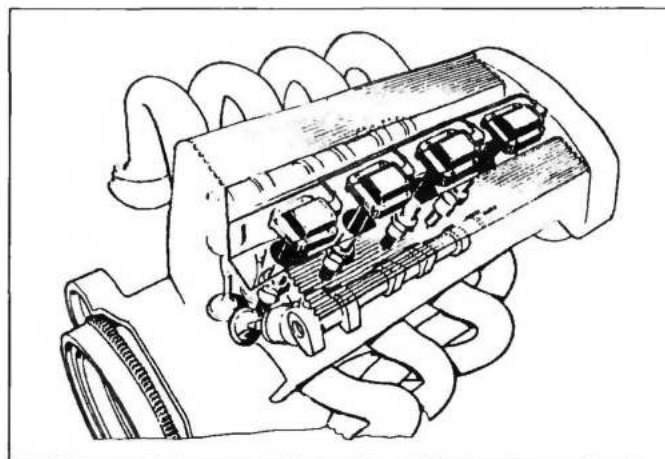


Рис. 3.21. Расположение катушек зажигания при индивидуальном распределении высоковольтной энергии

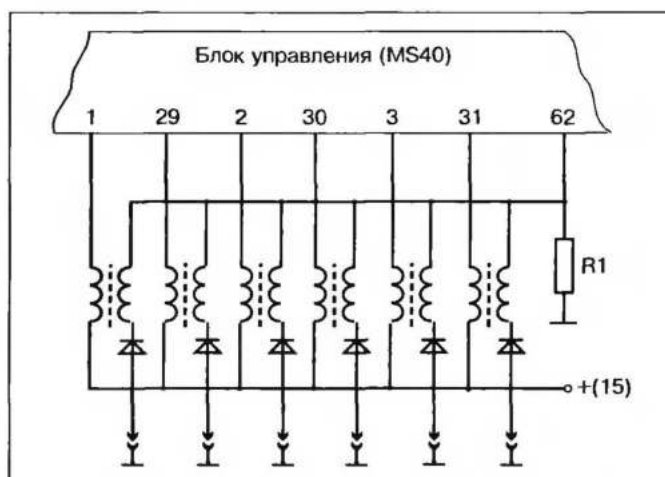


Рис. 3.22. Фрагмент схемы выходного интерфейса блока SIEMENS MS40 (BMW 320i, 325i)

3.1.5. Системы зажигания с обратной связью по сигналам датчика детонации

В большинстве современных систем зажигания с электронным управлением используются принципы теории автоматического регулирования. В качестве главного критерия в настоящее время выбран критерий бездетонационной работы двигателя при обязательном условии соблюдения норм по токсичности выхлопа.

В таких системах происходит непрерывная коррекция рассчитанного блоком управления угла опережения зажигания по сигналам датчика (или группы датчиков) детонации. Датчик детонации выполняется, как правило, на базе пьезоэлемента (см. раздел 3.1.6.) и устанавливается в точке наиболее интенсивного излучения колебаний, возникающих при возникновении детонационного сгорания смеси в цилиндрах двигателя. Обычно датчик закрепляется непосредственно на стенке блока цилиндров или головке блока. В более сложных системах могут устанавливаться два и более датчиков.

Алгоритм работы системы поясняет рис. 3.23. На этом рисунке факт обнаружения детонации в цилиндрах 1, 2 и 3 обозначается соответственно как K_1 , K_2 и K_3 . В четвертом цилиндре детонация на рассматриваемом интервале времени отсутствует. При поступлении на вход сигнала детонации блок управления уже к следующему такту сжатия в этом цилиндре уменьшает угол опережения зажигания примерно на $1-2^\circ$. При этом в цилиндре, где детонация отсутствует (в рассматриваемом при-

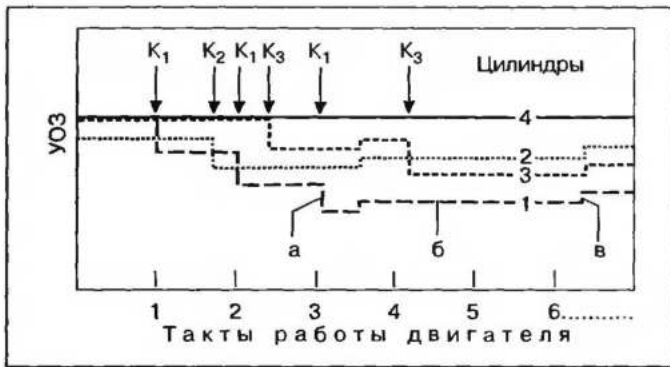


Рис. 3.23. Временная диаграмма управления углом зажигания при наличии детонации:
 K_1, K_2, K_3 — факт обнаружения детонации соответственно в цилиндрах № 1, 2, 3; а — уменьшение угла опережения зажигания; б — постоянный угол опережения зажигания; в — увеличение угла опережения зажигания

мере - цилиндр 4), угол опережения зажигания остается прежним. Если сгорание смеси вновь сопровождается возникновением детонации, блок управления уменьшает угол опережения зажигания ещё на один шаг (цилиндр 1) и т.д. И только после того, как будет зафиксировано отсутствие детонации, причем, как правило, в течение нескольких десятков последовательных тактов, начинается постепенный возврат значения угла опережения зажигания к значениям, записанным в базовой "матрице". Как видно из рис. 3.21 этот возврат происходит гораздо медленнее и небольшими ($0,2 \pm 0,3^\circ$) приращениями.

Оригинальным способом решается проблема регистрации факта детонации в последних моделях автомобилей SAAB, оснащенных системой зажигания с накоплением энергии в электрическом поле конденсатора. Датчик детонации на этих автомобилях отсутствует. Его роль выполняют обычные свечи зажигания. Центральные электроды всех четырех свечей находятся под постоянным напряжением +80 В относительно "массы" (т.е. бокового электрода). Это так называемое ионизирующее напряжение. Под его действием газы, образовавшиеся в результате сгорания смеси, способны проводить электрический ток, что позволяет регистрировать детонационные волны по характеристике протекающего через свечу тока. Алгоритм управления углом опережения зажигания при наличии детонации в системе практически не отличается от описанного выше.

Благодаря применению датчиков детонации удастся повысить степень сжатия двигателя и, таким образом, получить более высокие мощностные и экономические показатели. Значительно снижается вероятность повреждения двигателя при применении низкооктанового топлива. Однако возможности таких систем не безграничны, поэтому при эксплуатации не следует применять бензин с октановым числом, более чем на 5-6 единиц ниже рекомендуемого заводом-изготовителем.

3.1.6. Компоненты электронных систем зажигания

Основными компонентами электронных систем зажигания являются блоки управления, коммутаторы, датчики, катушки зажигания и свечи. Блоки управления и коммутаторы в силу специфики данной книги здесь не рассматриваются. Из наиболее важных датчиков следует отметить датчики нагрузки, частоты вращения и/или положения, детонации и температуры. Датчики нагрузки описаны в разделе 3.2.7.

3.1.6.1. ДАТЧИКИ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ

Наиболее широкое распространение получили три типа датчиков частоты вращения/положения - индукционные, на эффекте Холла и оптические. Конструкция индукционного датчика, устанавливаемого в распределителях зажигания (транзисторные системы 80-х годов), показана на рис. 3.24, а.

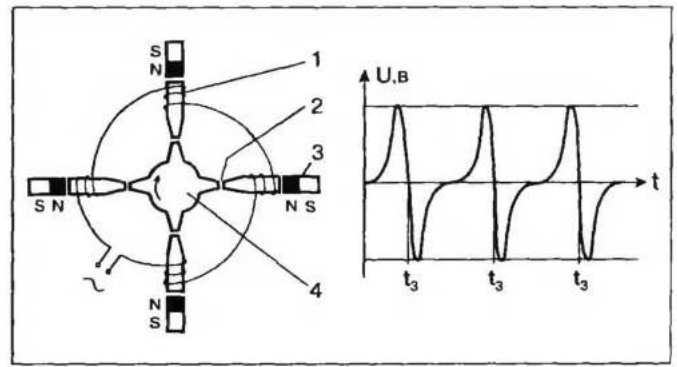


Рис. 3.24. Конструкция (а) и сигнал на выходе (б) индукционного датчика:
 1 — обмотка; 2 — воздушный зазор; 3 — постоянный магнит; 4 — подвижный замыкатель магнитного потока; t_3 — момент запираия (отсечки) выходного транзистора

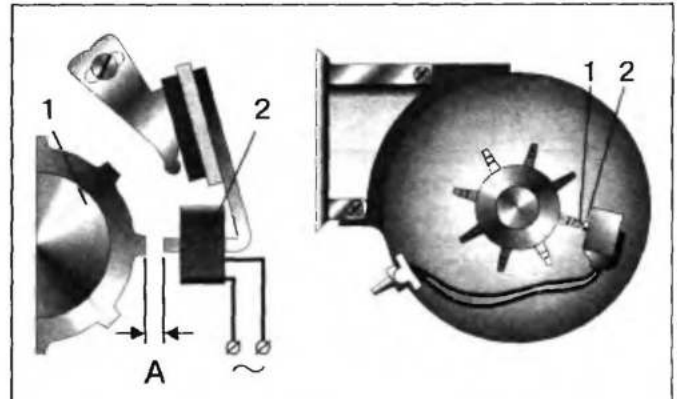


Рис. 3.25. Разновидность индукционного датчика:
 1 — ротор; 2 — катушка с обмоткой; А — воздушный зазор

Основу датчика составляют постоянные полюсные магниты 3, число которых равно числу цилиндров двигателя (в данном случае - 4). Поверх стержней магнитов устанавливаются катушки с обмотками 1; все обмотки соединены последовательно. При вращении вала распределителя с закрепленным на нем распределителем магнитного потока 4 в обмотках возникает переменное напряжение, форма которого показана на рис. 3.24, б. Амплитуда выходного напряжения таких датчиков составляет примерно $0,5 \div 1,0$ В при прокрутке стартером и увеличивается с ростом частоты вращения коленчатого вала, поэтому в электронном блоке (коммутаторе) предусмотрено ограничение сигнала датчика на уровне $6 \div 10$ В.

Моменту запираия выходного транзистора коммутатора соответствует момент перехода через 0, т.е. момент t_3 . Разновидностью такой схемы является вариант, изображенный на рис. 3.25.

Для формирования сигнала частоты вращения и/или положения коленчатого вала в микропроцессорных системах (или подсистемах) зажигания индукционные датчики устанавливаются в непосредственной близости от зубьев маховика или специального диска, закрепленного на коленчатом валу двигателя (см. рис. 3.26). Основу датчика также составляет постоянный магнит 1, катушка с обмоткой 5 и сердечник 4. Принцип действия этого датчика также основан на изменении величины магнитного потока при прохождении зубьев диска вблизи сердечника датчика. Форма выходного сигнала показана на рис. 3.26, б.

В большинстве случаев маркерные диски имеют конструкцию, позволяющую при использовании всего одного датчика получить сигнал, содержащий информацию как о частоте вращения коленчатого вала, так и о его угловом положении. В примере на рис. 3.26 для этого используется диск с пропущенным зубом, в примере на рис. 3.20, а - диск с семью прорезями, существуют и более сложные маркерные диски. Однако в некоторых случаях применяется другое решение - в

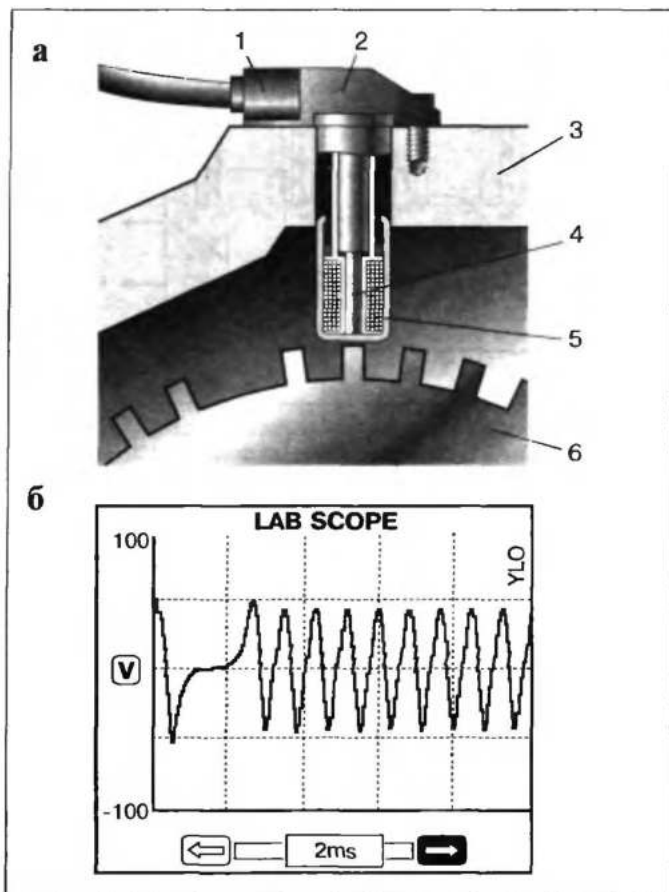


Рис. 3.26. Конструкция (а) и сигнал (б) индукционного датчика (BMW 735i, режим холостого хода):
1 — постоянный магнит; 2 — корпус; 3 — стенка блока цилиндров или картера КП; 4 — сердечник; 5 — обмотка; 6 — маркерный диск

качестве маркерного диска используется зубчатый венец маховика, а для получения сигнала синхронизации используется специальный штифт и второй индукционный датчик (например, пятицилиндровые двигатели AUDI, некоторые модели VOLVO и др.), см рис. 3.27.

Другим часто применяемым типом датчика частоты вращения/положения является датчик Холла. Чаще всего этот датчик устанавливается непосредственно в распределителе зажигания. Фрагмент распределителя, использующего датчик Холла, показан на рис. 3.28, а форма выходного сигнала - на рис. 3.29. Принцип действия такого датчика основан на изменении выходного сигнала в результате прерывания (экранирования) магнитного потока, воздействующего на чувствительный элемент Холла. Для создания магнитного потока используется постоянный магнит, а для его прерывания в большинстве случаев используются маркерные диски-экраны из магнитомягкого материала.

В отличие от индукционного датчика, датчик Холла является активным, т.е. использует электронные компоненты (усилитель-ограничитель) и поэтому требует наличия питающего напряжения.

Датчик Холла может получать информацию также и непосредственно с маркерного диска коленчатого вала. Вариант исполнения маркерного диска для шестицилиндрового двигателя с системой зажигания "Waste Spark" изображен на рис. 3.30. Этот диск закрепляется на внутренней стороне шкива коленчатого вала. На один оборот вала датчик выдает три импульса, используемых блоком управления зажиганием и впрыском для управления работой коммутатора и форсунок (см. рис. 3.31).

Для получения сигнала синхронизации используется датчик положения распределительного вала, также использующий эффект Холла, но имеющий иную конструкцию. В этом

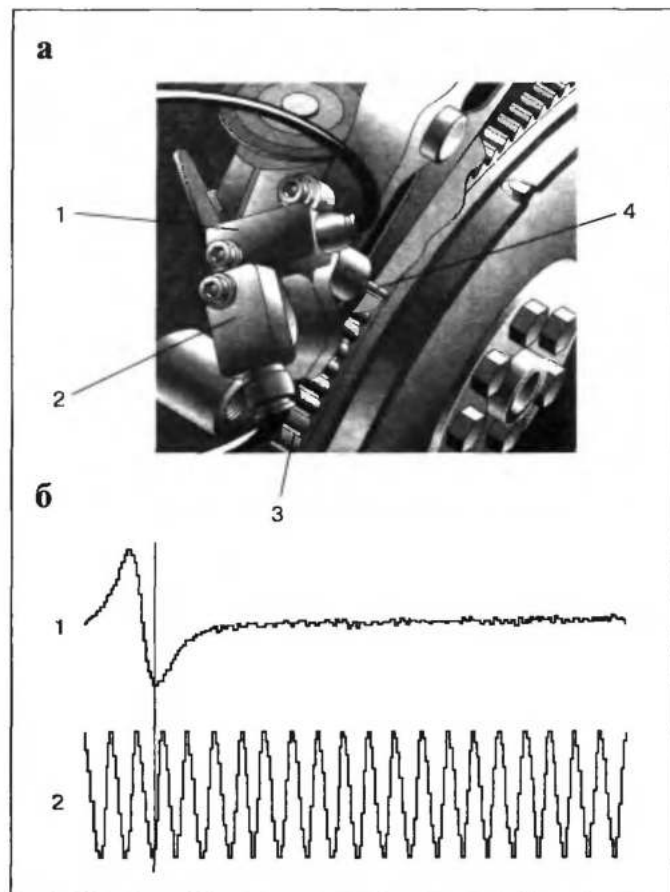


Рис. 3.27. Расположение (а) и сигналы (б) отдельных датчиков положения и частоты вращения коленчатого вала:
1 — датчик положения коленчатого вала; 2 — датчик частоты вращения коленчатого вала; 3 — зубчатый венец маховика; 4 — маркерный штифт

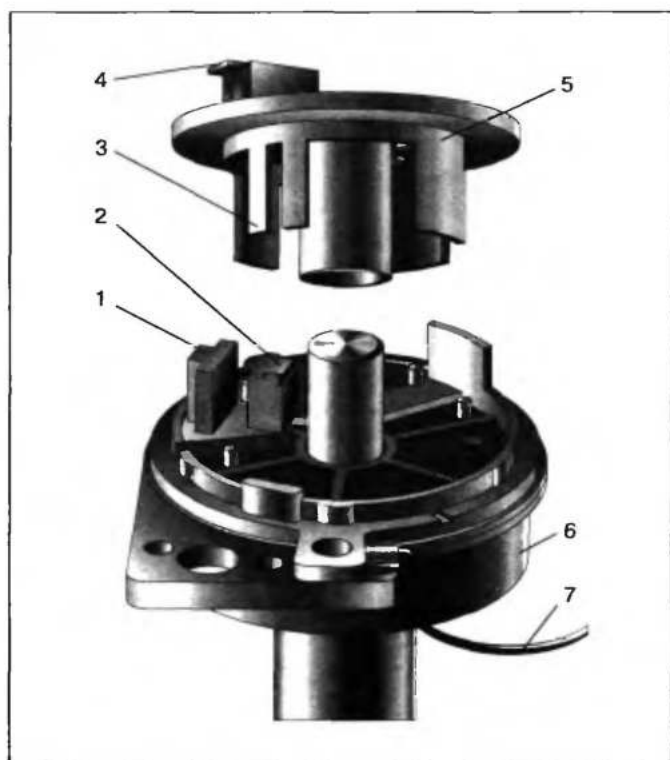


Рис. 3.28. Один из вариантов конструкции распределителя зажигания с датчиком частоты вращения/положения распределительного вала (4- цилиндровый двигатель):
1 — датчик Холла; 2 — постоянный магнит; 3 — профилированный сегмент идентификации первого цилиндра; 4 — бегунок; 5 — магнитный экран (маркерный диск); 6 — корпус распределителя; 7 — кабель к блоку управления

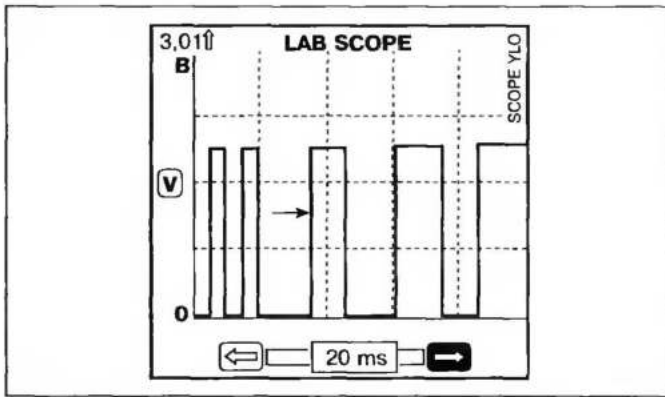


Рис. 3.29. Выходной сигнал датчика частоты вращения/положения распределительного вала (4-цилиндровый двигатель)

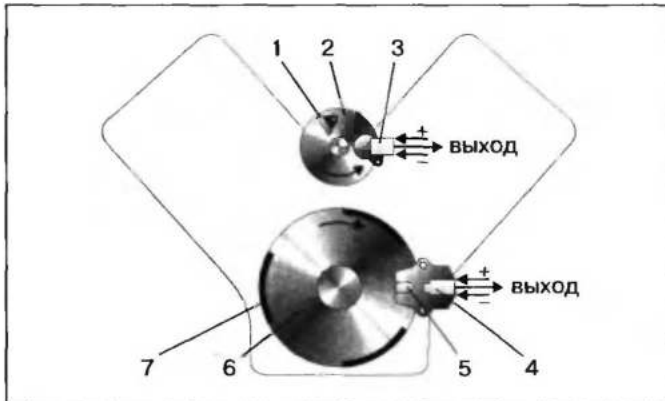


Рис. 3.30. Применение датчиков Холла для получения информации о частоте вращения и положении коленчатого и распределительного валов:

1 — постоянный магнит; 2 — торец распределительного вала; 3 — датчик положения распределительного вала на элементе Холла; 4 — датчик частоты вращения/положения коленчатого вала; 5 — постоянный магнит; 6 — маркерный диск коленчатого вала; 7 — экранирующий сегмент маркерного диска

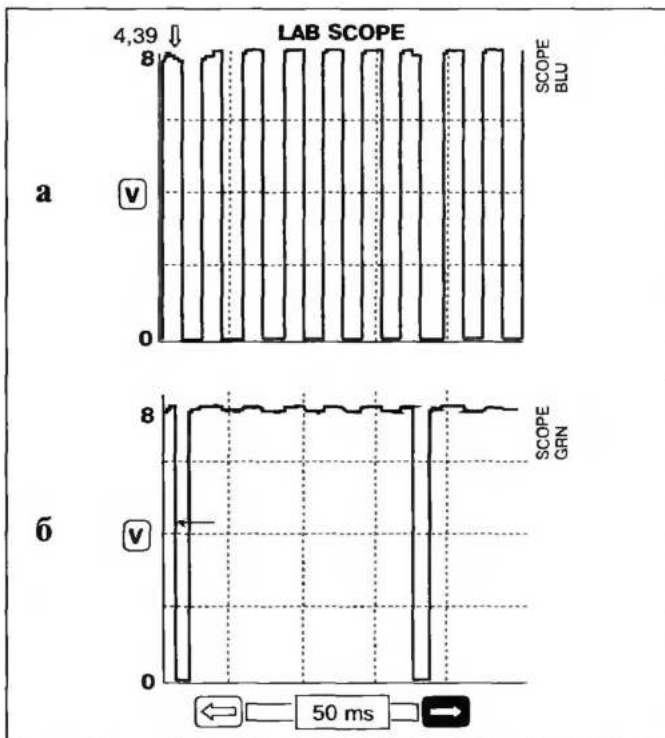


Рис. 3.31. Диаграмма напряжений на выходах датчиков Холла (BUICK LE SABRE 3,8 л, режим холостого хода):

а — напряжение на выходе датчика коленчатого вала; б — напряжение на выходе датчика распределительного вала

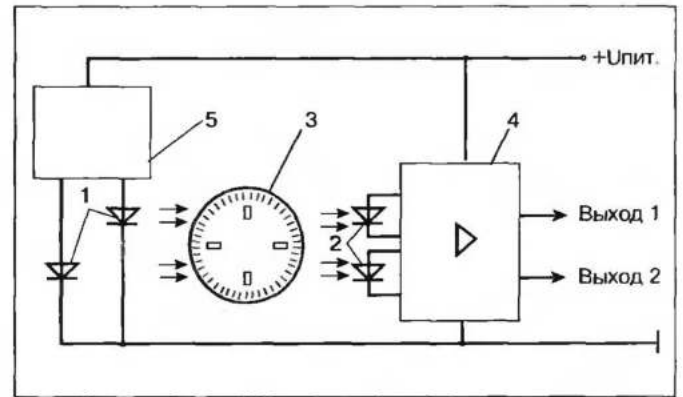


Рис. 3.32. Схема двухканального оптического датчика:

1 — светоизлучающие диоды; 2 — приемные фотодиоды; 3 — маркерный диск; 4 — усилитель-формирователь; 5 — стабилизатор тока

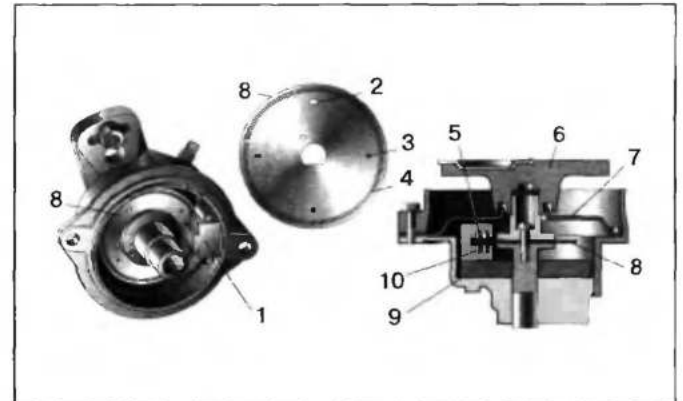


Рис. 3.33. Распределитель зажигания с оптическим датчиком (пример для 4-х цилиндрового двигателя):

1 — двухканальный оптический датчик; 2 — окно идентификации цилиндра №1; 3 — внутренние окна (шаг 90°); 4 — внешние окна (шаг 1°); 5 — излучающие диоды; 6 — бегунок; 7 — защитная крышка; 8 — маркерный диск; 9 — блок усилителя-формирователя; 10 — приемные диоды

случае на поверхности вращения (например, торец распределительного вала) закрепляется магнит, а крыльчатка-экран не используется. Непосредственно над плоскостью вращения магнита устанавливается собственно датчик Холла (рис.3.30). При вращении вала и прохождении магнита вблизи чувствительного элемента датчика Холла на его выходе появляется импульс напряжения (рис. 3.31).

Для получения информации о частоте вращения и положении коленчатого и распределительного валов применяются также оптические датчики. Принцип действия таких датчиков заключается в периодическом прерывании маркерным диском светового потока, создаваемого излучателем (светодиодом) в инфракрасном диапазоне и регистрации изменений этого потока приемником (фотодиодом). После усиления выходного напряжения фотодиода на выходе датчика получается напряжение импульсной формы. Как правило используются двухканальные оптические датчики. Схема такого датчика представлена на рис. 3.32, один из вариантов установки - на рис. 3.33, а форма выходного сигнала для этого случая - на рис. 3.34.

Основное преимущество оптических датчиков - высокая разрешающая способность, поэтому в паре с такими датчиками используются маркерные диски с большим числом прорезей (как правило, они следуют с шагом в 1°), что позволяет с высокой точностью определять угловое положение коленчатого вала. Естественно, что в этом случае предъявляются повышенные требования к приводу распределителя. Необходимо отметить, что применение датчиков фазы (т.е. датчиков положения распределительного вала) в подавляющем большинстве случаев не является необходимым условием работы системы зажигания на двигателях с механическим распреде-

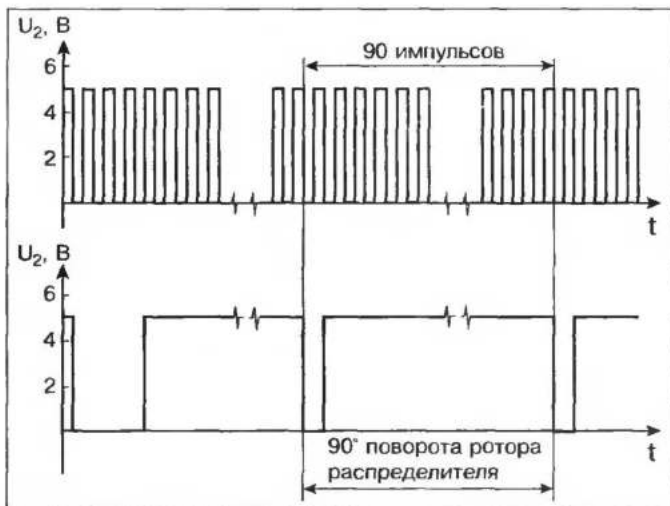


Рис. 3.34. Выходной сигнал двухканального оптического датчика (для 4-х цилиндрового двигателя)

лением высоковольтной энергии, а также с системами "Waste Spark". Исключение составляют двигатели с нечетным числом цилиндров, а также, как это указывалось в разделе 3.1.4., двигатели с индивидуальными катушками зажигания.

Применение датчиков положения распределительного вала на современных автомобилях в большинстве случаев обусловлено необходимостью правильной синхронизации работы форсунок (см. раздел 3.2.2.), а в моделях выпуска после 1995÷96 гг. - требованиями OBD-II (система бортовой самодиагностики).

В качестве датчиков положения распределительного вала применяются все три типа рассмотренных выше датчиков.

3.1.6.2. ДАТЧИКИ ТЕМПЕРАТУРЫ

Практически все применяемые в настоящее время датчики температуры выполнены на основе полупроводниковых резисторов, имеющих отрицательный температурный коэффициент сопротивления (ТКР). Сопротивление таких датчиков уменьшается с увеличением температуры. Конструкция такого датчика показана на рис. 3.35. Характеристики датчиков, применяемых различными производителями, отличаются друг от друга, однако в принципе они похожи. Типичная зависимость сопротивления датчика от температуры охлаждающей жидкости приведена на рис. 3.36. Практически такие же харак-

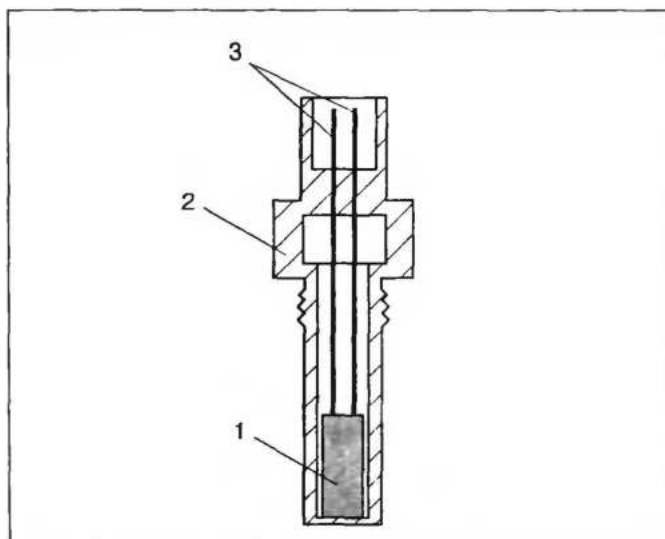


Рис. 3.35. Конструкция датчика температуры охлаждающей жидкости:
1 — полупроводниковый резистор; 2 — металлический корпус; 3 — электрические контакты

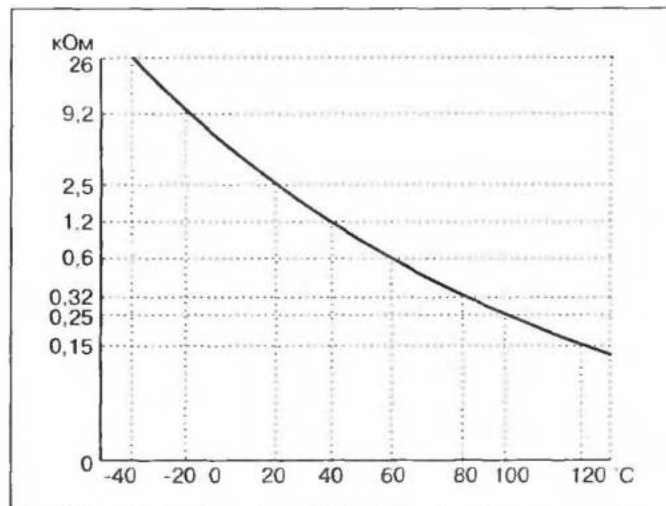


Рис. 3.36. Типичная характеристика температурного датчика

теристики имеют и датчики температуры всасываемого воздуха. Более того, очень часто в датчиках температуры охлаждающей жидкости и всасываемого воздуха используется один и тот же тип терморезистора. В этом случае такие датчики отличаются только конструкцией корпуса (см. рис. 3.37).

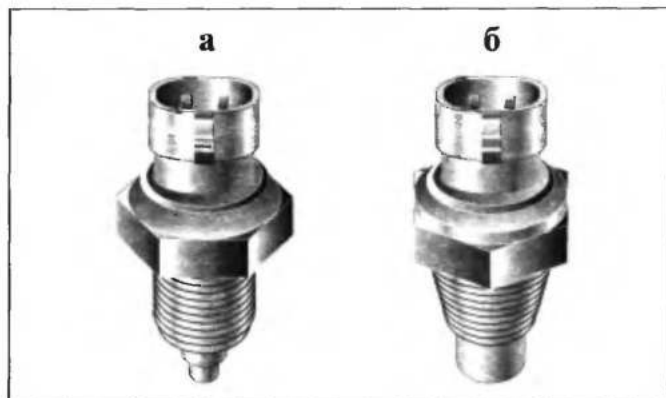


Рис. 3.37. Датчики температуры воздуха во впускном коллекторе (а) и охлаждающей жидкости (б)

3.1.6.3. ДАТЧИКИ ДЕТОНАЦИИ

Наиболее распространенным типом датчика детонации на современных автомобилях является пьезоэлектрический преобразователь. Принцип работы такого датчика заключается в преобразовании вибрации каких-либо поверхностей двигателя (например, стенки головки цилиндров) в электрический сигнал. Как правило, датчики детонации, устанавливаемые на конкретный тип двигателя, обладают резонансной характеристикой, "настроенной" на этот двигатель (обычно максимальная чувствительность датчика достигается на частотах 5÷8 кГц). Это означает, что наибольшее напряжение на выходе датчика возникает как раз на частотах колебаний, излучаемых конкретной деталью, в которую вворачивается датчик, (например, головкой блока) при детонационном сгорании топлива. Это позволяет значительно увеличить отношение сигнал/шум на выходе датчика и повысить вероятность распознавания начала детонации блоком управления. Сигнал реального датчика детонации показан на рис. 3.38, пример конструкции - на рис. 3.40.

Многие производители применяют широкополосные датчики детонации (рис. 3.39), собственная резонансная частота которых достаточно высока (более 20÷30 кГц). В этом случае необходимая резонансная характеристика формируется в

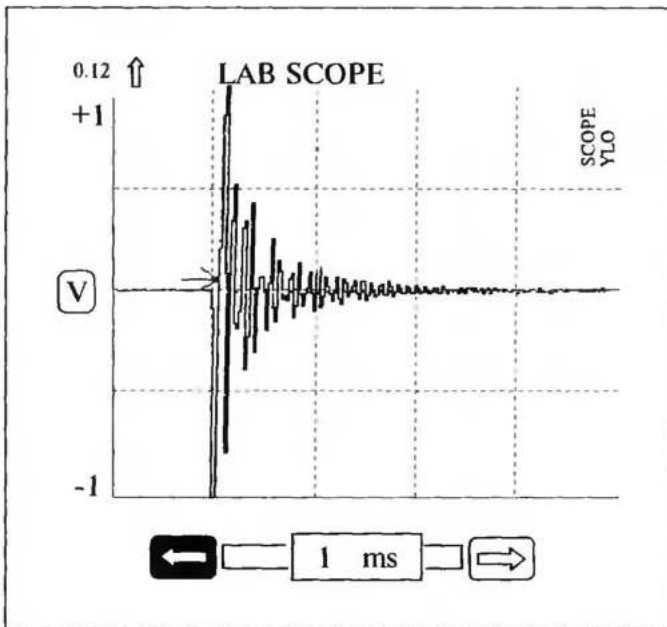


Рис. 3.38. Сигнал датчика детонации резонансного типа

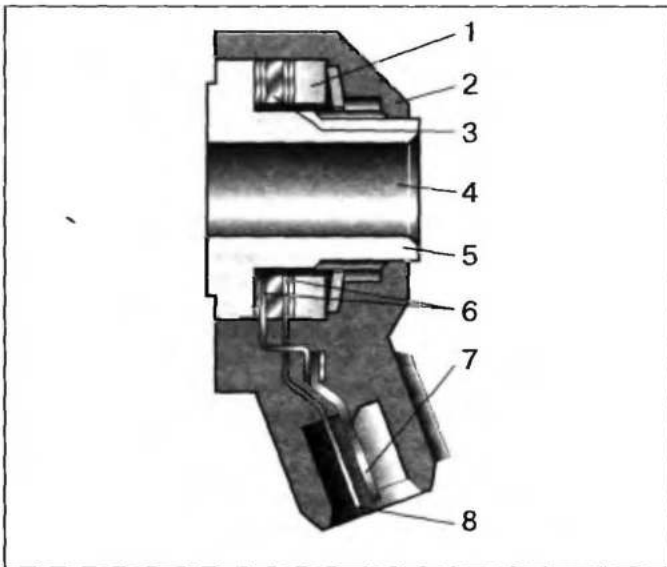


Рис. 3.39. Конструкция датчика детонации фирмы BOSCH:
1 — гравитационная масса; 2 — корпус; 3 — пьезокерамическое кольцо;
4 — отверстие для болта крепления; 5 — металлическая втулка;
6 — контактные пластины; 7, 8 — контакты разъема

электронном блоке обработки сигнала детонации.

Некоторые конструкции двигателей отличаются детонационными вибрациями с довольно широким спектром частот излучения. В таких случаях также применяются широкополосные датчики детонации.

Разновидность пьезодатчика детонации - датчик со встроенным шунтирующим резистором, конструкция и схема включения которого представлены на рис. 3.40.

При исправном состоянии всей цепи на выходе датчика действует постоянное напряжение +2,5 В, получаемое в результате работы делителя из резисторов R1 и R2. Сигнал детонации изменяется в обе стороны от этого уровня (в диапазоне 0÷5 В). Такое решение обусловлено тем, что пьезоэлемент не пропускает постоянного тока, а потому диагностика цепи датчика блоком управления затруднена. В приводимой схеме эти трудности легко устраняются. В случае обрыва в цепи датчика напряжение на входе блока управления становится равным +5 В, а в случае короткого замыкания равно нулю. Таким образом блок управления диагностирует состояние этой цепи ещё до запуска двигателя, при включении зажигания (подробнее о функции самодиагностирования блоков управления см. в разделе 3.2.8.).

В случае обнаружения неисправности блок управления существенно (на 10÷15°) снижает углы опережения зажигания на большинстве режимов работы двигателя для гарантированного недопущения детонации. При этом мощностные и экономические характеристики автомобиля ухудшаются, но значительно снижается риск повреждения двигателя.

3.1.6.4. КАТУШКИ ЗАЖИГАНИЯ

На протяжении нескольких десятилетий на автомобилях господствовала маслянозаполненная катушка зажигания с разомкнутым магнитопроводом (рис. 3.41), конструкция которой подробно описана в различной, в том числе отечественной литературе.

Появление транзисторных и микропроцессорных систем зажигания высокой энергии с постоянным временем накопления потребовало создания более совершенных катушек зажигания с замкнутым магнитопроводом (рис. 3.42). Такие катушки не имеют масляного заполнения, технологичнее в производстве и обладают более высокими характеристиками, прежде всего, более высоким коэффициентом передачи энергии, что позволяет существенно уменьшить их габариты и снизить расход меди.

Катушки данного типа получили наибольшее распространение на современных двигателях. Конструкция с замкнутым магнитопроводом используется также в "двухвыводных"

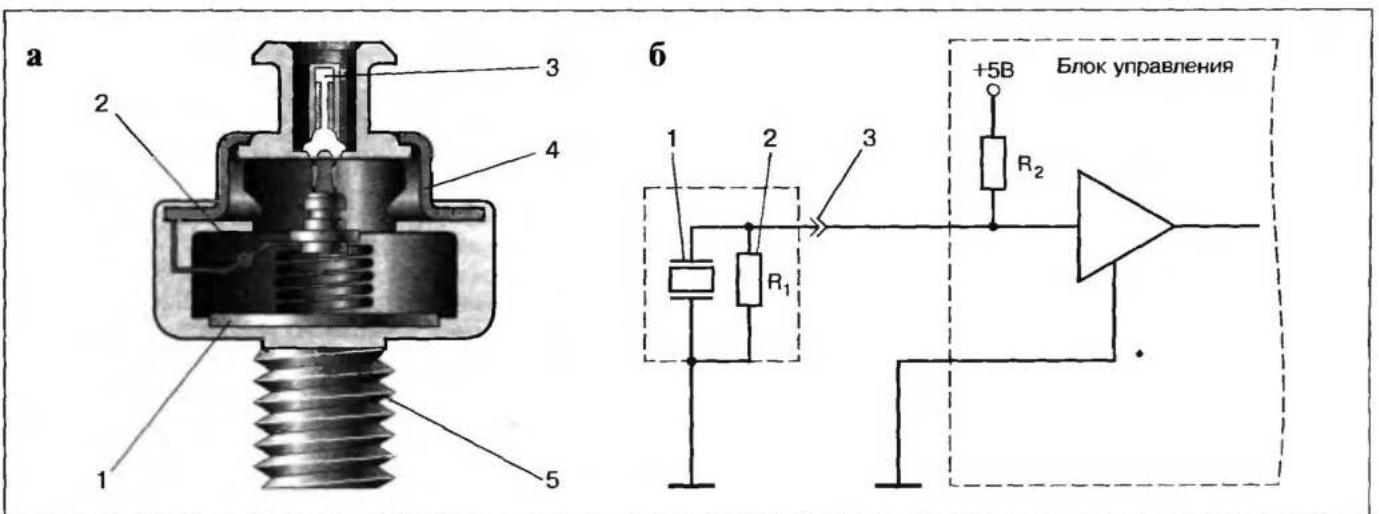


Рис. 3.40. Конструкция (а) и схема включения (б) резонансного датчика детонации с шунтирующим резистором:
1 — пьезоэлемент; 2 — шунтирующий резистор; 3 — электрический контакт; 4 — корпус ("масса" датчика); 5 — резьба для заворачивания в блок цилиндров

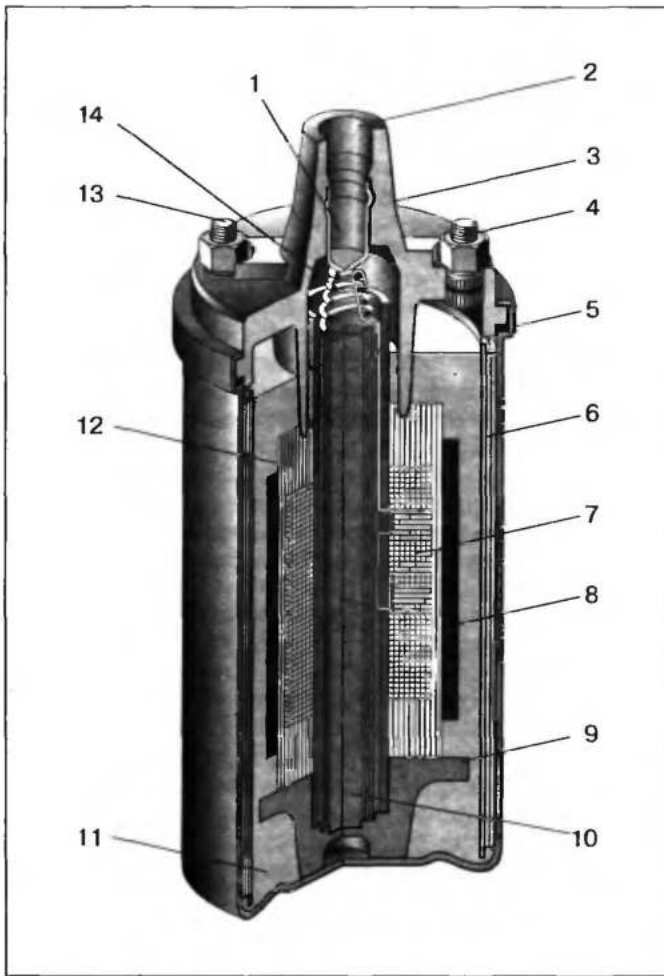


Рис. 3.41. Катушка зажигания с разомкнутым магнитопроводом и масляным заполнением:

1 — гнездо высоковольтного провода; 2 — клемма "4" (высоковольтный вывод); 3 — крышка-изолятор; 4 — клемма "1" ("-"); 5 — корпус; 6 — магнитопровод; 7 — вторичная обмотка; 8 — первичная обмотка; 9 — изолятор; 10 — сердечник; 11 — трансформаторное масло; 12 — изолятор вторичной обмотки; 13 — клемма "15" ("+"); 14 — контактная пружина

катушках систем "Waste Spark" и в индивидуальных катушках зажигания, устанавливаемых непосредственно на каждую свечу зажигания (см. раздел 3.1.4.):

Основные характеристики современных катушек для транзисторных и микропроцессорных систем зажигания представлены в табл. 3.1.

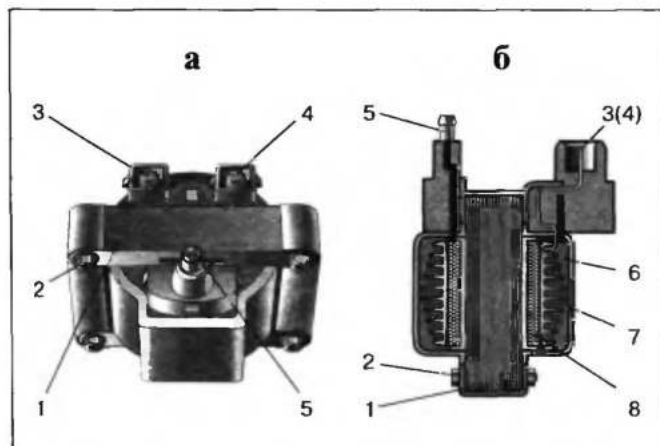


Рис. 3.42. Общий вид (а) и конструкция (б) "сухой" катушки зажигания с замкнутым магнитопроводом:

1 — сердечник; 2 — стягивающий винт; 3 — клемма "15"; 4 — клемма "1"; 5 — клемма "4" (высоковольтный вывод); 6 — компаунд-изолятор; 7 — первичная обмотка; 8 — вторичная обмотка

Таблица 3.1. Основные параметры современных катушек для транзисторных и микропроцессорных систем зажигания

Параметры катушки зажигания	Значение параметра
Сопротивление первичной обмотки	0,3±0,8 Ом
Сопротивление вторичной обмотки	6±12 кОм
Коэффициент трансформации	50÷90
Индуктивность первичной обмотки	3÷6 мГ
Ток разрыва*	6±10 А
Коэффициент передачи энергии	0,35±0,45 для катушек с разомкнутым и 0,55±0,65 для катушек с замкнутым магнитопроводом

* является параметром системы коммутатор — катушка зажигания

3.1.6.5. ИСКРОВЫЕ СВЕЧИ ЗАЖИГАНИЯ

Наиболее распространенным типом свечей, применяемых на современных легковых автомобилях, являются неэкранированные свечи с воздушным искровым промежутком. Конструкция такой свечи представлена на рис. 3.43.

Наиболее важным параметром свечи является её тепловая характеристика, т.е. способность рассеивать (отводить) тепло, передаваемое ей в результате сгорания смеси.

При работе свечи к ней предъявляются противоречивые требования, обусловленные различными условиями протекания процессов сгорания на различных режимах работы двигателя. С одной стороны, на режимах холостого хода и малых нагрузок (не говоря уже о режимах пуска и прогрева), температура конуса изолятора не должна опускаться ниже 300÷400°C для гарантированного самоочистения. С другой

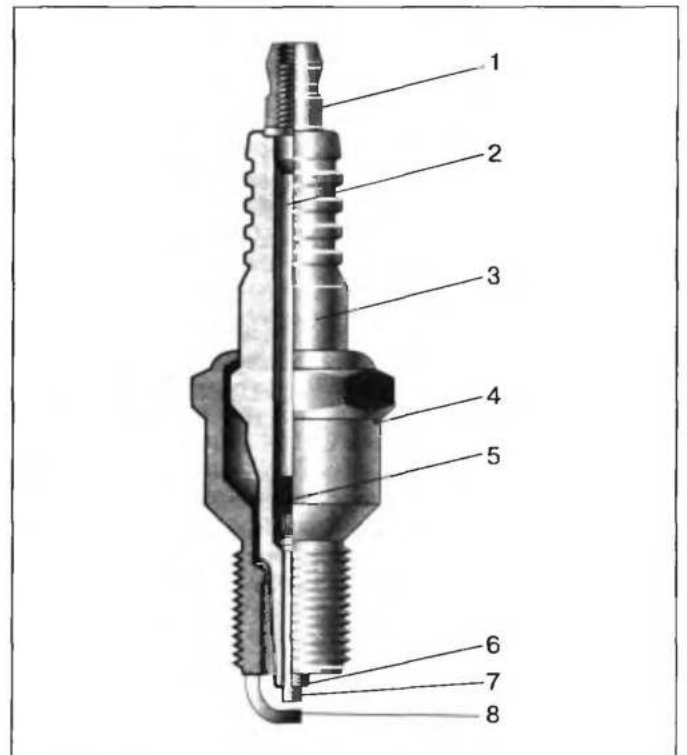


Рис. 3.43. Конструкция свечи зажигания:

1 — контактный наконечник; 2 — проводящий стержень; 3 — керамический изолятор; 4 — металлический корпус; 5 — проводящий герметик; 6 — конус изолятора; 7 — центральный электрод; 8 — боковой электрод

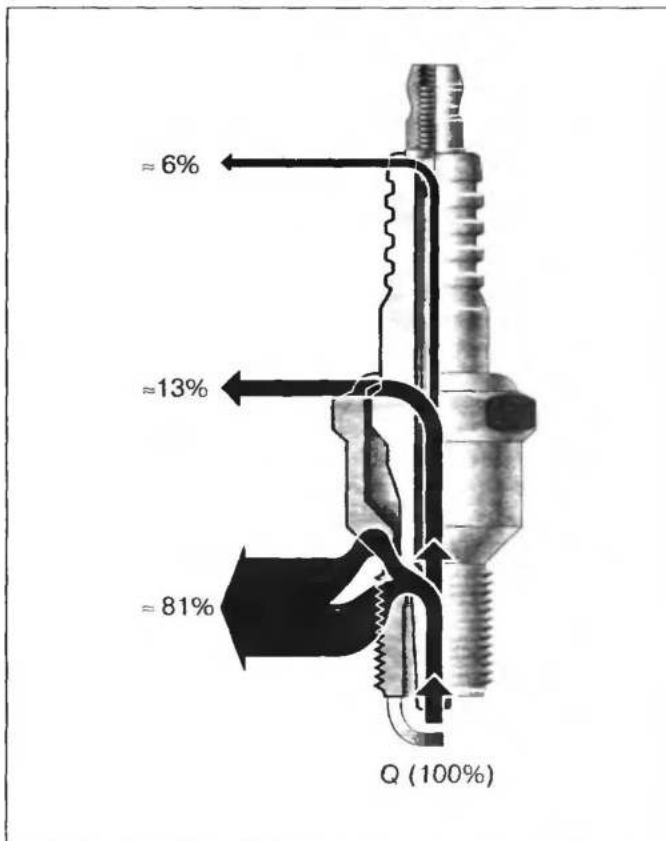


Рис. 3.44. Тепловой баланс свечи зажигания

стороны, на режимах высоких частот вращения коленчатого вала и больших нагрузок, температура электродов и изолятора не должна превышать $800\div 850^\circ\text{C}$ во избежание преждевременного воспламенения смеси (калильное зажигание).

Получаемое в результате сгорания смеси в цилиндре тепло свеча отводит в основном в тело головки блока цилиндров и частично в окружающую среду, см. рис. 3.44). На рис. 3.45 приведена диаграмма теплового диапазона работы свечей зажигания на двигателе.

Нижняя граница теплового диапазона определяется условием самоочистки конуса изолятора свечи, верхняя граница - условием работы без калильного зажигания. Для количественной оценки тепловой характеристики свечи пользуются термином "калильное число". Каждый производитель использует свою систему обозначения калильных чисел, однако это не меняет физического смысла данного понятия - калильное число отражает положение кривой теплового диапазона свечи на диаграмме, показанной на рис. 3.45.

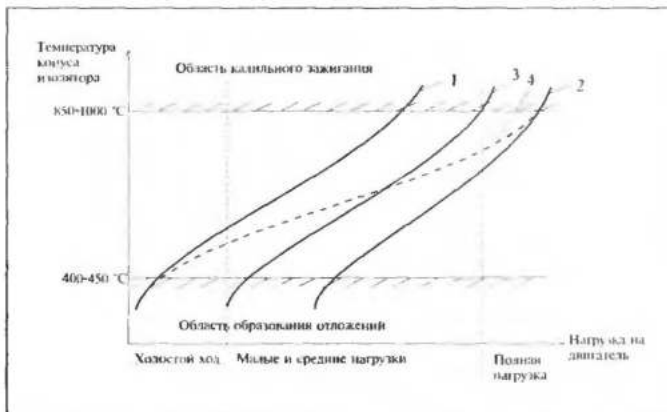


Рис. 3.45. Тепловая диаграмма работы свечей на двигателе: 1 — "горячая" свеча; 2 — "холодная" свеча; 3 — "нормальная" свеча; 4 — "нормальная" свеча типа "термоэластик"

"Горячие" свечи зажигания работают при более высокой температуре конуса изолятора, поэтому более подходят для работы в условиях городского движения, особенно при коротких поездках или в зимнее время.

"Холодные" свечи имеют более низкую температуру конуса, поэтому обеспечивают надёжную защиту от возникновения калильного зажигания при движении с высокими скоростями и нагрузками.

При необходимости замены свечей зажигания необходимо также учитывать тот факт, что температурный диапазон работы свечей на современных высокофорсированных двигателях значительно шире, чем на двигателях разработки 15-20-летней давности. Это означает, что зачастую недостаточно правильно подобрать свечи по калильному числу, необходимо также, чтобы устанавливаемые свечи обладали возможностью безотказной работы в более широком диапазоне температур. Таким условиям отвечают свечи типа "термоэластик" или "супертермоэластик", которые обеспечивают, с одной стороны, хороший отвод тепла при высоких температурах за счёт изготовления центрального (а в последнее время и бокового) электрода из меди, а с другой - надёжную очистку при работе в низкотемпературном диапазоне за счёт оптимизации размеров и формы изолятора.

Для увеличения срока службы и удлинения интервалов замены свечей центральный и боковой электроды покрываются благородными металлами, в частности платиной, обладающей высокой стойкостью к электрохимической эрозии. Величина искрового промежутка у таких свечей остаётся стабильной на протяжении 25-30 тыс. км и более. В последнее время все больше производителей применяют «платиновые» свечи непосредственно при сборке на конвейере. Это диктуется стремлением к увеличению интервалов между ТО.

Этой же цели (увеличение срока службы) служат многоэлектродные свечи. Однако за счёт маскировки фронта пламени и повышенной теплоотдачи такие свечи имеют худшие по сравнению с одноэлектродными показатели по токсичности, экономичности и стабильности работы на низкотемпературных режимах.

3.2. Системы топливоподачи бензиновых двигателей

Для нормальной работы бензинового двигателя необходимо подавать в камеру сгорания топливоздушную смесь определённого состава. На большинстве установившихся режимов движения автомобиля коэффициент избытка воздуха α близок к 1, однако при изменении режимов и условий работы двигателя в широких пределах состав смеси необходимо корректировать. Так, на режимах холостого хода и максимальной мощности необходима обогащённая смесь (α менее 1), а в режиме принудительного холостого хода (торможение двигателем) подачу топлива целесообразно свести к минимуму, либо вообще отключить. Обогащение смеси необходимо также при пуске холодного двигателя (α намного меньше 1) и на режимах ускорения.

Расход воздуха зависит от режима работы двигателя (положение дроссельной заслонки и частота вращения коленчатого вала) и условий окружающей среды (температура, барометрическое давление). Для прогрева двигателя, работающего на установившемся режиме, задача поддержания необходимого состава смеси сводится к определению скорости расхода воздуха и обеспечению такой скорости подачи топлива, при которой $\alpha = 1$. При изменении режима или условий работы двигателя необходимо изменять также и состав смеси. Эти задачи решаются системами топливоподачи.

Как уже говорилось выше, критерии оценки работы бензинового ДВС могут быть различны. До 70-х годов при конструировании ДВС учитывались, в основном, требования максимальной мощности двигателя. После нефтяного кризиса 70-80-х годов, напротив, главным критерием стало получение максимальной экономичности. В настоящее время главным условием при разработке ДВС является соблюдение все более уже

сточающихся норм по токсичности отработавших газов при обеспечении достаточно высокой экономичности и высоких мощностных характеристик.

До середины 70-х годов на двигателях автомобилей господствовали карбюраторные системы подачи топлива. В настоящее время системы впрыскивания топлива на бензиновых двигателях в США, Японии и странах Европы практически вытеснили карбюраторные системы (новые и разрабатываемые модели автомобилей). Произошло это главным образом по причине последовательного ужесточения требований к токсичности отработавших газов. Современные требования по токсичности отработавших газов уже невозможно удовлетворить при использовании карбюраторов, даже с электронным управлением. Кроме этого, системы впрыска обладают рядом дополнительных преимуществ перед карбюраторами, улучшающим общие потребительские и ездовые качества автомобиля.

Почти все существующие системы впрыска можно условно разделить на группы: по месту впрыскивания - системы центрального и распределенного (многоточечного) впрыска, по принципу действия - дискретного и непрерывного действия. Все системы центрального и большая часть систем распределенного впрыска являются электронными системами дискретного действия, т.е. используют электромагнитные форсунки, управляемые специальными электронными блоками. Существует также довольно многочисленное семейство систем распределенного впрыска, использующие в основе своей работы механические и гидравлические принципы. Эти системы являются системами непрерывного действия, они разработаны и серийно выпускаются исключительно фирмой BOSCH. К ним относятся системы K-, KE-Jetronic, KE-Motronic различных версий и модификаций. Необходимо также выделить группу систем распределенного впрыска непосредственно в полость цилиндра. Эти системы считаются наиболее перспективными. Их серийный выпуск с 1996 г. начал фирмой MITSUBISHI; работы над такими системами ведут многие производители. Рассмотренная классификация систем впрыска отражена на рис. 3.46.

Ниже рассматриваются основные принципы построения и работы карбюраторов с электронным управлением, электронных систем многоточечного и центрального впрыска, а также механических и электромеханических систем непрерывного действия.

3.2.1. Карбюраторы с электронным управлением

На протяжении нескольких десятилетий различные конструкции карбюраторов занимали монопольное положение в системах дозирования топлива. Введение во многих странах законов, ограничивающих токсичность отработавших газов и их постоянное ужесточение заставило конструкторов, наряду с внедрением систем впрыска, искать пути совершенствования карбюраторов. Это объясняется тем обстоятельством, что цена последних гораздо ниже, и там, где это целесообразно (например, на дешевых малолитражных моделях) применение карбюраторов было вполне оправдано.

Появление трехкомпонентных каталитических нейтрализаторов (см. раздел 1.5.), требующих для эффективной работы точного поддержания стехиометрического состава смеси (т.е. смеси с $\alpha=1$), привело к появлению карбюраторов с электронным управлением.

Фрагмент главной дозирующей системы одного из электронных карбюраторов представлен на рис. 3.47. Главным компонентом таких карбюраторов является соленоид 1, приводящий в действие дозирующую иглу 4, перемещающуюся между двумя упорами 2 и 10. Перемещение иглы происходит при подаче на соленоид управляющего напряжения импульсной формы (рис. 3.48). Частота импульсов неизменна и обычно лежит в пределах 10÷100 Гц. В нижнем положении запорная игла практически полностью перекрывает отверстие топливного жиклера 6 главной дозирующей системы, а в верхнем положе-



Рис. 3.46. Классификация систем впрыска

нии - полностью открывает его. Если скважность (отношение времени действия сигнала к времени периода повторения) управляющих импульсов составляет 50% (рис. 3.47, а), то игла занимает среднее положение между упорами. Упор 10 называется упором "богатого" состава смеси, упор 2 - "бедного" состава.

При поступлении от блока управления импульсов со скважностью более 50% (рис. 3.48, б) среднее значение тока соленоида увеличивается, что приводит к опусканию иглы и обеднению смеси.

Если скважность управляющих импульсов менее 50% (рис. 3.48, в), имеет место обогащение смеси. Электронный блок изменяет скважность управляющих импульсов в соответствии с сигналом специального кислородного датчика, установленного в выпускном тракте до катализатора и поддерживает состав смеси близким к стехиометрическому. Подробнее о принципе регулирования состава смеси с использованием кислородного датчика можно прочесть в разделе 3.2.5.

Для регулирования состава смеси на режиме холостого хода может использоваться второй дозирующий соленоид, либо эти функции выполняет основной соленоид, приводящий еще одну запорную иглу. Существуют также карбюраторы с электронным управлением, в которых регулирование состава смеси осуществляется изменением сечения воздушных жиклеров. Принцип регулирования здесь такой же - посредством

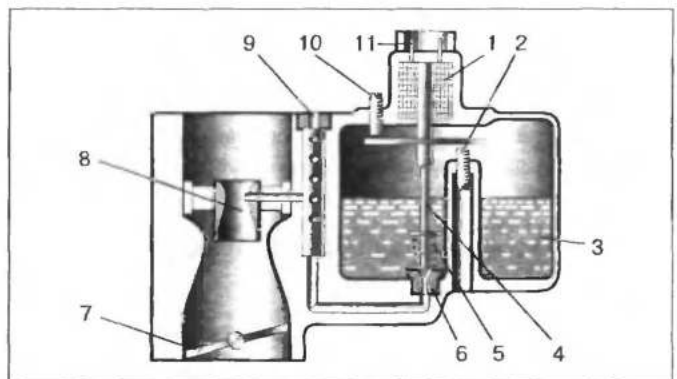


Рис. 3.47. Фрагмент главной дозирующей системы карбюратора с электронным управлением:

1 — соленоид; 2 — упор бедного состава смеси; 3 — поплавковая камера; 4 — дозирующая игла; 5 — пружина; 6 — топливный жиклер; 7 — дроссельная заслонка; 8 — малый диффузор; 9 — воздушный жиклер; 10 — упор богатого состава смеси; 11 — контакты разъема

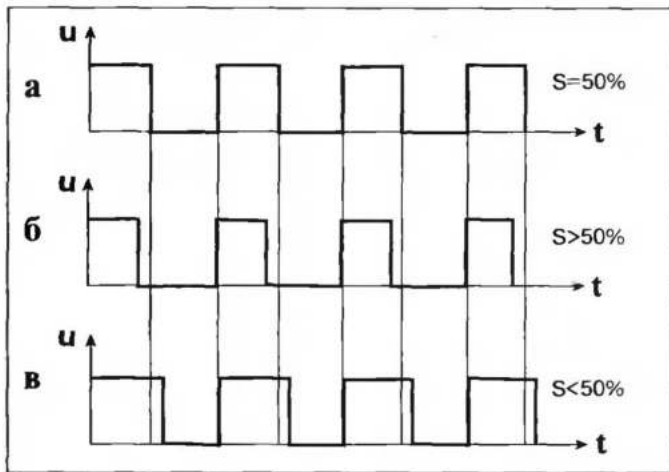


Рис. 3.48. Импульсы управляющего напряжения (измерение производится на управляющем выводе блока управления относительно "массы")

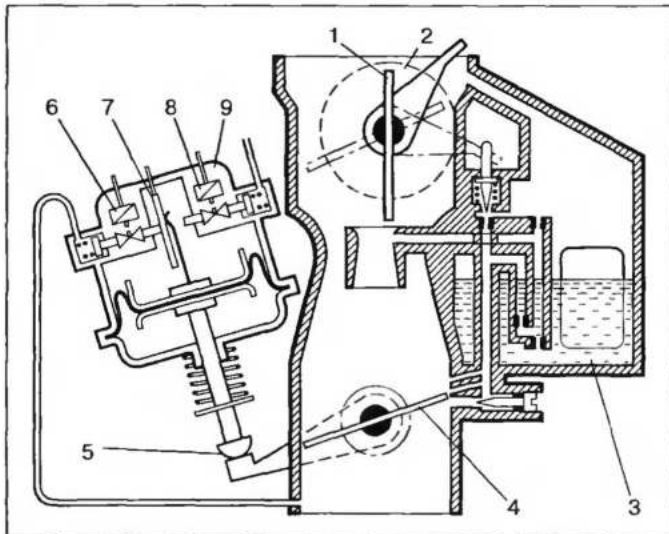


Рис. 3.49. Схема карбюратора "Экотроник":
1 — воздушная заслонка; 2 — электропривод воздушной заслонки; 3 — поплавковая камера; 4 — дроссельная заслонка; 5 — концевой датчик холостого хода; 6 — вакуумный соленоид; 7 — датчик положения штока пневмопривода; 8 — вентиляционный соленоид; 9 — пневмопривод дроссельной заслонки

изменения скважности управляющих импульсов.

Ещё один принцип коррекции состава смеси реализован в карбюраторе "Экотроник" (фирма PIERBURG). Здесь для этой цели используется воздушная заслонка, приводимая специальным актуатором. Открытие заслонки приводит к обеднению смеси, прикрытие - к обогащению. Кроме этого, карбюратор "Экотроник" содержит подсистему автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала, для чего используется специальный пневмопривод дроссельной заслонки. Управление актуаторами воздушной и дроссельной заслонок осуществляет специальный электронный блок. Схема карбюратора представлена на рис. 3.49.

3.2.2. Электронные системы распределенного впрыска

Общие принципы построения электронных систем распределенного впрыска можно рассмотреть на примере, приведенном на рис. 3.50.

Топливо из бака 1 засасывается электрическим бензонасосом 2 и под давлением поступает сначала к топливному фильтру 3, а затем к распределительной трубке (топливному коллектору или "рельсе") 9. Бензонасосы, применяемые в системах электронного впрыска, могут устанавливаться как внутри бен-

зобака (погружного типа), так и вне его. В более поздних конструкциях, как правило, применяются бензонасосы погружного типа. Назначение топливного фильтра — очистка топлива от различных загрязнений и механических частиц размером более 10 мкм. Как правило, фильтр устанавливается сразу после бензонасоса (рядом с бензобаком), однако встречаются конструкции, в которых фильтр тонкой очистки находится перед топливной рельсой. В топливную рельсу 9 вставляются через специальные уплотнения электромагнитные форсунки 8. Число форсунок в системах распределенного впрыска равно числу цилиндров двигателя. Если двигатель V-образный, используются две топливные рельсы, соединенные между собой, либо представляющие общую конструкцию U-образной формы.

Нижние (выходные) части форсунок, также через уплотняющие кольца, вставлены в специальные гнезда в теле впускного тракта таким образом, что сопла форсунок располагаются в зоне над впускными клапанами. Топливная рельса кроме функции механического крепления форсунок выполняет роль демфера-ресивера, уменьшая колебания давления топлива в зоне расположения форсунок, возникающих вследствие импульсного характера их открытия и закрытия.

Рабочее давление топлива в таких системах имеет значение 0,2-0,4 МПа в зависимости от типа и конструкции. Абсолютная величина давления топлива в рельсе (имеется в виду интегральная величина, не подверженная влиянию динамических всплесков вследствие циклической работы форсунок) изменяется в зависимости от нагрузки на двигатель. А вот разность между абсолютным давлением топлива в системе и абсолютным давлением воздуха во впускном коллекторе за дроссельной заслонкой поддерживается постоянной. Для этой цели используется специальный регулятор давления (стабилизатор перепада давления) 10, перепускающий часть поступающего топлива обратно в бензобак по трубопроводу 11. Работу регулятора поясняет диаграмма на рис. 3.52. Начиная с 1995-96 годов некоторые модели автомобилей (JEEP, TOYOTA, MERCEDES-BENZ и др.) не имеют топливопровода обратного слива, регулятор давления устанавливается непосредственно в бензобаке и является частью моноблока топливного насоса. Такие изменения в конструкции обусловлены все более ужесточающимися требованиями по ограничению выбросов в атмосферу паров топлива.

Впрыск топлива осуществляется при подаче на клеммы форсунок импульсов управляющего напряжения. Распыливание задается специальной конструкцией сопла форсунки, обеспечивающей получение факела с необходимыми для данного типа двигателя характеристиками.

Так как пропускная способность форсунки задается при изготовлении, а перепад давлений между входной и выходной частью форсунок поддерживается постоянным (см. рис. 3.52), количество топлива, поданного во впускной коллектор за один цикл определяется длительностью управляющего импульса.

Длительность управляющего импульса рассчитывается электронным блоком управления на основании сигналов, поступающих от совокупности различных датчиков. В ранних вариантах систем впрыска синтезирование управляющих импульсов необходимой длительности осуществлялось на основе аналоговой и импульсной схемотехники. В современных блоках управления эта задача решается с использованием микропроцессоров.

Рассматривая процесс расчёта длительности управляющих импульсов, необходимо и удобно выделить два основных момента:

1. Расчёт так называемой "базовой длительности" $\tau_{\text{баз}}$.

Под временем $\tau_{\text{баз}}$ понимается та составляющая длительности управляющего импульса, которая зависит только от скоростного и нагрузочного режима двигателя. Допустив небольшое приближение, можно сказать, что при работе прогретого двигателя на стационарных режимах $\tau_{\text{баз}} = \tau_{\text{упр}}$.

2. Коррекция (т.е. увеличение или уменьшение) базового времени дозирования в зависимости от режима (прогрев, ускорение и т.п.) и условий (температура охлаждающей жидкости,

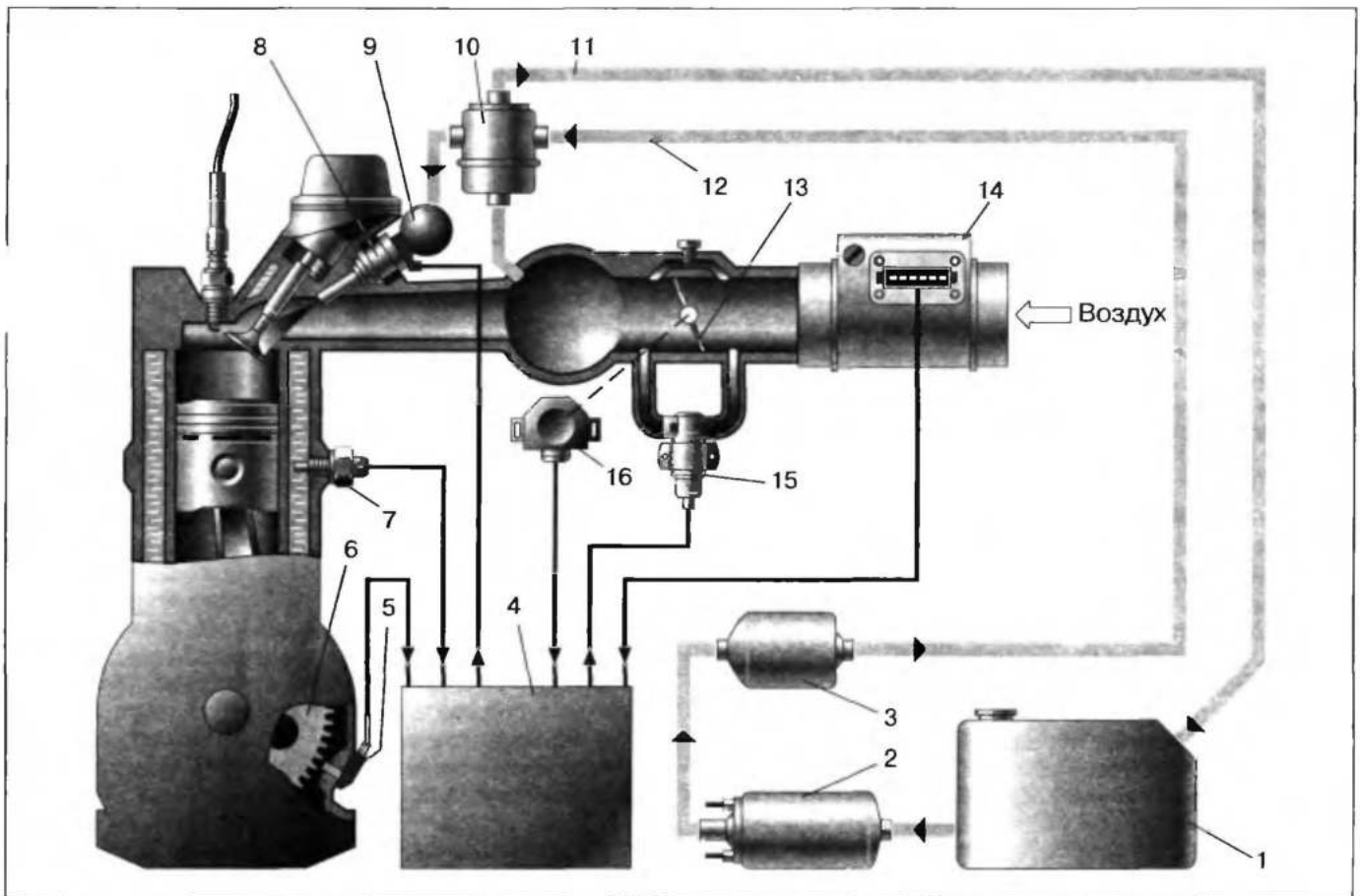


Рис. 3.50. Электронная система распределенного впрыска топлива:
 1 — топливный бак; 2 — бензонасос; 3 — топливный фильтр; 4 — блок управления; 5 — датчик частоты вращения коленчатого вала; 6 — маркерный диск; 7 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 8 — форсунка; 9 — топливная рейса; 10 — регулятор давления; 11 — топливопровод обратного слива; 12 — подающий топливопровод; 13 — дроссельная заслонка; 14 — датчик расхода воздуха; 15 — регулятор холостого хода; 16 — датчик положения дроссельной заслонки

температура всасываемого воздуха и т.п.) работы двигателя.
 Рассмотрим более подробно процедуру расчёта длительности управляющего импульса. Впрыскивание топлива каждой форсункой осуществляется один раз (реже два раза) за полный такт работы данного цилиндра, (см. рис. 3.59–3.61), т.е. имеет место цикловая подача топлива. Для определения количества топлива G_T , необходимого для одного такта работы цилиндра, рассчитывается количество воздуха Q_B , поступающего в цилиндр на такте впуска. Очевидно, что для этого необходимо измерить частоту вращения коленчатого вала и количество воздуха, поступившее в цилиндры за единицу времени, т.е. ско-

рость расхода воздуха (в дальнейшем - просто расход воздуха). Задача измерения частоты коленчатого вала не представляет затруднений и решается с помощью датчиков (5 на рис. 3.50) того или иного типа, устройство и принцип действия которых аналогичны описанным в разделах 3.1.2. и 3.1.6.
 Сложнее обстоит дело с измерением количества (т.е. массы) поступающего в цилиндры воздуха. В настоящее время используются методы как непосредственного, так и косвенного определения его расхода.
 Системы впрыска, использующие принцип непосредственного измерения расхода воздуха, обязательно имеют в своём со-

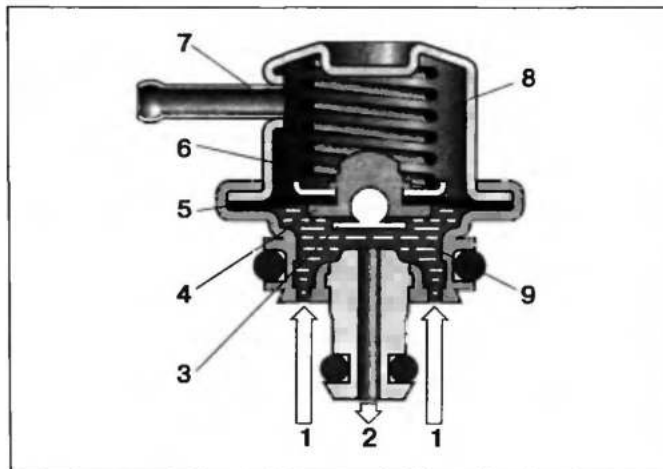


Рис. 3.51. Вариант конструкции регулятора давления:
 1 — подвод топлива (из топливной рейсы); 2 — перепуск топлива в бензобак; 3 — клапан; 4 — держатель клапана; 5 — мембрана; 6 — пружина; 7 — штуцер подвода вакуума; 8 — вакуумная камера; 9 — топливная камера;

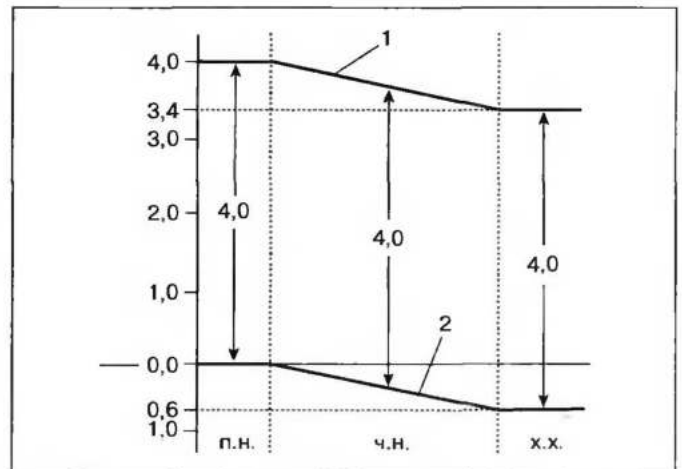


Рис. 3.52. Диаграмма работы регулятора давления:
 1 — давление в топливной рейсе kg/cm^2 ; 2 — разрежение за дроссельной заслонкой kg/cm^2 ; х.х — холостой ход; ч.н. — частичные нагрузки; п.н. — полная нагрузка

ставе специальный датчик, являющийся "сердцем" системы - датчик расхода воздуха или расходомер воздуха (14 на рис. 3.50). Существует достаточно большое число типов таких датчиков, однако наиболее широкое распространение получили три типа: флюгерный (или лопастной) датчик, проволочный (HLM) и пленочный (НFM) термоанемометрические датчики. Устройство и работа этих датчиков подробно описаны в разделе 3.2.7.

Широкое распространение получили также системы, в которых количество поступившего в цилиндры воздуха не измеряется, а рассчитывается на основании измерения других параметров работы двигателя. Подавляющее большинство таких систем в качестве главного командного параметра использует величину абсолютного давления во впускном коллекторе за дроссельной заслонкой. При увеличении нагрузки на двигатель давление за дроссельной заслонкой также увеличивается; зная частоту вращения коленчатого вала и величину давления можно определить и скорость расхода воздуха.

Необходимо отметить, что в этом случае для уменьшения погрешности расчета массового расхода воздуха нужно учитывать и его температуру во впускном коллекторе. Эта информация поступает в блок управления от датчика температуры воздуха, устанавливаемого, как правило, непосредственно в ресивере впускного коллектора. Общая схема такой системы приведена на рис. 3.53.

Наконец, существует еще один, самый простой и наименее точный метод оценки расхода воздуха - по величине угла открытия дроссельной заслонки. Этот метод применяется, в основном, на спортивных двигателях, рассчитанных на работу с максимальным наполнением на высоких оборотах и имеющих короткие ин-

дивидуальные для каждого цилиндра впускные трубопроводы. Применение датчиков расхода воздуха и датчиков абсолютного давления на таких двигателях затруднено или невозможно.

В обычных легковых автомобилях этот метод используется в недорогих системах центрального впрыска типа Mono-Jetronic. Более подробно эти системы описаны в разделе 3.2.4.

Процедуры расчета времени $t_{баз}$ для систем впрыска, использующих различные принципы измерения или расчета расхода воздуха, в достаточной степени различаются, однако, если допустить некоторые упрощения, можно свести их к следующему.

На этапе разработки и доводки двигателя определяется так называемая "базовая поверхность", т.е. значения длительности управляющего импульса в множестве дискретных точек. Каждая точка характеризуется каким-либо значением частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель (т.е. расхода воздуха), см. рис. 3.54. Вся эта информация в виде матрицы заносится в ПЗУ блока управления.

При работе двигателя блок управления получает от соответствующих датчиков информацию о частоте вращения коленчатого вала (N) и нагрузке на двигатель (Q) и "находит" в ПЗУ соответствующее значение времени $t_{баз}$. При отличии одной или обеих входных переменных (т.е. Q и N) от дискретных значений, записанных в ПЗУ, блок управления производит интерполяцию. После определения $t_{баз}$ производится коррекция этой величины, если это необходимо по условиям работы двигателя.

Как уже говорилось выше, условия работы двигателя могут быть самыми различными. Поэтому для приготовления смеси необходимого состава длительность управляющего импульса необходимо уменьшать или увеличивать. Рассмотрим не-

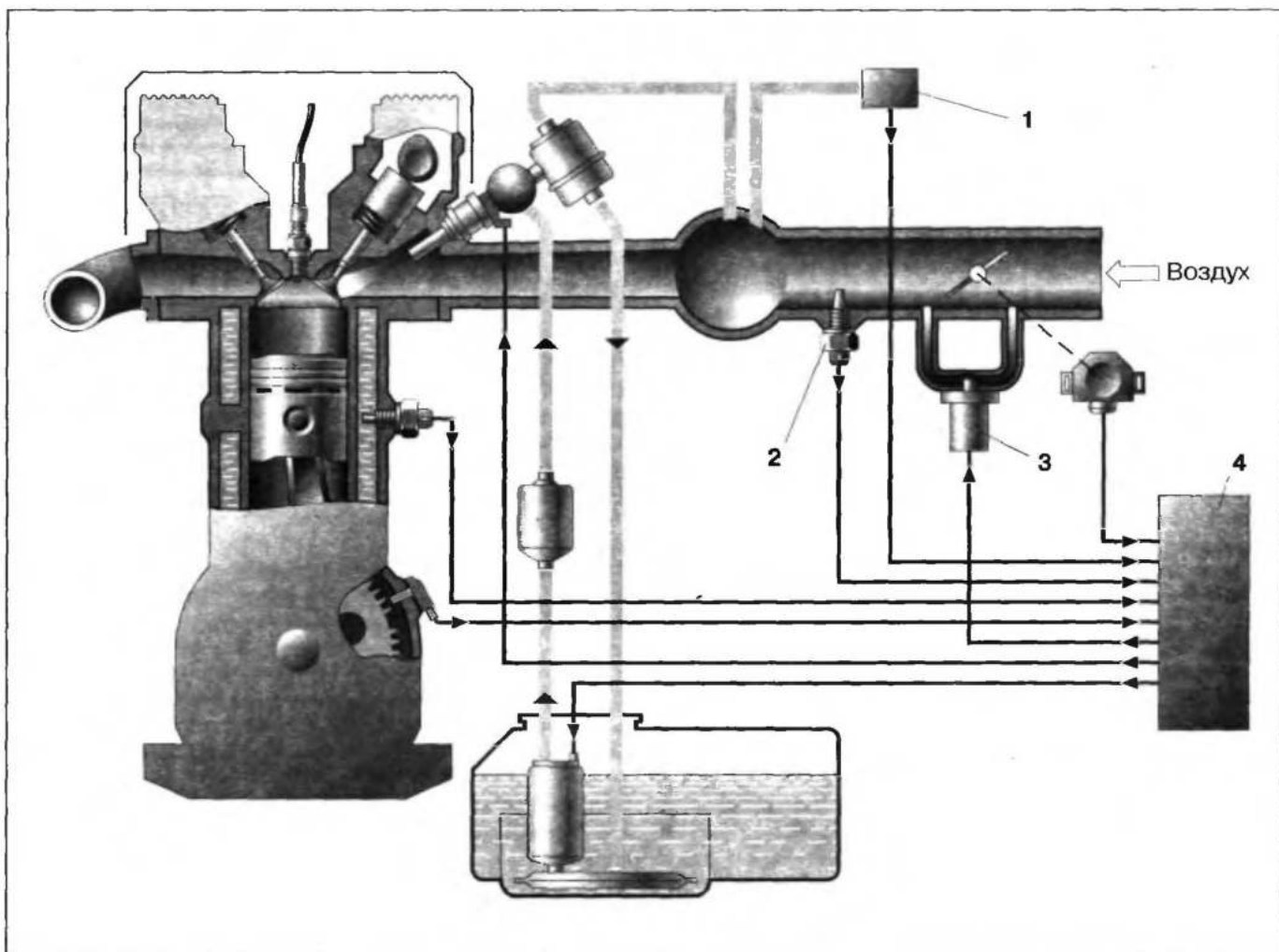


Рис. 3.53. Система распределенного впрыска топлива с MAP-сенсором в качестве измерителя нагрузки:

1 — датчик абсолютного давления во впускном коллекторе (MAP-сенсор); 2 — датчик температуры воздуха; 3 — регулятор холостого хода; 4 — блок управления (остальные элементы см. на рис. 3.50)

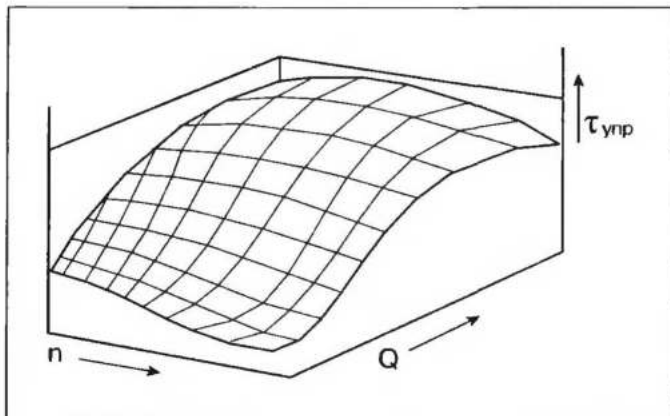


Рис. 3.54. Базовая матрица топливodosирования:
 $\tau_{упр}$ — длительность управляющих импульсов; Q — нагрузка на двигатель;
 n — частота вращения коленчатого вала

сколько основных режимов и условий работы двигателя:

1. Пуск холодного двигателя.

В большинстве блоков управления расчет длительности управляющих импульсов $\tau_{упр}$ на этом режиме осуществляется по отдельной ветви программы. В этом случае $\tau_{упр}$ зависит только от величины сопротивления датчиков температуры охлаждающей жидкости и всасываемого воздуха (подробнее см. раздел 3.1.6.2.) — с понижением температуры значение $\tau_{упр}$ увеличивается, а также от числа оборотов, сделанных коленчатым валом после начала прокрутки стартером. Пусковой режим считается завершенным при достижении значения частоты вращения $300 \div 500 \text{ мин}^{-1}$.

На автомобилях 70-80-х годов, имевших несовершенные форсунки и блоки управления, для дополнительного обогащения смеси при пуске холодного двигателя использовались пусковые форсунки. Работа такой форсунки в большинстве случаев не связана с блоком управления. Форсунка активируется подачей напряжения через специальный термовременный выключатель или реле. Один из вариантов включения пусковой форсунки приведен на рис. 3.55, а устройство термовыключателя — на рис. 3.56. В более совершенных системах (например, LH2.4 фирмы BOSCH, устанавливаемых на автомобилях VOLVO 240/740/940) пусковая форсунка включается выходным каскадом блока управления. Фрагмент схемы включения форсунки в таких системах представлен на рис. 3.57. На автомобилях, выпускаемых в настоящее время, пусковая форсунка устанавливается крайне редко.

2. Прогрев после пуска.

Как только частота вращения коленчатого вала превысит заданный в памяти порог ($400 \div 600 \text{ мин}^{-1}$), начинается работа процессора по основной ветви программы. В этом случае величина $\tau_{упр}$ для данного режима корректируется путем умножения $\tau_{баз}$ на коэффициенты $K_{т.охл.ж.}$ и $K_{т.возд.}$, которые в виде таблиц также хранятся в ПЗУ блока управления. Примерный вид зависимостей этих коэффициентов от температуры приведен на рис. 3.58. Кроме того, блок управления учитывает также и время, прошедшее после пуска.

3. Движение с постоянной скоростью при полностью прогретом двигателе (частичные нагрузки).

В этом случае величина $\tau_{упр}$ практически совпадает с $\tau_{баз}$, т.е. определяется, в основном, частотой вращения коленчатого вала и нагрузкой на двигатель.

4. Движение с полностью открытой дроссельной заслонкой (полная нагрузка).

Это так называемый "мощный режим". Значение α на этом режиме — примерно $0,85 \div 0,88$, т.е. смесь обогащается. Информацию о необходимости перехода на мощный состав смеси блок управления получает от датчика положения дроссельной заслонки.

5. Ускорение.

На этом режиме также происходит кратковременное

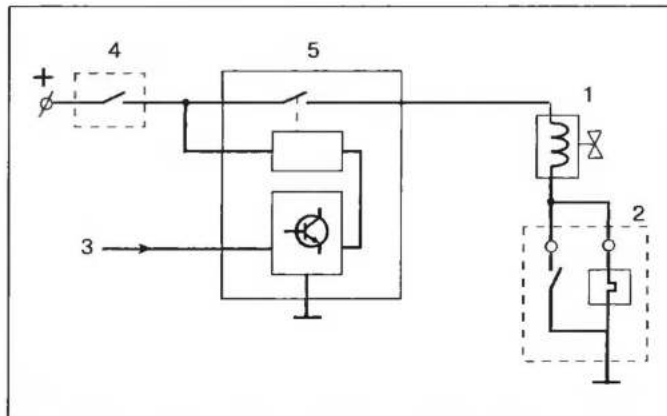


Рис. 3.55. Один из вариантов включения пусковой форсунки:
 1 — пусковая форсунка; 2 — термовременный выключатель; 3 — от коммутатора системы зажигания; 4 — замок зажигания; 5 — реле бензонасоса

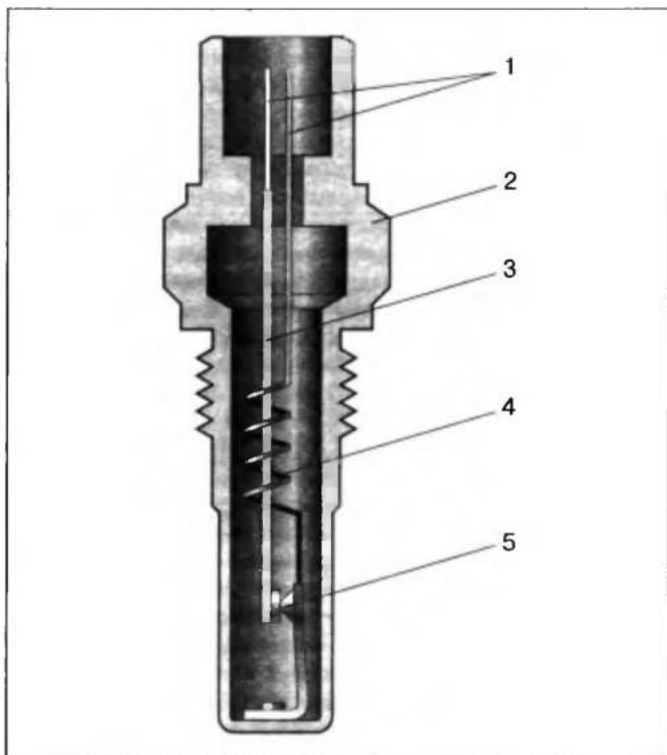


Рис. 3.56. Конструкция термовременного выключателя:
 1 — контактные выводы; 2 — корпус; 3 — биметаллическая пружина;
 4 — спираль нагревателя; 5 — контакт выключателя

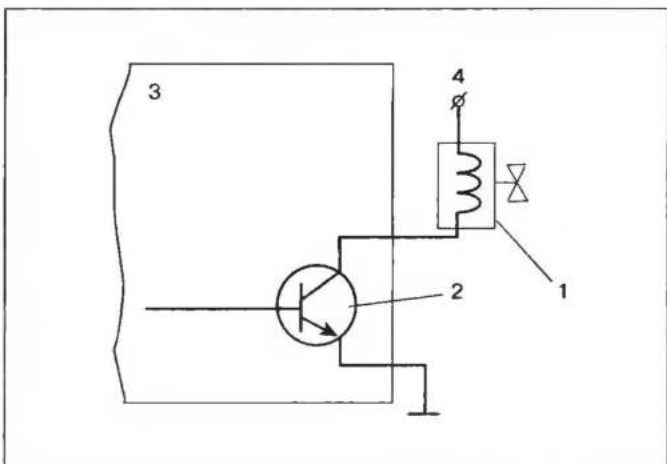


Рис. 3.57. Схема включения пусковой форсунки на современных автомобилях:
 1 — пусковая форсунка; 2 — транзисторный ключ; 3 — блок управления;
 4 — "+12-14 В" от выключателя зажигания или реле впрыска

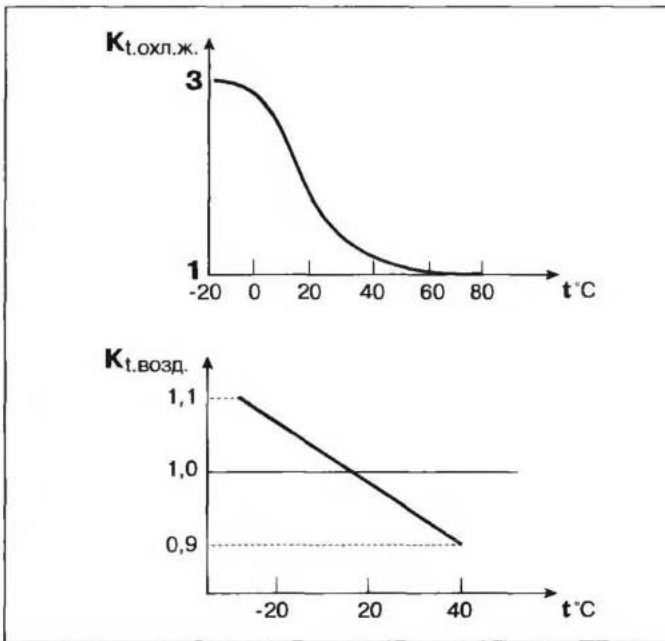


Рис. 3.58. Примерный вид зависимостей коэффициентов коррекции $K_{t.охл.ж.}$ и $K_{t.возд.}$ от температуры

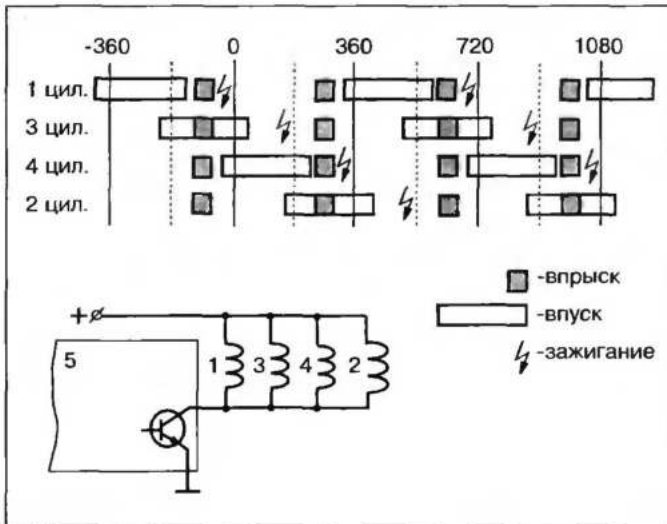


Рис. 3.59. Диаграмма работы и схема включения форсунок при одновременном впрыске: 1, 2, 3, 4 — форсунки; 5 — блок управления

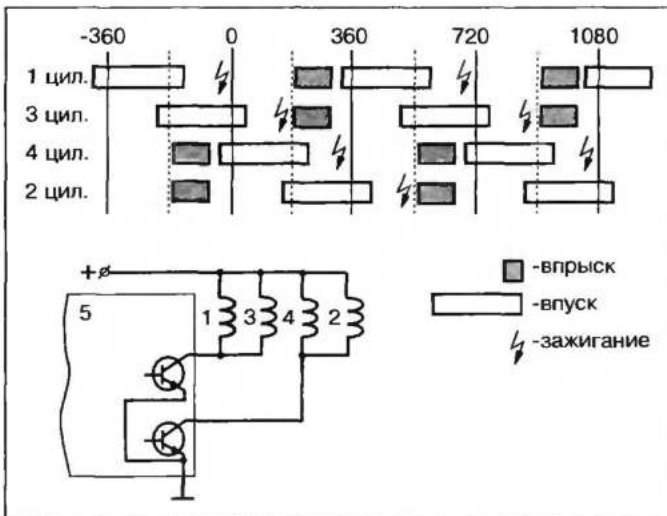


Рис. 3.60. Диаграмма работы и схема включения форсунок при групповом впрыске: 1, 2, 3, 4 — форсунки; 5 — блок управления

увеличение $\tau_{упр}$ в зависимости от скорости и степени открытия дроссельной заслонки. Учитывается также и температура охлаждающей жидкости (чем ниже температура, тем больше степень обогащения).

6. Торможение двигателем.

В этом случае работа блока управления осуществляется по специальной ветви программы. Длительность импульсов $\tau_{упр}$ становится равной нулю, т.е. форсунки отключаются при выполнении следующих условий: 1. Дроссельная заслонка закрыта; 2. Частота вращения коленчатого вала более $1200 \div 1300 \text{ мин}^{-1}$ (в зависимости от типа двигателя). При падении оборотов до значения $1000 \div 1200 \text{ мин}^{-1}$ подача топлива форсунками вновь возобновляется.

Рассмотрим теперь, каким образом происходит синхронизация работы форсунок.

В электронных системах распределенного впрыска используются три метода управления форсунками - одновременный, групповой и синфазный (последовательный). При одновременной схеме впрыска (см. рис. 3.59) все форсунки (обычно эта схема применяется для четырехцилиндровых двигателей) соединяются параллельно и управляются от одного выходного ключа.

Для выравнивания качества смесеобразования по цилиндрам впрыск топлива каждой форсункой осуществляется один раз за один оборот коленчатого вала четырехтактного двигателя.

При групповом методе форсунки объединяются в N групп по p форсунок в каждой группе. В пределах одной группы форсунки также соединены параллельно, каждая группа форсунок управляется от соответствующего вывода блока управления. В этом случае при поступлении на группу форсунок управляющего импульса от блока управления впрыск топлива осуществляется одновременно всеми форсунками данной группы (см. рис. 3.60). Использование одновременного и группового методов получило самое широкое распространение, поскольку при впрыскивании топлива в зону над впускным клапаном момент впрыска не оказывает решающего воздействия на мощностные характеристики двигателя. Синхронизация импульсов управления форсунками при одновременном и групповом впрыске, как правило, осуществляется по импульсам управления коммутатором системы зажигания.

Более прогрессивным прежде всего с точки зрения уменьшения токсичности и всё чаще применяемым в последние годы является метод последовательного или фазированного впрыска (Sequential Fuel Injection или SFI). В этом случае (рис. 3.61) момент подачи управляющего импульса на форсунку каждого цилиндра увязывается с моментом открытия

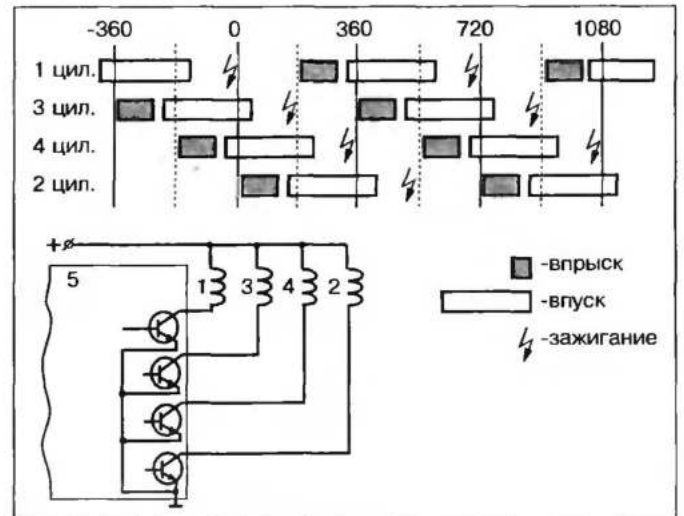


Рис. 3.61. Диаграмма работы и схема включения форсунок при фазированном впрыске: 1, 2, 3, 4 — форсунки; 5 — блок управления

впускного клапана в этом цилиндре и даже может изменяться в зависимости от режима работы двигателя. Такая схема сложней и дороже, требует более совершенного блока управления, однако обеспечивает лучшие характеристики работы двигателя, особенно на неустановившихся режимах. При пуске холодного двигателя, а также в случае перехода системы в резервный режим работы ("limp home") управление форсунками в системах SFI, как правило, осуществляется по одновременному принципу.

3.2.3. Механические и электромеханические системы распределенного впрыска

Такие системы разработаны и серийно выпускаются исключительно фирмой BOSCH. Они устанавливались на автомобилях MERCEDES-BENZ, BMW, AUDI, VOLKSWAGEN, VOLVO, ROLLS-ROYCE и др. в 70- и 80-е годы.

Базовым вариантом является система K-Jetronic. Конструкция системы приведена на рис. 3.62. Основной системой является дозатор-распределитель топлива, выполняющий функции измерения расхода воздуха, дозирования топлива и его распределения по индивидуальным форсункам.

Так же, как и в электронных системах, топливо из бензобака 1 засасывается бензонасосом 7 и под давлением подается к дозатору-распределителю по топливопроводу 3. Для очистки топлива используется фильтр тонкой очистки 4. Кроме этого, в подающую магистраль включен специальный аккумулятор 6, обеспечивающий сохранение необходимого давления в системе после остановки двигателя, что необходимо для стабильного пуска горячего двигателя. Давление в системе (обычно 0,55÷0,65 МПа) поддерживается регулятором дав-

ления 21, перепускающим излишки топлива обратно в бак по топливопроводу 22.

В отличие от систем дискретного действия системы K- и KE-Jetronic не обладают возможностью цикловой подачи — распыливание топлива форсунками осуществляется непрерывно, как только давление в системе превысит величину давления открытия форсунок, т.е. 0,30÷0,45 МПа. Однако и в этих системах весь процесс дозирования топлива целесообразно разделить на две составляющие — базовое дозирование и его коррекция в зависимости от режима и условий работы двигателя.

Базовое дозирование топлива (стационарные режимы на прогревом двигателя) осуществляется следующим образом. Воздух, засасываемый цилиндрами двигателя, пройдя через воздушный фильтр, отклоняет напорный диск расходомера 15, жестко сидящий на подвижном рычаге 5. Рычаг, установленный на оси 2, в свою очередь воздействует на плунжер 16, перемещающийся внутри специального цилиндра с радиально расположенными дозирующими отверстиями 19, выполненными в виде щелей.

Существует две разновидности расходомеров — с нисходящим и восходящим потоком воздуха (см. рис. 3.63). При использовании обоих типов расходомеров увеличение потока воздуха (увеличение нагрузки) вызывает перемещение плунжера вверх, а следовательно и увеличение сечений дозирующих отверстий. Число дозирующих отверстий равно числу цилиндров двигателя. Топливо, подаваемое к дозатору-распределителю, пройдя через дозирующие отверстия и специальные дифференциальные клапаны 13 (о их назначении см. ниже) по трубопроводам 14 направляется к форсункам 15, расположенным, как и в электронных системах, в специальных гнездах в теле впускного коллектора, над впускными

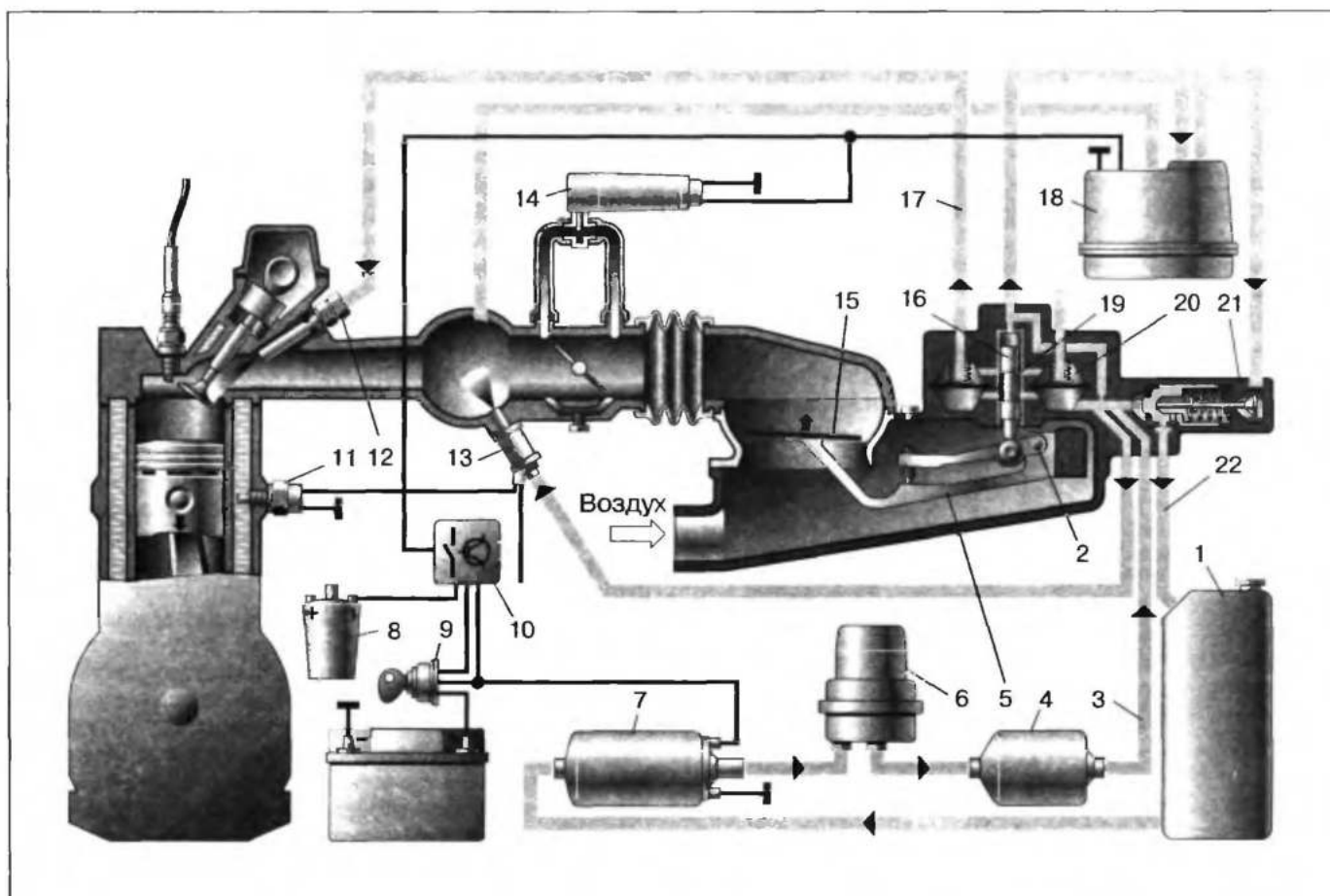


Рис. 3.62. Система впрыска непрерывного действия K-Jetronic:

1 — топливный бак; 2 — ось рычага; 3 — топливопровод; 4 — топливный фильтр; 5 — рычаг; 6 — аккумулятор топлива; 7 — бензонасос; 8 — катушка зажигания; 9 — выключатель зажигания; 10 — главное реле; 11 — термовременной выключатель; 12 — механическая форсунка; 13 — пусковая форсунка; 14 — регулятор добавочного воздуха; 15 — напорный диск; 16 — дозирующий плунжер; 17 — топливопровод форсунки; 18 — регулятор управляющего давления; 19 — дозирующее отверстие; 20 — дифференциальный клапан; 21 — регулятор давления; 22 — топливопровод обратного слива

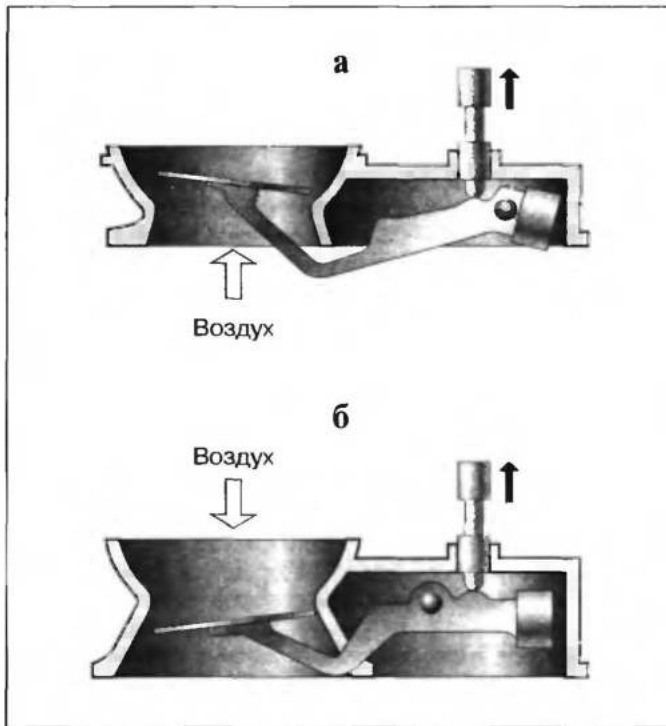


Рис. 3.63. Устройство расходомеров с восходящим (а) и нисходящим (б) потоком воздуха

клапанами. Таким образом, увеличение расхода воздуха, проходящего через горловину расходомера, вызывает увеличение потока топлива, направляемого к форсункам.

Благодаря конструктивным решениям в системе в широком диапазоне от малых до умеренных нагрузок обеспечивается практически линейная зависимость между расходом воздуха и количеством топлива, впрыскиваемым форсунками, что позволяет поддерживать состав смеси примерно постоянным. Для осуществления такой линейной зависимости необходимо устранить одно препятствие. Дело в том, что при изменении сечений дозирующих отверстий меняется также и перепад давления между внутренней и внешней кромками дозирующего отверстия.

Для поддержания постоянства перепада давления на дозирующих отверстиях, т.е. между точками А и Б (рис. 3.64) служат

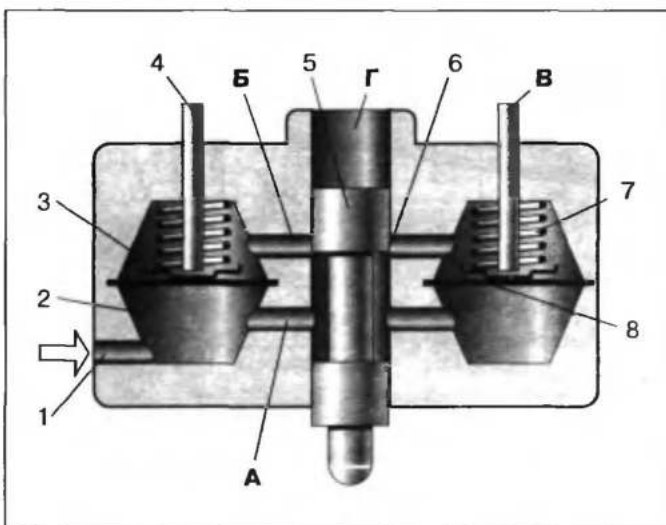


Рис. 3.64. Конструкция дифференциальных клапанов: 1 — подвод топлива; 2 — нижняя камера; 3 — верхняя камера; 4 — канал подачи топлива к форсунке; 5 — дозирующий плунжер; 6 — рабочая кромка дозирующего плунжера; 7 — пружина; 8 — диафрагма; А — системное давление; Б — давление в верхней камере; В — давление на форсунке; Г — управляющее давление

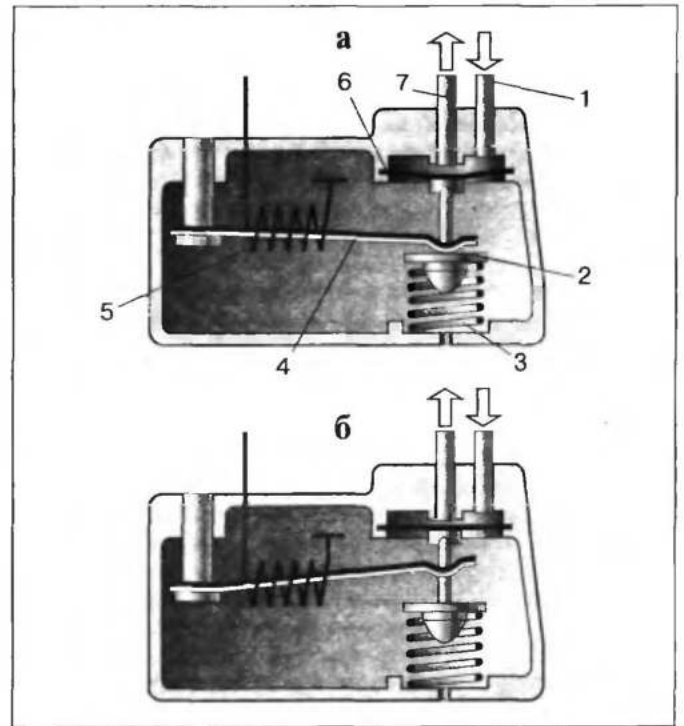


Рис. 3.65. Конструкция и работа регулятора управляющего давления:

а — низкая температура охлаждающей жидкости; б — рабочая температура; 1 — подвод топлива от дозатора-распределителя; 2 — шток; 3 — пружина; 4 — биметаллическая пружина; 5 — нагревательная спираль; 6 — диафрагма; 7 — перепуск топлива (к регулятору давления)

дифференциальные клапаны. В этом случае количество топлива, подаваемого к форсункам, определяется только площадью дозирующих отверстий, т.е. положением плунжера. Число дифференциальных клапанов равно числу цилиндров двигателя. Каждый дифференциальный клапан состоит из нижней и верхней камеры, разделенных специальной диафрагмой. В центре верхней камеры над диафрагмой расположен канал выхода топлива к форсунке. Все нижние камеры сообщаются между собой, давление в них постоянно и определяется регулятором давления (это давление называется системным).

Верхние камеры изолированы друг от друга. В каждой верхней камере расположена пружина, ее давление на диафрагму равно примерно 0,01 МПа. При изменении положения плунжера изменяется площадь дозирующих отверстий, а, следовательно, и количество топлива, поступающее в верхние камеры. Это приводит к изменению прогиба диафрагмы и перепада давления между ее верхней кромкой (т.е. седлом клапана) и выходным каналом. Таким образом поддерживается постоянство перепада давления на кромке дозирующего отверстия. Величина этого перепада определяется воздействием пружины и также равна 0,01 МПа.

Рассмотрим, как происходит коррекция состава смеси на различных режимах работы двигателя.

Обогащение состава смеси при пуске холодного двигателя и постепенное возвращение на нормальный состав ($\alpha \approx 1$) при последующем прогреве в системе K-Jetronic осуществляется посредством изменения давления на верхнюю часть дозирующего плунжера. Эти функции возложены на регулятор прогрева или регулятор управляющего давления (противодавления).

Конструкция регулятора прогрева показана на рис. 3.65. При низкой температуре охлаждающей жидкости биметаллическая пружина 4, воздействуя на шток 2, отклоняет диафрагму 6 вниз, увеличивая таким образом перепуск топлива от верхней части дозирующего плунжера обратно в бензобак. В этом случае давление топлива над плунжером понижается, плунжер перемещается вверх, количество топлива, поступающего к форсункам, увеличивается (обогащение смеси).

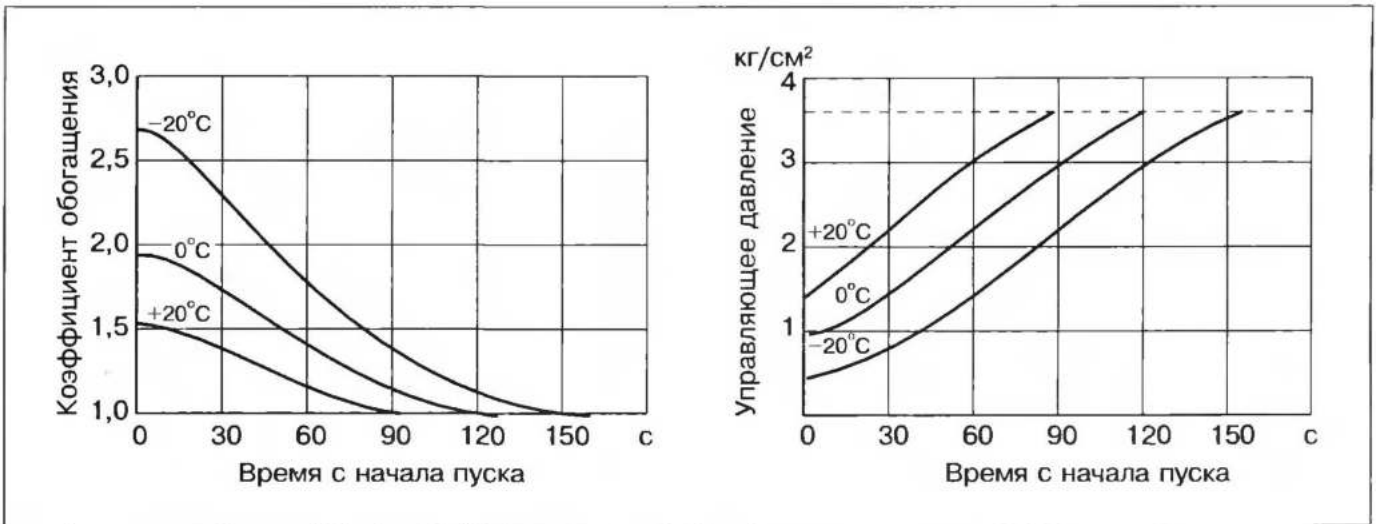


Рис. 3.66. Пример характеристик регулятора управляющего давления

Так как сразу после начала прокрутки стартером коленчатого вала двигателя на подогревающую спираль 5 подается напряжение, биметаллическая пружина 4 начинает постепенно перемещаться вверх, что приводит к уменьшению количества перепускаемого через регулятор топлива, а следовательно, к увеличению давления на верхнюю часть дозирующего плунжера, его опусканию и уменьшению площади дозирующих отверстий. Таким образом, по мере прогрева двигателя осуществляется постепенное изменение состава топливовоздушной смеси от богатого к нормальному. Этот процесс отражают характеристики регулятора прогрева (рис. 3.66).

Однако регулятор прогрева в полной мере не может обеспечить необходимый для пуска холодного двигателя состав смеси (при температуре -20°C требуемое отношение воздух/топливо может достигать значений $\approx 1:1$).

Дополнительное обогащение смеси при пуске холодного двигателя достигается впрыскиванием топлива через дополнительную пусковую форсунку (13 на рис. 3.62). Пусковая форсунка по конструкции является электромагнитной. Устанавливается она таким образом, чтобы впрыскиваемое топливо попадало в общую для всех цилиндров зону впускного коллектора. Напряжение питания к пусковой форсунке в большинстве моделей подводится через специальный термовременный выключатель 11, вворачиваемый в рубашку охлаждения головки цилиндров. Один из вариантов схемы включения пусковой форсунки представлен на рис. 3.55, а конструкция термовременного выключателя - на рис. 3.56. После пуска холодного двигателя происходит быстрый нагрев биметаллической пластины термовыключателя и отключение пусковой форсунки. При пуске прогретого двигателя пусковая форсунка не работает, так как температура корпуса термовыключателя достаточно высока и его контакты разомкнуты. Однако в некоторых конструкциях двигателей (AUDI, VOLVO) даже при горячем пуске требуется подача дополнительного количества топлива. Это осуществляется путем дискретного включения пусковой форсунки специальным импульсным реле.

Рассмотренный выше регулятор прогрева, но более совершенной конструкции, выполняет также функцию дополнительного обогащения состава смеси при полностью открытой дроссельной заслонке или при использовании турбонаддува. Как видно из рис. 3.67, внутренняя полость регулятора связана с задрессельным пространством вакуумной трубкой. Если нагрузка на двигатель невелика, давление за дроссельной заслонкой меньше атмосферного, и нижняя диафрагма регулятора занимает крайнее верхнее положение. При больших нагрузках давление в полости регулятора сравнивается или даже превышает (на двигателях с наддувом) атмосферное. Тогда диафрагма со штоком перемещается вниз, что

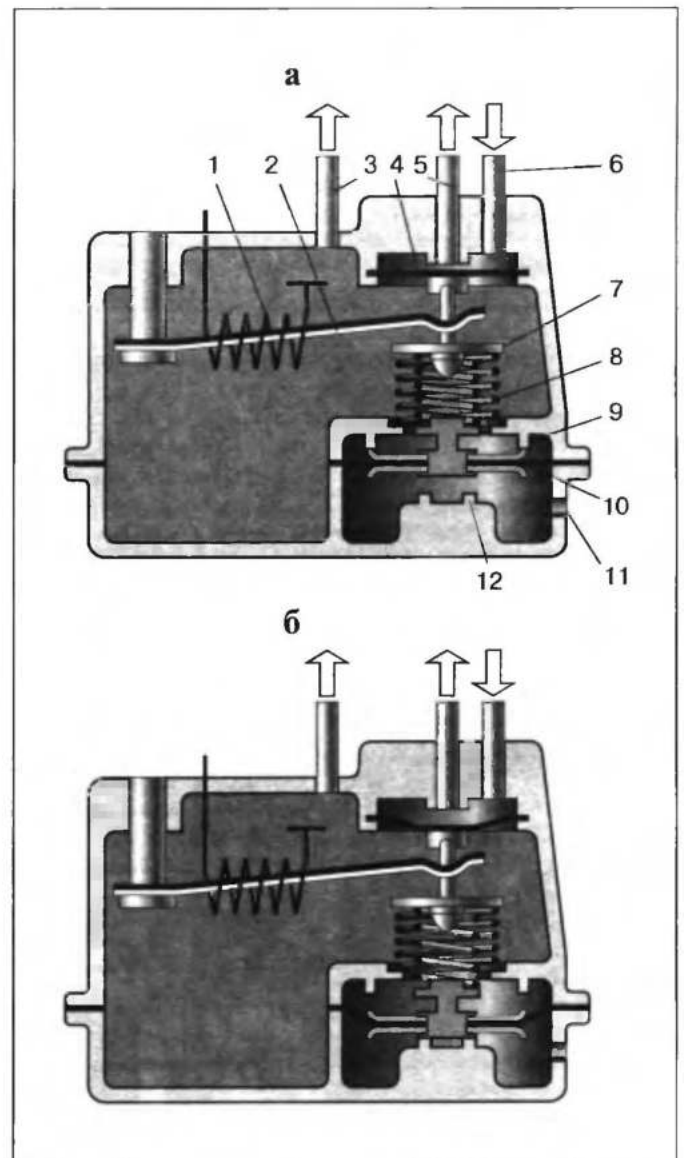


Рис. 3.67. Работа регулятора управляющего давления при малых и частичных (а) и полной (б) нагрузках:

1 — нагревательная спираль; 2 — биметаллическая пластина; 3 — подвод разрежения от задрессельного пространства; 4 — диафрагма; 5 — перепуск топлива в бак; 6 — подвод топлива; 7 — шток; 8 — пружина; 9 — верхний упор; 10 — вакуумная диафрагма; 11 — канал подвода атмосферного давления; 12 — нижний упор

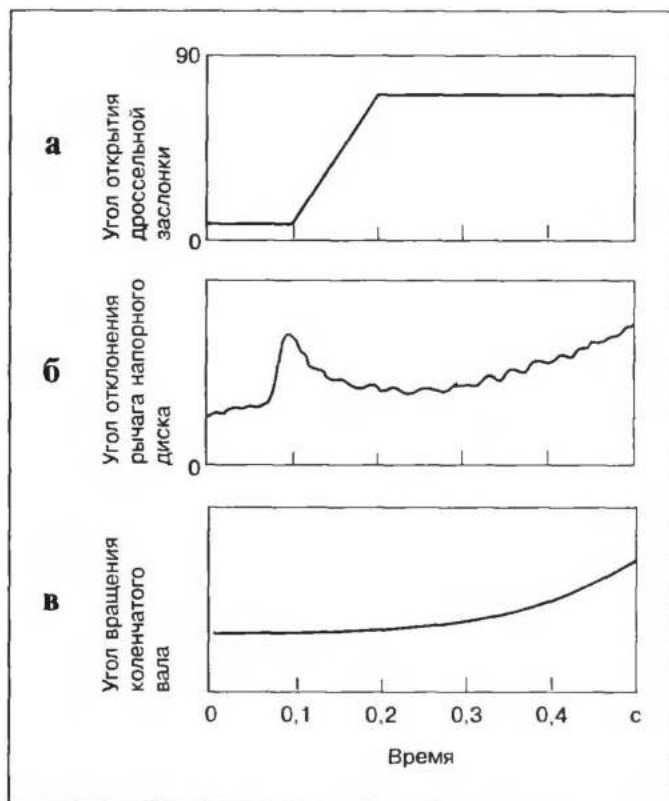


Рис. 3.68. Эффект "overswing" в системах К и К-Jetronic:
 а — резкое открытие дроссельной заслонки; б — перемещение напорного диска расходомера; в — увеличение частоты вращения коленчатого вала

приводит к увеличению перепуска топлива через каналы 5 и 6 и уменьшению давления на верхнюю часть дозирующего плунжера. Таким образом происходит приготовление смеси мощного состава.

Обогащение смеси при резких ускорениях автомобиля происходит автоматически, за счет эффекта "overswing" (т.е. перебег, перескок), смысл которого заключается в том, что при резком открытии дроссельной заслонки напорный диск расходомера за счет инерции перемещается на значительно большую величину, чем это происходит при плавном наборе скорости (рис. 3.68). Так как перемещение рычага напорного диска однозначно определяет и перемещение дозирующего плунжера, происходит впрыскивание дополнительного количества топлива, что приводит к необходимому обогащению состава смеси и достижению хороших динамических качеств автомобиля.

Система KE-Jetronic является модификацией системы K-Jetronic. Конструкция системы представлена на рис. 3.69. В своей основе она повторяет конструкцию базовой системы K-Jetronic и не отличается от нее принципом базового дозирования топлива (прогретый двигатель - установившиеся режимы, плавные ускорения).

Коррекция состава смеси на остальных режимах в корне отличается от применяемого в базовой системе K-Jetronic принципа изменения давления на верхнюю часть плунжера. В системе KE-Jetronic давление на верхнюю часть плунжера постоянно и равно системному (обычно 0,5+0,6 МПа). Коррекция состава смеси осуществляется посредством изменения перепада давления на дозирующих отверстиях за счет изменения давления в нижних камерах дозатора-распределителя. Как видно из рис. 3.70, количество топлива, поступающего в нижние камеры, оп-

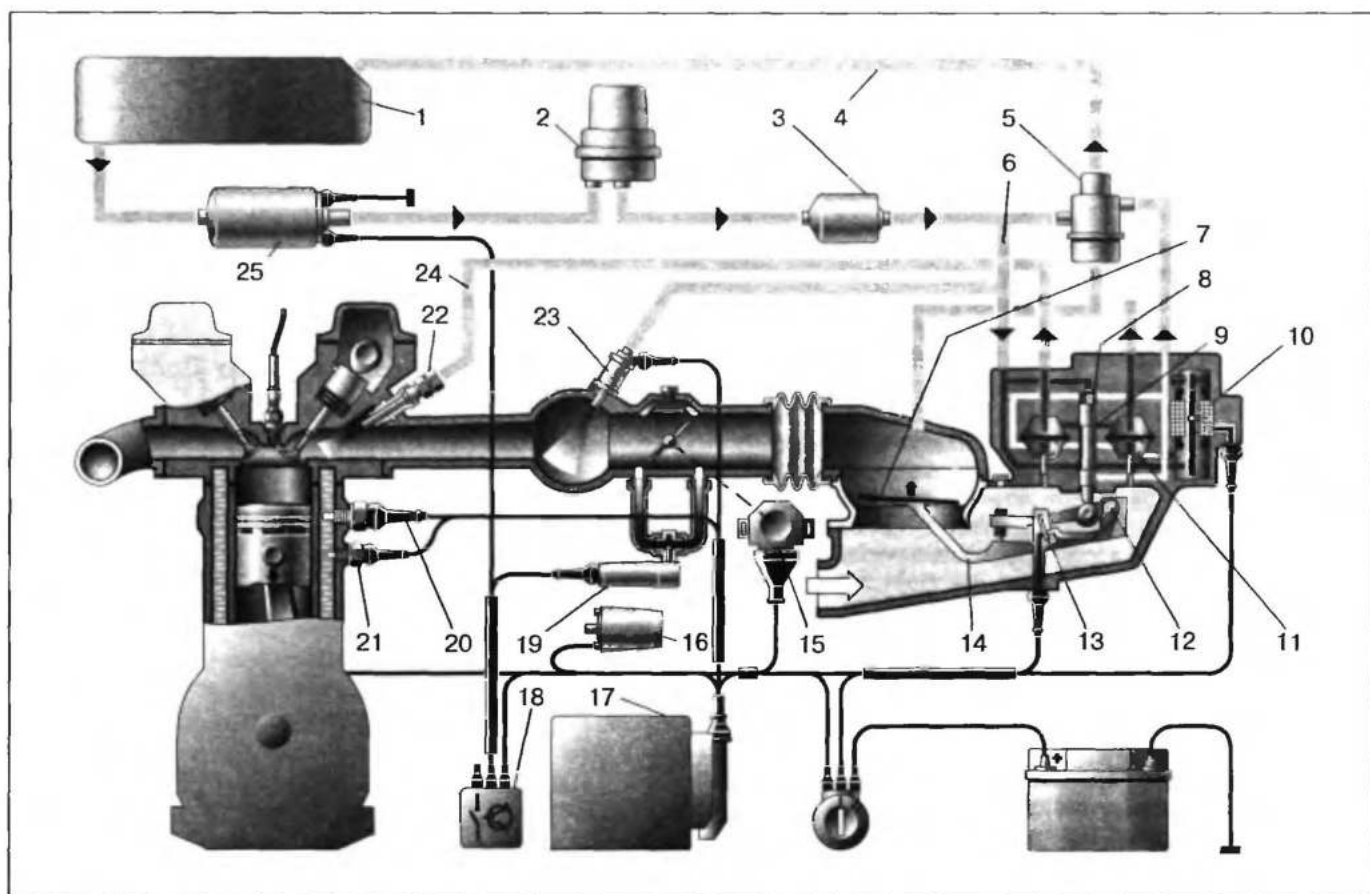


Рис. 3.69. Система впрыска KE-Jetronic:

1 — топливный бак; 2 — аккумулятор топлива; 3 — топливный фильтр; 4 — топливопровод обратного слива; 5 — регулятор давления; 6 — топливопровод; 7 — напорный диск; 8 — дозирующий плунжер; 9 — дозирующее отверстие; 10 — электрогидравлический регулятор давления; 11 — дифференциальный клапан; 12 — ось рычага; 13 — датчик положения напорного диска; 14 — рычаг; 15 — датчик положения дроссельной заслонки; 16 — катушка зажигания; 17 — блок управления; 18 — главное реле; 19 — регулятор добавочного воздуха; 20 — термовременной выключатель; 21 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 22 — механическая форсунка; 23 — пусковая форсунка; 24 — топливопровод форсунки; 25 — бензонасос

ределяется положением металлической мембраны так называемого электрогидравлического регулятора давления. Так как на работающем двигателе происходит непрерывное удаление топлива из нижних камер через калиброванное отверстие обратно в бензобак, давление в нижних камерах, а, следовательно, положение диафрагм дифференциальных клапанов и перепад давления на дозирующих отверстиях будет определяться количеством топлива, подаваемого в нижние камеры, т.е., в конечном итоге, положением мембраны.

В свою очередь, это положение зависит от величины и направления тока, протекающего по обмоткам регулятора. Величина тока задается электронным блоком управления на основании сигналов нескольких датчиков.

При пуске холодного двигателя блок управления увеличивает значение тока регулятора до $80 \div 120$ мА, что приводит к уменьшению давления в нижних камерах, а следовательно к обогащению топливной смеси. Конкретное значение тока зависит только от сопротивления датчика температуры охлаждающей жидкости 23 (рис. 3.69). Дополнительное обогащение смеси, так же как и в системе K-Jetronic, осуществляется за счет использования пусковой форсунки.

После запуска происходит быстрое уменьшение значения тока, протекающего по обмоткам регулятора, до $20 \div 30$ мА, а затем постепенное его уменьшение, адекватное времени, прошедшему после начала пуска и уменьшению сопротивления датчика температуры охлаждающей жидкости. Давление в нижних камерах возрастает, состав смеси приближается к нормальному. При достижении двигателем температуры $60 \div 80^\circ\text{C}$ значение тока становится равным нулю и электрогидравлический регулятор практически не оказывает влияния на работу системы (это утверждение не распространяется на версии системы KE-Jetronic с λ -регулированием, особенно при наличии т.н. контура адаптации).

Обогащение смеси при ускорении, так же, как и в системе K-Jetronic, осуществляется за счет эффекта "overswing" (см. выше).

Для улучшения динамических качеств автомобиля при движении на непрогретом двигателе в системе KE-Jetronic обеспечивается дополнительное обогащение смеси, зависящее от скорости открытия дроссельной заслонки, а точнее - от скорости перемещения напорного диска расходомера. Это достигается кратковременным увеличением на $5 \div 30$ мА тока через обмотки электрогидравлического регулятора. Величина тока определяется блоком управления на основании величины сопротивления датчика температуры охлаждающей жидкости и скорости изменения выходного напряжения датчика положения напорного диска расходомера. Этот датчик представляет собой потенциометр и закрепляется на оси рычага напорного диска (12 на рис. 3.70). Схема и конструкция потенциометра показана на рис. 3.71.

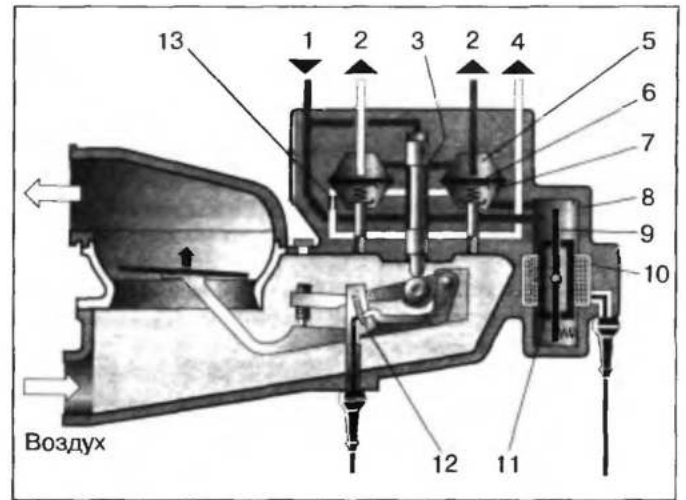


Рис. 3.70. Дозатор-распределитель системы KE-Jetronic:

1 — подвод топлива (от бензонасоса); 2 — подвод топлива к форсункам; 3 — дозирующее отверстие; 4 — слив топлива из нижних камер; 5 — верхняя камера; 6 — диафрагма дифференциального клапана; 7 — нижняя камера; 8 — электрогидравлический регулятор давления; 9 — подвижная мембрана; 10 — обмотка регулятора; 11 — магнитный сердечник регулятора; 12 — потенциометр; 13 — перепускной жиклер

Переход на мощной состав смеси при движении с полностью открытой дроссельной заслонкой также осуществляется увеличением тока регулятора, а разрешающим сигналом для блока является замыкание контактов полной нагрузки конечного датчика дроссельной заслонки (21 на рис. 3.69).

Электрогидравлический регулятор выполняет также функцию отсечки подачи топлива при торможении двигателем (режим принудительного холостого хода) и ограничении частоты вращения коленчатого вала. В обоих случаях блок управления изменяет полярность тока, подаваемого на регулятор. Диафрагма регулятора отклоняется вправо (рис. 3.70), давление топлива в нижних камерах возрастает, что приводит к закрытию дифференциальных клапанов и отсечке подачи топлива к форсункам.

3.2.4. Системы центрального впрыска

Конструкция системы центрального впрыска схематично представлена на рис. 3.72. Система подачи топлива из бака здесь аналогична применяемой на системах распределенного впрыска. Топливо из бака 1 засасывается насосом 2 погружного или выносного типа и под давлением подается к фильтру тонкой очистки 3, а затем к т.н. моноблоку дроссельной заслонки 9, где расположена электромагнитная форсунка

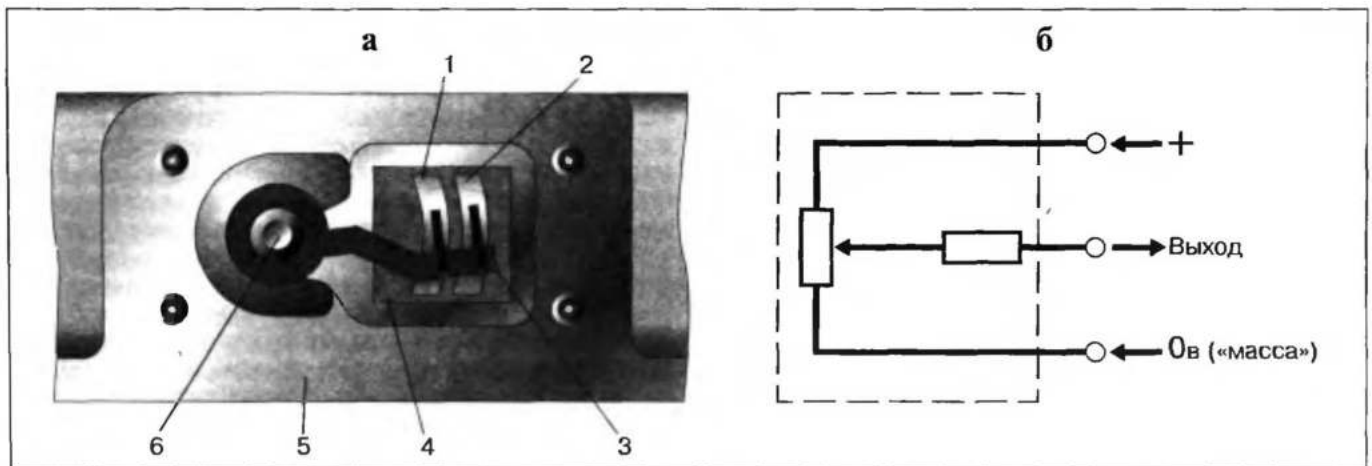


Рис. 3.71. Конструкция (а) и электрическая схема (б) датчика положения напорного диска:

1, 2 — скользящие контакты (щетки); 3 — рычаг; 4 — корпус потенциометра; 5 — корпус дозатора-распределителя; 6 — ось рычага напорного диска

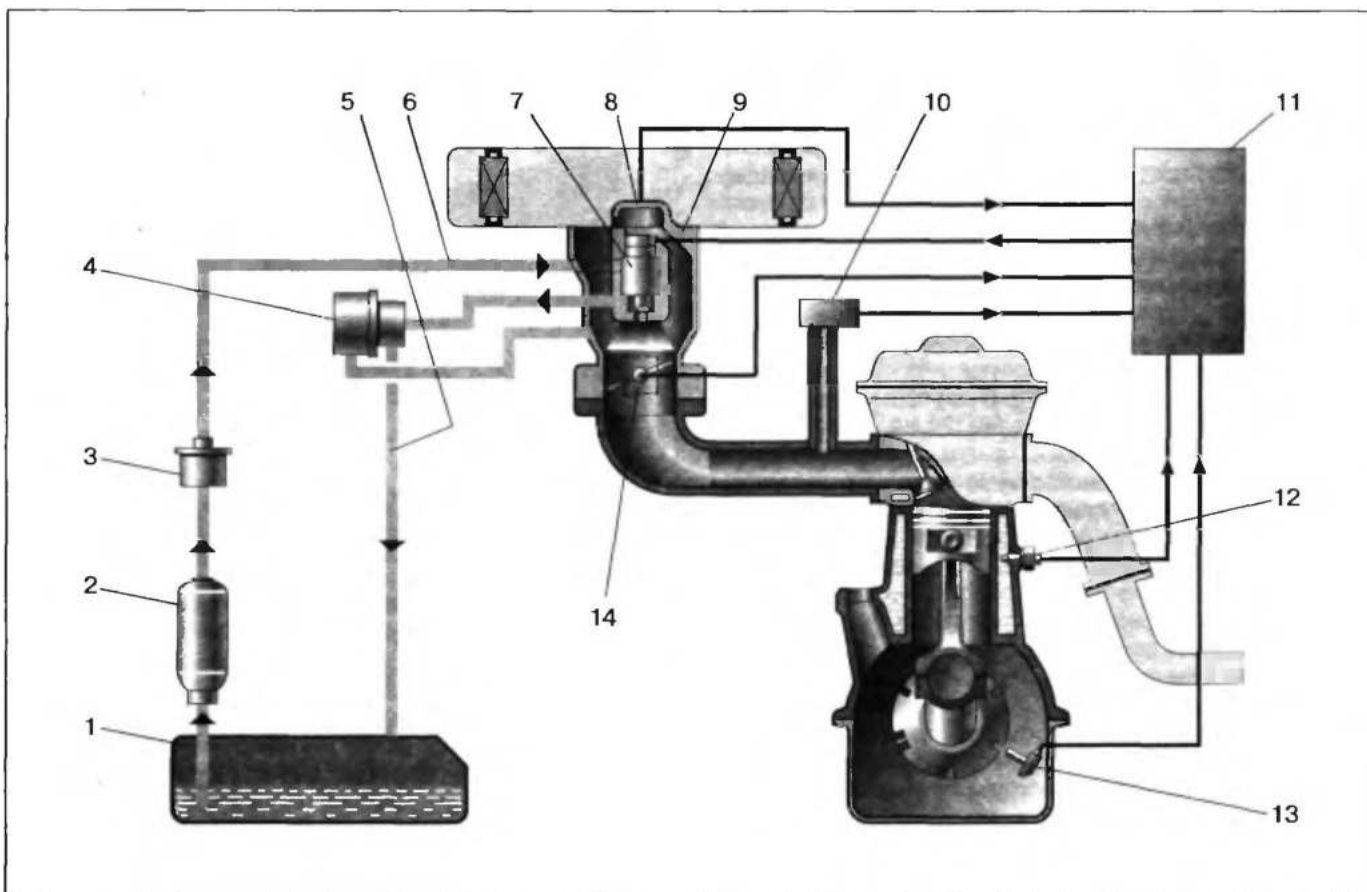


Рис. 3.72. Система центрального впрыска:

1 — топливный бак; 2 — бензонасос; 3 — топливный фильтр; 4 — регулятор давления; 5 — топливopровод обратного слива; 6 — подающий топливopровод; 7 — форсунка; 8 — датчик температуры всасываемого воздуха; 9 — корпус моноблока дроссельной заслонки; 10 — датчик абсолютного давления во впускном коллекторе; 11 — блок управления; 12 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 13 — датчик частоты вращения/положения коленчатого вала; 14 — датчик положения дроссельной заслонки

7, распыляющая топливо в зону над дроссельной заслонкой. Если двигатель V-образный, в моноблоке располагаются две форсунки, каждая из которых распыляет топливо над своей дроссельной заслонкой (эта конструкция применяется, в основном, на автомобилях американского производства). При такой схеме используется впускной коллектор, аналогичный карбюраторным системам. Отсюда и основные недостатки систем центрального впрыска: неравномерное распре-

ление топливоздушной смеси по цилиндрам и образование топливной пленки на стенках впускных трубопроводов со всеми вытекающими последствиями. Тем не менее, благодаря совершенным алгоритмам управления эти недостатки удаётся в значительной степени скомпенсировать.

Несомненным преимуществом данных систем является их относительная простота и меньшая, по сравнению с многоточечными системами, стоимость. В условиях эксплуатации такие системы более надёжны - например, форсунки в гораздо меньшей степени подвержены загрязнению и закоксовыванию, а низкое давление в системе позволяет во многих случаях применять бензонасосы турбинного типа (см. раздел 3.2.7.1.), которые имеют большой ресурс.

Основная часть системы - моноблок дроссельной заслонки (заслонок), общая схема которого представлена на рис. 3.73. В верхней части моноблока установлена электромагнитная форсунка 1. Топливо к форсунке подводится по каналу 4. Для поддержания необходимого давления в системах центрального впрыска чаще всего используется встроенный регулятор давления 2, перепускающий излишки топлива по трубопроводу 3 обратно в бак. Как правило, в системах центрального впрыска поддерживается давление порядка 0,08÷0,12 МПа, хотя встречаются системы с давлением 1,8÷2,2 МПа. Принцип работы и устройство регулятора аналогичны регуляторам, применяемым в электронных системах распределенного впрыска, однако, в отличие от этих систем, полость над диафрагмой соединяется не с задрассельным пространством, а с атмосферой (точнее, с полостью за воздушным фильтром). Это объясняется тем, что форсунка расположена над дроссельной заслонкой, т.е. в зоне практически постоянного давления, поэтому перепад давления на форсунке не меняется при изменении нагрузки на двигатель.

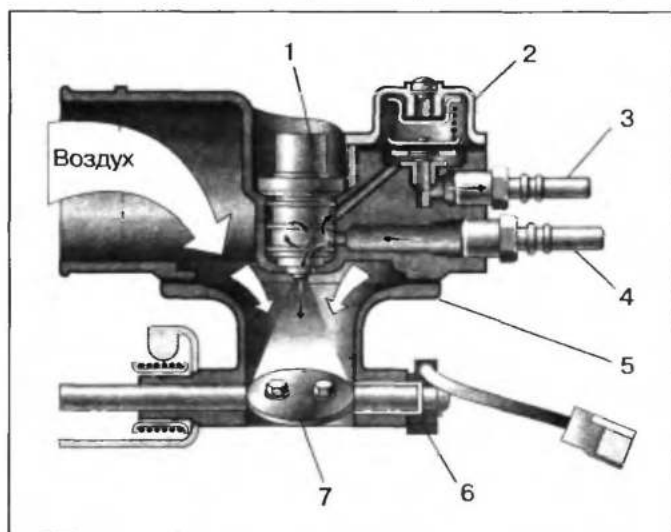


Рис. 3.73. Моноблок дроссельной заслонки системы центрального впрыска:

1 — форсунка; 2 — регулятор давления; 3 — канал обратного слива; 4 — канал подвода топлива; 5 — корпус; 6 — потенциометр дроссельной заслонки; 7 — дроссельная заслонка

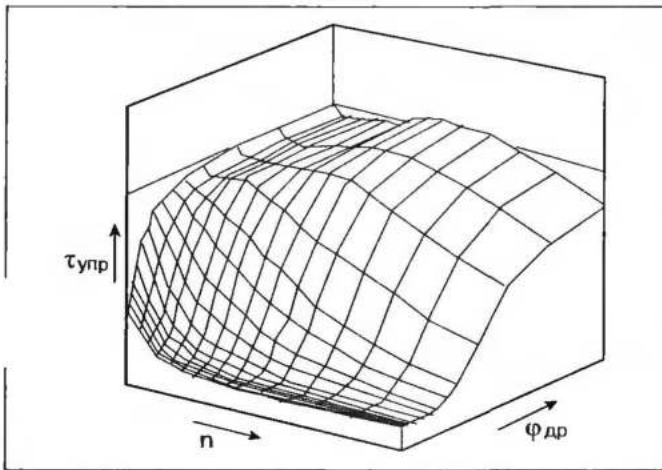


Рис. 3.74. Базовая поверхность для систем центрального впрыска типа Mono-Jetronic:

n — частота вращения коленчатого вала; $\phi_{др}$ — угол открытия дроссельной заслонки; $\tau_{упр}$ — длительность управляющих импульсов форсунки

На оси дроссельной заслонки (заслонок) находится датчик-потенциометр 5, сигнал которого поступает на вход блока управления. Довольно часто непосредственно в моноблок встраивается также и регулятор холостого хода (см. раздел 3.2.6.).

Форсунки систем центрального впрыска по конструкции отличаются от индивидуальных форсунок систем распределенного впрыска (рис. 3.92). Так как частота управляющих форсункой импульсов кратна (как правило, в два или четыре раза выше) частоте вращения коленчатого вала, используются высокоскоростные форсунки с малым временем срабатывания, что обеспечивается специальной конструкцией и малой индуктивностью (а, следовательно, и малым сопротивлением) обмотки.

Работа системы с точки зрения алгоритмов управления в принципе аналогична электронным системам распределенного впрыска. Основное отличие данных систем - использование упрощенных методов измерения расхода воздуха.

Наиболее распространенным является метод расчета расхода воздуха по значениям абсолютного давления за дроссельной заслонкой и частоты вращения коленчатого вала. В этом случае используется датчик абсолютного давления во впускном коллекторе (9 на рис. 3.72).

Фирма BOSCH в своих системах Mono-Jetronic и Mono-Motronic использует еще более простой (и, соответственно, более дешевый) метод оценки расхода воздуха - по частоте вращения коленчатого вала и углу открытия дроссельной заслонки. В этом случае основой для расчета $\tau_{упр}$ является записанная в ПЗУ блока управления матрица, подобная изображенной на рис. 3.74, т.е. зависимость длительности управляющих импульсов от угла открытия дроссельной заслонки и частоты вращения коленчатого вала.

Тем не менее, некоторые японские производители используют в системах центрального впрыска миниатюрный датчик расхода воздуха типа HOT WIRE, встроенный в специальный байпасный канал в корпусе дроссельной заслонки.

Итак, базовое дозирование количества впрыскиваемого форсункой топлива на прогревом двигателе основано на двух сигналах - датчика абсолютного давления во впускном коллекторе (реже - потенциометра дроссельной заслонки или термоанемометрического датчика расхода воздуха) и датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя. Рассчитанная на основе этой информации длительность управляющего форсункой импульса корректируется с учетом сигнала датчика температуры всасываемого воздуха.

При пуске и последующем прогреве холодного двигателя время открытия форсунки корректируется блоком управления в соответствии с сопротивлением датчиков температуры охлаждающей жидкости и всасываемого воздуха. По мере прогрева коэффициент коррекции уменьшается и при темпе-

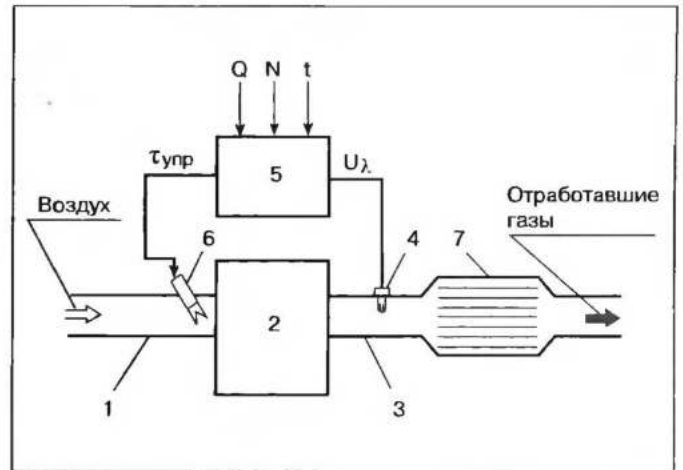


Рис. 3.75. Блок-схема λ -коррекции для систем впрыска:

1 — впускной коллектор; 2 — двигатель; 3 — выпускная труба; 4 — датчик концентрации кислорода; 5 — блок управления; 6 — форсунка (форсунки); 7 — каталитический нейтрализатор; Q — сигнал датчика нагрузки; N — сигнал датчика частоты вращения; t — сигнал датчика температуры охлаждающей жидкости

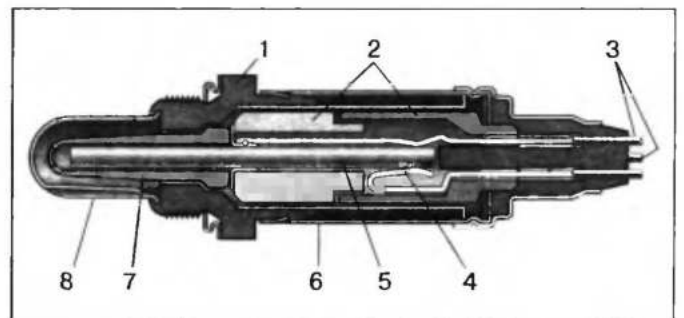


Рис. 3.76. Конструкция кислородного датчика на основе двуокиси циркония:

1 — корпус; 2 — керамический уплотнитель; 3 — выводы (подогрев и сигнал); 4 — контакт нагревательного элемента; 5 — нагревательный элемент; 6 — кожух; 7 — твердый электролит на основе ZrO_2 ; 8 — защитный колпачок с прорезями

ратуре $80 \div 90^\circ C$ становится равным единице.

Коррекция (обогащение) топливной смеси при ускорении осуществляется по сигналу потенциометра дроссельной заслонки. Для этого прежде всего учитывается скорость нарастания выходного напряжения потенциометра, т.е. быстрота открытия дроссельной заслонки.

3.2.5. Системы регулирования состава смеси с обратной связью

Логическим результатом непрерывно ужесточающихся норм на содержание токсичных компонентов в отработанных газах явилось применение на автомобилях различных нейтрализаторов.

Упрощенная блок-схема системы представлена на рис. 3.75. В настоящее время в качестве такого датчика в подавляющем большинстве систем топливодозирования используется датчик на основе двуокиси циркония. Конструкция датчика представлена на рис. 3.76. Принцип работы датчика состоит в генерировании э.д.с., величина которой определяется соотношением парциальных давлений, а проще говоря, содержания свободного кислорода в отработанных газах и в окружающем воздухе. Особенностью «циркониевого» датчика является то, что при незначительных изменениях состава смеси (от $\alpha \approx 1,02$ до $\alpha \approx 0,98$) э.д.с. на его выходе скачком изменяется от нескольких милливольт до почти одного вольта (рис. 3.77). Такая «репейная» характеристика датчика полностью определяет алгоритм работы всей системы автоматического регулирования.

Похожую характеристику имеет и кислородный датчик на основе двуокиси титана TiO_2 (см. рис. 3.78), с той лишь разницей, что этот датчик при изменении содержания кислорода из-

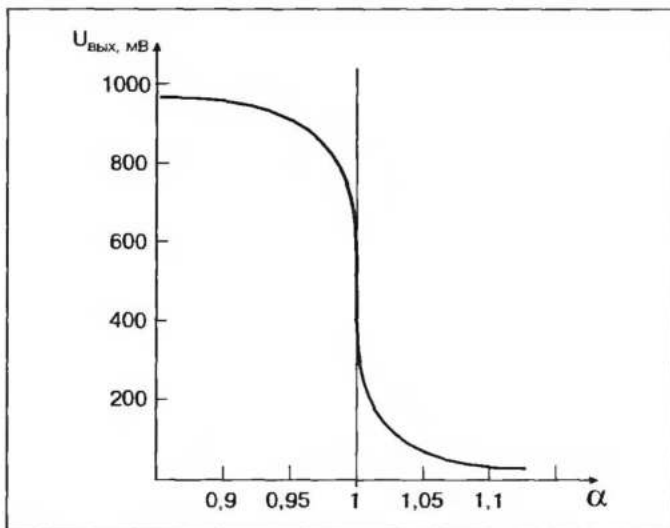


Рис. 3.77. Зависимость выходного напряжения кислородного датчика на основе ZrO_2 от состава смеси (температура датчика $500-800^\circ C$)

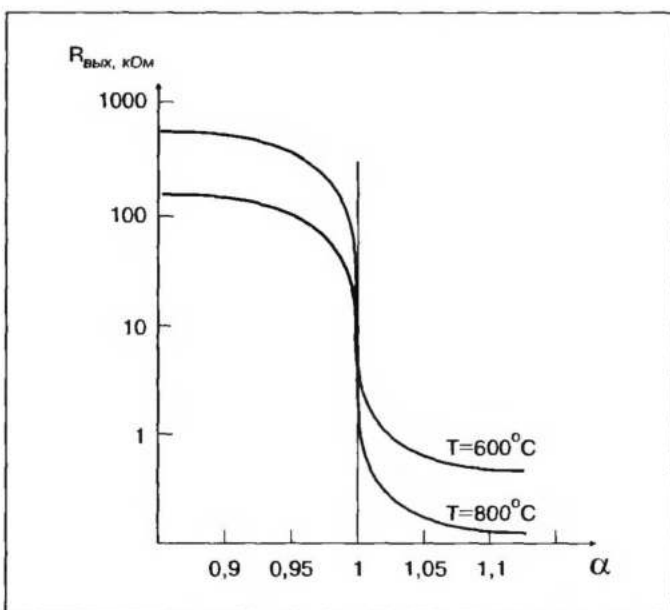


Рис. 3.78. Зависимость выходного сопротивления кислородного датчика на основе TiO_2 от состава смеси при различной температуре

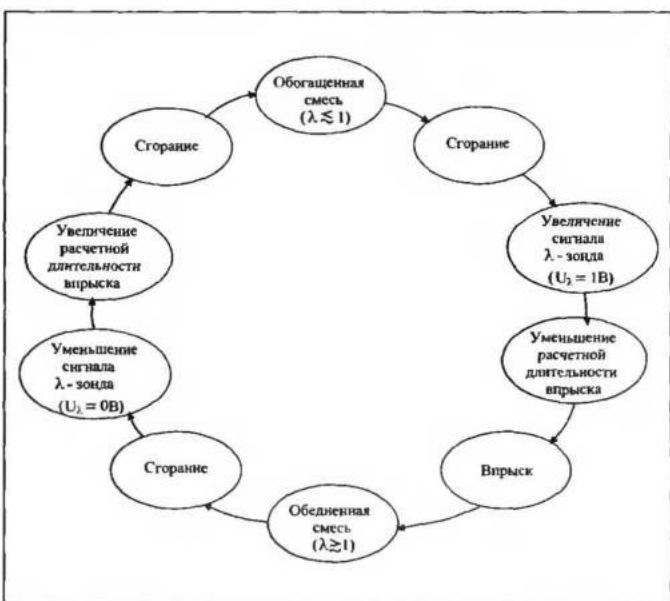


Рис. 3.79. Упрощенный алгоритм работы системы λ -коррекции

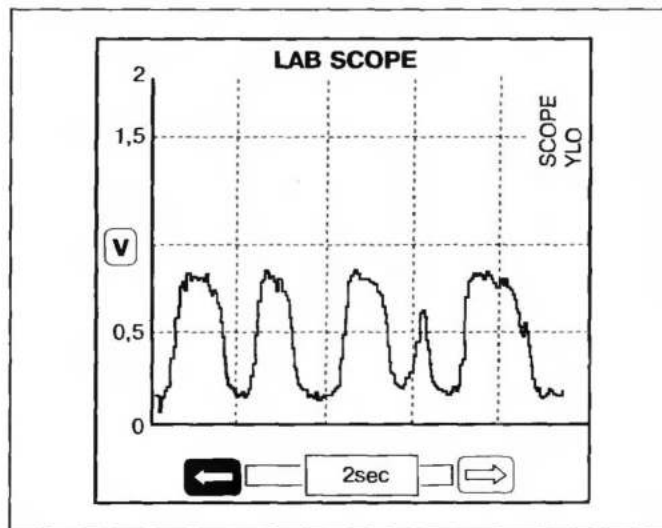


Рис. 3.80. Сигнал датчика кислорода реального автомобиля (Audi 100, режим холостого хода)

меняет свое внутреннее сопротивление. Генерировать э.д.с. датчики на основе TiO_2 не могут. «Титановые» датчики, хотя и применяются на некоторых моделях автомобилей (NISSAN, BMW, JAGUAR), широкого распространения пока не получили.

Упрощенный алгоритм работы системы представлен на рис. 3.79. Весь цикл, изображенный на этом рисунке, непрерывно повторяется. Иными словами, состав смеси в системе с контуром обратной связи непрерывно изменяется от значений порядка $\alpha = 0,97-0,98$ до значений

$\alpha = 1,02-1,03$. Сигнал кислородного датчика на основе ZrO_2 реально работающей системы изображен на рис. 3.80. Совершенно очевидно, что наличие такого сигнала на выходе датчика однозначно говорит о полной работоспособности как самого датчика, так и всей системы топливодозирования (речь идет о работе на установившихся режимах).

Необходимо отметить, что внутреннее сопротивление циркониевого датчика тем выше, чем ниже его температура. Поэтому генерирование э.д.с. этим датчиком на нагрузку (входное сопротивление специального каскада в блоке управления) начинается только при прогреве датчика до температуры примерно $300-400^\circ C$. До этого времени потенциал на выходе датчика равен примерно $0,45-0,50$ В - это опорное напряжение, подаваемое от входного каскада блока управления. Такое схемное решение получило широкое распространение, однако на многих автомобилях японских фирм, а также автомобилях FORD используется несколько иная схемотехника входного каскада, при которой опорное напряжение на входе блока управления равно нулю. Наличие неизменного опорного напряжения (в том числе и нулевого уровня) на входе блока позволяет ему определить "неготовность" кислородного датчика к измерению содержания свободного кислорода. Такая ситуация повторяется каждый раз при пуске и прогреве холодного двигателя. В это время работа системы осуществляется без обратной связи, т.е. по заранее запрограммированному алгоритму, основу которого составляют рассмотренное ранее базовое дозирование и коррекция (при прогреве-обогащение) состава смеси по сигналам различных датчиков.

После достижения двигателем определенной температуры и прогрева кислородного датчика система переходит в режим замкнутого контура (или замкнутой петли) регулирования и поддерживает стехиометрический состав смеси на установившихся режимах практически во всем диапазоне частот вращения и нагрузок. Исключение составляют следующие режимы: режим максимальной мощности ($\alpha = 0,86-0,88$), режим торможения двигателем (отключение подачи топлива сильно обедненной смесью, α намного больше 1), режим ускорения (обогащение смеси, адекватное скорости открытия дроссельной заслонки). На этих режимах система также, как

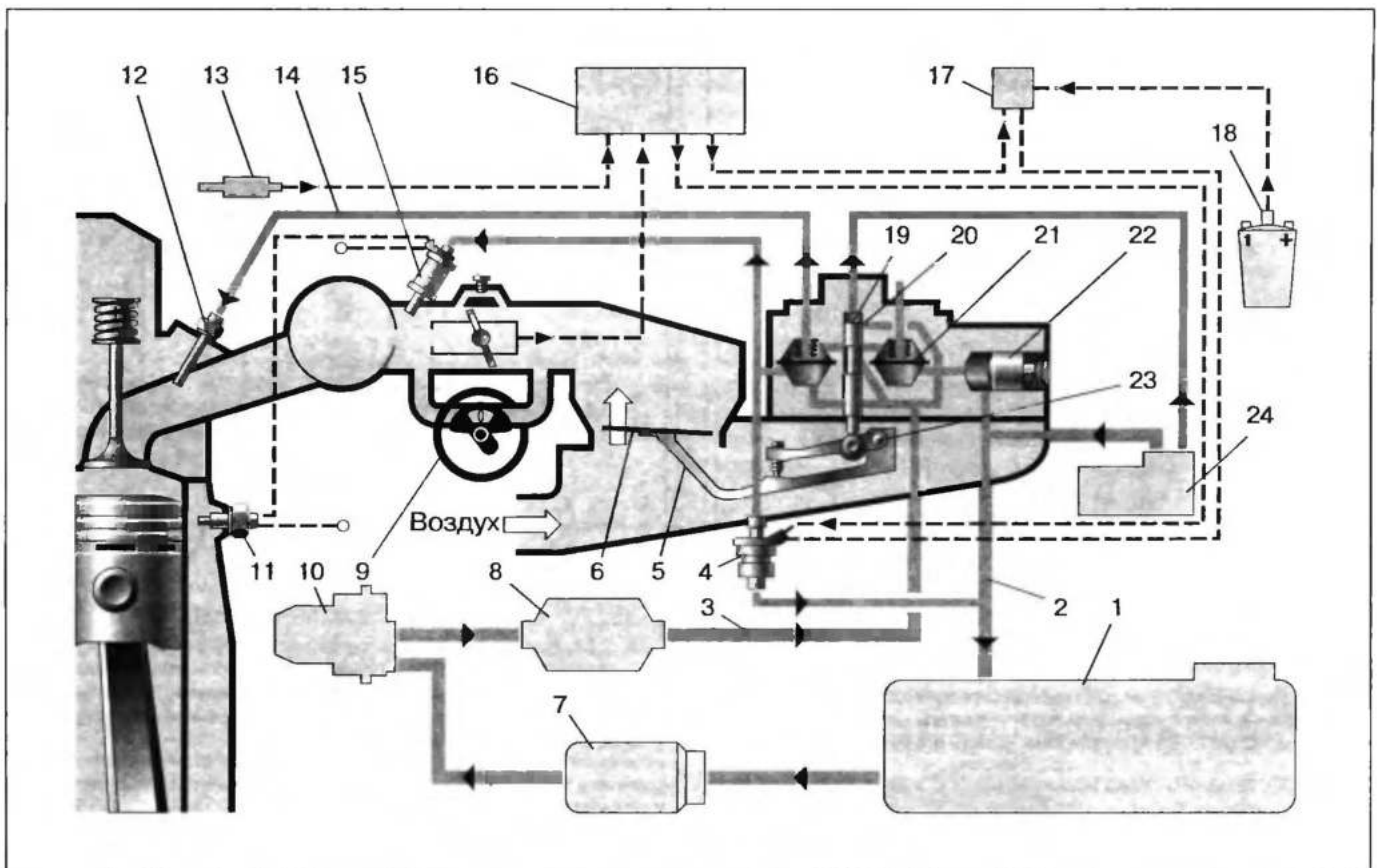


Рис. 3.81. Система впрыска K-Jetronic с контуром λ -коррекции:

1 — топливный бак; 2 — топливопровод обратного слива; 3 — топливопровод; 4 — частотный клапан; 5 — рычаг; 6 — напорный диск; 7 — бензонасос; 8 — топливный фильтр; 9 — регулятор добавочного воздуха; 10 — аккумулятор топлива; 11 — термовременной выключатель; 12 — механическая форсунка; 13 — кислородный датчик; 14 — топливопровод форсунки; 15 — пусковая форсунка; 16 — блок управления; 17 — главное реле; 18 — катушка зажигания; 19 — дозирующий плунжер; 20 — дозирующее отверстие; 21 — дифференциальный клапан; 22 — регулятор давления; 23 — ось рычага; 24 — регулятор управляющего давления

и при прогреве, работает в режиме "открытой петли", т.е. сигнал кислородного датчика не учитывается.

Введение контура автоматического регулирования по составу смеси наиболее просто осуществляется в электронных системах дискретного действия. В таких системах происходит непрерывная коррекция длительности импульсов управления форсунками в соответствии с сигналами, поступающими от кислородного датчика.

В системах непрерывного действия KE-Jetronic, имеющих электронный блок управления, точная коррекция состава смеси также не вызывает особых затруднений и осуществляется посредством циклического изменения в небольших пределах (1-3 мА) тока, подаваемого блоком в обмотки электрогидравлического регулятора.

Наиболее сложными с точки зрения количества дополнительных конструктивных изменений в этом плане являются системы K-Jetronic и карбюраторы.

В системе K-Jetronic точная коррекция состава смеси осуществляется посредством изменения давления в нижних камерах. Такие системы (условное название K-лямбда) в достаточной степени отличаются от базовой версии, что показывает сравнение рис. 3.62 и 3.81. Давление топлива в нижних камерах системы K-лямбда не равно системному и может регулироваться благодаря перепуску топлива обратно в топливный бак через так называемый частотный клапан (frequency valve). Для управления этим клапаном используется сигнал изменяемой скважности, вырабатываемый специально вводимым в эту систему электронным блоком. При непрогретом или отключенном кислородном датчике скважность импульсов равна 50%, что соответствует исходному дозированию системы. Если система функционирует нормально и использует сигнал кислородного датчика, скважность импульсов непрерывно изменяется в узком диапазоне вокруг среднего значения 50%.

Подобный принцип используется и в карбюраторах с электронным управлением (см. раздел 3.2.1.).

Дальнейшим развитием систем λ -регулирования являются адаптивные системы с возможностью "самообучения" в процессе эксплуатации. Суть работы таких систем заключается в том, что по мере изменения характеристик различных систем и компонентов двигателя в процессе эксплуатации (например, загрязнение форсунок, уменьшение компрессии, подсос воздуха) в специальной области памяти блока управления накапливаются "поправочные коэффициенты", используемые процессором при расчете длительности времени впрыска (в системах KE-Jetronic - величины тока) на различных установившихся режимах. Это позволяет поддерживать стехиометрический состав смеси даже при значительных отклонениях в состоянии системы. Если обычные системы с λ -регулированием обладают возможностью коррекции количества впрыскиваемого топлива в пределах ± 10 -15% от базового расчетного значения, то современные адаптивные системы способны обеспечить диапазон до ± 40 -50%.

3.2.6. Системы холостого хода

В электронных системах распределенного впрыска первых поколений отсутствовали подсистемы регулирования частоты вращения коленчатого вала на режиме холостого хода. Для компенсации потерь на трение при прогреве холодного двигателя использовались специальные дополнительные воздушные клапаны той или иной конструкции. Принцип работы клапана показан на рис. 3.82.

При пуске холодного двигателя байпасный (обходной) канал 1 вокруг дроссельной заслонки 6 имеет сечение тем больше, чем ниже температура двигателя, поскольку клапан имеет с ним непосредственный контакт. После пуска двигателя этим обеспечивается

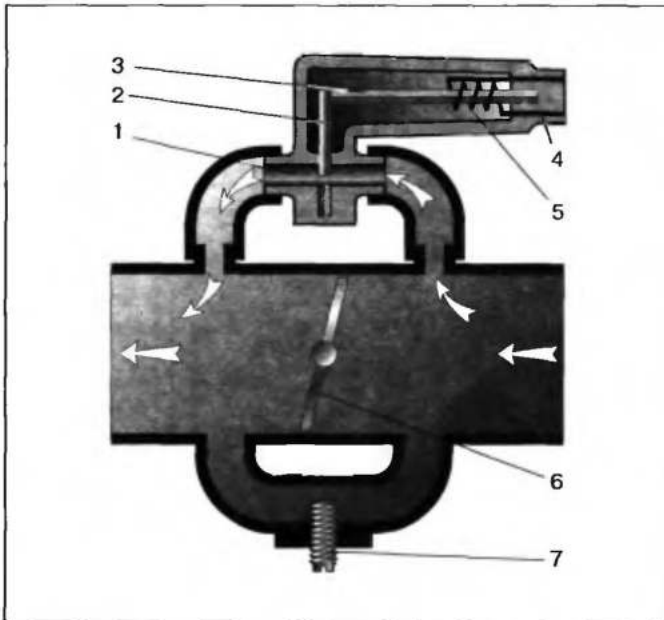


Рис. 3.82. Установка и конструкция клапана дополнительного воздуха:

1 — воздушный канал; 2 — регулирующая пластина; 3 — биметаллическая пластина; 4 — электрический разъем; 5 — спираль нагревателя; 6 — дроссельная заслонка; 7 — винт регулировки частоты вращения коленчатого вала

ся его работа на несколько повышенных оборотах для компенсации потерь на трение. На обмотку 5 клапана после начала пуска подается напряжение питания, что приводит к нагреву биметаллической пластины 3 и постепенному уменьшению сечения канала 1, а, следовательно, и уменьшению частоты вращения коленчатого вала по мере прогрева двигателя. Сопоставление характеристик прогрева двигателя и времени уменьшения сечения канала достигается выбором формы пластины 2 и характеристик биметаллической пружины. Установка заданной частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу на прогревом двигателе осуществляется специальным регулировочным винтом 7, вращение которого позволяет в небольших пределах изменять количество воздуха, поступающего в обход закрытой дроссельной заслонки. Важно отметить, что такая регулировка не сопровождается изменениями состава смеси, а, следовательно, и содержания CO в отработанных газах, так как любое изменение количества воздуха, проходящего через байпасный канал, измеряется расходомером, и по его сигналу происходит адекватное изменение количества впрыскиваемого топлива.

Практически все современные системы впрыска, а тем более комплексные системы управления (см. раздел 3.2.7.), включают в себя подсистемы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала на режиме холостого хода. Подавляющее большинство таких подсистем используют для регулирования принцип изменения сечения байпасного воздушного канала. Встречаются также системы, где регулирование осуществляется путем непосредственного воздействия на дроссельную заслонку (например, двигатели объемом 4,1-4,5-4,9 л для автомобилей CADILLAC, системы Mono-Jetronic и Mono-Motronic фирмы BOSCH, системы EFP для автомобилей MERCEDES-BENZ и другие).

Управление исполнительными элементами в системах холостого хода осуществляется электронным блоком системы впрыска (в более ранних моделях - отдельным блоком) по специальным алгоритмам на основании сигналов группы датчиков. Пример построения системы управления представлен на рис. 3.83. Основным входным параметром является частота вращения коленчатого вала. Для стабилизации частоты вращения на холостом ходу в блок управления также поступает информация о положении дроссельной заслонки. Для этой цели может использоваться специальная пара контактов, замыкающаяся при посадке рычага дроссельной заслонки на упор-ограничитель, либо потенциометр. Система регулирования обеспечивает автомати-

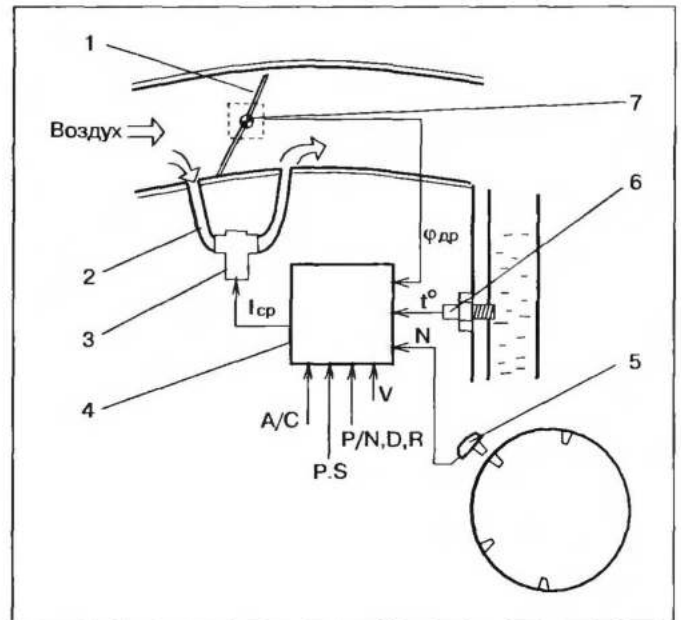


Рис. 3.83. Блок-схема подсистемы холостого хода:

1 — дроссельная заслонка; 2 — байпасный канал; 3 — исполнительный элемент (регулятор сечения канала); 4 — блок управления; 5 — датчик частоты вращения коленчатого вала; 6 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 7 — датчик положения дроссельной заслонки; A/C — сигнал включения кондиционера; P.S. — сигнал концевой датчика давления гидроусилителя руля; P/N, D, R — сигнал положения рычага автоматической КПП; V — сигнал скорости автомобиля

ческое увеличение оборотов двигателя после холодного пуска, их уменьшение по мере прогрева двигателя, компенсацию изменения частоты вращения при включении различных нагрузок (кондиционер, гидроусилитель руля, потребители электрической энергии, переход с положений Р или N в автоматической коробке передач и т.п.) и некоторые другие функции.

В качестве исполнительных элементов в системах регулирования сечения байпасного канала используются специальные регуляторы поворотного типа, клапаны-соленоиды осевого перемещения, шаговые электродвигатели, реверсивные двигатели постоянного тока. На рис. 3.84 изображен регуля-

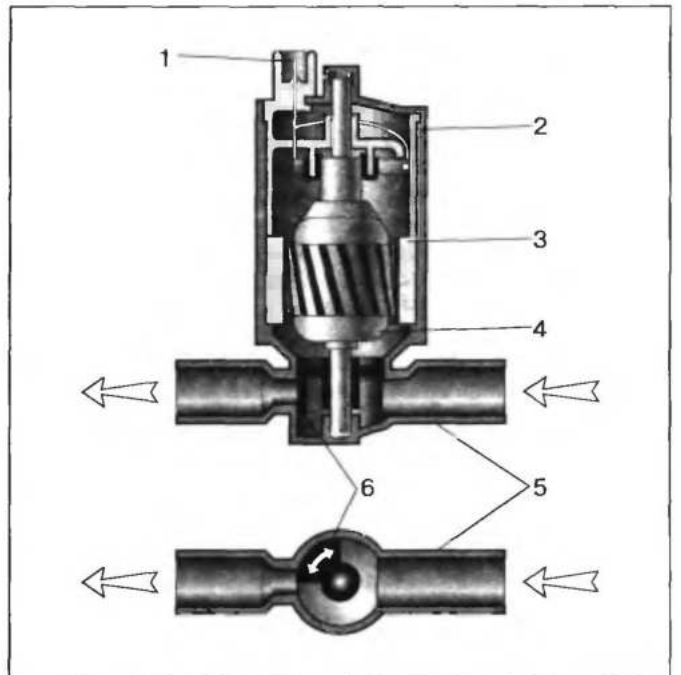


Рис. 3.84. Конструкция регулятора холостого хода фирмы BOSCH: 1 — электрический контакт разъема; 2 — корпус; 3 — постоянный магнит; 4 — якорь; 5 — воздушный канал; 6 — регулирующая заслонка-сегмент

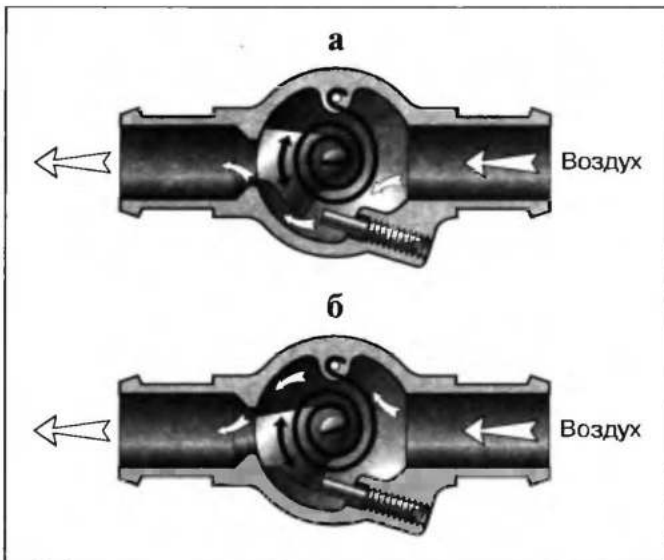


Рис. 3.85. Работа регулятора фирмы BOSCH в нормальных условиях (а) и при отсутствии сигнала управления (б) (резервный режим)

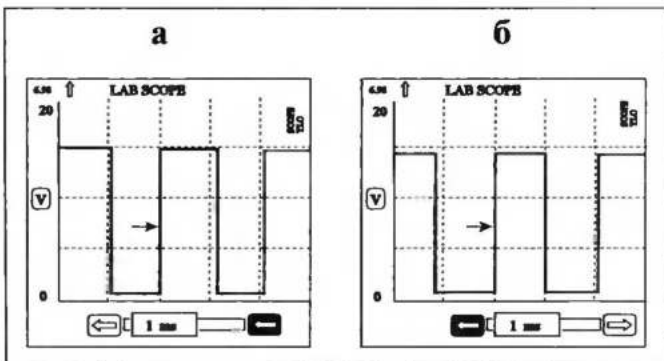


Рис. 3.86. Сигнал управления регулятором на режиме холостого хода в отсутствие (а) и при включении (б) мощных потребителей энергии автомобиля HONDA ACCORD 2,0i

тор на основе моментного двигателя фирмы BOSCH. На клеммы регулятора подается импульсный сигнал с неизменной частотой (обычно от 100 до 200 Гц) и скважностью, изменяемой в зависимости от необходимой степени изменения сечения канала. Изменение скважности управляющего сигнала приводит к изменению величины среднего тока, протекающего по обмоткам регулятора и изменению положения регу-

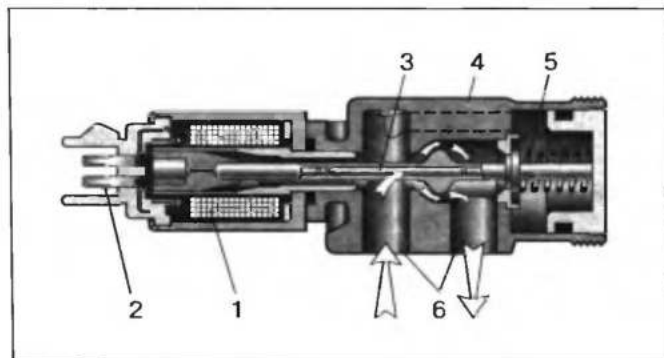


Рис. 3.87. Один из вариантов регулятора холостого хода на основе клапана-соленоида (HITACHI): 1 — обмотка соленоида; 2 — электрические контакты; 3 — подвижный ток; 4 — корпус; 5 — запирающая пружина; 6 — воздушные каналы

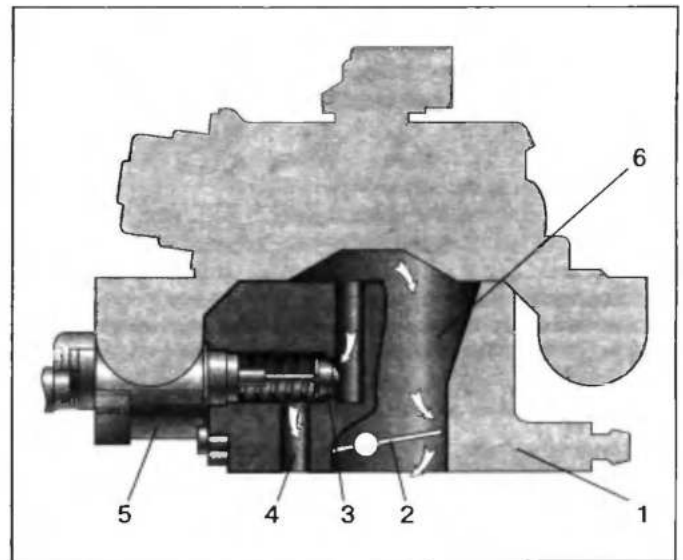


Рис. 3.88. Фрагмент схемы холостого хода с использованием шагового электродвигателя (система центрального впрыска MULTEC): 1 — моноблок дроссельной заслонки; 2 — дроссельная заслонка; 3 — выдвигной шток регулятора; 4 — байпасный канал; 5 — регулятор на базе шагового электродвигателя; 6 — основной воздушный канал;

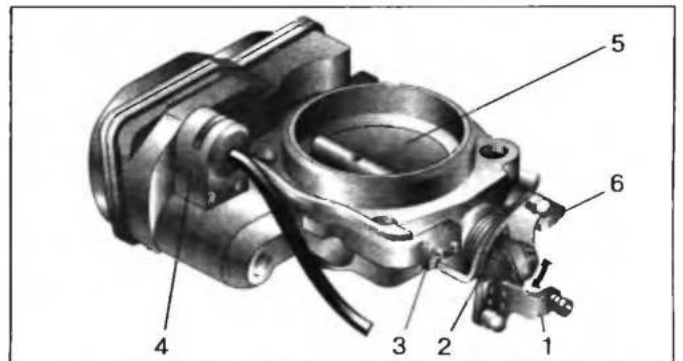


Рис. 3.89. Корпус дроссельной заслонки с приводом системы холостого хода (MERCEDES-BENZ): 1 — приводной рычаг дроссельной заслонки; 2 — прорезь, ограничивающая пределы регулировки; 3 — микровыключатель холостого хода; 4 — электрический привод; 5 — дроссельная заслонка; 6 — упор рычага

лирующего сегмента. Типичный сигнал управления подобными регуляторами приведен на рис. 3.86.

Другим распространенным типом регулятора являются клапаны-соленоиды с продольным перемещением регулирующего плунжера, один из вариантов которого изображен на рис. 3.87. Сечение проходного канала таких регуляторов также определяется значением среднего тока, протекающего по обмотке соленоида (сигнал управления имеет более сложную форму по сравнению с рис. 3.86, что объясняется несколько иной схмотехникой выходного каскада блока управления). Конструкция с шаговым двигателем показана на рис. 3.88, а с реверсивным двигателем постоянного тока и непосредственным приводом дроссельной заслонки - на рис. 3.89.

3.2.7. Компоненты систем топливоподачи

Основными компонентами систем топливоподачи являются бензонасосы, форсунки и датчики.

3.2.7.1. БЕНЗОНАСОСЫ

В современных системах впрыска используются только электрические бензонасосы. По принципу действия они делятся на два типа - объемные и центробежные. Типовая конструкция бензонасоса показана на рис. 3.90. Отличия в

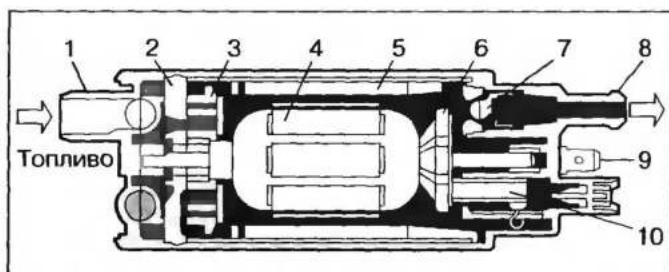


Рис. 3.90. Конструкция электрического бензонасоса:
1 — всасывающий штуцер; 2, 3 — предварительный и основной качающие узлы; 4 — якорь электродвигателя; 5 — постоянный магнит; 6 — коллектор; 7 — обратный клапан; 8 — нагнетательный штуцер; 9 — электрический контакт; 10 — графитовая щетка

конструкции насосов касаются в основном качающей части, то есть собственно - насоса.

Работа насосов объемного типа основана на изменении объемов всасывающей и нагнетающей полостей. К этому типу относятся роликовые (рис. 3.91, а) и шестеренчатые (рис. 3.91, б) насосы. При вращении эксцентрично расположенного ротора 1 по мере движения ролика 2 по часовой стрелке происходит увеличение объема, а, следовательно, появление разрежения в полости 3, куда засасывается топливо. В полости 4 происходит уменьшение объема, а, следовательно, увеличение давления. Из этой полости топливо подается на выход бензонасоса. Шестеренчатый насос работает аналогично масляному насосу двигателя.

Роликовые насосы способны развивать максимальное давление до 0,6÷1,0 МПа, шестеренчатые - до 0,4 МПа. Такие насосы нашли широкое применение в системах распределенного впрыска.

Турбинный или центробежный насос подобен насосу охлаждающей жидкости (рис. 3.91, в). Максимальное давление, развиваемое турбинными насосами, не превышает 0,3 МПа, однако они отличаются стабильным потоком, практически без пульсаций давления. Поэтому такие насосы часто используются в качестве первой ступени насосов систем распределенного впрыска, а также в качестве насосов в системах центрального впрыска. Бензонасосы обеспечивают максимальное давление в 1,3÷2 раза больше рабочего давления в системе. Рабочее давление в системах впрыска обеспечивается перепуском топлива через специальный регулятор давления (см. раздел 3.2.2.).

Производительность современных бензонасосов существенно превышает потребность двигателей даже на режиме максимальной мощности и в зависимости от объема двигателя составляет 1÷2 л/мин.

3.2.7.2. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ФОРСУНКИ

На современных автомобилях применяется достаточно большое число форсунок различной конструкции, однако

принцип их действия одинаков. Все электромагнитные форсунки имеют подпружиненный запирающий элемент, перекрывающий в нормальном состоянии отверстие (или отверстия) для распыливания топлива. Для отпирания выходного отверстия (т.е. подъема запирающего элемента - клапана) используется втягивающее усилие соленоида. Наиболее важным конструктивным отличием разных типов форсунок является форма нижней части запирающего клапана, которая может быть конусной, сферической или плоской. Соответствующую форму имеет и седло, на которое садится запирающий клапан. Кроме этого, число и форма распыливающих отверстий также может быть различной, что в совокупности с конструкцией запирающего элемента определяет число струй, угол распыливания и степень дробления частичек топлива на выходе форсунки. Другой важнейшей характеристикой форсунки является ее быстродействие. Быстродействие определяется прежде всего жесткостью возвратной пружины, массой запирающего элемента и конструкцией электромагнитной системы. Кроме этого быстродействие форсунки зависит от индуктивности обмотки, т.е. в конечном счете от числа ее витков. Поэтому все быстродействующие форсунки имеют малое сопротивление обмотки (4 Ом и менее).

На рис. 3.92, а приведена конструкция одной из самых распространенных форсунок со штифтовым запирающим эле-

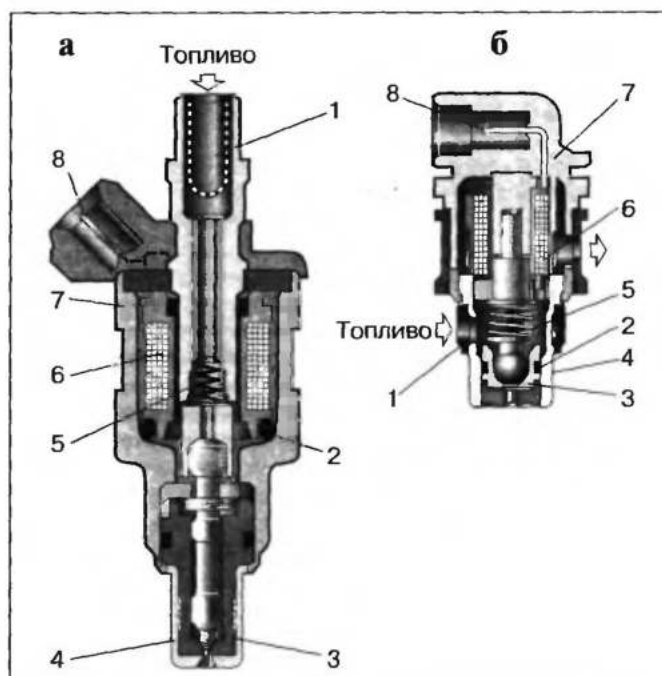


Рис. 3.92. Пример конструкции форсунок для систем распределенного (а) и центрального (б) впрыска:

1 — топливный фильтр; 2 — уплотнение кольца; 3 — запирающий элемент; 4 — седло; 5 — пружина; 6 — обмотка; 7 — корпус; 8 — электрический разъем

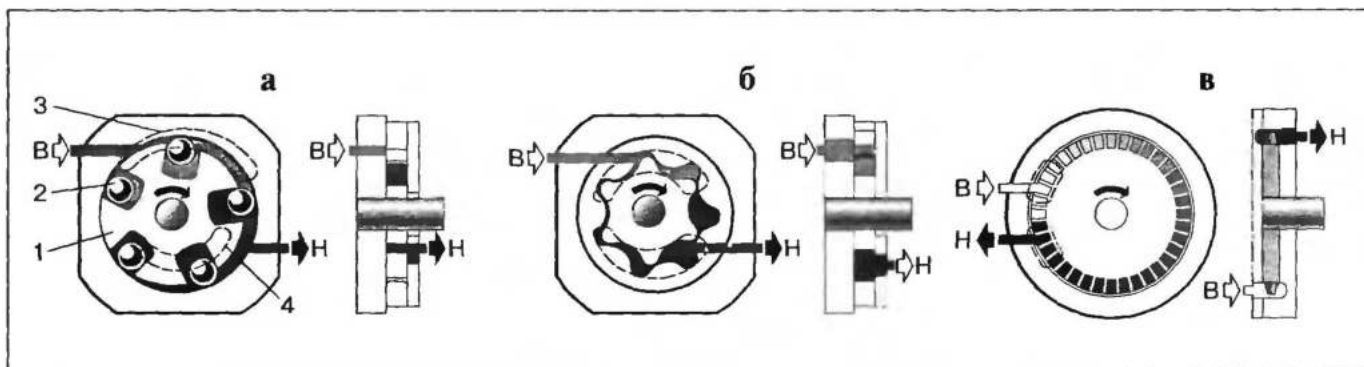


Рис. 3.91. Различные типы качающих узлов, применяемых в современных бензонасосах:

а — роликовый; б — шестеренчатый; в — турбинный; 1 — диск; 2 — ролик; 3 — всасывающая полость; 4 — нагнетающая полость; В — всасывание; Н — нагнетание

ментом, выпускаемой фирмой BOSCH, а на рис. 3.92, б - форсунки со сферическим запирающим элементом, используемой в системах центрального впрыска топлива (фирма A/C DELCO, корпорация GM).

3.2.7.3. ДАТЧИКИ РАСХОДА ВОЗДУХА

Одним из самых распространенных измерителей расхода воздуха является датчик попастного или флюгерного типа. Он применяется на автомобилях многих фирм (BMW, OPEL, FORD, NISSAN, TOYOTA и другие). Конструкция датчика представлена на рис. 3.93, а типовая электрическая схема - на рис. 3.94.

Основу конструкции составляет поворачивающийся флюгер 1, на оси которого закреплен скользящий контакт 3 специального потенциометра 5. Поворот флюгера на определенный угол приводит к изменению выходного сигнала потенциометра.

Отклонение флюгера является результатом воздействия на него потока воздуха, засасываемого цилиндрами двигателя. Для уравнивания вращающего момента, создаваемого

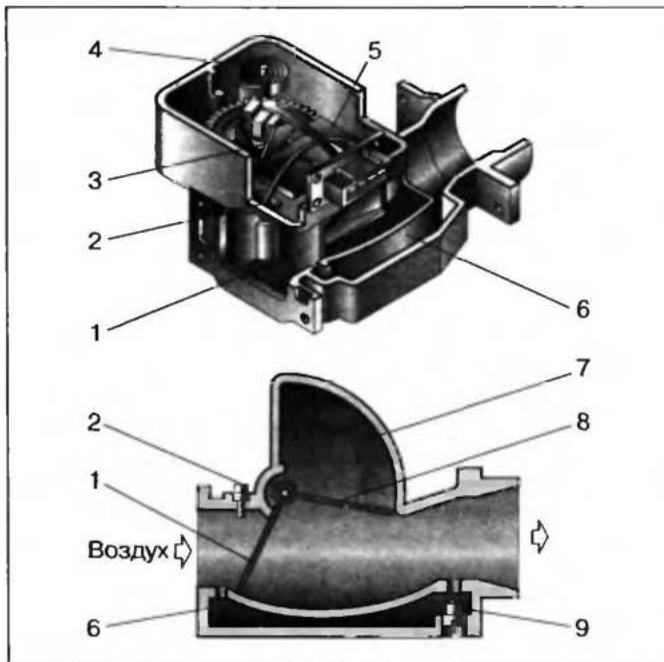


Рис. 3.93. Конструкция флюгерного датчика расхода воздуха: 1 — измерительная лопасть флюгера; 2 — датчик температуры воздуха; 3 — скользящий контакт потенциометра; 4 — спиральная пружина; 5 — потенциометр; 6 — обводной канал; 7 — демпфирующая камера; 8 — демпфирующая лопасть флюгера; 9 — винт регулировки состава смеси на холостом ходу

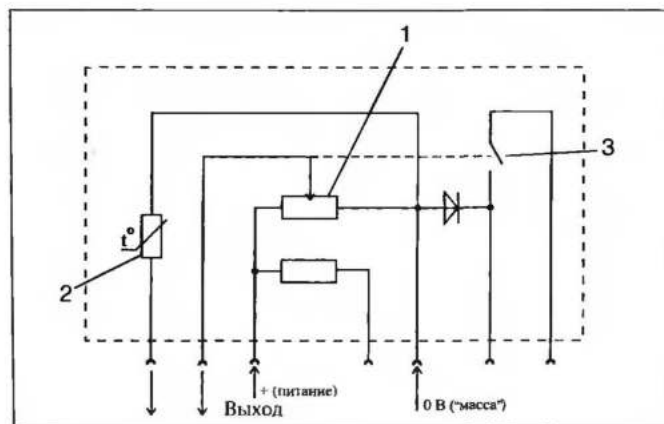


Рис. 3.94. Пример электрической схемы флюгерного датчика: 1 — измерительный потенциометр; 2 — датчик температуры воздуха; 3 — контакты включения реле бензонасоса

мого потоком воздуха, используется спиральная пружина 4. Цикличность работы цилиндров двигателя приводит к пульсации потока всасываемого воздуха; для их сглаживания служит вспомогательная лопасть 8 флюгера, перемещающаяся в специальной демпфирующей камере 7.

Выходная характеристика такого расходомера может быть близкой к логарифмической (т.е. максимальная чувствительность достигается в зоне малых расходов воздуха) или линейной, причем как с восходящей, так и с подающей характеристикой (см. рис. 3.95).

Фактически флюгерные расходомеры измеряют объемный расход воздуха. Поскольку один и тот же объем воздуха при разной температуре имеет разную массу, для корректировки значения расхода воздуха используется датчик температуры всасываемого воздуха, который устанавливается на входе расходомера.

Для регулирования состава топливной смеси на режиме холостого хода используется винт 9, при вращении которого изменяется количество воздуха, проходящего по обводному каналу 6. В некоторых конструкциях попастных расходомеров байпасный канал отсутствует, а для регулировки используется специальный потенциометр, установленный в верхней части корпуса. Отсутствие каких-либо регулировочных винтов указывает на то, что данная система управления является адаптивной (см. раздел 3.2.6.).

Другим распространенным типом датчиков расхода воздуха являются приборы, часто обозначаемые как MAF-метры, т.е. измерители массового расхода воздуха (Mass Air Flow Meter). Наибольшее распространение получили датчики типа HOT WIRE (горячая проволока) и HOT FILM (горячая пленка).

Конструкция проволочного термоанемометрического расходомера представлена на рис. 3.96, а, а пленочного - на рис. 3.96, б. Принцип действия этих датчиков основан на изменении сопротивления измерительного элемента (платиновая проволока или пленочный резистор) при охлаждении его потоком воздуха, проходящего через сечение расходомера. Для увеличения чувствительности расходомера температура его измерительного элемента поддерживается на 70-150°C выше температуры проходящего воздуха (отсюда и названия приборов). Изменение сопротивления преобразуется встроенным в корпус расходомера электронным блоком в выходной сигнал (в большинстве случаев - в выходное напряжение, реже - в сигнал импульсной формы с изменяемой частотой следования импульсов). Обобщенная электрическая схема термоанемометрических датчиков приведена на рис. 3.97. Примерный вид выходной характеристики показан на рис. 3.98. В более поздних конструкциях наблюдается тенденция размещения измерительного элемента (проволока или пленка) в специальном байпасном канале (см. рис. 3.99).

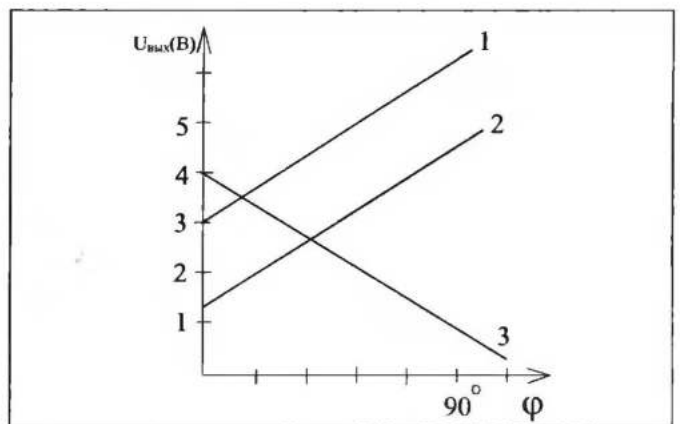


Рис. 3.95. Примеры выходных характеристик датчиков расхода воздуха флюгерного типа различных конструкций: 1, 2, 3 — различные конструкции датчиков; φ — угол отклонения измерительной лопасти

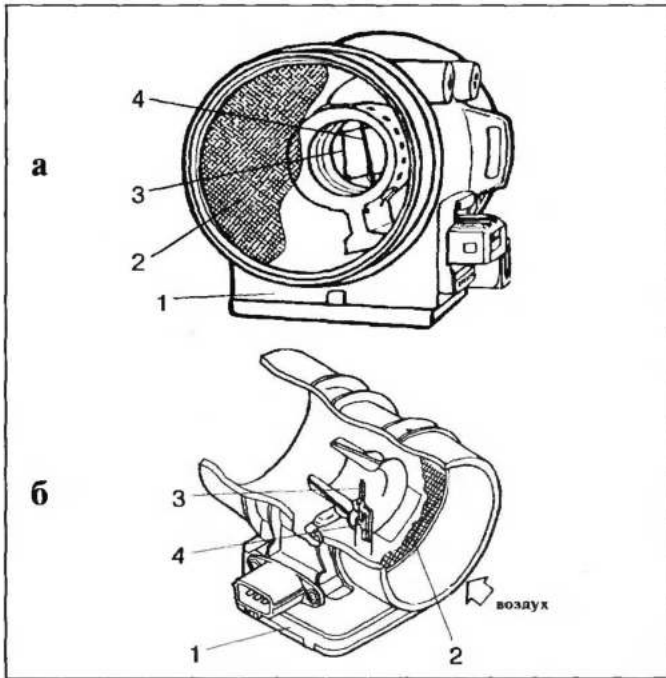


Рис. 3.96. Конструкция термоанемометрических датчиков расхода воздуха с проволочным (а) и пленочным (б) измерительными элементами:
1 — корпус; 2 — решетка-стабилизатор потока; 3 — измерительный элемент; 4 — термокомпенсационный резистор

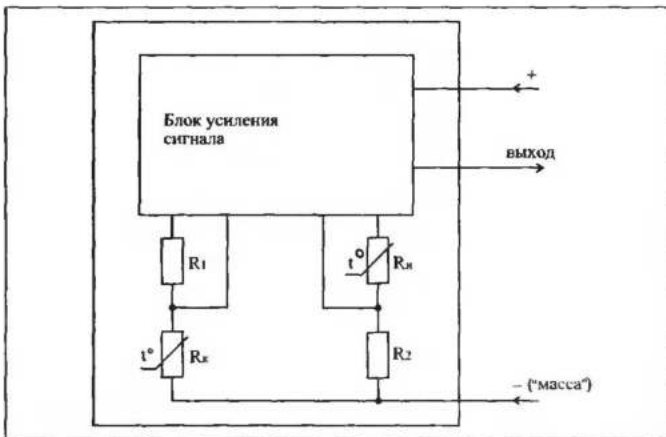


Рис. 3.97. Обобщенная электрическая схема термоанемометрических датчиков расхода воздуха:
 R_k — измерительный элемент; R_k — термокомпенсационный резистор; R_1, R_2 — элементы измерительной схемы

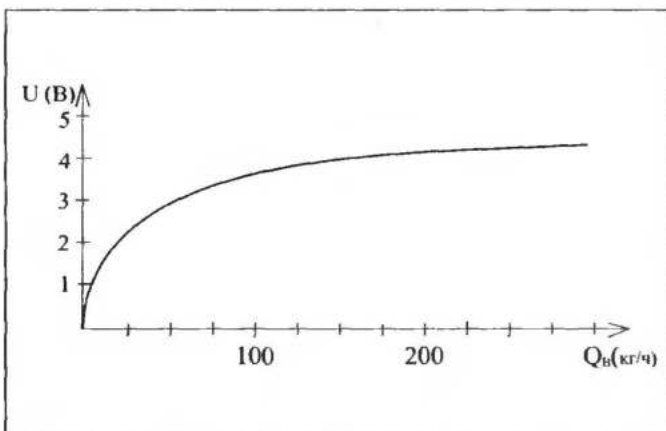


Рис. 3.98. Пример выходной характеристики термоанемометрического датчика расхода воздуха

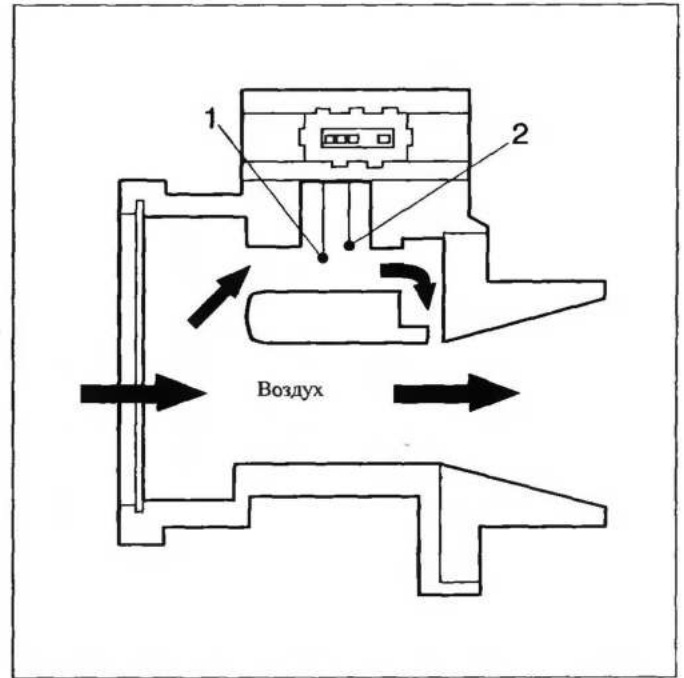


Рис. 3.99. Термоанемометрический датчик расхода воздуха с измерительным элементом в байпасном канале:
1 — измерительный элемент; 2 — термокомпенсационный резистор

Как уже указывалось выше, такие расходомеры позволяют измерять непосредственно массовое количество поступающего в цилиндры воздуха. Кроме этого, они обладают целым рядом других преимуществ: отсутствие подвижных частей, малая инерционность измерения, незначительное сопротивление проходящему воздушному потоку. Однако термоанемометры требуют высокой степени фильтрации поступающего воздуха. Пыль и мелкие частицы, поступающие через неисправный воздушный фильтр, вызывают нарушение характеристик, повреждение и выход из строя датчиков расхода этого типа.

3.2.7.4. ДАТЧИКИ АБСОЛЮТНОГО ДАВЛЕНИЯ

Датчики давления применяются в системах, использующих косвенный принцип измерения расхода воздуха (см. раздел 3.2.2.). Наибольшее распространение для датчиков такого типа получила конструкция с использованием мембраны с напыленными на нее тензорезисторами (рис. 3.100). При изменении перепада давления между верхней и нижней частью мембраны изменяется сопротив-

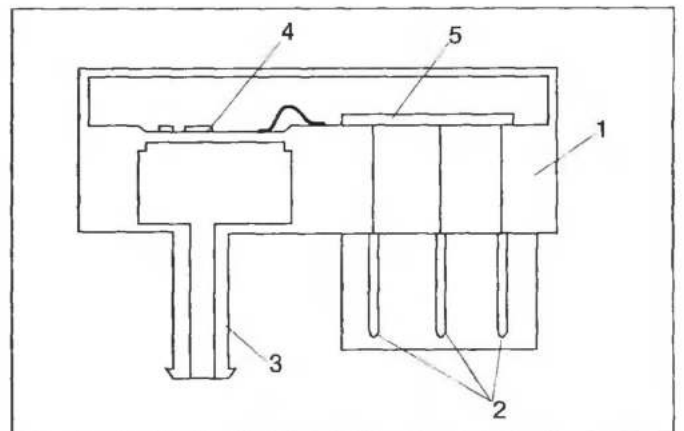


Рис. 3.100. Один из вариантов конструкции датчика абсолютного давления за дроссельной заслонкой:
1 — корпус; 2 — электрические выводы разъема; 3 — штуцер для подвода разрежения; 4 — мембрана с напыленными тензорезисторами; 5 — схема усиления сигнала

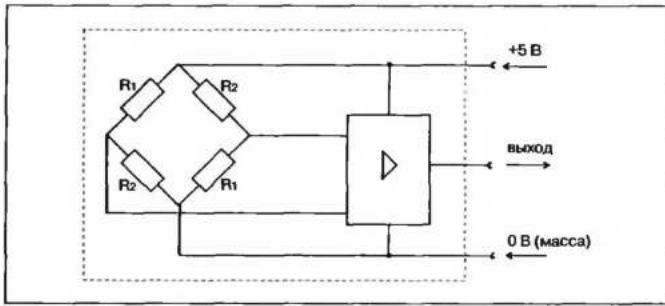


Рис. 3.101. Упрощенная электрическая схема датчика абсолютного давления:
 R_1, R_2 — тензорезисторы

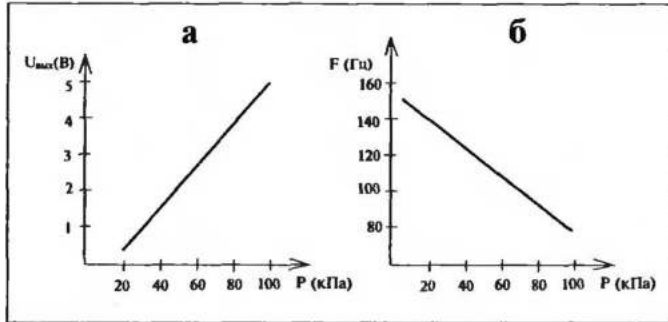


Рис. 3.102. Характеристики датчиков давления с потенциальным (а) и частотным (б) выходом:
 P — давление во впускном коллекторе

ление резисторов R_1 и R_2 , что приводит к разбалансировке измерительного моста (рис. 3.101). Дальнейшее усиление и дополнительная обработка сигнала (если это необходимо) осуществляются встроенным в датчик электронным блоком. Другим типом такого датчика (автомобили FORD) являются приборы, у которых под действием перепада давлений меняется емкость специального конденсатора; выходным параметром таких датчиков является частота следования импульсов. Характеристики датчиков с потенциальным и частотным выходом представлены на рис. 3.102.

3.2.7.5. ДАТЧИКИ ПОЛОЖЕНИЯ ДРОССЕЛЬНОЙ ЗАСЛОНКИ

Датчики положения дроссельной заслонки можно разбить на две основные группы — датчики концевой типа и потенциометрические датчики.

Датчики концевой типа используются для регистрации

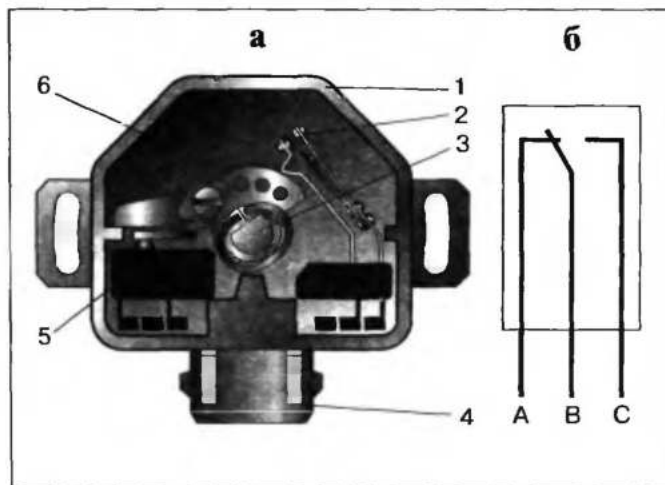


Рис. 3.103. Один из вариантов конструкции (а) и эквивалентная электрическая схема (б) датчика положения дроссельной заслонки концевой типа:
 1 — корпус; 2 — контакты полной нагрузки; 3 — ось дроссельной заслонки; 4 — электрический разъем; 5 — микровыключатель холостого хода; 6 — эксцентрик

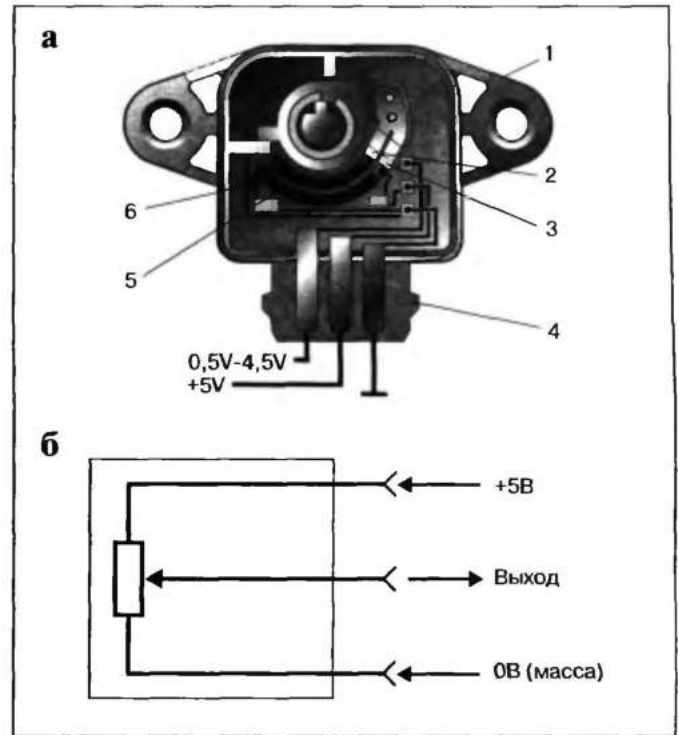


Рис. 3.104. Один из вариантов конструкции датчика положения дроссельной заслонки потенциометрического типа (а) и схема его включения (б):
 1 — корпус; 2, 3 — скользящие контакты; 4 — электрический разъем; 5, 6 — резистивные дорожки;

режимов "холостой ход" и "полная нагрузка". Конструкция такого датчика показана на рис. 3.103. В положении "холостой ход" замкнуты контакты А и В датчика, а в положении "полная нагрузка" — контакты В и С. В промежуточном положении оба контакта разомкнуты, что трактуется блоком управления как "частично открытый дроссель". На некоторых автомобилях (AUDI, MERCEDES-BENZ) контакты холостого хода и полной нагрузки могут выполняться обособленными, устанавливаются раздельно и приводятся в действие посредством контакта с рычагом дроссельной заслонки.

Потенциометрические датчики, кроме функций, упомянутых выше, обеспечивают блок управления информацией о точном угловом положении дроссельной заслонки и, что особенно важно, о скорости ее открытия и закрытия. Это необходимо для коррекции

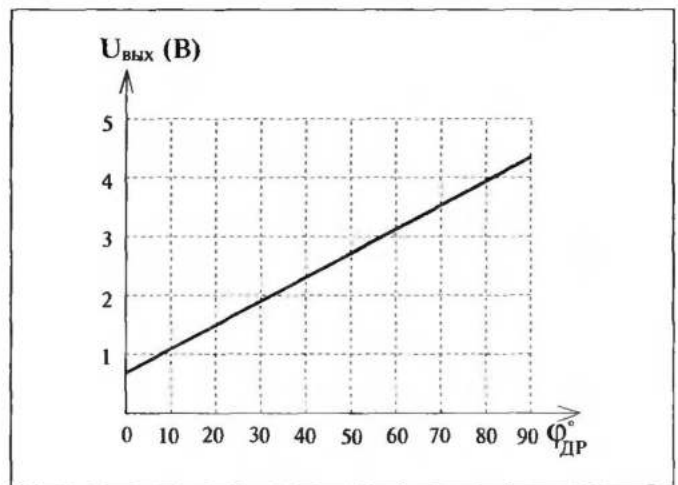


Рис. 3.105. Типичная характеристика потенциометрического датчика положения дроссельной заслонки:
 $\Phi_{др}$ — угол открытия дроссельной заслонки

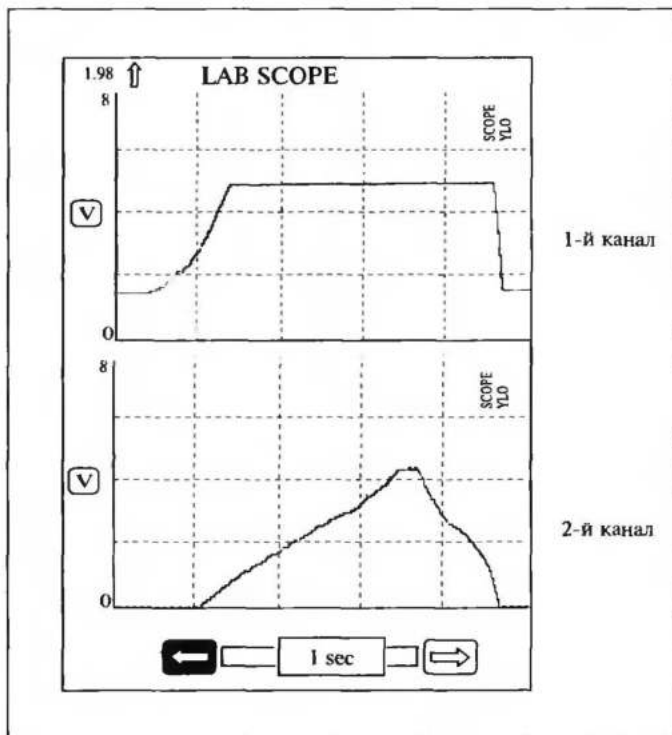


Рис. 3.106. Осциллограмма выходного сигнала двухканального датчика положения дроссельной заслонки (VW PASSAT 1,8 л, Моно-Motronic)

состава смеси при ускорении и торможении двигателем, особенно у систем, использующих косвенные методы определения расхода воздуха. Пример конструкции потенциометра дроссельной заслонки показан на рис. 3.104, а зависимость выходного напряжения от угла открытия - на рис. 3.105. Чаще всего датчик-потенциометр закрепляется непосредственно на оси дроссельной заслонки, реже встречается вариант привода через промежуточные звенья.

Наиболее сложную конструкцию имеют потенциометры, используемые в системах центрального впрыска Моно-Jetronic и Моно-Motronic фирмы BOSCH. В этих системах расчет расхода воздуха осуществляется исключительно на основании сигналов об угловом положении дроссельной заслонки и частоты вращения коленчатого вала (см. раздел 3.2.4.). Поэтому к таким потенциометрам предъявляются жесткие требования по точности, стабильности и надежности. Осциллограмма выходного сигнала потенциометра представлена на рис. 3.106. Данная осциллограмма получена при открывании и последовательном закрывании дроссельной заслонки. Потенциометр содержит две резистивные дорожки. Одна дорожка используется при малых (до 20°) углах открытия, что повышает точность измерения углового положения заслонки на наиболее важных и часто употребляемых режимах движения. Вторая дорожка используется в оставшемся (20°-90°) интервале углов открытия.

Существуют также комбинированные датчики дроссельной заслонки, сочетающие потенциометр и концевой выключатель. Наибольшее применение такие датчики находят на автомобилях японских производителей.

Кроме описанных выше датчиков в системах управления впрыском обязательно используются датчики частоты вращения/положения коленчатого вала, температуры охлаждающей жидкости и всасываемого воздуха. Устройство и работа этих датчиков описаны в разделе 3.1.6.

3.3. Комплексные системы управления бензиновыми двигателями

Логичным продолжением развития микропроцессорных систем управления впрыском топлива и зажиганием стало

появление систем, где обе эти функции осуществляются единым блоком управления. Это было вызвано, в первую очередь, стремлением производителей уменьшить стоимость систем управления в массовом производстве.

С точки зрения сбора и обработки входной информации и в системах управления впрыском, и в системах управления зажиганием используется практически идентичная совокупность датчиков: частоты вращения/положения коленчатого и распределительного валов, расхода воздуха или абсолютного давления за дроссельной заслонкой, температуры охлаждающей жидкости и всасываемого воздуха, положения дроссельной заслонки. В комплексных системах используется единая сеть датчиков, а обработка входной информации, расчет необходимых для управления величин (время открытия форсунок, угол опережения зажигания и другие) и формирование управляющих сигналов осуществляются единым блоком управления. Комплексные системы первого поколения (1983-1985 гг.) выполняли, как минимум, три функции: управление топливodosированием, зажиганием и системой холостого хода. Современные конструкции дополнительно обеспечивают функции управления системами рециркуляции отработавших газов, продувки угольного адсорбера, поддержания заданной температуры охлаждающей жидкости, а нередко и автоматической коробки передач.

Рассмотренные в разделах 3.1. и 3.2. принципы построения и алгоритмы работы систем управления зажиганием, впрыском (за исключением K-Jetronic) и холостым ходом полностью распространяются и на системы комплексного управления. В качестве примера на рис. 3.107 представлена обобщенная схема построения современной системы управления двигателем.

В настоящее время подавляющее большинство производителей использует для управления комплексные системы. Пожалуй, самой консервативной в этом смысле является компания MERCEDES-BENZ, большинство моделей которой (особенно, высшего класса) оснащаются или оснащались раздельными системами впрыска (K-, KE-Jetronic, LH-Jetronic) и зажигания (различные версии систем EZ и EZK). Аналогичные решения применяются на автомобилях PORSCHE и VOLVO. Тем не менее, даже эти фирмы в последние годы выпускают все больше моделей с комплексными системами.

В заключение рассмотрим основные принципы построения блоков управления современных систем управления двигателем. В качестве примера используем широко распространенный блок EEC-IV, применяемый на автомобилях FORD как американского, так и европейского производства (рис. 3.108).

Основу блока составляет центральный процессор или микрокомпьютер. "Сердцем" микрокомпьютера является специализированный 16 разрядный микропроцессор 8061 фирмы INTEL, разработанный совместно с фирмой FORD.

Программа работы микропроцессора для всех возможных режимов и условий работы двигателя записана в ячейки микросхемы памяти типа ROM (Read Only Memory или ПЗУ, т.е. память, предназначенная только для считывания информации). Кроме этого, в ПЗУ хранятся всевозможные матрицы, таблицы, значения поправочных коэффициентов и другие данные, необходимые процессору для расчетов длительности управляющих импульсов форсунок, угла опережения зажигания и т.п. ПЗУ является энергонезависимой, т.е. вся занесенная в нее информация сохраняется при отключении питания сколь угодно долго.

Для хранения результатов промежуточных вычислений, величин сигналов, поступающих с датчиков, и некоторых других данных используется микросхема ОЗУ или память произвольного доступа - RAM (Random Access Memory). При выключении зажигания вся информация, хранящаяся на данный момент в ОЗУ, теряется.

И наконец, для хранения диагностической информации (коды возникавших отказов), а также адаптивных уровней (см. раздел 3.2.6.) используется ОЗУ, имеющая постоянное

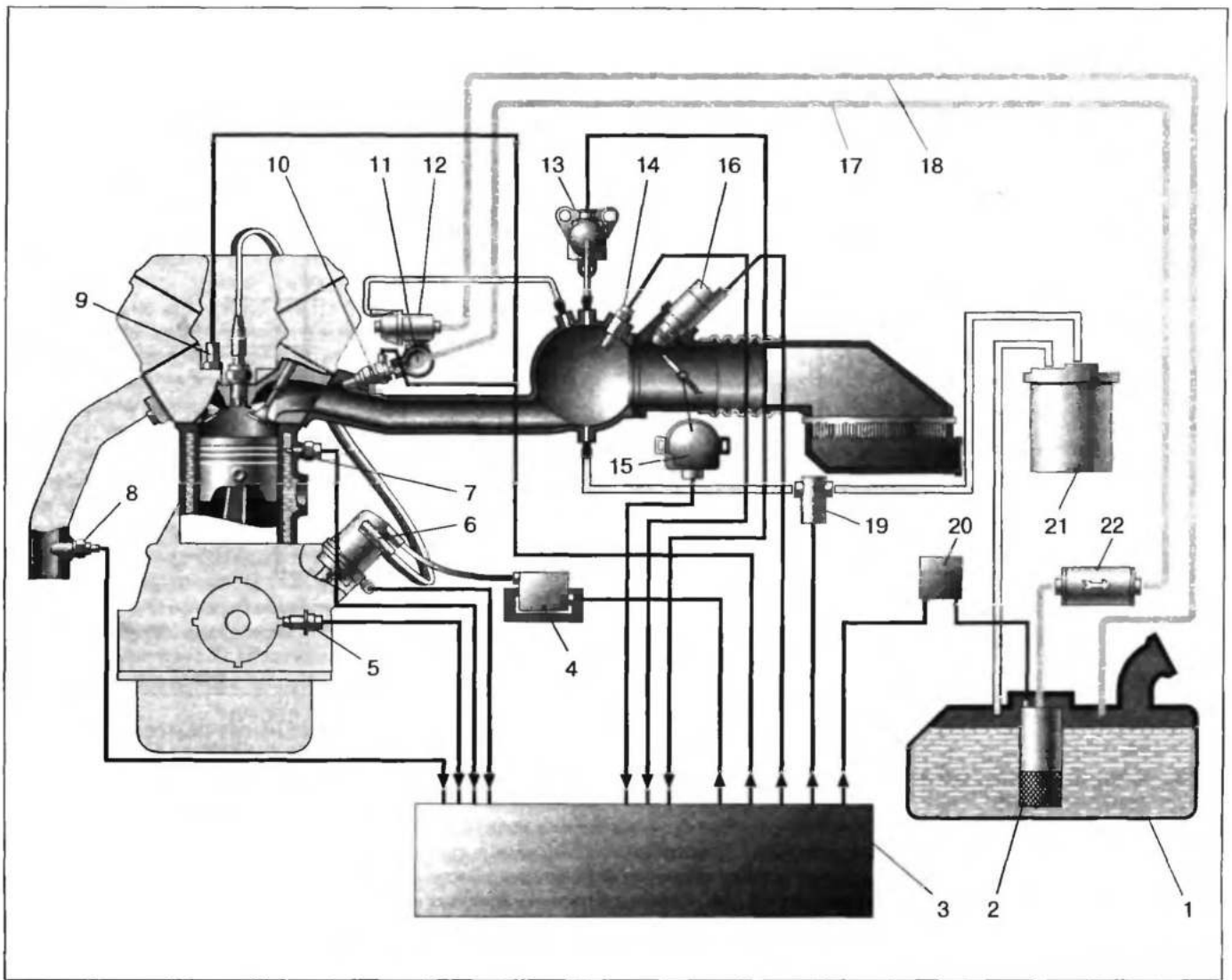


Рис. 3.107. Пример построения современной системы управления бензиновым ДВС:

1 — топливный бак; 2 — бензонасос; 3 — блок управления; 4 — катушка зажигания; 5 — датчик частоты вращения/положения коленчатого вала; 6 — датчик положения распределительного вала (в распределителе зажигания); 7 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 8 — кислородный датчик; 9 — датчик детонации; 10 — электромагнитная форсунка; 11 — топливная рейса; 12 — регулятор давления; 13 — датчик абсолютного давления во впускном коллекторе; 14 — датчик температуры воздуха; 15 — датчик положения дроссельной заслонки; 16 — регулятор холостого хода; 17 — подающий топливопровод; 18 — топливопровод обратного слива; 19 — электромагнитный клапан продувки адсорбера; 20 — реле бензонасоса; 21 — угольный адсорбер; 22 — топливный фильтр

(неотключаемое) питание от аккумуляторной батареи. В сервисной документации фирмы FORD этот тип памяти носит название KAM (Keep Alive Memory). Информация, хранящаяся в микросхеме KAM, сохраняется при выключенном зажигании, но теряется при отключении аккумуляторной батареи. Некоторые производители используют энергонезависимые ОЗУ.

Входные сигналы, поступающие от различных датчиков, обрабатываются специальными формирователями либо преобразуются в цифровую форму входными аналого-цифровыми преобразователями (АЦП), и только после этого используются центральным процессором для расчёта длительности импульсов впрыска, угла опережения зажигания и других параметров.

После формирования управляющих сигналов с необходимыми параметрами (частота, скважность, длительность и т.п.). Они поступают на выходные ключи (драйверы), осуществляющие усиление по току и непосредственное управление различными исполнительными элементами (форсунки, реле, соленоиды, катушка (катушки) зажигания и т.д.). Как и в блоках управления других фирм, выходные ключи выполнены на базе мощных транзисторов структуры п-р-п, в большинстве случаев это составные транзисторы Дарлингтона. Подавляющее большинство выходных (регулирующих) компонентов

(форсунки, реле, соленоиды и т.п.) включается в коллекторные цепи выходных ключей; активация того или иного компонента осуществляется переводом выходного ключа в открытое состояние (такой способ управления иногда называется "коммутацией на "массу").

Для питания микропроцессора, ОЗУ, входных формирователей и АЦП используется внутренний стабилизатор с выходным напряжением +5 В. Это же напряжение используется для питания различных активных датчиков (абсолютного давления, расхода воздуха или давления за дроссельной заслонкой, положения дроссельной заслонки и т.п.) и подачи напряжения смещения на пассивные датчики (температуры охлаждающей жидкости и всасываемого воздуха). В некоторых случаях блок управления может иметь два стабилизатора — +5 В и +9 (+8) В.

Вводимые с 1996 года в США требования по стандарту OBD-II (On-Board Diagnostic - II) существенно образом затрагивают идеологию построения и программу работы вновь разрабатываемых блоков управления. Речь идет прежде всего о резком возрастании объема и качества функций самодиагностики системы управления. В связи с этим следует ожидать появления нового поколения блоков управления, выполненных на базе 32-разрядных микропроцессоров.

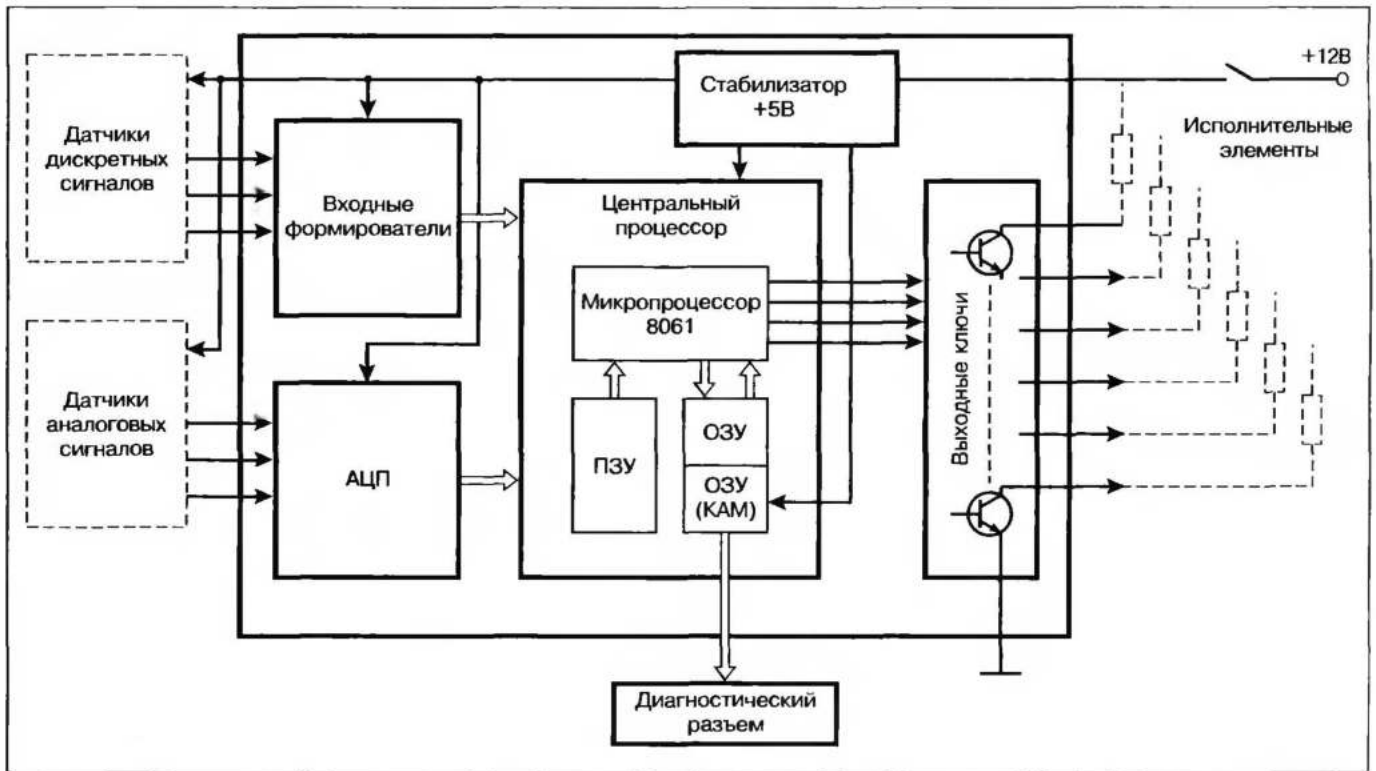


Рис. 3.108. Упрощенная блок-схема современного блока управления бензиновым двигателем (FORD EEC-IV)

3.4. Функции самодиагностики блоков управления

Одной из важных функций, осуществляемых блоками управления, является непрерывная самодиагностика как входных и выходных цепей и компонентов, так и некоторых функций внутреннего состояния системы. В современных блоках осуществление функций самодиагностики занимает до 50% ресурсов микрокомпьютера. В случае нахождения неисправности в какой-либо цепи (например, отсутствие или несоответствие заданному уровню сигнала какого-либо датчика) микрокомпьютер записывает соответствующий данной неисправности цифровой код в специальную область памяти. Для того, чтобы получить информацию о характере неисправности, необходимо осуществить "считывание" кода из памяти компьютера. В более ранних системах это можно сделать переводом компьютера в режим выдачи диагностических кодов посредством вспышек индикатора той или иной конструкции. Активация диагностического режима обычно осуществляется замыканием определенных ножек на диагностическом разъеме. В качестве светового индикатора производители (GM, FORD, CHRYSLER, OPEL, VOLKSWAGEN, AUDI и другие) используют лампочки "Check Engine" на панели приборов (возможны также и другие обозначения таких ламп, в том числе и символьные), встроенные в блок управления светодиоды (HONDA, NISSAN), а также внешние индикаторы, подключаемые к диагностическому разъему (VOLKSWAGEN, AUDI) или уже встроенные в диагностиче-

ский разъем (VOLVO). В новейших системах выдача световых кодов практически не применяется, и для доступа к памяти необходимо наличие специальных приборов, получивших устойчивое название "сканеры" (подробнее см. раздел 4.1.).

Кроме выдачи кодов, почти все современные блоки управления обеспечивают вывод на диагностический разъем потока цифровых параметров в реальном масштабе времени. Список этих параметров включает параметры работы датчиков, параметры рассчитанных процессором сигналов и параметры внутреннего состояния системы. Блоки управления с развитыми функциями самодиагностирования способны выводить до 40-50 и более различных параметров работы системы управления.

Многие блоки управления кроме перечисленных выше функций позволяют работать в двухстороннем интерактивном режиме. В этом случае непосредственно с клавиатуры сканера можно управлять регулирующими компонентами системы (форсунки, реле, соленоиды), проверяя таким образом исправность различных контуров управления, или осуществлять специальные тесты (например, баланс мощности цилиндров посредством последовательного отключения форсунок).

Многие производители (MERCEDES-BENZ, BMW, OPEL, GM и другие) выпускают блоки управления с возможностью перепрограммирования (например, отключение контура λ -регулирования или переход на бензин с другим октановым числом) в процессе эксплуатации автомобиля. Эта процедура выполняется либо с применением сканеров, либо путём замены ПЗУ в блоке управления.

Глава 4. ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ ДИАГНОСТИКА

Прежде чем начинать ремонт двигателя, необходимо хотя бы предварительно найти причину неисправности, т.е. определить детали или агрегаты, имеющие те или иные дефекты, влияющие на работоспособность, ресурс и основные параметры двигателя. Очевидно, неисправности двигателя внешне могут проявляться в виде посторонних шумов, цвета выхлопа, подтекания или расхода рабочих жидкостей, ухудшения основных параметров (мощность, расход топлива) и др. Правильно поставленный по этим признакам "диагноз" позволяет выполнить ремонт с наименьшими потерями времени. Так, известны случаи, когда двигатель разбирался полностью без веских на то оснований, что приводило к существенному возрастанию трудоемкости работ. С другой стороны, иногда при серьезных неисправностях двигатель, напротив, разбирается лишь частично. Это обычно снижает качество ремонта и надёжность отремонтированного двигателя, в результате чего время и трудоёмкость ремонта в целом также возрастают. Таким образом, трудозатраты при выполнении ремонтных работ должны соответствовать конкретным неисправностям двигателя.

Чтобы перед началом ремонта правильно выбрать его технологию (объём), необходимо представлять основные неисправности, причины их появления, а также связь с рабочими процессами двигателя и его систем.

4.1. Основные причины возникновения неисправностей

Можно назвать целый ряд причин, уменьшающих срок службы двигателей автомобилей. Например, пыль и грязь, коих великое множество на наших дорогах, приводят к быстрому засорению воздушных фильтров. Иногда (и нередко), когда нет полной герметизации фильтроэлемента с корпусом воздушного фильтра, некоторое количество пыли напрямую поступает в двигатель.

Отечественные топлива также содержат большое количество мелких частиц различного происхождения, что вызывает ускоренное засорение топливных фильтров. Если фильтр не обеспечивает необходимой тонкой очистки топлива, то это уменьшает ресурс двигателя.

У дизелей на работу и ресурс топливной аппаратуры влияет качество топлива. Содержащиеся в топливе вещества (например, вода и сера) вызывают коррозию деталей насосов и форсунок, приводят к нарушениям в подаче топлива. Это в свою очередь может привести к серьезным неисправностям и дефектам деталей двигателя (прогарам, поломкам поршней, форкамер и т.д.).

Повышенная запыленность воздуха приводит к попаданию пыли в топливный бак при заправке и в двигатель при смене масла и техническом обслуживании. Это вроде бы мелочи, однако накапливаясь со временем, они также вносят свой вклад в снижение ресурса.

Серьезное влияние на срок службы оказывают дорожные условия, требующие от водителя частых изменений режимов работы двигателя. Это характерно для узких дорог (частые обгоны), для дорог с дефектами покрытия (частые разгоны и торможения) и т.п. Не секрет, что двигатель, длительно работающий на постоянных режимах, "ходит" дольше.

Не стоит забывать и о в среднем более длительных суровых зимах у нас, чем, например в Западной Европе, Японии или США. Ведь известно, что один запуск двигателя в сильный мороз из-за ухудшения смазки деталей равен пробегу в несколько сотен или даже тысяч километров.

И, наконец, особенно серьезные неприятности доставляет несвоевременное и неквалифицированное обслуживание. Далеко не все, кто ездит на иностранных автомобилях, зна-

ют, какие фильтры и масла подходят, где их приобрести, где и как правильно выполнить техническое обслуживание двигателя. Ошибки здесь могут уменьшить срок службы некоторых деталей в десятки и сотни раз. Например, использование масла требуемой вязкости, но несоответствующего качества (очень широко распространенная ошибка) за несколько тысяч километров может привести к серьезному износу подшипников коленчатого и распределительного валов. Особенно это опасно для высокооборотных двигателей с турбонаддувом, где масло низкого качества также быстро выводит из строя турбокомпрессор. Другой пример - на автомобилях PORSCHE с двигателями воздушного охлаждения моторное масло используется в качестве рабочей жидкости в системе отопления салона, его количество примерно в три раза больше, чем обычно в двигателях жидкостного охлаждения. Поэтому "специалист", не имеющий достаточного опыта, не сможет здесь выполнить даже такую операцию, как смена масла.

Очень серьезные последствия вызывают обычно негерметичность системы охлаждения, неисправности термостата, датчика или муфты включения вентилятора. Следующий за ними перегрев двигателя часто приводит к разгерметизации стыка головки и блока цилиндров. Попадание охлаждающей жидкости в масло в этом случае ведет к резкому увеличению износа основных деталей, а вытеснение газом из камеры сгорания охлаждающей жидкости, находящейся вокруг этого цилиндра, приводит к его перегреву, деформации плоскостей стыка головки и блока, появлению трещин, выпаданию седел клапанов, поломке клапанов и поршней, коромысел, шатунов. А ведь что могло бы быть проще - вовремя заменить термостат или шланг с трещиной?

Практика показывает, что досрочный выход из строя каждого третьего-четвертого двигателя напрямую связан с неправильным техническим обслуживанием. В дальнейшем и ремонт двигателя оказывается проблематичным из-за довольно низкой пока квалификации работников ремонтных предприятий. Нередко "специалисты", выполняющие тот или иной вид ремонта двигателя, плохо разбираются в причинах неисправностей, их диагностике, особенностях работы деталей, возможных способах ремонта, а также, что немаловажно, не всегда представляют последствия ошибок, допущенных при ремонте.

Оценивая причины возникновения неисправностей двигателя, можно условно разделить их на 3 группы (рис. 4.1). Для двигателя всегда существует определенный срок службы, выражаемый обычно в километрах пробега автомобиля. В течение этого времени происходит как бы "естественный" износ деталей, который при правильной эксплуатации и своевременном техническом обслуживании определяется, в основном, конструкцией двигателя. Ресурс двигателя большинства иностранных автомобилей составляет порядка 200÷250 тыс. км. После пробега, соответствующего ресурсу, состояние двигателя обычно характеризуется большим расходом масла, повышенной шумностью, а иногда и стуками различного происхождения, связанными с большими зазорами в изношенных деталях, падением мощности, трудностью запуска и т.д. Двигатель при этом еще работает, однако при интенсивной эксплуатации автомобиль заставит своего хозяина постоянно покупать и доливать масло.

По экономическим (цена и количество доливаемого масла) и экологическим (токсичность выхлопа) соображениям выработку ресурса можно установить по максимально допустимому расходу масла — более 1,0÷1,5 л / 1000 км. Такой расход указывает на необходимость ремонта двигателя. Для редко эксплуатируемых автомобилей с пробегом до 5÷8 тыс. км в год расход масла может быть и в 1,5÷2 раза больше, однако решающими здесь становятся экологические требования.

Дальнейшая эксплуатация изношенного двигателя приводит к тому, что двигатель удается запустить, только вывернув и очистив от масла свечи. В процессе работы при снижении частоты вращения и нагрузки свечи повторно быстро "забрасываются" маслом, и отдельные цилиндры выключаются из работы. Можно сказать, что двигатель, достигший такого состояния, отработал даже несколько больше своего ресурса, поскольку его эксплуатация становится невозможной. Фактически этот предел можно назвать техническим ресурсом, достичь которого удается далеко не всегда и не всем, да это и не нужно делать - двигатель должен быть отремонтирован еще до наступления подобного состояния.

Следует отметить, что при большом пробеге, когда расход масла достаточно велик, возрастает риск, что в один прекрасный день двигатель по недосмотру останется без масла. Если недопустимо низкий уровень масла не будет замечен, произойдет поломка (в частности, возможно, например, повреждение, проворачивание, расплавление шатунных вкладышей), и без ремонта уже не обойтись. Однако и при обнаружении недопустимо низкого уровня масла вкладыши уже могут оказаться поврежденными. После восстановления уровня масла двигатель будет работать нормально, но износ деталей в результате такого режима "масляного голодания" может быть эквивалентен десяткам тысяч километров нормальной эксплуатации. Данный пример характеризует случай ускоренного износа деталей, который с течением времени может напомнить о себе необходимостью проведения серьезного ремонта при не слишком большом пробеге.

Поступающие к нам подержанные автомобили, обеспеченные у себя на родине высоким уровнем сервиса, хорошими дорогами и грамотной эксплуатацией, имеют в большинстве своем только "естественный" износ двигателя. У нас эти автомобили начинают испытывать воздействие целого ряда и объективных и субъективных факторов, приводящих к ускоренному износу деталей двигателя. Кстати, это одна из причин того, почему двигатели автомобилей с большим пробегом, вполне прилично работавшие "там", быстро выходят из строя "здесь".

Иногда на ресурс двигателя оказывают влияние заводские дефекты деталей. Обычно такие дефекты проявляются

уже при небольших пробегах - порядка 30-50 тыс. км. Они могут быть обусловлены различными причинами, в том числе, нарушением режимов термообработки, вследствие чего возможно появление и развитие трещин, отклонениями формы и расположения поверхностей деталей, влияющими на интенсивность их износа, а также дефектами в материале заготовок деталей (отливок или штамповок). В качестве примеров можно привести поломки поршневых пальцев, коленчатых валов, клапанов, их седел и других деталей.

Такие случаи крайне редки и их проявление не зависит напрямую от условий эксплуатации автомобиля. В то же время при появлении подобных дефектов и поломок не всегда легко установить, явились ли они следствием технологического брака при изготовлении или нарушения правил эксплуатации.

Очевидно, вовремя не устраненные причины ускоренного износа, а также целый ряд весьма опасных для двигателя объективных и субъективных факторов (рис. 4.1) приводят непосредственно к отказам и поломкам деталей. Как правило, это требует демонтажа, частичной или полной разборки двигателя с последующим проведением ремонтных работ различной степени сложности. И, как показывает практика, влияние некоторых скорее субъективных, чем объективных факторов бывает так велико, что общий пробег автомобиля с момента его "рождения" до выхода двигателя из строя может оказаться даже менее 10-15 тыс. км.

4.2. Работа двигателя в экстремальных условиях

Неисправности двигателя нередко возникают на режимах, когда температурные и силовые воздействия на детали превышают предельно-допустимые. Как уже было сказано выше, такие экстремальные условия носят нередко субъективный характер, т.е. определяются неграмотной эксплуатацией и несвоевременным и неквалифицированным техническим обслуживанием. Для правильной диагностики состояния двигателя необходимо представлять, что при этом происходит с его основными деталями. Рассмотрим этот вопрос более подробно.

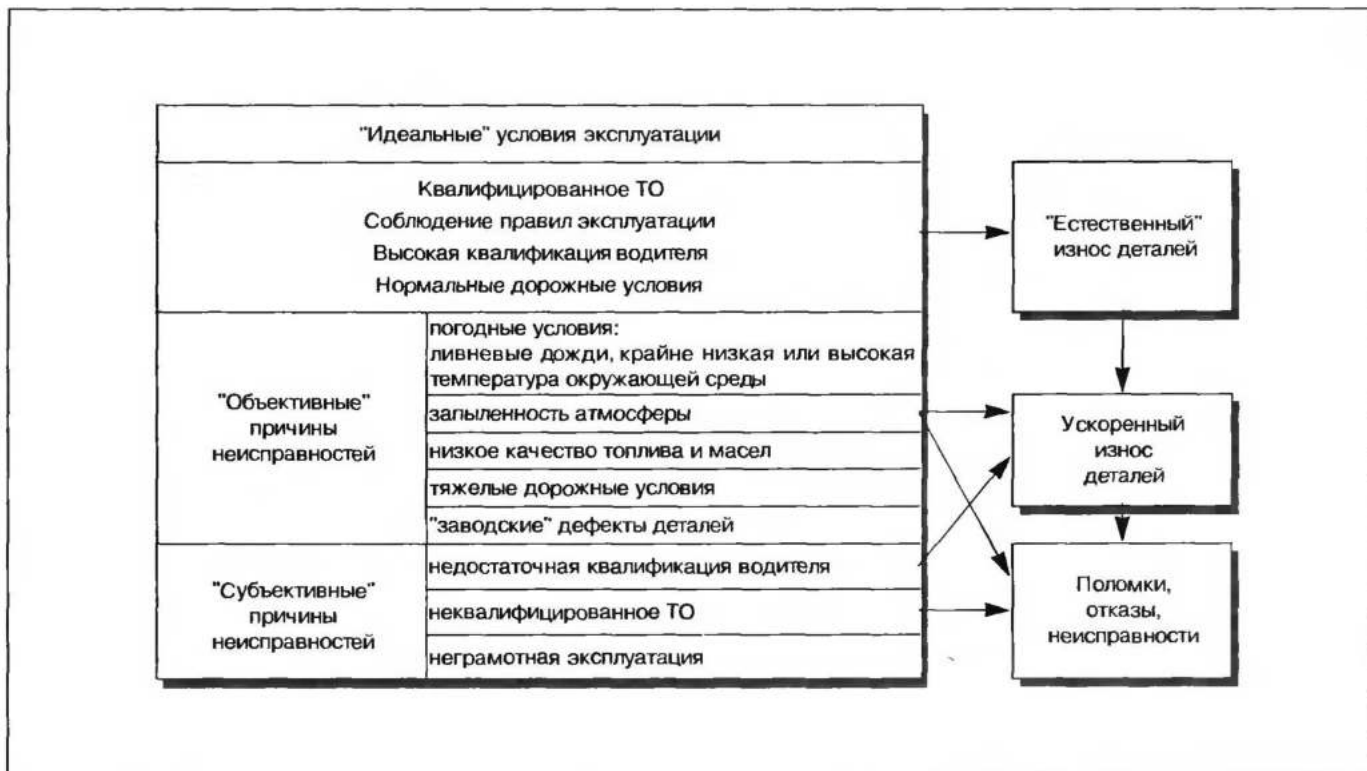


Рис. 4.1. Основные причины возникновения неисправностей двигателя

4.2.1. Работа двигателя при недостаточной смазке

В эксплуатации различных моделей автомобилей случаи выхода двигателя из строя по причине недостаточной смазки (режим "масляного голодания") встречаются наиболее часто. Общим для всех случаев является очень низкое давление или вообще его отсутствие в системе смазки.

Рассмотрим, что происходит с основными деталями двигателя, если давления масла нет или оно недостаточно.

После работы двигателя в течение нескольких секунд без давления в системе смазки начинается разогрев подшипников скольжения. Еще через несколько секунд начинает разрываться пленка масла между вкладышами и шейками вала, после чего может произойти местный перегрев и подплавление антифрикционного слоя вкладышей на одной или нескольких шейках. Далее процесс может развиваться в двух направлениях в зависимости от режима работы двигателя (частота вращения), зазора в подшипниках, материалов вала и вкладыша и др. Достаточно характерен случай приваривания рабочего слоя вкладышей к валу в результате сухого трения. После этого вкладыш проворачивается в постели подшипника и начинает вращаться. Если нагрузка и частота вращения были невелики, то двигатель может остановиться (заклинить), но вкладыши не провернутся в постелях. Это самый благоприятный случай в данной ситуации, поскольку шатуны и коленчатый вал не успели получить серьезных повреждений. Однако практика показала, что большинство водителей и механиков, столкнувшись с этим на практике, пытаются провернуть коленчатый вал с помощью буксировки или ключа с длинным рычагом. Как только коленчатый вал после этого начал вращаться, запускают двигатель. Теперь можно с уверенностью сказать, что вкладыши на каких-то шейках уже провернулись. Двигателю, несмотря на отсутствие пока каких-либо явных стуков, осталось проехать несколько десятков километров до разрушения шатуна и других деталей, а ремонт уже нужен достаточно сложный и дорогой.

Указанный случай разрушения подшипников более характерен для малых зазоров в подшипниках (относительно новые двигатели) и для сталеалюминиевых вкладышей. Следует отметить, что тонкие шатунные вкладыши при разогреве быстро теряют натяг в постели (отпускаются) и проворачиваются, в то время как с более толстыми вкладышами это случается довольно редко.

Другая ситуация может возникнуть в случае, когда толщина вкладыша и зазор в подшипнике больше, а вкладыш выполнен трехслойным, например, сталебронзобаббитовым. Здесь часто происходит ускоренный износ баббитового покрытия, но без задиров и переноса покрытия со вкладыша на вал. Интересно, что сталеалюминиевый вкладыш при ускоренном износе может задираться и после этого иметь неровную поверхность. После устранения причины недостаточного давления масла и последующей работы двигателя на шейках вала образуется "рельеф", ответный "рельефу" поврежденных вкладышей. Таким образом, последствия режима "масляного голодания" скажутся на работе двигателя много позже.

Независимо от того, провернулся ли вкладыш или на его рабочей поверхности произошло недопустимое повреждение антифрикционного слоя, при дальнейшей работе возникает прогрессирующий износ, довольно быстро приводящий к стукам, износу и деформации коленчатого вала, шатунов и даже постелей блока цилиндров.

В режиме "масляного голодания" нередко повреждается распределительный вал, особенно расположенный в головке блока. Так, встречаются ситуации (например, при запуске в холодное время года), когда небольшая подача масла есть, и КШМ остается целым, в то время как опорные подшипники распределительного вала или вспомогательных валов повреждаются.

Распределительный вал часто имеет опоры непосредственно в отверстиях алюминиевой головки блока цилиндров. Такая пара более склонна к задирам при недостатке масла,

чем, например, со втулкой или вкладышем со специальным антифрикционным материалом. Пониженное давление масла приводит также к недостаточной смазке кулачков и толкателей распределительного вала и их ускоренному износу.

Неприятная ситуация может сложиться, если в распределительном механизме используются гидротолкатели. Как только в двигателе появляется быстроразнашивающаяся деталь, в масле оказывается большое количество довольно крупных частиц. При засорении фильтра или холодном пуске нефилтрованное масло начинает поступать в систему смазки через открытый перепускной клапан. Последующее попадание частиц в пару плунжер-втулка гидротолкателя приводит к его заклиниванию и резкому (в сотни и тысячи раз) ускоренному износу кулачка и толкателя.

При недостатке смазки нередко происходит задиры и в паре поршень — цилиндр. Обычно сначала задиры возникают на нагруженной стороне юбки поршня. Затем, если двигатель продолжает работать, задиры могут охватить всю юбку поршня, сопровождаясь ее деформацией, появлением глубоких царапин на поверхности цилиндра, переносом алюминия на гильзу, а чугуна — на поршень. Особенно опасна такая ситуация для алюминиевых блоков цилиндров с тонкими покрытиями.

Режим "масляного голодания" возможен как у старых, изношенных двигателей, так и у новых, прошедших всего несколько тысяч километров. Причины его появления практически всегда (за редким исключением) субъективны, поскольку вызваны неграмотной эксплуатацией и/или неквалифицированным обслуживанием. Так, например, наезд на препятствие, в результате которого разрушен или смят поддон, масло перестало поступать в двигатель, а он продолжает работать — явно неграмотная эксплуатация. Заправка двигателя маслом несоответствующего качества и вязкости, в результате чего масло "закоксовывается" или перестает поступать при низкой температуре — явно неквалифицированное обслуживание. Результат же в обоих случаях один — задиры, разрушения подшипников и других деталей, заклинивание валов и т.д.

Основные случаи работы двигателя в режиме "масляного голодания" связаны с низкой температурой воздуха, низким качеством масла и малой подачей либо ее отсутствием (рис. 4.2). Рассмотрим условия наступления этих режимов более подробно.

Низкие температуры окружающей среды характерны зимой для достаточно обширных территорий нашей страны. Обычно при температуре выше $-18\text{--}20^\circ\text{C}$ каких-либо серьезных проблем с запуском и работой двигателя не возникает.

При температуре ниже -20°C возможны проблемы с подачей масла при пуске. Наиболее характерный случай — масло несоответствующей вязкости. Такая ситуация иногда наблюдается в начале зимы, когда последнее техническое обслуживание автомобиля с заменой моторного масла проводилось в теплое время, например, в конце лета. При этом в двигатель могло быть налито летнее масло.

Вязкость масла устанавливается международным стандартом SAE (Society of Automotive Engineers — Американское общество автомобильных инженеров). Масло по SAE в зависимости от вязкости делятся на летние, зимние и всесезонные. Летние масла имеют обозначение вязкости в виде числа (SAE 20, SAE 30 и т.д.), зимние — аналогично, но с буквой W (SAE 5W, SAE 10W и т.д.), а всесезонные — двумя числами, разделенными черточкой или дробью (SAE 10W-40, SAE 5W-50 и т.д.).

Всесезонные масла вследствие применения специальных загущающих присадок имеют значительно более пологую зависимость вязкости от температуры, чем зимние или летние. При этом первое число в обозначении вязкости указывает на вязкость при низкой температуре, а второе — при высокой. Это означает, что, например, масло SAE 15W-40 при температуре -18°C имеет вязкость как у зимнего масла SAE 15W, а при $+100^\circ\text{C}$ — как у летнего SAE 40. Таким образом, чем больше разница между числами в обозначении вязкости масла,



Рис. 4.2. Основные причины возникновения режима "масляного голодания"

тем более пологой будет зависимость его вязкости от температуры и тем в более широком диапазоне температур оно может использоваться (рис. 4.3).

Область применения масел зависит от степени форсирования двигателя. Увеличение нагрузки на детали требует более высокой вязкости. Вследствие этого у дизелей, например, отдельные сорта масел могут иметь ограниченную область применения (особенно, у верхней границы), а использование некоторых маловязких масел (SAE 5W-30 и др.) рекомендуется далеко не для всех двигателей.

Наибольший диапазон рабочих температур имеют, как правило, синтетические масла, превосходящие традиционные минеральные. Так, при низких температурах у синтетических масел вязкость меньше, чем у минеральных, что значительно облегчает запуск двигателя. Напротив, при высоких температурах синтетические масла имеют повышенную вязкость, что определяет большую прочность масляной пленки на деталях, а значит и более высокие допустимые нагрузки, что особенно важно для двигателей с турбонаддувом.

При запуске холодного двигателя масло, имеющее при данной температуре слишком большую вязкость, дает сразу несколько нежелательных эффектов:

"тугое" вращение коленчатого вала стартером, что затрудняет запуск;

если подача масла к насосу не нарушается, то густое масло может не успевать стекать из головки в картер, особенно при прогреве на высоких частотах вращения. Понижение уровня масла может грозить падением давления, ухудшением смазки подшипников и их разрушением;

нередко происходит нарушение подачи масла к насосу.

Последнее обстоятельство в определенной степени зависит от конструкции маслоприемника и поддона. Если масло слишком густое, то вблизи маслоприемника может образоваться воронка, которая не успевает заполняться маслом. Обычно это явление обнаруживается, когда после холодного запуска давление масла сначала увеличивается, а через несколько секунд падает до нуля, и после остановки на несколько секунд и повторного запуска картина повторяется. Чем меньше площадь маслоприемника и глубина (уровень) его расположения в картере, тем сильнее проявляется данный эффект.

Следует отметить, что на старых двигателях с изношенной ЦПГ прорыв в картер большого количества выхлопных газов, содержащих водяной пар, вызывает после остановки двигателя конденсацию пара и образование льда в масле. Кристаллы льда могут забить сетку маслоприемника, и эффект будет тот же, что и в предыдущем случае.

С точки зрения условий работы деталей при низких температурах картина усложняется существенным различием в коэффициентах линейных расширений вращающихся или поступательно движущихся деталей. Речь идет, в основном, о взаимно движущихся деталях, образующих пары трения типа "сталь-алюминий". Если охватываемая деталь - сталь или чугун, а охватываемая - алюминиевый сплав, то при низких температурах зазор в соединении увеличивается, что может дать "холодный"

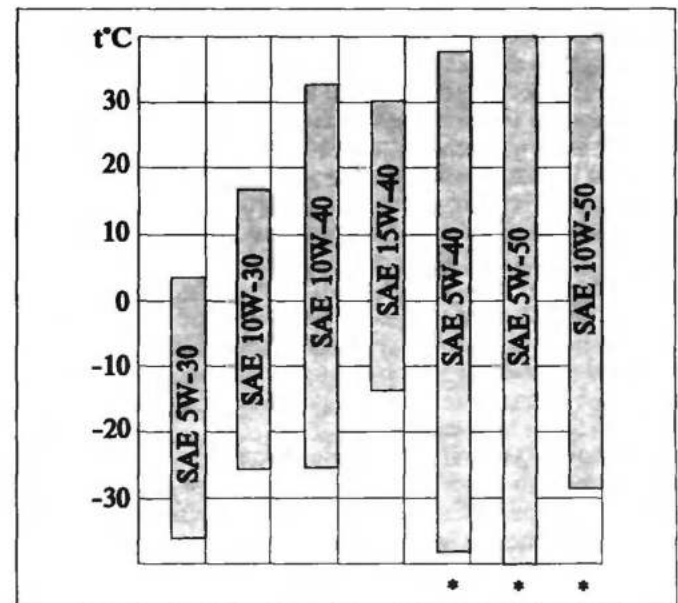


Рис. 4.3. Приблизительные диапазоны применения моторных масел с различной вязкостью по температуре окружающей среды: * — масла на синтетической основе

стук, уменьшающийся после непродолжительного прогрева. Подобные пары образует, например, поршень в цилиндре.

Однако в двигателе есть пары, где охватываемая деталь - алюминиевая, а охватываемая - стальная или чугунная. К таким парам относятся соединения поршня с пальцем, алюминиевой головки блока с чугунным распределительным валом, алюминиевого коромысла клапана со стальной осью и т.д. Чем ниже температура деталей, тем меньше зазор в этих соединениях. Если при температуре +20°C зазор в соединении, например, 0,03 мм, то при -30°C он может стать меньше 0,01 мм. Поскольку масло при такой температуре имеет значительную вязкость, его подача при запуске может задерживаться на несколько секунд. При этом в паре может возникнуть режим "масляного голодания", когда нагрузка в подшипнике возрастает за счет увеличения вязкости масла и уменьшения зазора, а подача масла отсутствует.

Если сразу после запуска устанавливается повышенная частота вращения, то за счет малого зазора возникает быстрый местный разогрев поверхности подшипника (отвод тепла не происходит мгновенно), что приводит к уменьшению диаметра отверстия (расширение внутрь). Такие ситуации нередко приводят к задирам поверхностей и заклиниванию. Эффективными мерами предотвращения заклинивания являются применение синтетических или зимних масел, увеличение содержания кремния в алюминиевом сплаве, увеличение рабочего зазора. Последнее следует учитывать при ремонте особо. Стремление снизить шум двигателя за счет чрезмерного уменьшения рабочих зазоров напрямую ведет к серьезным неисправностям и поломкам деталей при недостаточной смазке и/или низких температурах.

Одной из наиболее распространенных причин выхода двигателя из строя является применение масла несоответствующего качества.

Качество масла определяется принятой во всем мире системой API (American Petroleum Institute). Различия в качестве масла определяют содержание в нем присадок - антиокислительных, моющих, антикоррозионных и др. Чем выше степень форсирования двигателя, тем более высокую температуру имеют детали двигателя (поршни, поршневые кольца, клапаны). Присадки, содержащиеся в масле, с одной стороны препятствуют его окислению и нагарообразованию в месте контакта с нагретыми стенками, а с другой - смывают и растворяют отложения на стенках, если они образовались.

Согласно системе API масло разделено на две области применения - для бензиновых (обозначается буквой S — Service) и дизельных двигателей (буква C — Commercial). Качество масла также обозначается буквой, причем по возрастающей в алфавитном порядке - высшее качество в настоящее время имеет масло с буквой H для бензиновых и D для дизельных двигателей.

Сочетание букв, обозначающих область применения и качество, называется спецификацией масла. Так, масла спецификации CD предназначены только для дизелей, а спецификация SG/CD означает, что масло универсальное - и для бензиновых и для дизельных двигателей.

На современных бензиновых двигателях могут применяться масла только со спецификацией SG и SH. Масла со спецификацией SE и SF могут быть использованы только для старых двигателей (модели выпуска до 1985 года) и без турбонаддува.

Практика показывает, что желательно использовать масла всемирно известных нефтяных компаний - производителей масел для двигателей. Это связано с тем, что разработка и производство высококачественных масел для современных двигателей требует большого объема научных исследований. Основными производителями масел в настоящее время являются компании CASTROL, SHELL, ESSO, MOBIL, BP (BRITISH PETROLEUM), ELF, MOTUL, TEXACO, AGIP.

Использование масел более высокого качества, чем требует данная конструкция двигателя, вполне допустимо. В не-

которых случаях это даже может дать некоторое увеличение его ресурса, однако такая замена не всегда экономически целесообразна. Другое дело, когда в двигателе используется масло низкого качества и сомнительного происхождения.

Одно из следствий этого - отложение нагара и смол на внутренних стенках и каналах двигателя, а также усиленное коксование копец в канавках поршня. При этом не исключено, что уже через несколько сотен километров газы и прорези в маслосъемных кольцах и их канавках будут полностью забиты нагаром. С другой стороны, коксование масла на стенках в дальнейшем может привести к отслоению твердых частиц от стенок и закупориванию маслоприемника или отверстий малого диаметра в системе смазки. Такой эффект может дать и промывка старого двигателя специальным промывочным маслом, добавление в масло специальных присадок, оказывающих на отложение растворяющее действие, или даже просто смена масла после длительной эксплуатации без его замены.

Очень часто при попадании частиц нагара выходят из строя гидротолкатели в приводе клапанов, в результате чего начинается быстро прогрессирующий износ кулачков распределительного вала. Нередки также случаи закоксовывания смазочных отверстий небольшого диаметра, например, для смазки кулачков или подачи масла к опoram распределительного вала, ротора турбокомпрессора и т.д. Последний случай особенно опасен разрушением подшипника вплоть до поломки вала. Когда распределительный вал заклинивает в подшипнике, его может "скрутить" по наиболее слабому сечению между звездочкой и заклинившей опорой.

На отложения нагара и смол большое влияние оказывают условия эксплуатации автомобиля в холодное время года. Так, при кратковременных поездках, когда масло не успевает прогреться, интенсивность отложений значительно возрастает даже при использовании масел высокого качества, не говоря уже о более дешевых сортах. Картина усугубляется неполным сгоранием топлива, а также большим количеством водяных паров в картерных газах (на изношенном двигателе их больше), конденсирующихся на поверхности холодного масла.

Подобные условия нередко приводят к образованию "мягких" отложений в виде «мази», т.е. сильно загустевшего масла. Переход масла в "мазеобразное" состояние заканчивается обычно повреждениями подшипников скольжения. Практика также показывает, что некачественное масло отрицательно действует и на резиновые детали - нередко при сильных отложениях сальники и маслосъемные колпачки быстро теряют эластичность. Об этом необходимо помнить при ремонте таких двигателей.

Если происходит коксование масла в маслосъемных канавках поршней, двигатель, имевший ранее очень низкий расход масла, вдруг начинает "есть" его в десятки раз больше. Не каждый водитель может вовремя это обнаружить. Данная ситуация часто заканчивается расплавлением подшипников коленчатого вала, поломкой турбокомпрессора и другими подобными неприятностями. Интересно отметить, что в таких случаях сигнализация недостаточного давления масла, устанавливаемая на большинстве автомобилей, часто показывает отсутствие давления масла только тогда, когда подшипники уже имеют ту или иную степень повреждения.

Обнаружить вовремя недопустимо низкий уровень масла в картере позволяют датчики уровня, устанавливаемые на многих современных автомобилях. Менее информативны здесь указатели давления масла, поскольку практика показала, что водители нередко не замечают падения стрелки указателя или даже принимают его за неисправность датчика или указателя давления. Во всех случаях падение давления масла из-за недостаточного его уровня можно без труда определить по ненормальному шуму работы двигателя. Так, например, у двигателя с гидротолкателями начинается сильный стук клапанов. Гидротолкатели для работы требуют определенного давления масла (обычно не менее 0,1 МПа на средних частотах вращения) и перестают работать еще до того,

как срабатывает датчик недостаточного давления (0,04÷0,08 МПа). Определить отсутствие масла в двигателе в других случаях удается обычно только опытному водителю, да и то, если в салоне автомобиля отсутствуют посторонние шумы (например, включенное радио, магнитофон и т.д.).

Нарушение подачи масла может быть связано с деформацией или разрушением поддона картера, что весьма характерно для тяжелых дорожных условий. В первом случае возможно частичное или полное перекрытие отверстия маслоприемника деформированным поддоном. Характер неисправности зависит от конструкции маслоприемника. На многих двигателях прошлых лет выпуска маслоприемник располагается на корпусе насоса. Иногда при ударе по маслоприемнику возможна его поломка либо деформация корпуса насоса с последующей поломкой валика его привода (MERCEDES-BENZ).

У автомобилей, где вся информация о системе смазки сосредоточена в датчике аварийного давления масла, перекрытие маслоприемника нередко не приводит к срабатыванию датчика, однако давление в системе становится очень низким. Работа двигателя в таком режиме, естественно, характеризуется быстрым изнашиванием основных деталей. Однако разрушение подшипников случается позже, обычно в холодное время года при запуске, когда густое масло не может пройти в узкие щели между маслоприемником и деформированным поддоном.

Наиболее опасны случаи разрушения алюминиевого поддона, сопровождающиеся быстрым вытеканием масла. Обычно при сбрасывании в этот момент нагрузки и частоты вращения и выключении двигателя повреждений деталей не происходит. Напротив, дальнейшее движение с нагрузкой заканчивается разрушением подшипников уже через несколько секунд. Поэтому с точки зрения ремонта в случаях повреждения и, особенно, разрушения поддона все подшипники коленчатого вала должны быть в обязательном порядке проверены перед установкой нового или отремонтированного поддона.

Известны и другие причины ускоренного износа, повреждения деталей и выхода двигателей из строя из-за недостаточной смазки. Так, интенсивный износ подшипников и деталей поршневой группы наблюдается при разжижении масла охлаждающей жидкостью или топливом.

Поступление охлаждающей жидкости в масло обычно связано с негерметичностью прокладки головки блока или тре-

щинами в стенках головки или блока цилиндров. При этом даже непродолжительная (200÷300 км) эксплуатация двигателя на водомасляной эмульсии уже может привести, например, к недопустимому износу вкладышей подшипников.

Разжижение масла топливом наблюдается на двигателях с карбюраторной системой питания при разрыве мембраны бензонасоса, а с впрыском топлива - при заклинивании иглы форсунки в открытом положении. Если в масло попадает бензин даже в небольших количествах (сверх той незначительной части бензина, всегда поступающей в масло при работе двигателя), то вязкость масла заметно уменьшается. Кроме того, за счет испарения бензина из системы вентиляции пары поступают во впускной трубопровод, переобогащая смесь на холостом ходу и приводя к неустойчивой работе двигателя.

4.2.2. Перегрев двигателя

Перегрев двигателя обычно возникает вследствие неисправности элементов системы охлаждения либо негерметичности по каким-либо причинам прокладки головки блока. В системе охлаждения нередко образуется негерметичность шлангов или радиатора. Если речь не идет о механических повреждениях, то негерметичность обычно связана со старением резины, коррозией трубок радиатора и патрубков. Более распространенная причина негерметичности системы - износ или неисправность насоса охлаждающей жидкости (рис. 4.4).

Негерметичность, естественно, приводит к уменьшению количества жидкости в системе охлаждения и последующему перегреву. Интересно, что в холодное время года недостаток жидкости обычно характеризуется резким снижением эффективности отопителя салона автомобиля, поскольку жидкость к отопителю подводится, как правило, от верхней части двигателя.

Некоторые двигатели имеют достаточно высокую рабочую температуру. Негерметичность здесь приводит к отсутствию избыточного давления жидкости в системе, что значительно снижает её температуру кипения. Причина перегрева двигателя в таких случаях довольно часто связана с неисправностью клапанов пробки заливной горловины системы охлаждения.

Среди причин перегрева следует также отметить неисправности термостата, датчика или реле включения вентилятора, а также самого вентилятора или его муфты включения

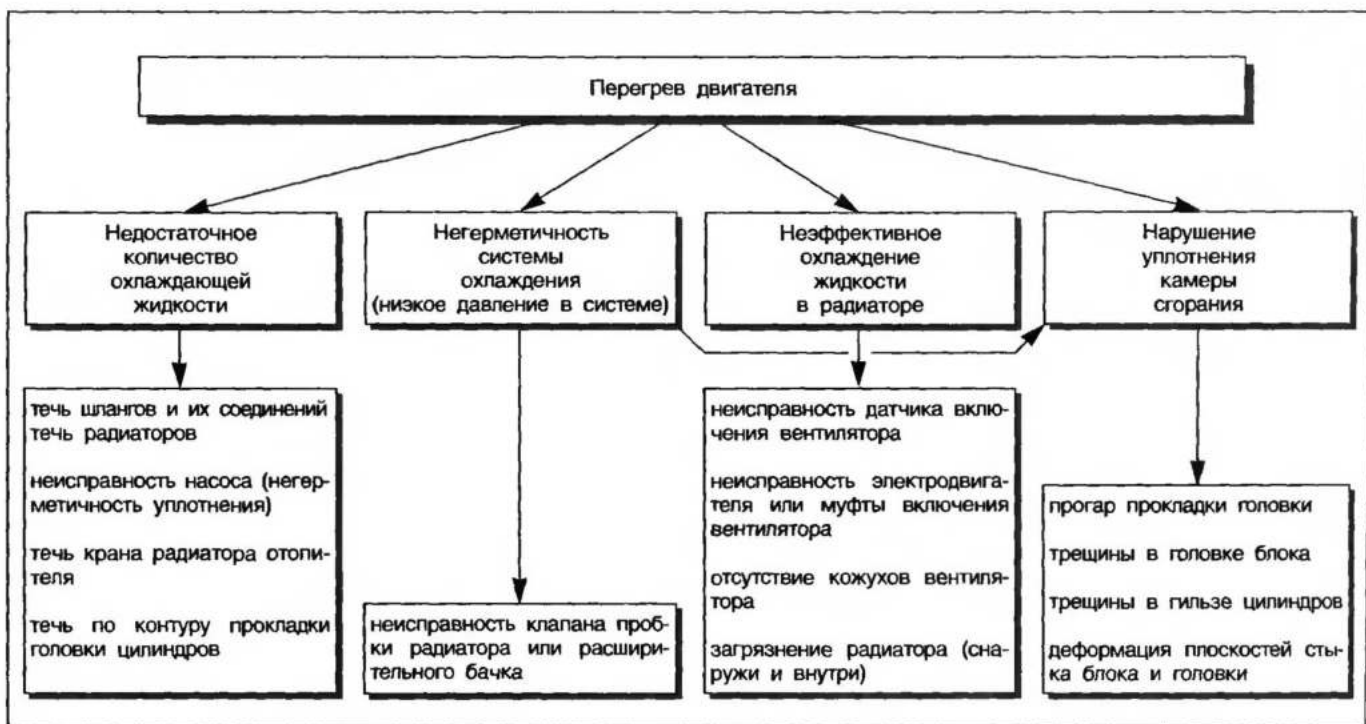


Рис. 4.4. Основные причины перегрева двигателя

(электромагнитной или вязкостной). В условиях зимнего городского движения иногда наблюдается и неисправность электропроводки, подверженной интенсивной электрохимической коррозии из-за воздействия дорожной соли.

Перегрев двигателя сопровождается кипением, снижением эффективности охлаждения и резким увеличением температуры деталей ЦПГ и головки блока цилиндров. Рассмотрим, что при этом происходит.

Снижение эффективности охлаждения приводит к уменьшению отвода тепла от поршня в стенки цилиндра. Температура поршня увеличивается, уменьшается зазор между поршнем и цилиндром. На отдельных участках юбки поршня (обычно ближе к бобышкам) зазор уменьшается до нуля, появляется давление поршня на стенки, дополнительные силы трения и разогрев юбки. Перегретое масло на стенках цилиндра теряет смазочные свойства, пленка масла легко разрывается. Возникает режим полусухого трения с непосредственным контактом поршня и цилиндра. В результате происходит местное подплавление материала поршня, иногда с внедрением его в стенку цилиндра. На цилиндре и поршне образуются задиры, причем процесс носит лавинообразный характер - чем больше сила трения, тем больше температура, что приводит к еще большему увеличению силы трения и, в конце концов, заклиниванию двигателя.

После охлаждения двигателя поршни часто имеют остаточную деформацию юбки, которая в некоторых случаях превышает $0,2 \pm 0,3$ мм. После устранения причин перегрева деформированные поршни "стучат", особенно сильно при запуске холодного двигателя. Двигатель с такими поршнями будет иметь повышенный расход масла из-за ухудшения маслосъемного действия колец вследствие сильного "качания" поршня в цилиндре, а также, возможно, из-за повреждения поверхности зеркала цилиндра.

Перегрев сопровождается резким увеличением усилия сжатия прокладки головки блока за счет разницы температурного расширения головки и болтов (см. раздел 2.). Из-за этого, с одной стороны, происходит дополнительное обжатие прокладки, а с другой - деформируются плоскости стыка. Обычно деформация плоскостей имеет место на головке, однако встречаются и случаи деформации плоскости блока, например, "провал" плоскости у перегородок между цилиндрами и "подъем" вблизи резьбовых отверстий болтов. У головки наиболее часто встречается "провал" плоскости вблизи продольной оси цилиндров. После охлаждения двигателя обычно возникает негерметичность стыка головки с блоком, либо уменьшение усилия сжатия прокладки настолько, что прокладка вскоре прогорает.

Другие последствия перегрева связаны с повреждением деталей распределительного механизма. В первую очередь это касается седел выпускных клапанов. При ухудшении охлаждения головки происходит значительный рост температуры седел, сопровождаемый возможной последующей деформацией гнезда. После охлаждения двигателя седло может потерять натяг в гнезде, что впоследствии приведет к его выпадению и разрушению многих деталей двигателя - клапана, головки блока, поршня, блока цилиндров и т.д. В дизелях, помимо ослабления посадки седла, может произойти потеря натяга крышки вихревой камеры с аналогичными для двигателя последствиями. Кроме того, длительная работа дизеля с перегревом или с неправильной подачей топлива может привести к потере усилия сжатия шайб под форсунками. В результате этого возможен перегрев шайбы, выгорание материала головки под шайбой, а также выход из строя распылителя форсунки.

В головках блока цилиндров перегрев вызывает появление трещин, обычно около седла выпускного клапана. Это связано со сравнительно низкой пластичностью материалов головок (чугуна и силумина) и их пониженной стойкостью к большим температурным перепадам.

После перегрева появившиеся остаточные деформации иногда требуют проведения серьезного ремонта деталей. Так, если есть деформация плоскости головки, то нетрудно обнару-

жить деформацию опор распределительного вала (если они есть в головке) или плоскостей для установки его корпуса или опор.

По тяжести последствий для двигателя перегрев, таким образом, лишь незначительно уступает режиму "масляного голодания". В ряде случаев после сильного перегрева ремонт оказывается сложнее и требует более высокой квалификации специалиста-ремонтника, чем стандартная ситуация с расплавлением вкладышей и задиром шеек коленчатого вала из-за недостаточной смазки.

4.2.3 Работа двигателя на несоответствующем топливе

Двигатели с искровым зажиганием при работе на несоответствующем топливе (с низким октановым числом) подвержены детонации.

Длительная работа двигателя с детонацией нередко имеет достаточно субъективные причины, т.е. связана с неграмотностью или недостаточным опытом водителя. Двигатели автомобилей прошлых лет выпуска, требовавшие высокооктанового топлива, имели возможность ручного регулирования (установки) угла опережения зажигания. В случае использования низкооктанового бензина водитель мог уменьшить угол опережения зажигания для ослабления или исключения детонации. Тем самым удавалось снизить детонационные нагрузки на детали поршневой группы, хотя и не без ущерба для выпускных клапанов и их седел, подверженных ускоренному износу в условиях повышенной температуры газов при выпуске.

На современных двигателях нередко нет возможности ручного регулирования угла опережения зажигания, т.к. часто он регулируется только компьютером в зависимости от режима работы двигателя (GM, BMW, MERCEDES-BENZ, OPEL, VOLVO, RENAULT и др.). Вследствие этого уменьшение октанового числа бензина опасно для двигателя, даже если в систему регулирования включен датчик детонации - возможности уменьшения угла опережения по сигналу датчика довольно ограничены.

Последствия длительного воздействия детонации на детали поршневой группы общеизвестны. Основные неисправности двигателя, вызываемые детонацией - трещины и поломка поршней, поломка поршневых колец, прогар поршней. Поршни некоторых двигателей изготавливаются из материалов с повышенной пластичностью. Такие материалы более стойки к ударным детонационным нагрузкам - перемычки между кольцами на поршнях не ломаются. Однако пластичный материал хуже противостоит износу в верхней канавке поршневого кольца, а воздействие детонации приводит к пластическим деформациям - "разбиванию" канавки.

У дизелей несоответствующее топливо также вызывает целый ряд повреждений, и в первую очередь поршневой группы. В данном случае речь идет о так называемом цетановом числе дизельного топлива, определяющем задержку воспламенения и скорость сгорания. Чем ниже цетановое число, тем больше задержка воспламенения и тем выше скорость нарастания давления в цилиндре (стук, "жесткость" сгорания). Следствием этого у дизеля являются те же повреждения, что и у бензинового двигателя - поломанные или прогоревшие перемычки, сломанные кольца, а также трещины в днище поршня. Однако следует отметить, что аналогичные повреждения возникают и из-за неправильной регулировки или неисправности аппаратуры впрыска. Эти факторы у дизеля имеют большее значение, чем у бензинового двигателя.

На практике иногда встречаются случаи серьезного повреждения деталей поршневой группы дизелей после применения легковоспламеняющихся жидкостей для облегчения запуска двигателя. Например, всего 1 см^3 такой жидкости, впрыскиваемой во впускной коллектор дизеля, может "слопать" перемычки между кольцами сразу на всех поршнях.

Некачественное топливо часто является причиной неисправностей системы топливоподдачи не только у дизелей (где

требования наиболее жесткие из-за высокой точности деталей плунжерных пар ТНВД и малых зазоров между ними), но и у бензиновых двигателей. Так, загрязненное топливо приводит к быстрому износу и выходу из строя электрических бензонасосов, поскольку между баком и насосом фильтр тонкой очистки, как правило, не устанавливается. Повышенное содержание смол в бензине вызывает нарушение работы форсунок - ухудшение тонкости распыливания, засорение, негерметичность в закрытом состоянии и др. На работу систем управления оказывают воздействие и атмосферные условия - влажность, запыленность, содержание агрессивных веществ, а также высокая температура в моторном отсеке автомобиля. Это приводит к коррозии подвижных соединений в датчиках и агрегатах, а также к нарушениям в работе электрических цепей и электронных блоков управления.

Указанные особенности эксплуатации автомобилей являются причиной возникновения дефектов, достаточно сложно выявляемых различными диагностическими средствами. На практике ситуация нередко еще более усложняется неквалифицированным вмешательством в работу систем, при котором могут появиться достаточно специфичные и не свойственные данной системе дефекты.

4.2.4. Гидроудар в цилиндре двигателя

Гидроудар возникает при попадании в цилиндр различных жидкостей. Наиболее часто такая ситуация встречается при проезде автомобиля глубокого впадин дорожного полотна, заполненных водой. Вода, заливая переднюю панель автомобиля, может попасть во всасывающий патрубок воздушного фильтра и далее в цилиндры. Этому способствует определенная конструкция передка автомобиля и расположение всасывающего патрубка в подкапотном пространстве, поэтому некоторые модели "проявляют" повышенную склонность к гидроудару.

Если объем воды, попавшей в цилиндр, близок или превышает объем камеры сгорания, то при подходе к ВМТ поршень "упрётся" в воду, являющуюся несжимаемой жидкостью. При этом за счёт инерции вращающегося коленчатого вала давление в цилиндре возрастает во много раз, и двигатель, как правило, сразу останавливается, даже если он работал на повышенных частотах вращения.

В результате гидроудара, в первую очередь, деформируется шатун - его стержень теряет устойчивость, т.е. изгибается (обычно в плоскости вращения кривошипа) и сжимается вдоль оси так, что уменьшается межосевое расстояние между нижней и верхней головками. Помимо этого, возможно появление трещин в верхней части цилиндра, особенно у двигателей с "мокрыми" гильзами или алюминиевыми цельнолитыми блоками цилиндров. Коленчатый вал, несмотря на огромные нагрузки, в подобных случаях деформируется незначительно - не более чем на $0,01 \pm 0,02$ мм.

Дальнейшая "судьба" двигателя после гидроудара в значительной степени определяется действиями водителя. Так как стартером прокрутить коленчатый вал, как правило, не удается, то часто пытаются завести двигатель с ходу. При этом шатун (или шатуны) ещё более деформируется, однако двигатель может даже запуститься, но работать неустойчиво и со стуком. После кратковременной поездки с таким дефектом происходит поломка шатуна, нередко приводящая к разрушению блока цилиндров.

На практике гидроудар в цилиндре встречается не только из-за попадания воды во всасывающий патрубок воздушного фильтра. Известны случаи гидроудара из-за быстрого разрушения подшипников и ротора турбокомпрессора, вследствие чего большое количество масла сразу поступало в цилиндры. У двигателей с впрыском топлива гидроудар возможен при разрыве мембраны регулятора давления топлива. При этом бензин под давлением быстро поступает во впускной коллектор через вакуумный шланг регулятора. Причиной гидроудара может стать и негерметичность прокладки головки блока, когда охлаждающая жидкость поступает в цилиндр после остановки двигателя.

Если после гидроудара коленчатый вал оказывается заклиненным, это означает, что деформированный шатун упирается в стенку блока цилиндров. Это наиболее благоприятный случай, т.к. позволяет выполнить ремонт двигателя с наименьшими затратами (но обязательно с полной разборкой двигателя). Если двигатель удалось запустить, то после обрыва деформированного шатуна ремонт, как правило, уже будет связан с заделкой трещин и пробоин в блоке цилиндров, что не во всех случаях удается сделать надежно.

4.3. Диагностирование неисправностей механической части двигателя

Для определения неисправности могут быть использованы различные способы в зависимости от состояния двигателя, квалификации персонала, вида диагностического оборудования и др. Диагностирование всегда предшествует ремонту, причем чем точнее определена причина, тем с меньшими затратами времени может быть устранена неисправность.

Следует различать диагностирование механической части двигателя, с одной стороны, и систем управления (питания, зажигания) - с другой. Дело в том, что неисправности механической части нередко могут быть определены только по внешним признакам - например, "на слух", в то время как неисправности систем электронного управления современных двигателей, как правило, выявляются с помощью специального диагностического оборудования. Кроме того, при целом ряде неисправностей как механической части, так и систем управления, двигатель вообще не удается запустить. В таких случаях традиционные методы диагностики, как правило, неприемлемы - полноценной информации ни по внешним признакам, ни по результатам измерения параметров системы управления не получить.

С другой стороны, нельзя смешивать диагностику механической части и систем управления при выборе методов и средств диагностики. Практика показывает, что с помощью даже самого современного электронного диагностического оборудования, как правило, не удается определить причину стука или большого расхода масла. Точно так же многие неисправности систем управления не удается определить и устранить, только анализируя их внешние проявления (по характеру работы двигателя).

Указанная "путаница" характерна для малоопытных работников многих ремонтных организаций. Её результатом обычно являются "лишние" работы и неоправданный расход запасных частей из-за неверно определенной причины конкретной неисправности. Поэтому ниже неисправности механической части и систем управления рассматриваются отдельно.

4.3.1. Диагностика неисправностей двигателя по внешним признакам

Работающий двигатель характеризуется целым рядом внешних проявлений, правильный и квалифицированный анализ которых дает весьма ценную информацию о неисправностях. Более того, существует большое количество неисправностей, которые удается определить только по внешним признакам. К таким признакам относится посторонний шум, цвет и состав выхлопных газов, расходы масла, охлаждающей жидкости и др.

Если рассматривать двигатель в качестве "черного ящика" (рис. 4.5), т.е., не зная его устройства и характерных особенностей конструкции, по входным параметрам, режиму работы и выходным параметрам (внешним признакам) можно определить неисправность только по определенному алгоритму. Это значит, что необходимо придерживаться определенного порядка проведения проверок, постепенно исключая все неисправности, не характерные для данного случая, и сужающие круг поиска до нескольких или даже одной возможной причины.

К сожалению, для механической части двигателя подобные алгоритмы получаются слишком сложными, чтобы ими можно было бы пользоваться на практике. Это, с одной сторо-

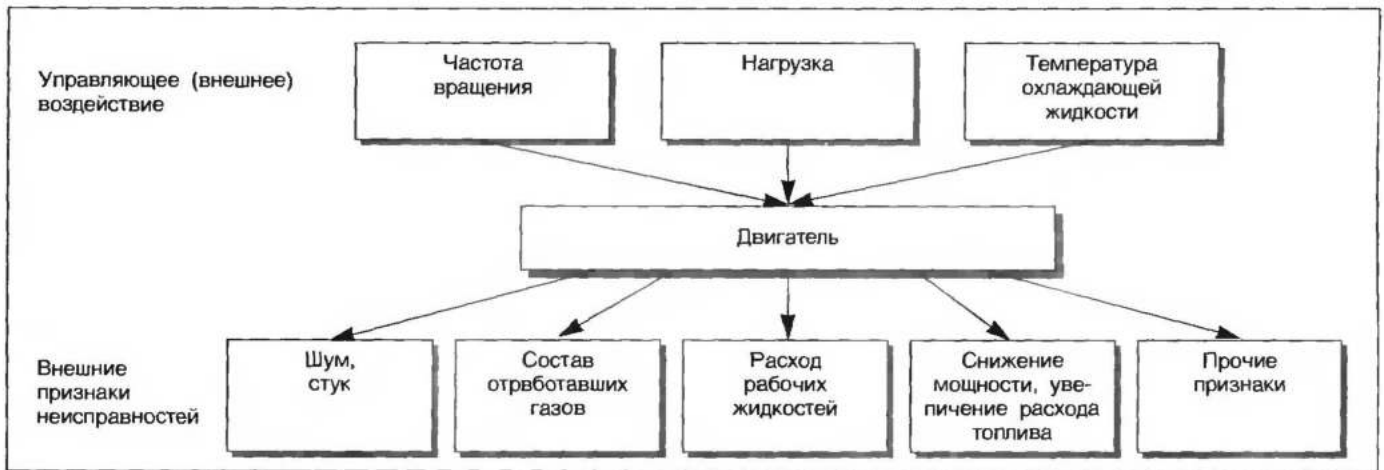


Рис. 4.5. Двигатель в качестве "черного ящика"

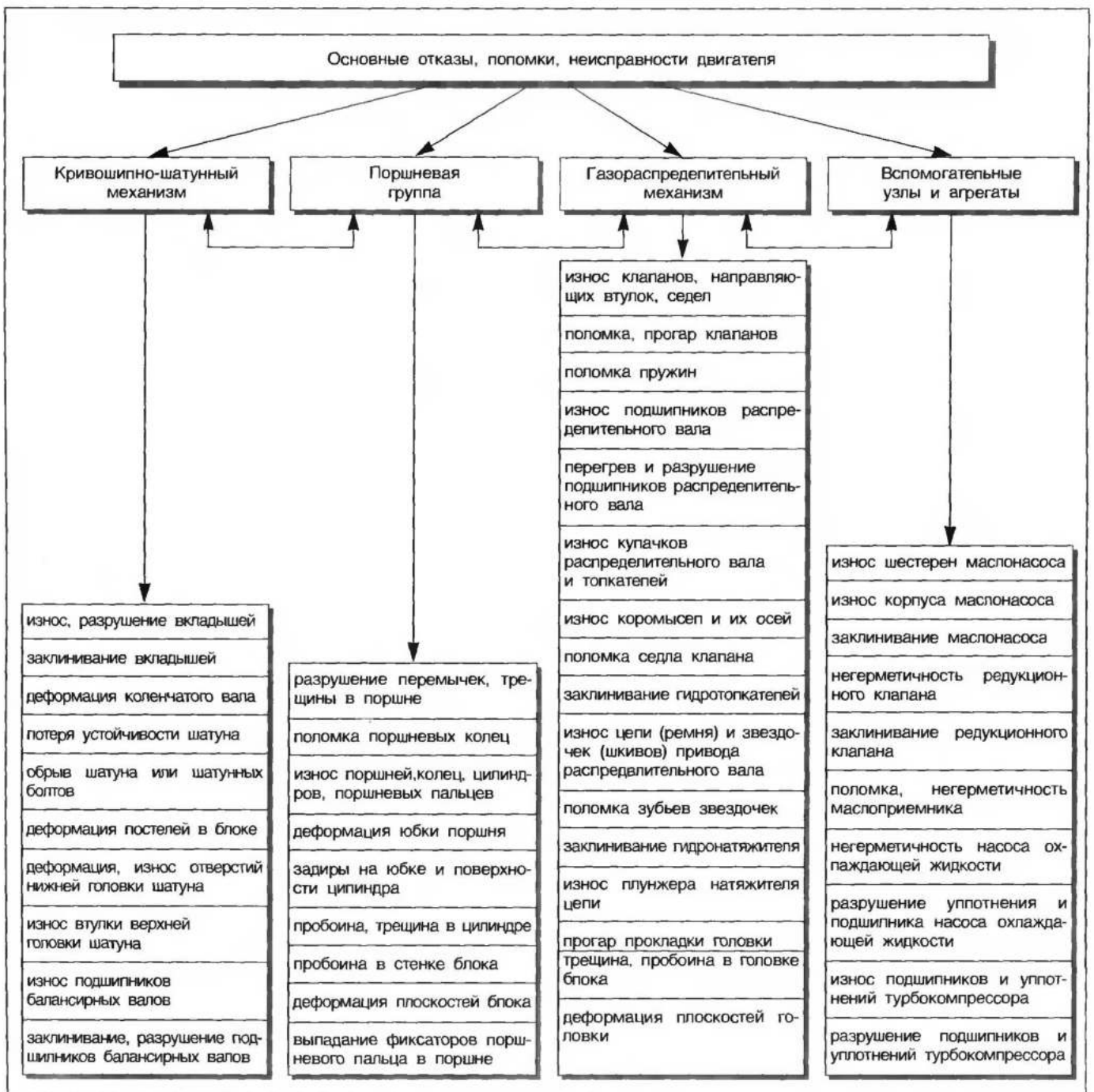


Рис. 4.6. Основные отказы, поломки, неисправности механической части двигателя

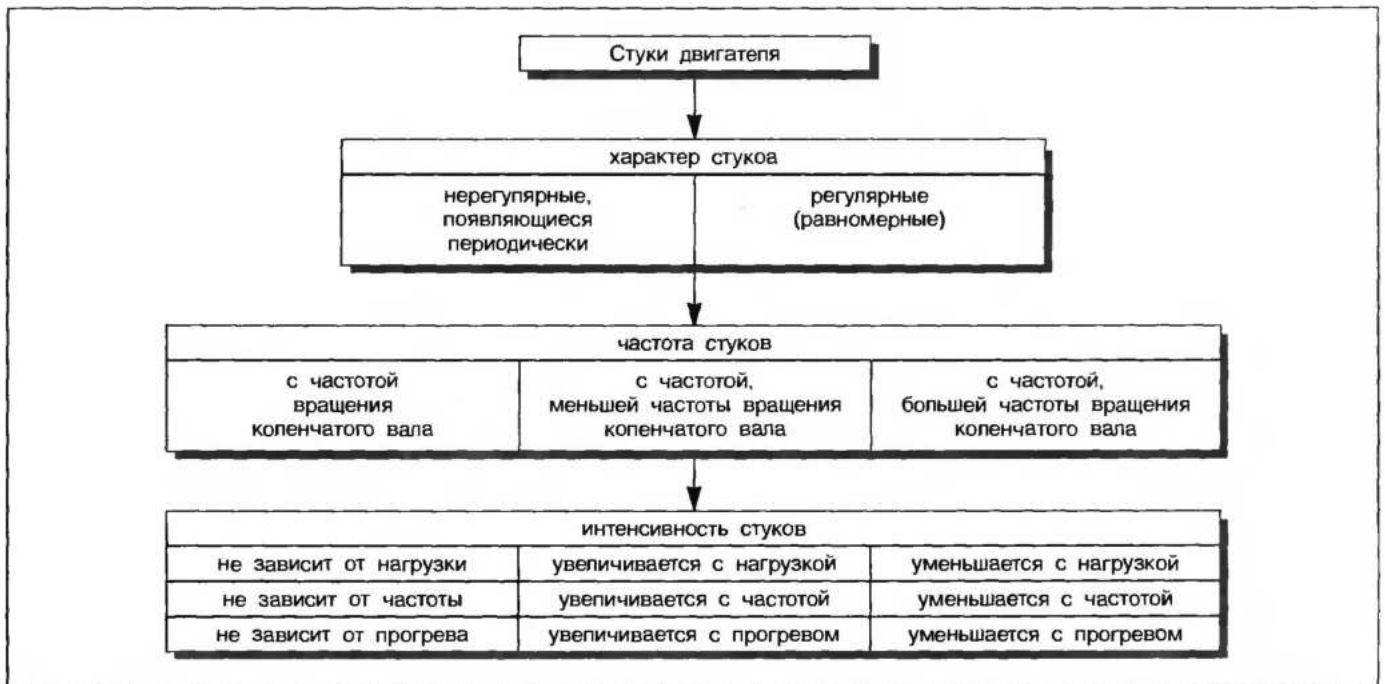


Рис. 4.7. Характеристика стуков в двигателе и зависимости от режима его работы

ны, связано с большим количеством различных деталей (рис. 4.6), дефекты которых дают похожую картину внешних признаков неисправности. С другой стороны, влияние режима работы двигателя дает обычно огромное число вариантов внешних проявлений (рис. 4.7). Вследствие этого представляется более целесообразным сразу пользоваться таблицами неисправностей (табл. 4.1). Специалисты, знающие конструкцию двигателя, происходящие в нем процессы и условия работы деталей, обычно довольно точно определяют неисправность непосредственно по её внешним признакам.

К алгоритмам поиска и таблицам неисправностей следует относиться с известной долей осторожности. Дело в том, что конкретный двигатель может иметь конструкцию некоторых узлов и деталей, отличающуюся от традиционной. Тогда внешние признаки неисправности могут указать на неверную причину. Кроме этого, внешние признаки часто указывают не на причину, а на следствие этой причины. Например, причина стука шатунных подшипников может быть совсем не в силь-

ном их износе, а, в неисправности маслососа. В данном случае износ является таким же следствием, как и стук, а истинная причина неочевидна.

На практике часто приходится выполнять большое количество проверок узлов и деталей двигателя, чтобы найти и устранить причину неисправности. В некоторых случаях, когда неисправности проявляются в виде стуков, локализовать источник стука по высоте и длине двигателя помогают простейшие приборы типа стетоскопов.

Правильное определение причины неисправности позволяет существенно сократить затраты времени (и, соответственно, средств) на ремонт, поскольку нет необходимости выполнять ненужные работы. Более того, неправильно проведенная диагностика иногда не позволяет сразу определить причину неисправности даже после полной разборки двигателя. В этой связи следует отметить, что здесь решающее значение приобретает опыт специалиста-ремонтника, в том числе знания конструкции и процессов двигателя и его систем.

Таблица 4.1. Основные неисправности механической части двигателя, их причины и способы устранения

Характеристика неисправности	Причина	Проверка	Способ устранения
Равномерный стук на всех режимах с частотой, вдвое меньшей частоты вращения, несколько увеличивающийся с прогревом двигателя, практически не зависящий от нагрузки	Износ кулачков распределительного вала	Визуально	Заменить или отремонтировать изношенные детали
	Износ рычагов, толкателей	—	—
	Большой зазор в клапанах	—	Регулировка
	Износ осей коромысел	—	Заменить или отремонтировать изношенные детали
	Износ клапанов и направляющих втулок	Визуально после снятия распределительного вала и пружин	—
	Износ подшипников распределительного вала	Измеряется после снятия распределительного вала	—
	Износ опорной пяты или рычага механического бензонасоса	Визуально после снятия бензонасоса	—
	Заклинивание плунжера гидротопкателя	Заклинивание гидротопкателя дает зазор в приводе клапана либо свободный ход его плунжера	Сменить масло, фильтр, заменить или отремонтировать гидротопкатель

Характеристика неисправности	Причина	Проверка	Способ устранения
То же, но уменьшающийся при увеличении частоты вращения, возможно - несколько увеличивающийся под нагрузкой	Неисправность гидротолкателя	—	—
	Износ кулачка распределительного вала	Визуально	—
Равномерный стук, резко усиливающийся при увеличении частоты вращения и прогреве	Разрушение подшипников балансирующих валов	Снять поддон, определить визуально	Отремонтировать, заменить изношенные детали
	Задевание клапанов за поршень из-за неправильной установки фаз газораспределения	Проверить совпадение меток на шкивах, звездочках и корпусах	Установить правильно фазы
	Попадание мелких посторонних предметов (частиц) в цилиндр	Стук несколько затихает после работы двигателя на высокой частоте вращения	Снять головку блока цилиндров, найти и убрать посторонние предметы, проверить воздушный фильтр
То же, но быстро прогрессирующий со временем	Начало разрушения седла клапана, у дизеля - крышки форкамеры	Визуально после снятия головки блока	Снять головку блока, заменить и/или отремонтировать поврежденные детали
Равномерный стук, с частотой, вдвое меньшей частоты вращения коленчатого вала, усиливающийся от нагрузки и при прогреве	Неисправность гидротолкателей клапанов	Снять крышку головки. Неисправные гидротолкатели дают зазор в приводе и имеют свободный ход плунжера	Заменить или отремонтировать изношенные детали
	Начало разрушения шатунного подшипника	Снять поддон, крышки шатунов, найти неисправный подшипник	Полностью разобрать двигатель, заменить и/или отремонтировать изношенные детали
	Деформация поршня и/или шатуна	Визуально после разборки двигателя	Заменить и/или отремонтировать детали
Резкий стук на холостом ходу только на средних и высоких частотах вращения, усиливающийся при прогреве	Проворачивание шатунного вкладыша при незначительном износе рабочего слоя	Снять поддон крышки шатунов, проверить состояние шатунных вкладышей	Полностью разобрать и отремонтировать двигатель
Равномерный стук, пропорциональный частоте вращения, возможно, несколько ослабевающий при увеличении частоты вращения	Ослабление посадки шкива или маховика коленчатого вала	С помощью рычагов покачать маховик (со снятым лючком на коробке или стартером) и шкив коленчатого вала	Проверить и затянуть соответствующие болты
Равномерный стук с частотой вращения коленчатого вала, усиливающийся при прогреве и увеличении нагрузки	Разрушение шатунного подшипника	Снять поддон, проверить наличие стружки на дне, определить разрушенный подшипник визуально	Разобрать двигатель и отремонтировать или заменить изношенные детали
	Большой износ коренных подшипников	Снять поддон, коренные крышки, износ определить визуально	—
	Деформация коленчатого вала вследствие разрушения подшипников и перегрева шеек	Определяется с помощью специальных приборов, возможно определение на двигателе со снятым поддоном	—
	Деформация коренных опор блока цилиндров	Определяется измерением геометрии блока после полной разборки двигателя	—
	Большой износ поршневых пальцев, отверстий в поршнях и головках шатунов	Определяется визуально после снятия поршней с шатунами	—
Неравномерный стук, усиливающийся при увеличении нагрузки и прогреве, пропадающий при увеличении частоты вращения	Детонация вследствие применения низкооктанового бензина	"На слух"	Отрегулировать зажигание. Использовать более высокооктановый бензин
Неравномерный стук, пропадающий при увеличении частоты вращения, но усиливающийся при прогреве	У V-образных двигателей с нижним расположением распределительного вала - большой осевой люфт распределительного вала из-за износа упорного подшипника	Снять переднюю крышку, измерить осевой люфт	Отремонтировать или заменить изношенные детали

Характеристика неисправности	Причина	Проверка	Способ устранения
Равномерный стук на холостом ходу, усиливающийся под нагрузкой и при увеличении частоты вращения, но ослабевающий при прогреве	Большой износ поршней	Определяется после демонтажа поршней измерением размера юбки	Разобрать двигатель, отремонтировать или заменить изношенные детали
	Деформация юбок поршней из-за перегрева	Определяется визуально и измерением после разборки двигателя	—
	Трещины в юбке поршня из-за длительной работы с детонацией	—	—
Равномерный стук, усиливающийся при увеличении частоты вращения, возможно несколько ослабевающий под нагрузкой	Попадание мелких посторонних предметов (частиц) в цилиндр	Стук становится несколько тише после работы двигателя на высокой частоте вращения	Снять головку, найти и убрать посторонний предмет
Равномерный приглушенный стук с частотой, в несколько раз меньшей частоты вращения коленчатого вала, возможно, несколько уменьшающийся при прогреве	Большой эксцентриситет звездочек цепи газораспределения	Цепь (ремень) в различных положениях коленчатого вала имеет существенно разное натяжение	Отремонтировать или заменить изношенные детали
	Дефект цепи (ремня) газораспределения	Определяется визуально	Заменить ремень
	Дефект клинового ремня привода агрегатов	—	—
Неравномерный стук при запуске и на холостом ходу, исчезающий или усиливающийся при включении передачи и увеличении частоты вращения	Большой износ упорных подшипников коленчатого вала	С помощью рычага "покачать" коленчатый вал	Заменить изношенные детали, отремонтировать вал
	Трещины в маховике коленчатого вала - характерно для автомобилей с автоматической коробкой передач	Через лючок на коробке передач проверить наличие трещин на маховике	Заменить маховик, проверить и устранить причины возможного перекоса двигателя и коробки передач
Неравномерный стук только на холостом ходу	Большой осевой люфт, износ подшипников вала одного из вспомогательных агрегатов (например, насоса гидроусилителя руля)	Снять ремень, убедиться в отсутствии стука	Заменить и отремонтировать агрегат
Равномерный стук при запуске, исчезающий через несколько секунд	Низкий уровень масла	Визуально	Долить масло
	Низкое давление масла вследствие неисправности (износа) маслонасоса или редукционного клапана	С помощью переходника и манометра	Отремонтировать или заменить изношенные детали
	Неисправность противодренажного клапана масляного фильтра	Лампа недостаточного давления масла гаснет одновременно с прекращением стука	Заменить фильтр
	Износ подшипников коленчатого или распределительного валов	Измерение после полной разборки двигателя	Разобрать двигатель, заменить, отремонтировать изношенные детали
Равномерный стук, периодически появляющийся и исчезающий при движении на различных режимах	Низкий уровень масла	Визуально	Долить масло
	Низкое давление масла вследствие неисправности агрегатов системы смазки	Измерить давление с помощью переходника с манометром	Проверить давление масла, найти, отремонтировать или заменить неисправные агрегаты
	У дизеля - возможное засорение топливного фильтра	Отсоединить фильтр, попробовать продуть (для проверки)	Заменить фильтр
Приглушенный нерегулярный стук на холостом ходу, пропадающий с увеличением частоты вращения	Уровень масла значительно выше максимального	Визуально, проверить цвет и запах масла	Устранить причину попадания в масло рабочих жидкостей (бензин, охлаждающая жидкость), заменить масло
Неравномерный стук дизельного двигателя, несколько уменьшающийся при увеличении частоты вращения	Чрезмерное опережение впрыска	Проверить совпадение меток на корпусах и шкивах (звездочках, шестернях)	Отрегулировать фазу впрыска
	Неисправность топливных форсунок	На стенде	Проверить, отрегулировать, при неисправности заменить распылители
	Неисправность ТНВД	Прослушивается на корпусе ТНВД	Отремонтировать насос
	Несоответствующее топливо	—	Заменить топливо в баке

Характеристика неисправности	Причина	Проверка	Способ устранения
Неравномерный шум в виде "переката" - очень частых "металлических" ударов, затихающий при увеличении частоты вращения и увеличивающийся при её снижении и на холостом ходу. Очень сильный шум при запуске	Неисправность натяжителя цепи	Снять крышку головки, проверить визуально	Отремонтировать или заменить натяжитель
	Чрезмерно вытянутая цепь	У натяжителя не хватает хода	Заменить цепь
	Износ или поломки деталей натяжителя и/или успокоителя цепи	Снять крышку головки. Возможно визуально, однако чаще требуется разборка передней крышки	Заменить изношенные детали
Равномерный "грохочущий" шум на всех режимах	Неисправность подшипников: натяжного ролика ремня газораспределения; генератора; насоса охлаждающей жидкости; муфты вентилятора; других агрегатов, приводимых клиновым ремнем	Снять ремень, убедиться, что двигатель стал существенно тише. Вращением "от руки" найти неисправность агрегатов	Отремонтировать или заменить неисправные агрегаты
Равномерный "воющий" шум на всех режимах	Перетяжка зубчатого ремня	Снять кожух ремня, проверить натяжку	Ослабить ремень
	Задевание ремня за кожухи вследствие их деформации	Найти визуально места задевания шкивов или ремней за кожухи	Отремонтировать деформированные детали
То же, возможно со "скрипом", несколько уменьшающийся после запуска и при увеличении частоты вращения	Перетяжка клиновых ремней привода агрегатов	Визуально	Ослабить ремни
"Писк", возникающий при включении мощных электрических потребителей, повороте руля "до упора", возможно, при резком увеличении частоты вращения	Ослабление натяжения ремней.	Визуально	Натянуть ремни
	Износ ремней или шкивов привода агрегатов	—	Заменить ремни или шкивы
Неравномерные "щелчки" при резком увеличении и снижении частоты вращения, возможно также на холостом ходу	Ослабление натяжения зубчатого ремня	Снять кожух ремня, проверить натяжение	Проверить и натянуть ремень
	Неравномерное вытяжение ремня	Снять кожух. В разных положениях коленчатого вала должно быть разное усилие натяжения	Заменить ремень
	Эксцентриситет посадочных поверхностей или деформация шкивов зубчатого ремня	—	Проверить натяжение ремня в различных положениях коленчатого вала, отремонтировать, заменить изношенные детали
Вибрация двигателя на холостом ходу, передающаяся на кузов, возможно сопровождающаяся "металлическими" стуками	Неисправности системы питания и/или зажигания, вызывающие нерегулярное искрообразование и неравномерность подачи топлива по цилиндрам	Проверка выполняется на стенде	Отрегулировать или отремонтировать систему управления двигателем
То же на всех режимах, возможен резонанс на некоторых режимах	Разрушение опоры двигателя, задевание двигателя или элементов глушителя за детали кузова и/или трансмиссии	Визуально	Заменить или отремонтировать детали
Повышенная вибрация с потерей мощности	Не работает цилиндр двигателя вследствие неисправности свечи зажигания, провода крышки распределителя, форсунки впрыска топлива, прогара клапана	Снятие свечного провода с данного цилиндра не вызывает изменений в работе двигателя	Заменить или отрегулировать неисправные элементы (свечи и т.д.)
То же, только на низких и средних частотах вращения и малой нагрузке, возможны "хлопки" в глушитель или на впуск, повышенный расход масла	Прогар, негерметичность клапана, прогар или поломка поршня	Измерить компрессию по цилиндрам	Заменить клапаны или поршни
	Неравномерный износ тыльной стороны кулачка на двигателе с гидротолкателями	Измерить биение тыльной стороны кулачков неработающего цилиндра	Отремонтировать или заменить распределительный вал
То же, но расход масла в норме	Чрезмерно высокое давление масла в двигателе с гидротолкателями	Измерить давление с помощью переходника и манометра	Отремонтировать редукционный клапан системы смазки

Характеристика неисправности	Причина	Проверка	Способ устранения
Вибрация без потери мощности, возможно, усиливающаяся при увеличении частоты вращения	Большой дисбаланс вращающихся масс (коленчатый вал, шатуны, маховик, сцепление)	Балансировочный стенд, весы	Разобрать двигатель, отбалансировать вращающиеся детали, подогнать по массе шатуны и поршни
	Трещины в маховике двигателя	Снять лючок на коробке передач, осмотреть маховик	Заменить маховик
	Неисправность вязкостной муфты вентилятора	Люфт подшипника муфты (визуально)	Заменить муфту
	Дисбаланс вентилятора вследствие повреждения лопастей	Визуально	Заменить крыльчатку вентилятора
Расход масла свыше 1 л на 1000 км при отсутствии характерного дыма выхлопа	Вытекание масла из двигателя через уплотнения	Визуально	Заменить сальники
	Повышенное давление в картере вследствие неисправности системы вентиляции, поломки поршневых колец или поршня	Измерить компрессию, в цилиндрах с поломанными кольцами компрессия существенно ниже, чем в остальных	Отремонтировать систему вентиляции картера, заменить поломанные детали
То же, с синим дымом выхлопа при переключении передач, усиливающимся при прогреве	Износ или старение маслоотражательных колпачков	Впускные клапаны имеют толстый слой нагара на тарелке	Заменить маслоотражательные колпачки
	Износ стержней и/или направляющих втулок клапанов	Визуально или индикаторной стойкой	Отремонтировать головку блока.
	Повышенный износ поршневой группы	Измерения после разборки двигателя	Отремонтировать, заменить изношенные детали
	Большой износ поршневой группы, клапанов, направляющих втулок, маслоотражательных колпачков	Измерение деталей разобранного двигателя	Разобрать и отремонтировать двигатель
	У дизеля - неисправность насоса вакуумного усилителя тормозов	Снять шланги с насоса, убедиться в поступлении масла из картера во впускной трубопровод через насос	Заменить или отремонтировать насос
	У двигателей с турбонаддувом - износ подшипников и уплотнений ротора турбокомпрессора	Наличие большого количества масла в патрубке перед компрессором	Заменить или отремонтировать турбокомпрессор
То же, с периодическим выключением цилиндров из-за заброса свечей, возможно с вытеканием масла через сальники и прокладки	Пониженная компрессия в цилиндрах вследствие сильного износа компрессионных поршневых колец и канавок поршней, повышенное давление картерных газов	Компрессометр, визуально после разборки двигателя	Разобрать и отремонтировать двигатель
То же, без течи масла через сальники и прокладки, возможно, затрудненный запуск двигателя	Неправильная работа системы питания - слишком богатая смесь в отдельных цилиндрах	Диагностика системы управления	Отрегулировать, отремонтировать систему питания
То же, с синим дымом выхлопа на всех режимах	Трещины в перемычках поршня между канавками колец	Компрессия в этом цилиндре на несколько единиц меньше	Заменить все поршни
	Коксование пазов в маслоъемных кольцах из-за некачественного масла	Визуально после разборки двигателя	Разобрать двигатель, очистить детали от нагара
	Глубокие продольные риски на поверхности цилиндров из-за попадания посторонних частиц и пыли	Визуально со снятой головкой	Разобрать и отремонтировать двигатель, устранить причину попадания в двигатель грязного воздуха
После запуска двигателя отсутствует давление масла (насос не "засасывает" масло)	Износ редукционного клапана	Визуально после снятия клапана	Заменить или отремонтировать клапан
	Заклинивание редукционного клапана	—	—

Характеристика неисправности	Причина	Проверка	Способ устранения
После запуска двигателя отсутствует давление масла (насос не засасывает масло)	Большой износ шестерен насоса	Отвернуть масляный фильтр, подать в систему смазки масло под давлением, сразу поставить фильтр и запустить двигатель	Заменить или отремонтировать насос
	Негерметичность соединений между насосом и маслоприемником	Появление давления масла указывает на описываемые неисправности.	Разобрать насос и маслоприемник, найти и устранить неисправность
Низкое давление масла на прогревом двигателя, возможен стук при запуске	Большой износ подшипников (в основном, коренных подшипников коленчатого вала)	Проверить давление масла, однозначно дефект определяется после разборки двигателя	Разобрать двигатель, заменить, отремонтировать изношенные детали
	Неисправен редукционный клапан	Разобрать клапан	Заменить или отремонтировать клапан
То же, но давление понижено на холодном двигателе	Сетка маслоприёмника забита нагаром или зажата деформированным поддоном	Снять поддон, осмотреть маслоприёмник	Очистить, отремонтировать или заменить маслоприёмник
Синий или белый дым выхлопа, уменьшающийся при прогреве, возможен затрудненный пуск холодного двигателя	У дизеля - неисправность аппаратуры впрыска, слишком поздний впрыск	Диагностика системы управления	Отремонтировать, отрегулировать систему подачи топлива
	У бензинового двигателя - большое обогащение смеси при прогреве	—	—
Работа дизеля с густым синеватым дымом выхлопа с выключенной подачей топлива	Сильный износ цилиндро-поршневой группы, повышенное давление в картере - поступление большого количества масла через систему вентиляции на вход двигателя	Снять шланг системы вентиляции или измерить компрессию	Отремонтировать двигатель
	У дизеля с турбонаддувом - поступление большого количества масла на вход двигателя через разрушенные уплотнения ротора турбокомпрессора	Большое количество масла в патрубках на входе в двигатель, большой люфт ротора турбины	Заменить турбокомпрессор, проверить состояние подшипников коленчатого вала
Черный дым выхлопа у дизеля с турбонаддувом на повышенных нагрузках	Не работает (возможно, заклинен) турбокомпрессор	Визуально, сняв входной патрубок турбокомпрессора	Заменить турбокомпрессор, отрегулировать подачу топлива
Черный дым выхлопа у дизеля на всех режимах	Малые зазоры в приводе клапанов	Визуально	Отрегулировать зазоры согласно паспортным данным двигателя
Перегрев двигателя	Неисправны термостат, клапаны на пробке, вентилятор, датчик включения вентилятора или электропроводка	Визуально и в кипящей воде (термостат и датчик)	Заменить неисправные агрегаты
Перегрев двигателя на холостом ходу без явных признаков неисправностей, при движении температура падает, возможно ниже нормы	Неисправен термостат	Снять термостат и проверить в кипящей воде	Заменить термостат
После остановки двигателя наблюдаются признаки закипания охлаждающей жидкости	Неисправность клапанов пробки радиатора, негерметичность пробки радиатора	Шланги системы охлаждения не "надуваются" при работе двигателя (отсутствует избыточное давление в системе)	Заменить пробку
Постепенное уменьшение уровня охлаждающей жидкости в радиаторе при нормальном или повышенном уровне в расширительном бачке	Негерметичность пробки радиатора	Давление в системе отсутствует	Заменить пробку
	Начало прогорания прокладки головки	Давление в системе появляется сразу после запуска. Возможен запах выхлопных газов в расширительном бачке	Заменить прокладку головки, проверить плоскость головки

Характеристика неисправности	Причина	Проверка	Способ устранения
Перегрев двигателя при исправных агрегатах системы охлаждения, возможно, ухудшение эффективности отопления салона автомобиля	Недостаточное количество охлаждающей жидкости	Визуально	Допить охлаждающую жидкость, найти и устранить причину негерметичности
То же, возможно, что жидкость в системе охлаждения имеет запах выхлопных газов, изменение цвета масла на непрозрачный светлый, желто-коричневый, уменьшение количества охлаждающей жидкости и увеличение уровня масла, появление светлой "пены" на пробке маслозаливной горловины, белый дым выхлопа, возможно, уменьшающийся при прогреве	Негерметичность прокладки головки	Визуально по расходу охлаждающей жидкости, цвету и количеству масла	Проверить плоскости блока и головки, заменить прокладку
	Трещины в головке блока	Через отверстие свечи зажигания подать давление 0,6-0,8 МПа в цилиндр при открытой пробке радиатора - подъем жидкости свидетельствует о негерметичности в камере сгорания	Заменить головку блока
	Трещины в гипсе цилиндра	—	Отремонтировать блок цилиндров
Повышение уровня масла в картере. Цвет масла нормальный. Возможен затрудненный запуск и неустойчивая работа двигателя	У бензиновых двигателей с механическим бензонасосом негерметичность мембраны бензонасоса	Масло имеет запах бензина	Заменить бензонасос
	У двигателей с впрыском топлива - неисправность системы управления (датчика расхода воздуха, форсунки и т.д.)	—	Заменить неисправные компоненты системы управления
Масляная эмульсия в системе охлаждения, повышение уровня в расширительном бачке, снижение уровня масла в двигателе, цвет масла - нормальный	Трещина в головке или блоке, проходящая через масляный канал	Очень сложно, требуется частичная или полная разборка двигателя	Замена или ремонт поврежденных деталей
	Внутренняя негерметичность охладителя масла (расположен между масляным фильтром и блоком цилиндров) - только для двигателей с охладителем масла	Снять охладитель, опрессовать давлением 0,6-0,8 МПа	Заменить охладитель
То же, но количество масла в двигателе не изменяется	Только для автомобилей с автоматической коробкой передач - внутренняя негерметичность радиатора	Эмульсия в коробке передач	Заменить радиатор, многократно промыть коробку передач свежим маслом, а систему охлаждения - водой
Течь масла через сальники и прокладки двигателя, возможен повышенный расход масла и синий дым выхлопа, неустойчивость работы двигателя на холостом ходу	Большой износ деталей ЦПГ	"Надув" в системе вентиляции	Разобрать и отремонтировать двигатель, заменить сальники и прокладки
	Поломка поршня или поршневого кольца	—	—

4.3.2. Диагностика неисправностей двигателя измерением компрессии в цилиндрах

Измерение компрессии в цилиндрах является наиболее простым и дешевым, а потому широко распространенным способом диагностирования двигателя.

Компрессометр представляет собой манометр с обратным клапаном (см. также раздел 5.4.5.) и заворачивается вместо свечи зажигания у бензинового двигателя или свечи накаливания у дизеля. Простота и доступность этого прибора сделали его практически "универсальным" средством и для определения неисправностей двигателя и для оценки его технического состояния в целом. К сожалению, это весьма распространенное заблуждение. При всей простоте способа полученные результаты нередко требуют определенного объяснения, иначе можно сделать совершенно неверные выводы. Наиболее характерный пример - измерение компрессии в бензиновом двигателе с пробегом в 230-250 тыс. км. дает 1,1-1,2 МПа, что не только соответствует норме, но

и близко к уровню нового двигателя. В то же время расход масла может превышать 1500-2000 г на 1000 км пробега. Таким образом, в данном примере результаты измерения компрессии могут ввести в заблуждение, причем подобных примеров много.

Рассмотрим влияние различных факторов на компрессию. Очевидно, что максимальное её значение будет при минимальных утечках газов из цилиндра, что соответствует следующим условиям:

- цилиндр идеально круглый;
- поверхность цилиндра не имеет продольных рисок;
- поршневые кольца идеально прилегают к поверхности цилиндра;
- величина зазора в замках колец близка к нулю;
- торцевые поверхности колец идеально соответствуют торцевым поверхностям канавок поршня;
- тарелки клапанов идеально прилегают к седлам.

Указанные факторы являются эксплуатационными и определяют отсутствие или наличие утечек воздуха из цилиндра.

С другой стороны, на количество воздуха, поступающего в цилиндр, влияют (в сторону увеличения):

- полностью открытое положение дроссельной заслонки;
- чистый воздушный фильтр;
- продолжительность фаз впуска и выпуска, зависящее, например, от зазоров в механизме привода клапанов;
- малое перекрытие клапанов (имеется в виду на той частоте вращения, при которой выполняется проверка компрессии).

Очевидно, чем больше воздуха поступает в цилиндр, тем меньше влияют на компрессию утечки, особенно при возрастании частоты вращения, когда уменьшается время, в течение которого происходят эти утечки.

Помимо указанных, на давление (компрессию) влияют: температура двигателя (повышает компрессию); масло, прошедшее через маслосъемные колпачки, поршневые кольца, уплотнения турбокомпрессора (повышает компрессию, т.к. уплотняет зазоры в сопряженных деталях);

топливо, поступившее в цилиндр в виде капель (понижает компрессию, т.к. смывает масло с деталей и не обладает, в отличие от масла, уплотняющими свойствами из-за малой вязкости); негерметичность обратного клапана компрессометра или магистрали от клапана до манометра (уменьшает компрессию).

Большое число факторов, влияющих на максимальное давление в цилиндре, может существенно изменить результаты измерений. Упомянутый выше пример со старым изношенным двигателем, имеющим высокую (более 1,1 МПа) компрессию, можно дополнить новым двигателем с малым пробегом и компрессией менее 0,5 МПа. Этот двигатель не имеет никаких неисправностей механической части - просто из-за неисправности системы управления в цилиндры поступило очень большое количество топлива, которое "смыло" масло со стенок деталей, чем и вызвало такой "дефект".

Указанные примеры подтверждают необходимость очень осторожного обращения не только с результатами, но и с методикой измерения компрессии. Рассмотрим этот вопрос более подробно.

При измерении компрессии следует соблюдать несколько условий:

- двигатель должен быть "теплым";
- желательно отключить подачу топлива в цилиндры (отключив бензонасос, форсунки или другим способом), особенно, если есть вероятность обогащения смеси;
- необходимо вывернуть свечи во всех цилиндрах;
- аккумуляторная батарея должна быть полностью заряжена, а стартер исправен.

Измерение компрессии можно выполнять как при полностью открытой, так и закрытой дроссельной заслонке. Каждый из этих способов определяет "свой" дефекты.

Если заслонка полностью закрыта, то в цилиндры поступает малое количество воздуха. Максимальное давление в цилиндре оказывается невелико (порядка 0,6÷0,8 МПа) из-за малого давления в коллекторе (0,05÷0,06 МПа вместо 0,1 МПа при полностью открытом дросселе). Утечки при закрытой заслонке также оказываются малы из-за малого перепада давления, но даже при этом соизмеримы с поступлением воздуха. Вследствие этого величина компрессии в цилиндре оказывается очень чувствительной к утечкам - даже из-за незначительной причины давление падает сразу в несколько раз.

При полностью открытом дросселе этого не происходит. Значительное увеличение количества поступившего в цилиндры воздуха приводит и к росту компрессии, однако утечки, несмотря на их небольшой рост, становятся значительно меньше подачи воздуха. Вследствие этого компрессия даже при серьезных дефектах может еще не упасть до недопустимого уровня (например, до 0,8÷0,9 МПа у бензинового двигателя).

Исходя из особенностей различных вариантов измерения компрессии, можно дать некоторые рекомендации по их ис-

пользованию (см. табл. 4.2).

Измерения компрессии с полностью открытой заслонкой позволяют обнаружить:

- поломки и прогары поршней;
- зависание (закоксовывание) колец в канавках поршня;
- деформации или прогар клапанов;
- серьезные повреждения (задиры) поверхности цилиндра.

Измеряя компрессию с закрытой заслонкой, удается определить:

- не вполне удовлетворительное прилегание клапана к седлу;
- зависание клапана (из-за неправильной сборки механизма привода клапана с гидротолкателем);

- дефекты профиля кулачка распределительного вала в конструкциях с гидротолкателями (например, износ, биение тыльной стороны кулачка).

При измерениях следует учитывать динамику нарастания давления. Так, если на первом такте величина давления, регистрируемого компрессометром, низкая (0,3÷0,4 МПа), а при последующих тактах резко возрастает - это свидетельствует об износе поршневых колец (проверяется заливкой в цилиндр через свечное отверстие 5÷10 см³ свежего масла). Напротив, если на первом такте достигается умеренное давление (≈0,7÷0,9 МПа), а при последующих тактах эта величина практически не растет - это косвенно свидетельствует о наличии утечек (клапаны, прокладка, трещина в головке и т.п.).

Проводя измерения компрессии, в большинстве случаев следует рассматривать полученные результаты, как относительные, т.е. неисправные цилиндры сравниваются с исправными, а абсолютное значение компрессии не оценивается. Это позволяет исключить ошибки, при оценке технического состояния в целом исправного двигателя. Тем не менее, измерение величины абсолютной компрессии для получения косвенной информации о техническом состоянии двигателя может быть рекомендовано в следующих случаях:

- а) наличия данных о величине компрессии этого двигателя, полученных на более ранних интервалах его эксплуатации (например, 40 тыс., 100 тыс., 150 тыс. км и т.п.) при полной исправности систем топливоподачи и запуска;

- б) наличия большой базы статистических данных (замеры компрессии на разных интервалах эксплуатации) для данной модели двигателя. При этом замеры должны быть произведены в одинаковых условиях (температура масла, частота вращения коленчатого вала, температура окружающего воздуха, полная исправность всех систем двигателя и т.д.).

Наиболее быстро и эффективно проверку величины компрессии позволяют осуществить современные мотортестеры (см. раздел 5.4.). В этом случае происходит измерение амплитуды пульсации тока, потребляемого стартером при прокрутке коленчатого вала. Преимуществом данного метода является быстрота, одновременное измерение по всем цилиндрам за один цикл (10÷15 с прокрутки стартером), отсутствие необходимости выкручивания свечей, что особенно удобно при диагностике многоцилиндровых двигателей. Недостаток метода - получение в большинстве случаев только величины относительной (в процентах к лучшему цилиндру) компрессии. Лишь самые дорогие мотортестеры способны измерять абсолютное значение пика тока на каждый цилиндр, однако эта величина также нуждается в сопоставлении с действительным давлением.

Практика показывает, что взаимное влияние большого числа факторов на абсолютное значение компрессии столь велико, что результаты измерения могут быть неправильно или произвольно истолкованы и ввести в заблуждение. Поэтому для определения технического состояния в целом исправного и устойчиво работающего двигателя только измерения компрессии недостаточно. В таких случаях оно должно применяться в комплексе с другими способами и средствами диагностики.

Таблица 4.2. Дефекты и неисправности бензинового двигателя, выявляемые измерением компрессии

Неисправность	Признаки неисправностей	Величина компрессии, МПа	
		Полностью открытая дроссельная заслонка (1,0÷1,2 МПа)	Закрытая заслонка (0,6÷0,8 МПа)
Трещина в перемычке поршня	Синий дым выхлопа, большое давление в картере	0,6÷0,8	0,3÷0,4
Прогар поршня	То же, цилиндр не работает на холостом ходу	0÷0,5	0÷0,1
Прогар клапана	Цилиндр не работает на холостом ходу и малых нагрузках	0,1÷0,4	0
Деформация клапана	То же	0,3÷0,7	0÷0,2
Залегание колец в канавках поршня	То же, с синим дымом выхлопа и большим давлением в картере	0,2÷0,4	0÷0,2
Задир на поверхности цилиндра	То же, возможна не вполне устойчивая работа цилиндра	0,2÷0,8	0,1÷0,4
Переобогащение смеси	Затруднен запуск, черный дым выхлопа	0,5÷0,8	0,3÷0,4
"Зависание" клапана	Цилиндр не работает на холостом ходу	0,5÷0,8	0,1÷0,3
Дефект профиля купачка распределительного вала*	То же	0,7÷0,8	0,1÷0,3
Естественный износ поршневых колец и цилиндров**	Повышенный расход масла, пониженная мощность двигателя	0,6÷0,9	0,4÷0,6
Повышенное количество нагара в камере сгорания в сочетании с изношенными маслоотражательными колпачками и/или маслосъемными кольцами	Повышенный расход масла с синим дымом выхлопа	1,3÷1,6	1,0÷1,4

* Для конструкций с гидротолкателями

** При условии хорошего состояния маслоотражательных колпачков, клапанов и направляющих втулок

Несколько отличная от описанной ситуация наблюдается у дизелей. Значительно более высокие давления в цилиндре дизеля обуславливают и значительно более сильное влияние различных неисправностей и дефектов деталей на величину компрессии. При этом условия, в которых проводятся измерения, не имеют такого значения, как у бензиновых двигателей. В связи с этим в литературе по ремонту дизелей всегда указывается величина минимальной компрессии, и если при измерении получено меньшее значение, это практически однозначно свидетельствует о наличии дефектов деталей цилиндро-поршневой группы и/или клапанного механизма.

4.4. Диагностика неработающего двигателя по внешним признакам

Определение неисправности неработающего двигателя представляет собой отдельную и нередко весьма трудную задачу по сравнению с диагностикой работающего двигателя. У неработающего двигателя, в основном, приходится иметь дело не столько с причиной, не дающей ему работать, сколько со следствием этой причины.

Рассматривая данный вопрос, необходимо отметить, что неисправность механической части, систем управления, агрегатов могут дать похожие на первый взгляд внешние признаки. Если неисправность связана, например, с механической частью двигателя, то для ее устранения потребуются частичная или полная его разборка. Таким образом, при проведении диагностики неработающего двигателя вначале необходимо не столько определить причину, сколько правильно оценить, с чем она связана - с механической частью или системой управления и агрегатами. Ошибка на данном этапе ведет к неоправданным затратам времени на проведение ненужных работ. После того, как область поиска сужена, ищется причина неисправности. При этом следует отметить, что неисправность в механике часто оставляет "следы" на многих деталях. Но даже после полной разборки двигателя

не всегда удается установить причину неисправности, которая может иметь различные последствия для деталей.

По внешним признакам неисправности могут быть разделены на две большие группы. Первая - когда коленчатый вал проворачивается (стартером, специальным ключом и т.п.), а вторая - когда этого сделать нельзя.

Рассмотрим первую группу неисправностей такого рода. Здесь существенное значение имеют тип и конструкция двигателя и системы его управления. Например, для бензиновых двигателей наиболее частой причиной невозможности запуска являются неисправности систем питания или зажигания. В то же время для дизелей, помимо отказов в системе питания и нарушения работы свечей накаливания, возможна низкая компрессия из-за износа ЦПГ, стержней, направляющих втулок и седел клапанов. Поэтому, если исключить неисправности стартера и аккумуляторной батареи, не позволяющие вращать при запуске коленчатый вал с необходимой для этого скоростью, следует рассматривать причины невозможности запуска бензиновых и дизельных двигателей отдельно (табл. 4.3).

Если коленчатый вал двигателя не вращается, что легко определяется с помощью ключа с рычагом, устанавливаемого на болт шкива коленчатого вала, то причины этого у всех типов двигателей являются общими. В таком случае неисправности систем питания и зажигания оказываются маловероятными, а основные причины неисправности заключены в механике самого двигателя (табл. 4.4).

Интересно отметить, что многие неисправности как механической части, так и систем управления, напрямую ведут к выходу из строя стартера. Например, из-за тугого вращения коленчатого вала происходит перегрев обмоток стартера, ускоренный износ щеток, коллектора, перегрев контактов тягового реле. Похожий результат будет, если запуск двигателя затруднен из-за неисправности систем питания или зажигания, хотя при этом ротор стартера будет вращаться с гораздо более высокой частотой. Таким образом, на практике нередко оказывается справедливым и обратное - если неисправен стартер, значит двигатель имеет какую-либо неисправность, связанную с трудностью запуска.

Таблица 4.3. Основные неисправности двигателя, делающие невозможным или сильно затрудненным его запуск при свободном вращении коленчатого вала

Причина	Проверка	Способ устранения
<i>I. Бензиновые двигатели</i>		
Неисправности систем управления: системы питания системы зажигания	см. раздел 4.6 см. раздел 4.6	см. раздел 4.6 см. раздел 4.6
Низкое давление (компрессия) в цилиндре вследствие переобогащенной смеси. Встречается обычно при запуске в условиях низких температур	Вывернуть свечи, продуть цилиндры, залить в каждый по 0,5-1,0 см ³ масла, завернуть свечи, запустить двигатель	Отрегулировать систему подачи топлива
Обрыв зубчатого ремня привода распределительного вала	Копенчатый вал вращается стартером очень быстро. Снять кожух ремня, крышку головки блока, крышку распределителя зажигания и убедиться, что ремень не вращает распределительный вал	Заменить ремень, проверить зазоры в клапанах, при необходимости снять головку блока и заменить деформированные клапаны
"Перескакивание" чрезмерно ослабленного зубчатого ремня на несколько зубьев (очень редкий дефект)	Хлопки на впуске и в глушитель	Проверить и установить фазы газораспределения, проверить зазоры в клапанах. При значительном увеличении зазоров снять головку и заменить деформированные клапаны
<i>II. Дизельные двигатели</i>		
Неисправность двух или более свечей накаливания или системы управления свечами (не запускается только холодный двигатель)	Отсоединить свечи от шины и проверить электросопротивление каждой свечи. Проверить напряжение на шине. При отсутствии напряжения подать на шину напряжение непосредственно от аккумулятора с помощью провода и запустить двигатель	Заменить неисправные свечи и элементы управления, устранить обрыв в проводке
Неисправность системы питания (форсунки, насос высокого давления)	Проверка топливной аппаратуры на специальных стендах	Отрегулировать, отремонтировать, заменить агрегаты системы питания
Большой износ поршневой группы, клапанов, направляющих втулок и седел. Наблюдается после пробега 120÷150 тыс. км и более	Двигатель пускается только при повышенной частоте вращения (например, "сходу"). После запуска работает удовлетворительно. Возможна негерметичность сальников и прокладок из-за повышенного давления в картере, большой расход масла	Разобрать и отремонтировать двигатель

Тугое вращение или заклинивание коленчатого вала можно устранить только после полной разборки двигателя, если причина заклинивания заключена внутри самого двигателя и связана с неисправностью конкретных деталей. Однако в ряде случаев определить это сложно. Так или иначе, диагностика механической части неработающего двигателя без его разборки представляет собой довольно серьезную задачу, и правильный выбор пути её решения во многом зависит от квалификации ремонтников.

4.5. Определение причин возникновения неисправностей двигателя по характеру повреждения деталей

Для большого количества дефектов по результатам диагностики устанавливается только предполагаемая причина неисправности, устранение которой (ремонт) связано с разборкой двигателя (частичной или полной). Однако практика показывает, что, даже имея "в руках" поврежденные детали, далеко не всегда можно определить истинную причину возникновения неисправности. Это значит, что помимо внешних могут быть и "внутренние" признаки неисправности. Обнаружив поврежденную или сломанную деталь в двигателе, не следует сразу бросаться ее менять или ремонтировать. Часто поломка не появляется сама по себе,

поэтому характер повреждения деталей или узлов двигателя перед ремонтом должен быть тщательно проанализирован. В противном случае неисправность после ремонта может повториться. Например, после разрушения шатунного подшипника ремонт только КШМ, как правило, малоэффективен, если не устранить возможную истинную причину поломки, например, быстрое уменьшения количества масла в картере из-за его большого расхода, связанного с сильным износом ЦПГ, направляющих втулок и стержней клапанов.

Наиболее характерные и часто встречающиеся дефекты и поломки деталей занесены в табл. 4.5. Здесь, помимо признаков, указаны и наиболее вероятные причины поломок. Для более четкого определения описываемых признаков и причин неисправностей таблица проиллюстрирована фотографиями (рис. 4.8÷4.49).

Следует отметить, что табл. 4.5 посвящена только тем неисправностям, дефектам и поломкам деталей, которые возникают из-за различных причин (см. раздел 4.1.), не связанных со сложным ремонтом двигателя. Неисправности, которые иногда наблюдаются после ремонта двигателя, нередко имеют столь специфический характер, что не встречаются даже при самом грубом нарушении правил эксплуатации и обслуживания автомобиля. Неисправности, которые могут возникнуть только после ремонта двигателя, описаны в разделе 12.

Таблица 4.4. Основные неисправности двигателя, связанные с большой трудностью или невозможностью прокрутить коленчатый вал

Причина	Проверка	Способ устранения
Заклинивание подшипников коленчатого вала из-за недостаточной смазки.	Снять поддон картера, освободить крышки шатунов, повернуть коленчатый вал	Полностью разобрать и отремонтировать двигатель
Заклинивание распределительного вала из-за недостаточной смазки	Снять крышку головки, освободить подшипники распределительного вала, повернуть двигатель	Частично разобрать двигатель (снять распределительный вал), устранить причину заклинивания, возможно, отремонтировать или заменить головку и распределительный вал
Заклинивание поршневого пальца в поршне при запуске в условиях низких температур (встречается очень редко)	Снять поддон, крышки шатунов, убедиться в невозможности повернуть шатуны в пальцах	Полностью разобрать двигатель, заменить (отремонтировать) пальцы и поршни
Обрыв шатуна из-за перегрева при недостаточной смазке	Снять поддон, определить неисправность визуально	Полностью разобрать и отремонтировать двигатель
Поломка клапана, попадание тарелки между головкой и поршнем	Снять крышку, проверить зазоры в клапанах. Проверить уровни охлаждающей жидкости и масла (возможна трещина в головке)	Разобрать и отремонтировать двигатель
Заклинивание шестерен стартера в изношенных зубьях маховика (встречается редко)	Освободить стартер, повернуть коленчатый вал	Заменить маховик или зубчатый венец маховика
Поломка деталей привода распределительного вала (цепь, натяжитель цепи)	Снять крышку головки, осмотреть цепь	Снять головку блока и переднюю крышку, заменить поломанные детали. Проверить и при необходимости заменить деформированные клапаны
Обрыв ремня привода распределительного вала, упор поршней в открытые клапаны	Снять кожух ремня, осмотреть детали	Снять головку блока, заменить деформированные клапаны и ремень
Деформация шатунов из-за гидроудара в цилиндрах	Снять поддон, освободить крышки шатунов, осмотреть шатуны, повернуть коленчатый вал	Снять головку блока, проверить деформацию коленчатого вала, заменить шатуны и (при необходимости) поршни
Большое количество жидкости (вода, охлаждающая жидкость, топливо) в цилиндрах	Вывернуть свечи, повернуть коленчатый вал, сделать проверку шатунов на возможную деформацию	Определить, какая именно жидкость в цилиндрах, устранить подтекание охлаждающей жидкости (замена прокладки, головки) или топлива (форсунки, редукционный клапан)

Таблица 4.5. Основные дефекты и поломки деталей двигателя

Характеристика дефекта, поломки	Причины	Способ устранения
Точечные раковины на рабочей поверхности шатунных вкладышей, цвет поверхности серый, нормальный, возможны небольшие темные участки (рис. 4.8)	Работа на водомасляной эмульсии из-за негерметичности системы охлаждения (см. таблицу 4.12), масло несоответствующего качества	Проверить деформацию и износ коленчатого вала, при необходимости отремонтировать, заменить вкладыши, устранить негерметичность
То же, но часть поверхности вкладыша может быть разрушена, выкрашена (рис. 4.9), нередко разрушение начинается у смазочного отверстия	Усталостное разрушение. Повышенный зазор в подшипнике. Неравномерный износ шатунной шейки, овальность шейки или постели свыше 0,06+0,08 мм. Длительная работа на очень больших частотах вращения и нагрузках. Масло несоответствующего качества	Ремонт коленчатого вала, отверстий нижних головок шатунов, замена вкладышей
Рабочая поверхность вкладыша темного цвета и имеет многочисленные глубокие раковины (рис. 4.10)	Фреттинг - коррозия антифрикционного бабитового слоя (коррозия под напряжением) - характерно для дизелей с большим пробегом при эксплуатации на масле низкого качества	Проверить и при необходимости отремонтировать коленчатый вал, заменить вкладыши
Вблизи середины вкладыша блестящий участок, около которого возможна темная граница (рис. 4.11)	Кратковременная работа с низким уровнем (давлением) масла	Устранить причину "масляного голодания" (см раздел 4.2.)
Матовая ровная поверхность вкладыша, но с блестящими мелкими вкраплениями, шейки вала имеют много мелких царапин (рис. 4.12)	Абразивный износ подшипников из-за плохой фильтрации масла	Заменить вкладыши, возможно, отремонтировать коленчатый вал. Соблюдать правила замены масла и фильтров
То же, но вкладыши имеют глубокие риски (борозды) вблизи середины (рис. 4.13)	Аналогично предыдущей позиции. Разрушение какой-либо детали в двигателе, изготовленной из твердых материалов (чугун, сталь и др.)	То же, кроме того разобрать двигатель, найти и устранить неисправность
Задиры на поверхности (рис. 4.14), рядом с бороздами заглаженные блестящие участки, шейка коленчатого вала может иметь ответный репьеф.	Кратковременная работа в режиме "масляного голодания", например, запуск при низких температурах	Ремонт коленчатого вала, замена вкладышей

Характеристика дефекта, поломки	Причины	Способ устранения
"Раздавленные" вкладыши, рабочий слой - неровный, со следами оплавления на краях (рис. 4.15), либо полное разрушение рабочего слоя (рис. 4.16), либо разрушение основы вкладыша (рис. 4.17)	Длительная работа с большой нагрузкой и частотой вращения в режиме "масляного голодания", деформированный коленчатый вал или постели вкладышей	Ремонт коленчатого вала, постелей, замена вкладышей
Потеря натяга в постели, возможен износ рабочей поверхности, блестящие участки на середине поверхности вкладыша	Кратковременная работа в режиме "масляного голодания"	Проверить деформацию коленчатого вала, заменить вкладыши, при необходимости отремонтировать вал
Односторонняя потертость (блестящие участки) на краю шатунных вкладышей (рис. 4.18)	Деформация шатуна из-за гидроударов в цилиндре, удара поршня по клапану	Проверить шатуны, при необходимости заменить деформированные шатуны, изношенные вкладыши
"Проворачивание" шатунных вкладышей, возможно "приваривание" вкладыша к шейке вала или постели	Работа двигателя без масла	Ремонт коленчатого вала, шатунов, замена вкладышей
"Проворачивание" коренных вкладышей	То же	То же, проверка и при необходимости расточка постелей в блоке цилиндров
Темная поверхность нижней головки шатуна с цветами побежалости (рис. 4.19)	Перегрев подшипника из-за недостаточной смазки	Проверить и при необходимости отремонтировать шатун и другие детали
Круговые риски на поверхности отверстия нижней головки шатуна (рис. 4.20)	Результат "проворачивания" вкладыша	Отремонтировать шатун, проверить и отремонтировать коленчатый вал, заменить вкладыши
"Закручивание" стержня шатуна, отверстие нижней головки без повреждений	Сильный удар поршня по незакрытому клапану, гидроудар (попадание в цилиндр небольшого количества топлива, воды или охлаждающей жидкости)	Заменить шатун, проверить и при необходимости заменить другие детали двигателя
Сильная деформация шатуна, возможно разрушение стержня при сохранении поверхности нижней головки (рис. 4.21)	Сильный гидроудар из-за попадания в цилиндр воды или топлива	То же, проверить блок цилиндров на наличие трещин, при необходимости отремонтировать блок
Разрыв шатунных болтов, отверстие нижней головки шатуна перегрето или изношено	Перегрев и разрушение шатунного подшипника	То же
Поломка шатуна по сечению отверстия нижней головки (рис. 4.22)	То же	То же
Односторонний задир на верхней части юбки поршня, кольца могут иметь повышенный износ (рис. 4.23)	Недостаточная смазка - низкий уровень или давление масла, разжижение масла топливом или охлаждающей жидкостью, некачественное масло	Замена поршневых колец, возможно, замена поршней и ремонт блока цилиндров
Двухсторонний симметричный (с обеих сторон юбки) задир в нижней части юбки ближе к отверстию пальца, кольца в норме (рис. 4.24)	Перегрев двигателя из-за недостаточного охлаждения	Замена поршней, при необходимости ремонт блока, замена поршневых колец, устранить неисправность в системе охлаждения
Двухсторонний симметричный задир верхней части юбки и огневого пояса, колец и цилиндра (рис. 4.25)	То же, кроме этого закоксовывание (завальцовывание) колец в канавках поршней, перегрев колец и поршней вследствие перегрева двигателя, неисправности системы питания (бедная смесь) и зажигания (раннее или позднее зажигание, несоответствующая тепловая характеристика свечей), у дизеля - неисправность аппаратуры впрыска топлива	То же, дополнительно проверить и отремонтировать системы зажигания и питания
Широкая матовая ровная поверхность юбки с многочисленными мелкими царапинами, большой износ колец и цилиндров (рис. 4.26)	Абразивный износ из-за плохой фильтрации масла и воздуха	Заменить поршни и кольца на ремонтные, обеспечить нормальную очистку воздуха и масла
Длинные узкие темные блестящие полосы вдоль юбки близко к её середине на нагруженной стороне поршня, возможны задиры на указанных поверхностях (рис. 4.27)	Очень богатая смесь, смывание масляной пленки топливом со стенок цилиндра	Отрегулировать систему питания, заменить поршни с задирами, проверить состояние цилиндров и колец
"Затертые" поверхности огневого пояса поршня над юбкой, возможно, износ юбки (матовая поверхность) (рис. 4.28)	"Качание" поршня в цилиндре из-за большого зазора между поршнем и цилиндром.	Заменить поршни и кольца

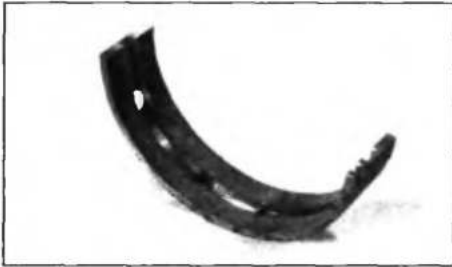


Рис. 4.8. Матовая рабочая поверхность и мелкие раковины на ней после работы на водомасляной эмульсии



Рис. 4.13. Глубокая борозда на рабочей поверхности из-за попадания посторонних частиц в систему смазки



Рис. 4.18. Односторонняя "потертость" рабочей поверхности вкладыша в результате перекоса осей постели и вала



Рис. 4.9. Усталостное разрушение (выкрашивание) рабочего слоя вкладыша



Рис. 4.14. Задиры на вкладыше

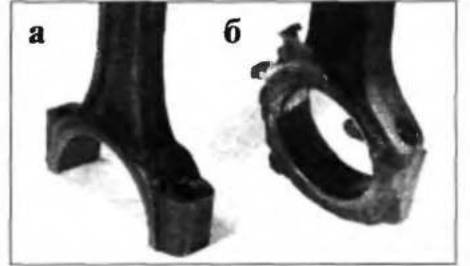


Рис. 4.19. Перегрев нижней головки шатуна при недостаточной смазке подшипника: а — без повреждения поверхности отверстия; б — с расплавлением вкладыша



Рис. 4.10. Фреттинг-коррозия рабочего слоя вкладыша



Рис. 4.15. "Раздавленный" рабочий слой вкладыша



Рис. 4.20. Задиры на поверхности отверстия нижней головки шатуна после проворачивания вкладыша

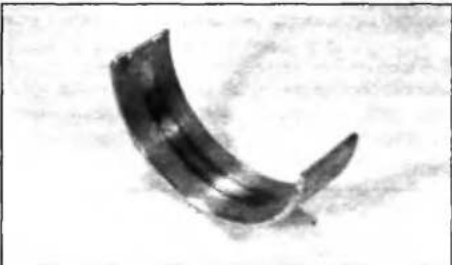


Рис. 4.11. Блестящий подплавленный участок на поверхности вкладыша - результат работы при недостаточной смазке



Рис. 4.16. Вкладыш с полностью разрушенным рабочим слоем



Рис. 4.21. Результаты гидроудара в шатуне: а — деформация шатуна; б — поломка шатуна



Рис. 4.12. Вкрапления мелких частиц в рабочий слой вкладыша из-за абразивного износа или разрушения других деталей двигателя

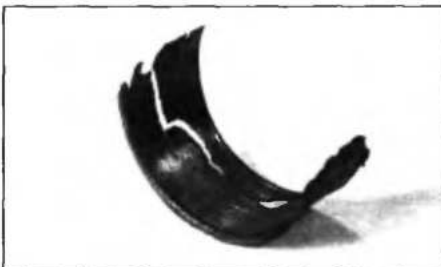


Рис. 4.17. Разрушение стальной основы вкладыша после сильного перегрева подшипника



Рис. 4.21. Результаты гидроудара в шатуне: а — деформация шатуна; б — поломка шатуна

Характеристика дефекта, поломки	Причины	Способ устранения
Глубокие задиры на огневом поясе (рис. 4.29)	То же, кроме того, задевание поршня огненным поясом за нагар на верхней части цилиндра	То же
Несимметричные "блестящие" поверхности контакта и задиры на юбке и огневом поясе, возможны: большой расход масла, сильный износ колец, их поломка и поломка перемычек (рис. 4.30)	Деформация шатуна из-за гидроудара	Заменить шатун, деформированные поршни, кольца
Задир в отверстии под палец, "наволакивание" материала поршня на палец, "блестящие" симметричные поверхности контакта снизу юбки (возможно, и на огневом поясе), около отверстия под палец возможны задиры на юбке	Заклинивание поршневого пальца в поршне из-за недостаточного зазора - встречается очень редко и только для запрессованных в шатун пальцев, относительно новых двигателей при запуске на некачественном масле в условиях очень низких температур	Заменить поршень с пальцем
Сильный осевой и радиальный износ колец и канавок поршня, кромки верхней канавки расплющены от ударных нагрузок (рис. 4.31)	Очень большой пробег. Переобогащение смеси. Эксплуатация двигателя на высоких частотах вращения (вибрация колец). Если одновременно юбка имеет абразивный износ, то плохая фильтрация воздуха и масла	Заменить поршни с кольцами, отремонтировать блок цилиндров, проверить топливную систему, воздухопроводы и фильтры
Трещины или поломка перемычек между канавками на поршне (рис. 4.32), возможна поломка колец	Длительная работа двигателя с детонацией. Вибрация колец из-за большого зазора	Заменить все поршни
Эрозия на краях днища и верхнем крае канавки 1-го кольца (рис. 4.33)	Длительная работа двигателя с детонацией. Калильное зажигание — работа под нагрузкой с самовоспламенением от сильно нагретых деталей. У дизелей — нарушение подачи топлива	Отрегулировать системы питания и зажигания
Прогорание огневого пояса поршня (рис. 4.34)	То же. Длительная работа с трещинами в перемычках поршня	Заменить поршень в комплекте с кольцами
Поломка юбки (рис. 4.35)	То же. Гидроудар в цилиндре, деформация шатуна, удары поршня по головке блока при разрушении шатунных вкладышей	Заменить поршни, проверить и при необходимости заменить шатун
Деформация днища (рис. 4.36), разрушение днища (рис. 4.37)	Удары поршня по клапанам, по головке блока, по деталям, попавшим в цилиндр (обломки седла клапана)	Заменить поршень, отремонтировать или заменить шатун и другие поврежденные детали, заменить толкатели и клапаны, устранить причину контакта поршня с головкой и клапанами
Трещины на днище (рис. 4.38)	У дизелей - нарушение работы дизельной аппаратуры	Заменить поршень, отрегулировать систему питания
Трещины в бобышке (рис. 4.39)	Гидроудар. Удары поршня по головке блока. Деформация или поломка шатуна	Заменить поршень, палец, проверить и при необходимости отремонтировать или заменить шатун
Износ канавки стопорного кольца "плавающего" поршневого пальца, выпадание кольца из канавки, задир цилиндра и юбки поршня	Периодическая боковая сила на пальце из-за перекоса осей нижней и верхней головок шатуна	Ремонт блока цилиндров, замена поршневых колец и поршня, проверка посадки стопорного кольца и геометрии шатуна. При необходимости отремонтировать или заменить шатун
Многочисленные мелкие царапины по всей поверхности гильзы цилиндра, видна "ступень" на верхней части гильзы	Абразивный износ из-за плохой фильтрации масла и/или воздуха	Замена поршневой группы, хонингование цилиндров в ремонтный размер
Мелкие раковины (разводы) на поверхности цилиндра	Негерметичность прокладки головки, попадание охлаждающей жидкости в цилиндр	Заменить прокладку, проверить плоскости головки и блока, хонинговать цилиндр
Глубокие задиры и/или отполированные до блеска участки в нижней части цилиндра.	Перегрев двигателя, нарушение подачи масла	Проверить системы охлаждения и смазки, возможно, хонинговать цилиндры
Трещины на плоскости блока вблизи отверстий под болты головки	Сильный перегрев двигателя. Размораживание двигателя (замерзание охлаждающей жидкости)	Заменить или отремонтировать блок
Трещины в наружной рубашке охлаждения; в середине гильзы цилиндра (вертикально)	"Размораживание" двигателя	Заменить или отремонтировать блок



Рис. 4.22. Разрушение шатуна после перегрева нижней головки



Рис. 4.27. Незначительные задиры в середине юбки поршня из-за переобогащения топливо-воздушной смеси



Рис. 4.32. Поршень с помятыми передними кромками между канавками колец



Рис. 4.23. Задир в верхней части юбки поршня из-за недостаточной смазки



Рис. 4.28. "Затертость" огневого пояса часто свидетельствует об износе юбки поршня или большом зазоре в цилиндре



Рис. 4.33. Эрозия на краях днища и огневом поясе поршня



Рис. 4.24. Типичный задир на юбке поршня при перегреве двигателя



Рис. 4.29. Глубокие задиры на огневом поясе поршня

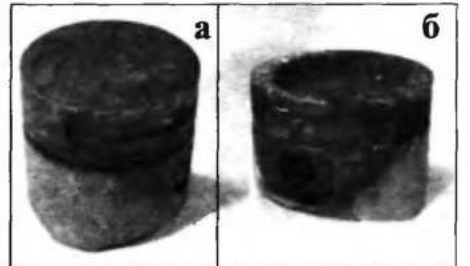


Рис. 4.34. Прогорание уплотнительного пояса поршня: а — дизеля; б — бензинового двигателя



Рис. 4.25. Сильный задир юбки и уплотнительного пояса поршня с завальцовыванием колец в канавках



Рис. 4.30. Несимметричное пятно контакта юбки из-за перекоса осей головок шатуна (стрелкой показаны следы касания уплотнительного пояса)



Рис. 4.35. Поломка юбки поршня



Рис. 4.26. Абразивный износ юбки из-за плохой фильтрации масла и/или воздуха



Рис. 4.31. Сильный износ верхней канавки поршня (виден затертый светлый край — "развальцовка" канавки)

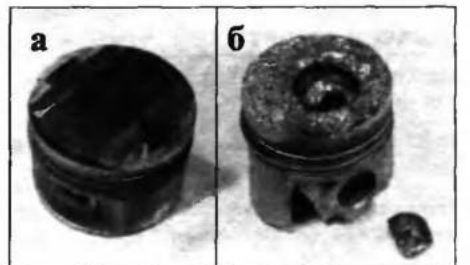


Рис. 4.36. Деформация днища поршня: а — ударами по незакрывшимся клапанам; б — при попадании посторонних частиц в цилиндр или разрушении деталей (седла, клапана и др.)

Характеристика дефекта, поломки	Причины	Способ устранения
Трещины (пробоины) в нижней части цилиндра и/или в нижней части блока цилиндров	Удары разрушенного шатуна, попадание разрушенных деталей между стенкой блока и коленчатым валом	Заменить или отремонтировать блок, заменить шатун, отремонтировать коленчатый вал и т.д.
Головка блока и механизм газораспределения		
Деформация плоскости стыка с блоком. Прогар прокладки - разрушение металлической окантовки и/или материала под окантовкой (рис. 4.40). Ослабление прокладки - темные участки на окантовке со следами утечки газов или охлаждающей жидкости (рис. 4.41)	Перегрев двигателя	Отремонтировать головку блока, заменить прокладку
Частицы металла "вбиты" в поверхность головки	Попадание посторонних предметов в двигатель, разрушение седла клапана или поршня вследствие перегрева двигателя и др.	Отремонтировать головку блока, проверить воздушный фильтр, проверить и при необходимости заменить шатун, клапана и толкатели
Трещины в верхней части головки со стороны привода клапанов	"Размораживание" двигателя	Заменить головку
Трещины вблизи седла выпускного клапана (чаще характерно для чугунных головок)	Перегрев двигателя, длительная работа с негерметичной прокладкой головки. Позднее зажигание	Заменить или отремонтировать головку
Деформация клапанов (рис. 4.42)	Превышение максимальной частоты вращения. Обрыв ремня, цепи. Обрыв шатуна, разрушение поршня	Проверить и заменить поврежденные клапаны, толкатели и другие детали. Проверить деформацию шатунов, при необходимости заменить шатуны
Глубокие раковины на седле и фаске клапана	Работа двигателя на позднем зажигании и бедной смеси	Отремонтировать детали, отрегулировать системы питания и зажигания
Прогар клапана (рис. 4.43)	Малый зазор в приводе; плохое прилегание тарелки к седлу, работа на позднем зажигании	Заменить клапан
"Скручивание" распределительного вала, возможно, поломка клапанов и элементов привода клапанов (рычаги, толкатели)	Удар поршня по незакрывшимся клапанам; обрыв ремня или цепи газораспределения; превышение максимальной частоты вращения; заклинивание подшипника распределительного вала из-за недостаточной смазки	Заменить распределительный вал, клапаны, толкатели и другие детали. Отремонтировать головку блока
Поломка крышки подшипника распределительного вала (рис. 4.44), поверхности крышки и вала повреждены	Работа двигателя при недостаточном давлении масла, перегрев и расплавление опоры	Отремонтировать головку блока
То же, без повреждения рабочих поверхностей	Обрыв или "перескакивание" ремня привода распределительного вала (характерно для дизелей).	Снять и отремонтировать головку, заменить распределительный вал и клапаны
Привод распределительного вала		
Обрыв ремня ГРМ (рис. 4.45)	Чрезмерное натяжение ремня Перегиб ("перелом") ремня во время установки Попадание посторонних предметов между ремнем и шкивом - возможно, кожух ремня неправильно установлен или отсутствует	Натяжение ремня не должно быть произвольным Исключить повреждение ремня при установке Собрать правильно кожух ремня. Заменить поврежденные клапаны, толкатели и другие детали
Подрез зубьев ремня ГРМ (рис. 4.46)	Изошена наружная поверхность шкивов Заедание одного из ведомых шкивов Шкивы расположены не в одной плоскости Деформированные шкивы	Заменить шкивы Проверить и устранить неисправность Собрать шкивы правильно Заменить шкивы
Износ рабочей поверхности зубьев	Чрезмерное натяжение ремня Рабочая поверхность шкивов слишком грубая вследствие износа	Натяжение ремня не должно быть произвольным Заменить шкивы
Местные повреждения поверхности зубьев	Слишком слабое натяжение ремня Износ рабочей поверхности шкивов Деформация шкивов при установке	Натяжение ремня должно регулярно контролироваться Заменить шкивы Заменить шкивы

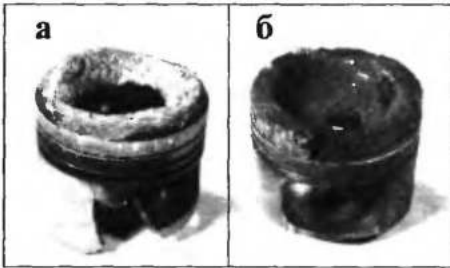


Рис. 4.37. Разрушение дна поршня: а — механическое (обломком клапана); б — тепловое (прогар)



Рис. 4.41. Негерметичность прокладки головки между цилиндрами (видны черные следы копоти на окантовке в местах прорыва газов)



Рис. 4.45. Обрыв ремня ГРМ



Рис. 4.46. Подрез зубьев ремня у основания

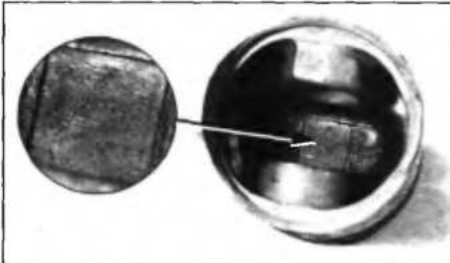


Рис. 4.38. Трещина в днище поршня (указана стрелкой)



Рис. 4.42. Деформация клапана после удара поршня

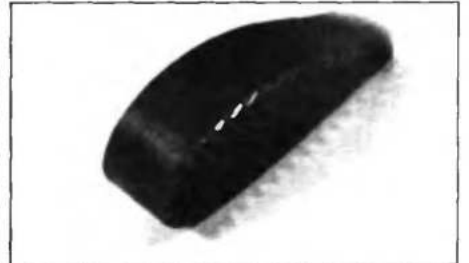


Рис. 4.47. Трещины на наружной поверхности ремня

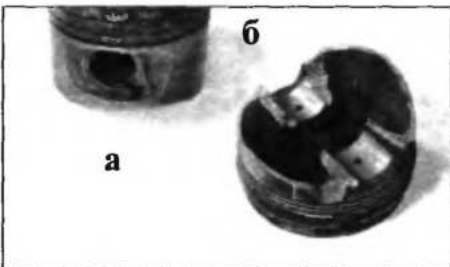


Рис. 4.39. Трещина в бобышке (а) и поршень, разрушившийся по бобышкам (б)

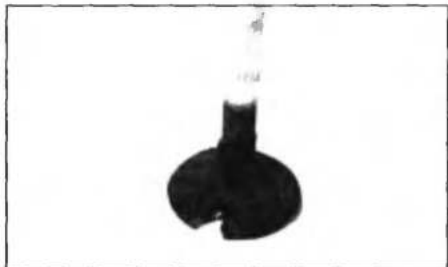


Рис. 4.43. Прогар тарелки клапана

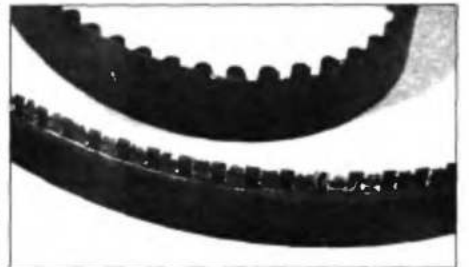


Рис. 4.48. Расслоение основы на краях ремня

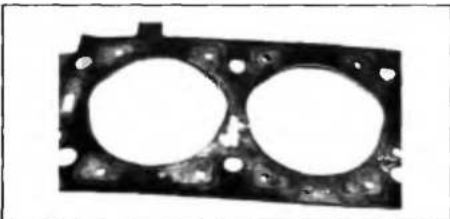


Рис. 4.40. Прогар прокладки головки блока цилиндров



Рис. 4.44. Поломки крышек подшипников распределительного вала при работе без масла



Рис. 4.49. Срезание зубьев ремня

Окончание табл. 4.5.

Характеристика дефекта, поломки	Причины	Способ устранения
Трещины на наружной поверхности ремня (рис. 4.47)	Перегрев ремня: заклинивание подшипника натяжного ролика; задевание ремня за кожух	Заменить подшипник Устранить неисправность
Повреждение, трещины на краях ремня (рис. 4.48), расслоение ремня	Повреждение, деформация фланцев шкивов Шкивы расположены не в одной плоскости Задевание края ремня за кожух или другие детали	Поправить или заменить шкивы Найти и устранить причину Устранить неисправность
Срезание зубьев, ремень имеет характерный "замасленный" вид (рис. 4.49)	Течь масла через уплотнения и/или сальники в передней части двигателя	Найти и устранить неисправность
Срезание зубьев ремня	Заклинивание распределительного или вспомогательного вала из-за недостаточной смазки Сильный износ наружной поверхности шкивов	Проверить и отремонтировать (заменить) головку, распределительный вал, клапаны, толкатели Проверить и заменить шкивы

4.6. Поиск неисправностей в системах управления двигателем

Ремонт двигателей, особенно сложный, требует проведения ряда диагностических мероприятий, которые могут выполняться как на стадии принятия решения о механическом ремонте, так и после его осуществления. Целью диагностирования может быть выявление причины поломки или неудовлетворительной работы двигателя, степени его износа, прогнозирование остаточного ресурса или анализ работы различных подсистем, в том числе и электронных систем управления.

Быстрое и одновременно эффективное диагностирование (т.е. с высокой вероятностью правильного диагноза) современного двигателя, как комплекса различных устройств и систем (таких, как механическая, электронная, гидравлическая и т.п.) возможно при наличии мотортестеров, имеющих встроенные четырех- или пятикомпонентные газоанализаторы, эффективные программы тестирования с автоматическим сравнением измеряемых и эталонных для проверяемого автомобиля параметров (углы опережения зажигания, параметры искрового разряда, разрежения за дроссельной заслонкой, состав отработавших газов и др.). Не менее важно наличие встроенных в мотортестер или портативных компьютерных средств тестирования электронной части системы управления двигателем через интерфейс диагностического разъема. В идеальном варианте необходимо также наличие мощностного стенда и целого ряда вспомогательных приборов и оборудования (см. раздел 5.4.5.).

Такое оборудование доступно далеко не всем, даже крупным станциям и ремонтным предприятиям. Поэтому, как правило, комплексное диагностирование двигателя как системы заменяется диагностированием каждой из подсистем. Это в целом снижает эффективность работы, увеличивает вероятность ошибок и затраты времени, однако при правильном подходе и достаточно высокой квалификации персонала эти недостатки удается в значительной степени нивелировать.

В данном разделе приводятся базовые сведения по поиску и устранению наиболее характерных неисправностей в системах управления впрыском топлива и зажиганием. Учитывая тематику данного издания, приводятся лишь те методы диагностики и проверки, которые не требуют какого-либо специального дорогостоящего оборудования и ориентированы на персонал средней квалификации. Необходимо, однако, четко представлять, что такой уровень диагностирования не позволяет однозначно определять причины ряда неисправностей высокой степени сложности (как уже указывалось выше, это требует высокой квалификации персонала, сложного специального оборудования и, самое главное, необходимого информационного обеспечения, зачастую труднодоступного в силу запретов, наложенных производителем автомобиля). Тем не менее, наличие минимально необходимого комплекта инструментов и приборов, безусловное понимание принципов работы системы и правильная последовательность поиска позволяют находить и устранять большую часть наиболее характерных неисправностей, относящихся к системам управления и двигателю в целом.

4.6.1. Поиск и локализация неисправностей в механических и электромеханических системах впрыска непрерывного действия

Основой для поиска неисправностей является табл. 4.6. В первой колонке приведены симптомы наиболее характерных неисправностей систем впрыска непрерывного действия. Во второй колонке указаны возможные причины для каждой неисправности. В третьей колонке приводится краткое описание необходимых действий и дается номер раздела с подробным описанием проверки и/или регулировки. В некоторых случаях

процедуры проверок и/или регулировок для систем непрерывного и дискретного действия идентичны, поэтому дается ссылка на раздел 4.6.2.

Следует особо подчеркнуть, что описанные в таблицах симптомы могут иметь место также и в случае неисправности каких-либо других систем (например, затрудненный запуск холодного двигателя может являться следствием неисправности в системе впрыска, в системе зажигания, плохого состояния ЦПГ и т.п.). В табл. 4.6., также, как и в табл. 4.7, описаны причины, относящиеся исключительно к системам впрыска.

Для выполнения работ необходимы следующие приборы и приспособления:

- комплект для измерения давления в системах впрыска;
- мультиметр;
- мерная емкость;
- специальный ключ для регулировки СО (ключ Аллена 3 мм);
- ручной вакуумный насос.

А) НАЧАЛЬНОЕ ПОЛОЖЕНИЕ РЫЧАГА НАПОРНОГО ДИСКА РАСХОДОМЕРА В СИСТЕМЕ К-JETRONIC

Необходимым условием точной регулировки является наличие давления на верхнюю часть плунжера, поэтому перед проведением регулировки необходимо запустить двигатель или на несколько секунд включить бензонасос. Производить регулировку при работающем бензонасосе нельзя, т.к. в этом случае при движении рычага напорного диска топливо через форсунки поступает в цилиндры и впускной коллектор. При последующем запуске это может привести к "гидроудару" и повреждению двигателя или стартера.

Правильное начальное положение диска дозатора-распределителя с восходящим потоком воздуха показано на рис. 4.50. В этом случае верхняя кромка диска, ближайшая к распределителю топлива, находится примерно на одном уровне с верхней кромкой вертикального канала воздушного тоннеля.

Регулировка осуществляется подгибанием проволоочной пружины 1. При этом для нормального доступа к пружине может потребоваться снятие корпуса дозатора-распределителя.

Самая большая ошибка при регулировке - установка диска выше необходимого уровня, т.к. в этом случае ухудшаются пусковые характеристики двигателя.

У дозатора-распределителя с нисходящим потоком воздуха начальное положение диска такое же, как и в предыдущем случае, однако контроль ведется по кромке диска, наиболее удаленной от распределителя топлива (рис. 4.51). Регулировка осуществляется аккуратными ударами по штифту 1; при этом необходимо пользоваться подходящей выколоткой.

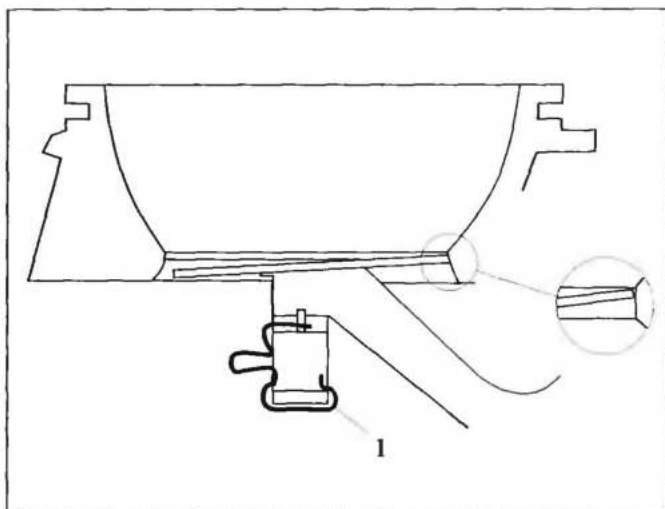


Рис. 4.50. Начальное положение напорного диска в системе K-Jetronic с восходящим воздушным потоком:
1 — проволоочная пружина

Таблица 4.6. Типичные неисправности в системах впрыска непрерывного действия (CIS)

Характеристика неисправности (симптомы)	Вероятная причина	Необходимые действия
Холодный двигатель запускается с трудом или не запускается	Неисправность пусковой форсунки или ее термовыключателя	Проверить работу форсунки и термовыключателя (разд. 4.6.1.д.). Заменить неисправный элемент
	Бензонасос не работает	Провести предохранитель и реле бензонасоса, проводку к бензонасосу
	Неправильная установка напорного диска расходомера	Отрегулировать положение диска (разд. 4.6.1.а. или 4.6.1.б)
	Давление топлива не соответствует заданному	Проверить давление (разд. 4.6.1.в. или 4.6.1.г.)
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости (только для KE-Jetronic)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
	Загрязнение форсунок Подсос воздуха во впускной коллектор	Произвести очистку форсунок (разд. 4.6.1.е.) или заменить форсунки
Горячий двигатель запускается с трудом или не запускается	Пусковая форсунка работает постоянно или негерметична	Проверить работу форсунки и ее термовыключатель (разд. 4.6.1.д.)
	Давление топлива не соответствует заданному	Проверить давление (разд. 4.6.1.в. или 4.6.1.г.)
	Неправильное начальное положение напорного диска расходомера	Отрегулировать нулевое положение диска (разд. 4.6.1.а. или 4.6.1.б)
	Остаточное давление не соответствует заданному	Проверить остаточное давление (разд. 4.6.1.в.)
"Провалы" и пропуски под нагрузкой	Загрязнение форсунок	Произвести очистку форсунок и топливopроводов (разд. 4.6.1.е.) или заменить загрязненные форсунки
	Давление топлива не соответствует заданному	Проверить давление (разд. 4.6.1.в. или 4.6.1.г.)
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.д.)
	Неисправность кислородного датчика*	Проверить работу датчика (разд. 4.6.1.к.)
	Загрязнение форсунок	Произвести очистку форсунок или заменить загрязненные форсунки (разд. 4.6.1.е.)
"Провалы" при ускорении	Подсос воздуха во впускной коллектор	Проверить состояние вакуумных шлангов и места возможного подсоса воздуха
	Заедание дозирующего плунжера	Проверить плавность перемещения плунжера (разд. 4.6.1.ж.)
	Неправильная установка напорного диска расходомера	Отрегулировать положение диска (разд. 4.6.1.а. или 4.6.1.б)
	Давление топлива не соответствует заданному	Проверить давление (разд. 4.6.1.в. или 4.6.1.г.)
	Неправильный состав смеси (содержание CO) на холостом ходу	Проверить и отрегулировать содержание CO (разд. 4.6.1.з.)
	Неисправность потенциометра расходомера (только системы KE, непрогретый двигатель)	Проверить потенциометр и его проводку к блоку KE
	Давление топлива не соответствует заданному	Проверить давление (разд. 4.6.1.в. или 4.6.1.г.)
	Неисправность дополнительного воздушного клапана или регулятора холостого хода	Проверить дополнительный воздушный клапан или регулятор холостого хода (разд. 4.6.2.б. или 4.6.2.в.)
	Постоянная работа или утка пусковой форсунки	Проверить работу форсунки и ее термовыключателя (разд. 4.6.1.д.)
	Подсос воздуха во впускной коллектор	Проверить состояние вакуумных шлангов и места возможного подсоса воздуха
Двигатель запускается и глохнет или неустойчиво работает на холостом ходу	Загрязнение форсунок	Произвести очистку форсунок или заменить форсунки
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
	Заедание дозирующего плунжера	Проверить плавность перемещения плунжера (разд. 4.6.1.ж.)
	Подсос воздуха во впускной коллектор	Проверить состояние вакуумных шлангов и места возможного подсоса воздуха
	Заедание в приводе дроссельной заслонки	Отрегулировать начальное положение и привод дроссельной заслонки (разд. 4.6.1.л.)
	Неисправность дополнительного воздушного клапана или регулятора холостого хода	Проверить дополнительный воздушный клапан или регулятор холостого хода (разд. 4.6.2.б. или 4.6.2.в.)
	Неисправность датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
Чрезмерно высокие обороты холостого хода	Неисправность датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
	Неисправность регулятора управляющего давления (только для систем KE-Jetronic)	Проверить функцию обогащения регулятора (разд. 4.6.1.и.)
	Повышенное сопротивление выпускной системы*	Проверить величину противодавления до катализатора (разд. 4.6.2.ж.)
	Неисправность датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
Повышенный расход топлива, повышенное содержание CO в отработанных газах	Неправильная регулировка качества смеси	Проверить и отрегулировать содержание CO (разд. 4.6.1.з.)
	Давление топлива не соответствует заданному	Проверить давление (разд. 4.6.1.в. или 4.6.1.г.)
	Неисправность кислородного датчика*	Проверить работу датчика (разд. 4.6.1.к.)
	Утечка топлива через пусковую форсунку	Проверить пусковую форсунку (разд. 4.6.1.д.)
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
	Неисправность регулятора управляющего давления (только для систем KE-Jetronic)	Проверить функцию обогащения регулятора (разд. 4.6.1.и.)
Двигатель не развивает полной мощности	Давление топлива не соответствует заданному	Проверить давление (разд. 4.6.1.в. или 4.6.1.г.)
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости (только системы KE)	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
	Неисправность регулятора управляющего давления (только для систем KE-Jetronic)	Проверить функцию обогащения регулятора (разд. 4.6.1.и.)
	Повышенное сопротивление выпускной системы*	Проверить величину противодавления до катализатора (разд. 4.6.2.ж.)

* только для автомобилей с катализатором и кислородным датчиком

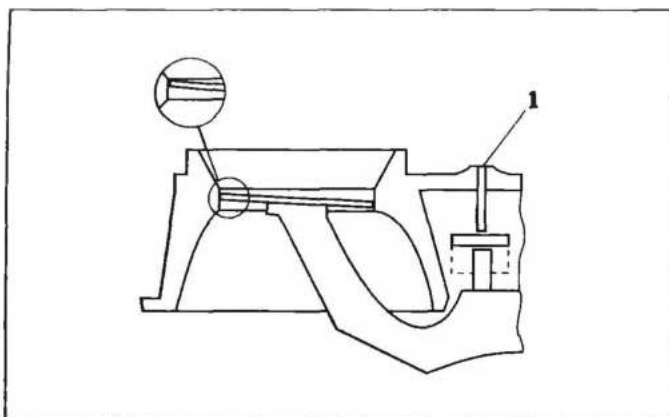


Рис. 4.51. Начальное положение напорного диска в системе KE-Jetronic с нисходящим воздушным потоком:
1 — регулировочный штифт

Б) НАЧАЛЬНОЕ И БАЗОВОЕ ПОЛОЖЕНИЯ НАПОРНОГО ДИСКА РАСХОДОМЕРА В СИСТЕМЕ KE-JETRONIC

В системе KE-Jetronic, в отличие от системы K-Jetronic, необходимо контролировать два важных положения напорного диска - начальное и базовое.

Начальное положение - это положение диска при остановленном двигателе, в этом случае между дозирующим плунжером 1 (рис. 4.52, а) и рычагом 4 образуется зазор 3, обусловленный тем, что перемещение плунжера вниз, в отличие от системы K-Jetronic, ограничено специальным уплотнительным копытцем 4.

Базовое положение - это такое положение диска, при котором его рычаг едва касается дозирующего плунжера.

У дозатора-распределителя с восходящим потоком в отсутствие специальных технических данных на конкретную модель автомобиля при регулировке начального положения можно руководствоваться рис. 4.52, а. Более точное и корректное измерение осуществляется с помощью штангенглубиномера, однако при этом необходимо наличие справочных данных. Типичное значение величины А в этом случае - $\approx 1,9$ мм. Регулировка начального положения осуществляется также, как и в системе K-Jetronic - подгибанием пружины.

Для проверки базового положения напорный диск аккуратно поднимается вверх (для этого можно использовать магнит) до тех пор, пока не почувствуется касания рычагом диска нижней кромки дозирующего плунжера. Обычно свободный ход кромки напорного диска от начального до базового положения не превышает 2 мм. В базовом положении напорный диск располагается так, как показано на рис. 4.52, б, т.е. его верхняя кромка находится вблизи или на верхней границе вертикальной части воздушного канала.

Как видно из рис. 4.53, а, в распределителе с нисходящим потоком начальное положение напорного диска выше

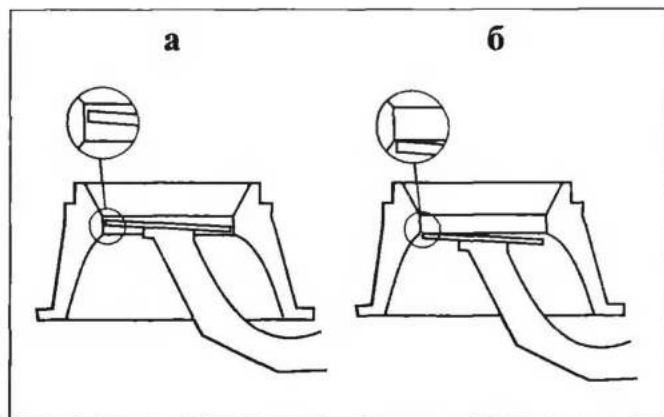


Рис. 4.53. Начальное (а) и базовое (б) положения напорного диска в системе KE-Jetronic с нисходящим воздушным потоком

базового и контролируется по кромке вертикальной части воздушного туннеля, наиболее удаленной от дозатора. Регулировка начального положения - такая же, как и в системе K-Jetronic.

Для перевода напорного диска в базовое положение необходимо слегка нажать на него до момента касания рычага и нижней части дозирующего плунжера (для точной фиксации этого положения необходимо наличие давления топлива на верхнюю часть плунжера). В этом положении кромка напорного диска должна находиться в нижней части вертикального туннеля (см. рис. 4.53, б). Величина свободного хода кромки напорного диска (от начального до базового) должна находиться в пределах 1 ± 2 мм.

Регулировка базового положения в системах с восходящим и нисходящим потоком производится вращением винта регулировки СО (рис. 4.64). После этой процедуры нужно обязательно проверить содержание СО в выхлопных газах на режиме холостого хода. Если при этом не удастся получить правильного значения СО, а также в том случае, если не удастся отрегулировать базовое положение напорного диска, необходимо отсоединить дозатор-распределитель и изменить положение резьбовой втулки 5 (рис. 4.52), на которую опирается резиновое уплотнительное копытце дозирующего плунжера. Поворот втулки на $1/4$ оборота изменяет зазор между плунжером и уплотнительным копытцем примерно на 1,2 мм.

В) ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ В СИСТЕМЕ K-JETRONIC

Для проверки давлений в системах K- и KE-Jetronic обычно используется манометр со специальным краном-тройником или два манометра. В последнем случае требования к точности обоих манометров существенно выше, т.к. разность

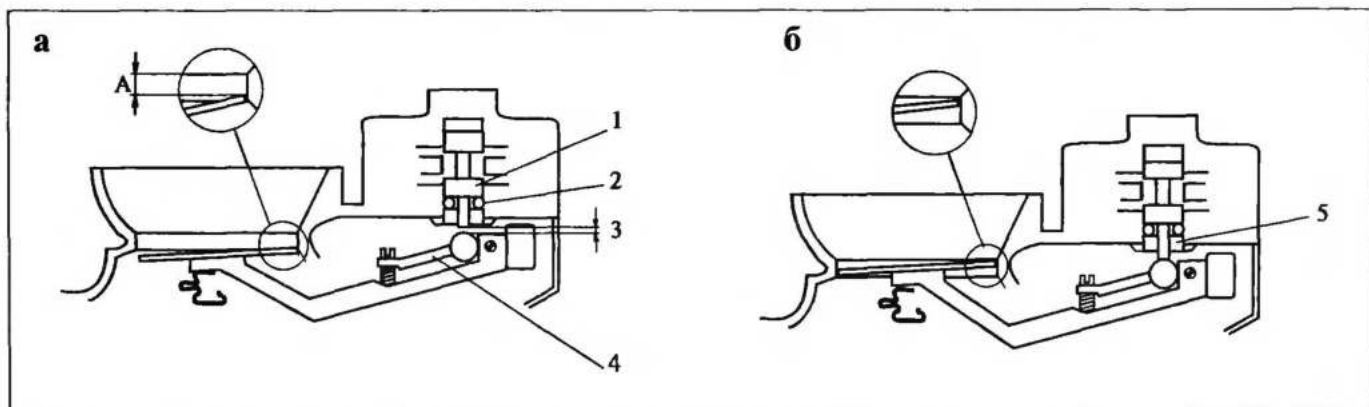


Рис. 4.52. Начальное (а) и базовое (б) положения напорного диска в системе KE-Jetronic с восходящим воздушным потоком:
1 — дозирующий плунжер; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — зазор; 4 — рычаг; 5 — регулировочная втулка

давлений (системного и управляющего) на прогретом двигателе незначительна, особенно в системах КЕ, и погрешность может внести существенную ошибку. Вначале на неработающем двигателе измеряется системное давление по схеме, приведенной на рис. 4.54. Для этого кран-тройник закрывается и включается бензонасос посредством замыкания силовых контактов на колодке реле бензонасоса. Типичное значение системного давления - $0,5 \pm 0,6$ МПа*. Оно не зависит от температуры двигателя. Если давление не в норме, следует проверить регулятор давления и производительность насоса.

Для измерения управляющего давления (противодавления) необходимо открыть кран-тройник (рис. 4.55) и запустить двигатель. Величина управляющего давления должна увеличиваться с ростом температуры двигателя примерно так, как это показано на рис. 3.66. При любых отклонениях от приводимых данных необходимо проверить регулятор управляющего давления и пропускную способность развязывающего жиклера.

После прогрева двигателя до рабочей температуры нужно выключить зажигание. Давление топлива не должно опуститься ниже $\approx 0,3$ МПа в течение 10 ± 20 мин*. Если давление падает быстрее, то причиной этого может быть утечка через форсунки (в том числе и пусковую), негерметичность обратного клапана бензонасоса, неисправность топливного аккумулятора и утечки через регулятор давления или дозирующий пунжер дозатора-распределителя.

В процессе эксплуатации возможно как увеличение проходного сечения развязывающего жиклера в результате эрозии, так и его уменьшение вследствие засорения. Соответственно в первом случае противодавление увеличивается и смесь обедняется, а во втором - наоборот. Для измерения пропускной способности жиклера необходимо отсоединить топливную линию, идущую от верхней части дозатора-распределителя к регулятору управляющего давления (см. рис. 4.56) и опустить ее в мерную посуду, затем активировать бензонасос. Типичное значение - 160 ± 240 см³/мин*.

При измерении производительности бензонасоса топливо, заполняющее мерную посуду, должно поступать из магистрали обратного слива. Справочные данные, приводимые в технической документации производителя, в подавляющем большинстве случаев подразумевают замер производительности при наличии давления в системе (рис. 4.60). Измерение проводится на холодном двигателе с отсоединенным электрическим разъемом от регулятора управляющего давления. При измерении следует включить зажигание и активировать бензонасос. В данном случае понадобится мерная емкость объемом не менее 1 л. Типичное зна-

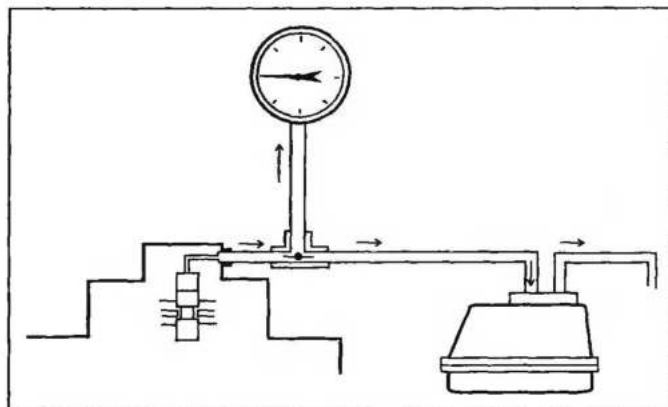


Рис. 4.55. Измерение управляющего давления в системе K-Jetronic

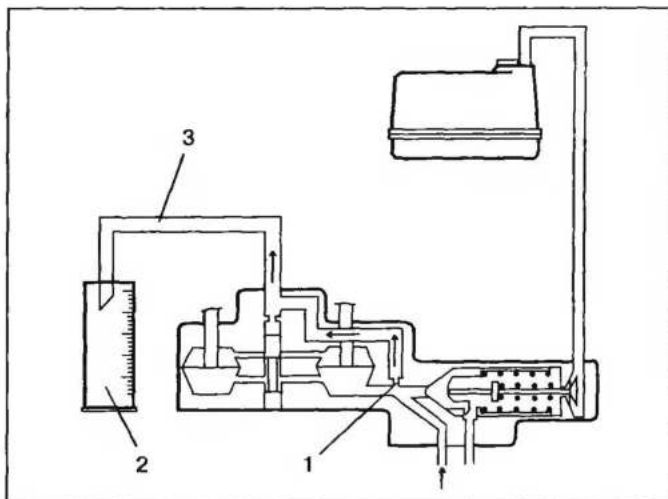


Рис. 4.56. Измерение пропускной способности развязывающего жиклера в системе K-Jetronic: 1 — развязывающий жиклер; 2 — мерная емкость; 3 — бензопровод перепуска топлива к регулятору прогрева

чение - 650 ± 750 см³ за 30 с*. Если получено существенно меньшее значение, наиболее вероятные причины - загрязнение фильтра или неисправность бензонасоса. В некоторых случаях (рывки, провалы при ускорениях и т.п.) наиболее эффективным способом проверки является измерение давления топлива в системе непосредственно на движущемся автомобиле.

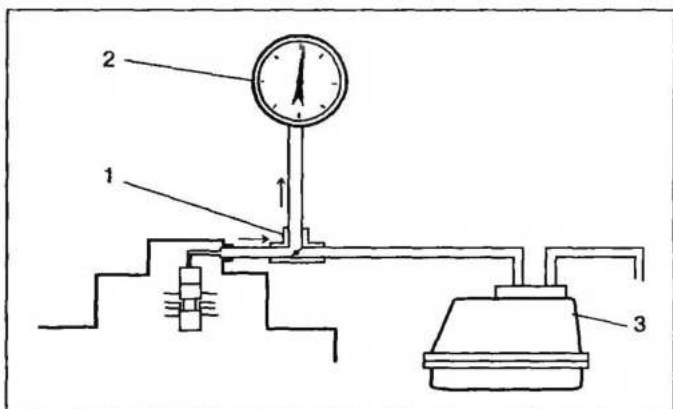


Рис. 4.54. Измерение системного давления (K-Jetronic): 1 — кран-тройник; 2 — манометр; 3 — регулятор управляющего давления

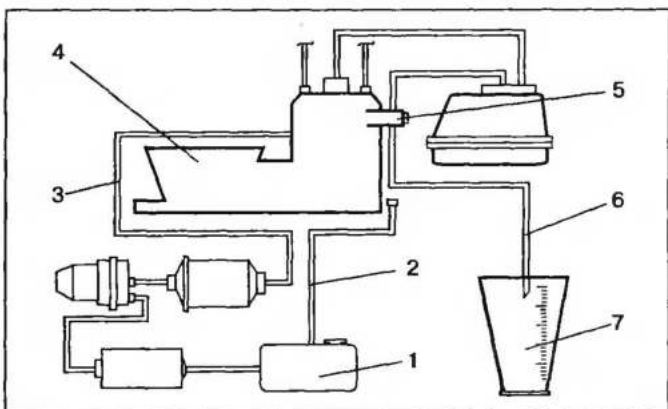


Рис. 4.57. Измерение производительности бензонасоса в системе K-Jetronic:

1 — топливный бак; 2 — топливопровод обратного слива; 3 — подающий топливопровод; 4 — дозатор-распределитель; 5 — регулятор давления; 6 — шланг; 7 — мерная емкость

* Для точного измерения необходимости пользоваться техническими данными производителя

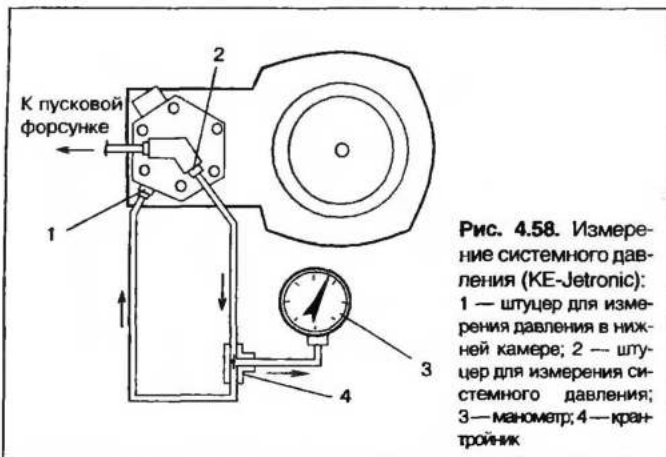


Рис. 4.58. Измерение системного давления (KE-Jetronic): 1 — штуцер для измерения давления в нижней камере; 2 — штуцер для измерения системного давления; 3 — манометр; 4 — кран-тройник

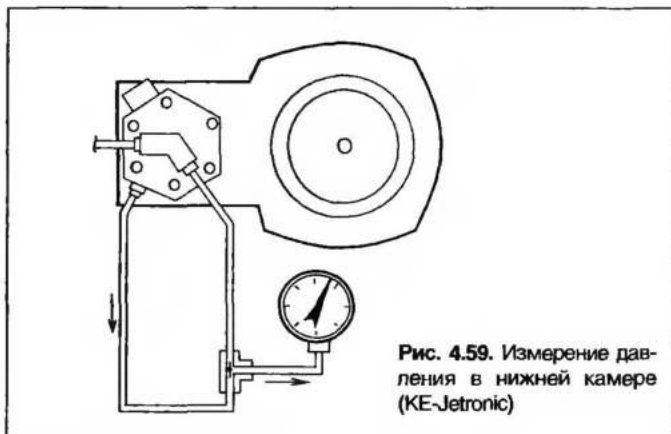


Рис. 4.59. Измерение давления в нижней камере (KE-Jetronic)

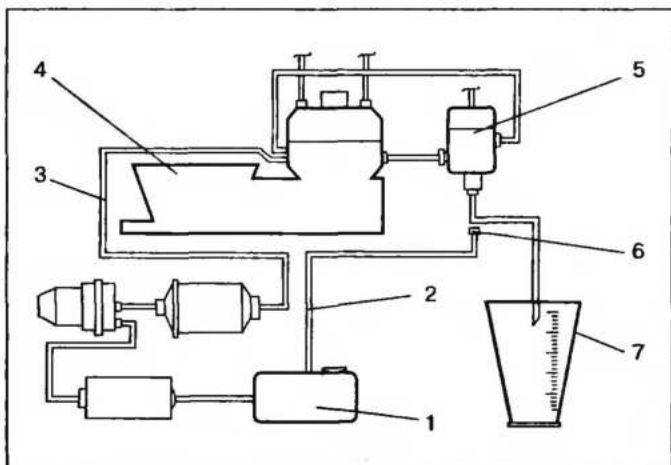


Рис. 4.60. Измерение производительности бензонасоса в системе KE-Jetronic:

1 — топливный бак; 2 — топливопровод обратного слива; 3 — подающий топливопровод; 4 — дозатор-распределитель; 5 — регулятор давления; 6 — шланг; 7 — мерная емкость

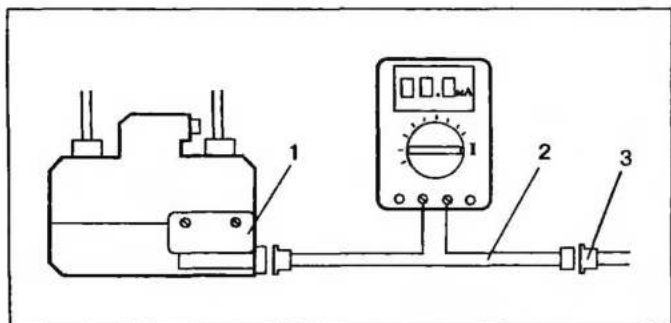


Рис. 4.61. Подключение миллиамперметра в системе KE-Jetronic: 1 — электрогидравлический регулятор; 2 — специальный адаптер; 3 — разъем в жгуте автомобиля

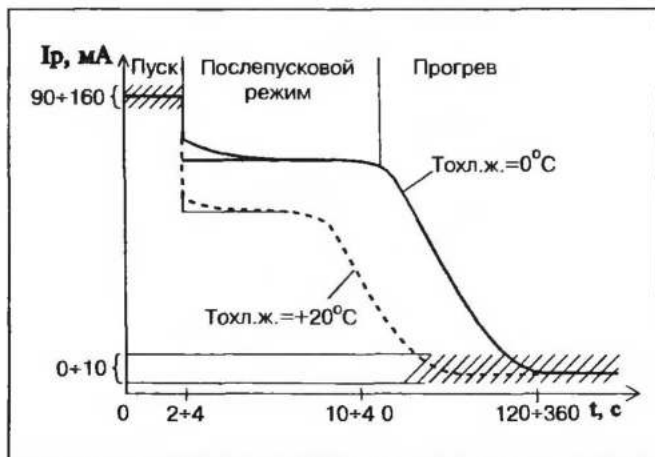


Рис. 4.62. Зависимость тока электрогидравлического регулятора от времени с начала пуска и температуры охлаждающей жидкости

Г) ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ В СИСТЕМЕ KE-JETRONIC

Для проверки работы системы KE-Jetronic необходимо проверить три величины давления:

- 1) системное давление;
- 2) дифференциальное давление - т.е. разность между системным давлением и давлением в нижних камерах;
- 3) остаточное давление.

Кроме этого, необходимо проверить производительность бензонасоса и пропускную способность жиклера перепуска топлива.

Для измерений давлений в системах KE-Jetronic рекомендуется пользоваться таким же комплектом, как и для систем K-Jetronic. Использование крана-тройника также необязательно, а вот использование двух манометров здесь уже может привести к серьезной ошибке, т.к. величина давления в системе и в нижних камерах на прогревом двигателя различаются всего на 0,03+0,05 МПа. Кран-тройник с манометром включается по схеме (рис. 4.58). Один шланг крана подсоединяется к специальному измерительному отверстию 1 в нижней части корпуса дозатора-распределителя (в обычном состоянии это отверстие заглушено болтом-пробкой). Другой конец крана подсоединяется либо вместо бензопровода пусковой форсунки, либо к специальному отверстию 2 в верхней части дозатора-распределителя, также заглушенного резьбовой пробкой.

При измерении системного давления необходимо открыть кран-тройник и активировать бензонасос без запуска двигателя. Типичное значение давления в системе - 0,55+0,60 МПа*. Если получено неправильное значение - необходимо проверить производительность бензонасоса, состояние топливного фильтра, подающего и обратного бензопроводов. Проверка производительности бензонасоса в системах KE-Jetronic аналогична проверке в системах K-Jetronic и осуществляется по схеме, приведенной на рис. 4.60. Если все эти компоненты исправны - необходимо заменить регулятор давления, т.к. в системах KE он неразборный.

Для получения значения дифференциального давления измеряется давление в нижних камерах (рис. 4.59), а затем эта величина вычитается из величины системного давления. При измерении давления в нижних камерах необходимо также контролировать и ток через обмотки электрогидравлического актюатора, поэтому следует подключить миллиамперметр по схеме на рис. 4.61. Для удобного и надежного подключения желательно иметь специальный кабель-переходник. Для ориентира на рис. 4.62 показана зависимость тока, подаваемого в обмотки регулятора, от времени с начала пуска при различной исходной температуре охлаждающей жидкости.

* Для точного измерения необходимо пользоваться техническими данными производителя

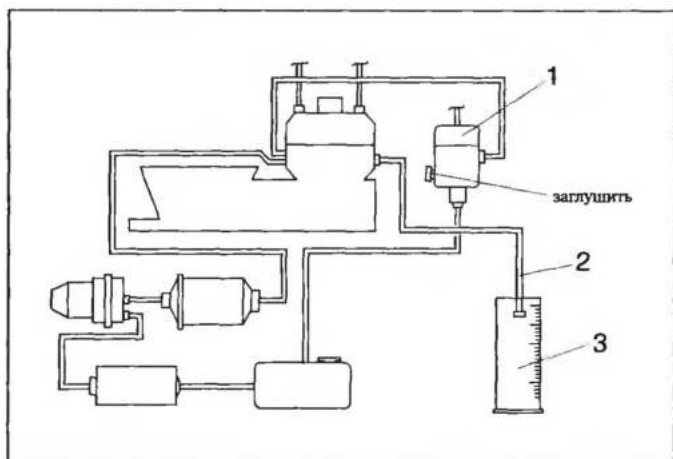


Рис. 4.63. Измерение производительности перепускного жиклера нижних камер (KE-Jetronic):

1 — регулятор давления; 2 — бензопровод перепуска топлива из нижних камер к регулятору давления; 3 — мерная емкость

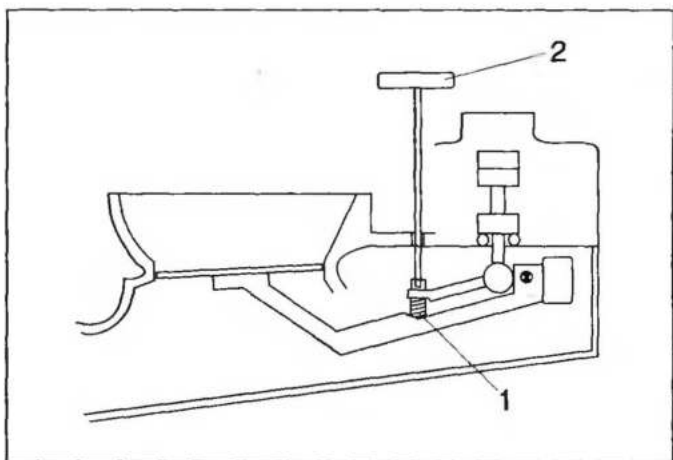


Рис. 4.64. Регулировка качества смеси в системах К- и KE-Jetronic:

1 — регулировочный винт; 2 — ключ Аллена (шестигранник 3 мм)

Д) ПРОВЕРКА РАБОТЫ ПУСКОВОЙ ФОРСУНКИ И ТЕРМОВЫКЛЮЧАТЕЛЯ

Для проверки работы форсунки необходимо измерить напряжение на разъёме, подсоединённом к пусковой форсунке, при прокрутке холодного ($< 20^{\circ}\text{C}$) двигателя стартером (измерения производятся с помощью острых щупов с тыльной стороны разъёма). Напряжение не должно быть ниже 8÷9 В. Если напряжение существенно меньше или равно нулю, следует проверить сопротивление проводников, подходящих к форсунке, и сопротивление контактов термовыключателя. Если получены значения, близкие к нулю, проверяется поступление напряжения питания к пусковой форсунке от реле бензонасоса или системного реле при прокрутке стартером. В случае отсутствия напряжения следует заменить реле.

Если при прокрутке стартером на форсунку подаётся нормальное напряжение питания, необходимо визуально проверить распыливание топлива форсункой. Для этого нужно снять форсунку со впускного коллектора, не отсоединяя от неё бензопровод, и опустить в прозрачную емкость. Если при прокрутке стартером факел топлива отсутствует, проверяется наличие системного давления на бензопроводе форсунки. Если давление в норме - форсунку следует заменить, в противном случае - проверить бензопровод пусковой форсунки.

Проверка термовыключателя осуществляется на холодном (не более 20°C) двигателе. Для этого снимается разъём с форсунки и измеряется сопротивление между выводом "W" и корпусом форсунки (см. рис. 3.55). Сопротивление не должно превышать 1 Ом. Если сопротивление существенно больше, термо-

выключатель подлежит замене. При сопротивлении меньше указанного необходимо подать напряжение от положительного вывода аккумуляторной батареи на контакт "G" термовыключателя (омметр при этом должен по-прежнему быть подключён между корпусом термовыключателя и выводом "W"). Примерно через 1÷5 с после подачи напряжения сопротивление, измеряемое омметром, должно скачком увеличиться, как минимум, до 150÷250 Ом. Если этого не происходит - термовыключатель подлежит замене. Более точная проверка термовыключателя может быть проведена при его снятии с двигателя с использованием технических данных производителя.

В системах KE-Jetronic последних версий, так же как и в большинстве электронных систем распределённого впрыска, пусковая форсунка может включаться путём коммутации на "массу" транзисторным ключом блока управления (см. раздел 3.2., рис. 3.54, б). В этом случае термовыключатель не применяется. Отсутствие напряжения питания на клеммах пусковой форсунки при пуске холодного двигателя говорит либо об обрыве или коротком замыкании в проводке, либо о неисправности в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости или блока управления (прежде всего необходимо проверить наличие напряжения питания блока).

Е) ОЧИСТКА ФОРСУНОК

Очистка форсунок может быть произведена как со снятием их с двигателя, так и непосредственно на работающем двигателе.

Эффективная очистка снятых с двигателя форсунок возможна лишь на специальных ультразвуковых установках. В условиях небольших мастерских это можно сделать, подавая в форсунку под давлением 0,5÷1,0 МПа спирт или жидкость для очистки карбюраторов, хотя эффективность этого метода невысока.

Для очистки форсунок на работающем двигателе применяются автономные устройства как замкнутого, так и одностороннего цикла, подающие специальный состав к дозатору-распределителю топлива в системах К- и KE-Jetronic или к топливной рейсе в системах дискретного действия под необходимым давлением. Штатные бензопроводы (как подающий, так и обратного слива) при этом отсоединяются, а бензонасос отключается. Эффективность очистки этим методом полностью определяется свойствами состава и лежит в пределах 60÷90%. Более подробную информацию можно получить у фирм, занимающихся продажей такого оборудования.

Ж) ПРОВЕРКА ПЛАВНОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ДОЗИРУЮЩЕГО ПЛУНЖЕРА

Процедура проверки для систем К- и KE-Jetronic идентична. Вначале необходимо создать давление в системе (например, запустив двигатель на несколько секунд). В системах с нисходящим потоком воздуха надо плавно нажать на напорный диск расходомера. Диск с рычагом должен перемещаться плавно, без заеданий, должно также чётко ощущаться противодействие перемещению дозирующего плунжера. После того, как рычаг с диском отклонится на максимальный угол, следует резко отпустить диск и в тот момент, когда он вернётся в исходное положение, вновь быстро нажать на него, стараясь не отклонять на большой угол. При нормальной работе пары "втулка-плунжер" последний под действием давления быстро возвращается в исходное положение, что легко ощущается по противодействию нажатию диска. Если же диск перемещается без усилия на значительный угол или противодействие на рычаг диска возникает с ощутимым запаздыванием, имеет место заедание плунжера во втулке. В этом случае, а также в случае заедания плунжера при плавном нажатии на напорный диск, плунжерная пара подлежит очистке или замене.

В системах с восходящим потоком процедура проверки несколько сложнее, т.к. вместо нажатия на диск необходимо его поднимать.

3) РЕГУЛИРОВКА СОСТАВА СМЕСИ НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

Для регулировки необходимо вставить длинный шестигранный ключ (ключ Аллена 3 мм) в специальное отверстие (см. рис. 4.57), обычно закрытое заглушкой, или в отверстие специальной дистанционной втулки (MERCEDES-BENZ, VOLKSWAGEN/AUDI) и, поворачивая ключ в небольших пределах, следить за показаниями газоанализатора. В автомобилях с системой λ -регулирования необходимо предварительно отсоединить разъем от кислородного датчика. Вращение ключа по часовой стрелке приводит к обогащению смеси, против часовой - к обеднению. Рекомендуется производить регулировку небольшими ($15\pm 30^\circ$) вращениями ключа, после каждого поворота необходимо выдержать паузу для стабилизации показаний газоанализатора. При этом в системах, не имеющих дистанционной втулки, необходимо удалить регулировочный ключ и закрыть отверстие пальцем во избежание подсоса воздуха и обеднения смеси. После регулировки отверстие для ключа надо закрыть штатной заглушкой, а в автомобилях с λ -регулированием подсоединить разъем к кислородному датчику и убедиться в том, что работа системы не нарушилась.

И) ПРОВЕРКА РЕГУЛЯТОРА УПРАВЛЯЮЩЕГО ДАВЛЕНИЯ (ФУНКЦИЯ ОБОГАЩЕНИЯ СМЕСИ НА БОЛЬШИХ НАГРУЗКАХ)

Если регулятор прогрева имеет штуцер для подвода разрежения из впускного коллектора (задрозсельное пространство), причиной неудовлетворительных динамических и мощностных характеристик автомобиля могут являться неисправности системы обогащения смеси.

Измерения проводятся на прогревом двигателе. Для проверки необходимо подсоединить топливный манометр по схеме на рис. 4.55, а к вакуумному штуцеру регулятора прогрева с помощью резинового шланга подсоединить ручной вакуумный насос. Прежде всего нужно проверить герметичность вакуумной камеры регулятора, для чего в ней создается разрежение около 60 кПа. Если скорость падения разрежения превышает 10 кПа за 5 сек, необходима разборка и ремонт регулятора. Наиболее вероятной причиной неисправности является повреждение диафрагмы 5 (см. рис. 3.65). Если утечка минимальна, можно переходить к дальнейшей проверке.

На работающем двигателе при наличии разрежения, создаваемого вакуумным насосом (≈ 60 кПа), давление топлива на верхнюю часть плунжера (управляющее давление) должно составлять 0,40-0,45 мПа. Постепенное уменьшение разрежения должно приводить к адекватному уменьшению управляющего давления. Если этого не происходит - регулятор прогрева подлежит ремонту или замене.

К) ПРОВЕРКА РАБОТЫ КИСЛОРОДНОГО ДАТЧИКА И СИСТЕМЫ λ -РЕГУЛИРОВАНИЯ (ТОЛЬКО ДЛЯ ДАТЧИКОВ НА ОСНОВЕ ZrO_2)

Проверка осуществляется на прогревом двигателе. Мультиметр или осциллограф подключается к сигнальному проводнику кислородного датчика с помощью острого зонда или иголки (подключение с тыльной стороны разъема), а если разъем недоступен - прокалыванием провода. Если сигнальный провод - экранированный, прокалывать его нельзя, т.к. произойдет замыкание, следует воспользоваться другими методами. Входное сопротивление мультиметра или осциллографа должно составлять не менее 10 МОм, в противном случае возможно искажение результатов измерения и даже повреждение кислородного датчика.

Для гарантированного прогрева датчика необходимо запустить предварительно прогретый двигатель и дать ему поработать в течение двух минут на режиме 2000-3000 мин⁻¹. Дальнейшие измерения можно осуществлять на режиме холо-

стого хода. При этом напряжение на датчике должно изменяться в диапазоне 0-1 В (0,2-0,8 В), по крайней мере один раз за 1-2 секунды (рис. 3.80). Такое изменение сигнала говорит о полной работоспособности как самого кислородного датчика, так и системы λ -коррекции.

Если в системе существуют неисправности, возможны три наиболее вероятных варианта значений напряжения на выходе кислородного датчика:

- 1) постоянное или меняющееся в небольших пределах 0,45-0,50 В;
- 2) постоянное или меняющееся напряжение, не превышающее 0,3-0,4 В;
- 3) постоянное или меняющееся напряжение не менее 0,6-0,7 В.

Рассмотрим каждый вариант отдельно. Все измерения выполняются на прогревом двигателе.

1. Значение напряжения не выходит за интервал 0,45-0,50 В.

В этом случае необходимо отсоединить разъем от кислородного датчика и оставить подключенным измерительный прибор (осциллограф или мультиметр) к сигнальному проводу кислородного датчика. Затем нужно запустить двигатель и соединить с "массой" автомобиля сигнальный провод отсоединенного разъема, идущий к блоку управления. Через несколько секунд после замыкания провода на "массу" смесь начнет обогащаться, что можно контролировать по содержанию СО или по уменьшению давления в нижних камерах. Если этого не происходит - неисправность заключена в системе управления (нужно прежде всего убедиться в наличии напряжения питания блока управления). Если смесь обогащается, а напряжение на выходе кислородного датчика остаётся неизменным - неисправен датчик.

2. Значение напряжения лежит в интервале 0-0,4 В.

С отсоединенным разъемом от кислородного датчика включается зажигание и измеряется напряжение на сигнальном проводе, идущем к блоку управления. Оно должно находиться в пределах 0,45-0,55 В. Если полученное значение отличается от указанного - неисправность кроется в блоке управления или в отсутствии напряжения питания блока. Если значение в норме - необходимо подключить измерительный прибор к сигнальному проводу кислородного датчика и запустить двигатель. Затем нужно обогатить смесь, например, кратковременным принудительным включением пусковой форсунки.

Если в этом случае наблюдается увеличение напряжения на выходе кислородного датчика до 1 В - причиной неисправности является исходное переобогащение смеси из-за подсоса воздуха, загрязнения форсунок, неправильных регулировок и т.п. Если же напряжение остается неизменным, необходимо заменить датчик.

3. Значение напряжения лежит в пределах 0,6-1,0 В.

При отсоединенном разъеме от кислородного датчика и включенном зажигании измеряется напряжение на сигнальном проводе, идущем к блоку управления. Оно должно находиться в пределах 0,45-0,55 В. Если полученное значение отличается от указанного - неисправность кроется в блоке управления (в простейшем случае - из-за отсутствия напряжения питания блока). Если значение в норме - необходимо подключить измерительный прибор к сигнальному проводу кислородного датчика, запустить двигатель и обеднить смесь (для этого можно снять несколько вакуумных трубок со штуцеров на впускном коллекторе, организовав таким образом существенный подсос воздуха).

Если очевидно, что смесь обедняется (работа двигателя становится неустойчивой), а напряжение на выходе кислородного датчика менее 0,4 В, причиной неисправности служит исходное переобогащение смеси из-за повышенного давления, утечек в форсунках, неправильных регулировок и т.п. При отсутствии какого-либо изменения сигнала кислородный датчик необходимо заменить.

* Для точного измерения необходимо пользоваться техническими данными производителя

Регулировка требуется только в случае очевидного нарушения заводской установки или если есть основания считать ее нарушенной при неквалифицированном вмешательстве.

Базовая установка начального положения дроссельной заслонки на различных автомобилях имеет свою специфику и оговаривается в специальной технической литературе, однако имеет много общего и базируется на двух основных принципах:

1. Дроссельная заслонка должна быть практически полностью закрыта, т.е. перетечка воздуха вокруг кромок заслонки должна быть минимальной.

2. Необходимое приоткрытие дроссельной заслонки диктуется (в подавляющем большинстве случаев) исключительно требованием отсутствия "закусывания" ее кромок о стенки впускного трубопровода.

Исходя из этих требований при отсутствии регулировочных данных на конкретный автомобиль можно рекомендовать следующую последовательность действий:

ослабить или совсем отсоединить детали привода дроссельной заслонки так, чтобы ее рычаг свободно садился на регулировочный упор;

удалить нагар и загрязнения в зоне начального открытия дроссельной заслонки;

отвернуть ограничительный винт-упор (может потребоваться ослабить контргайку) до появления гарантированного зазора с рычагом дроссельной заслонки;

еще раз проверить свободу перемещения заслонки в зоне малых углов и плотность ее закрывания;

медленно заворачивая винт, зафиксировать момент его касания с рычагом, а затем довернуть его еще на $1/4 \div 1/2$ оборота (зафиксировать контргайку);

подсоединить и отрегулировать детали привода (рычаги, тросик и т.п.) таким образом, чтобы обеспечить четкую его работу без нарушений начальной установки.

4.6.2. Поиск и устранение неисправностей в электронных системах распределённого впрыска

Поиск и устранение неисправностей в системах дискретного действия выполняется с использованием табл. 4.7. Для работы необходимы следующие приборы и приспособления:

- набор для измерения давления топлива;
- мерная небьющаяся емкость;
- автомобильный цифровой мультиметр или осциллограф.

Для измерения давления в большинстве случаев необходим манометр с пределом измерения $0,40 \div 0,45$ МПа с набором различных переходников и адаптеров.

На подавляющем большинстве американских и некоторых европейских автомобилях (MERCEDES-BENZ, VOLVO, FORD) в топливной рейсе имеется специальный вывод с золотником, аналогичным применяемым в автошинах (так называемый «клапан Шредера») для быстрого подсоединения манометра (рис. 4.65, а). В этом случае задача подсоединения манометра значительно упрощается. При тестировании автомобиля, в топливной системе которого используется клапан Шредера, необходимо неукоснительно соблюдать следующее требование: после окончания измерений, сброса давления и отсоединения манометра нужно проверить положение подвижного штока золотника и убедиться, что он не находится в нижнем положении, т.е. не заклинен. Запускать двигатель следует только при полной работоспособности клапана.

На автомобилях, не имеющих клапана Шредера, для подключения манометра необходим соответствующий по присоединительным размерам тройник (рис. 4.65, б) или переходник другого типа. Для включения бензонасоса достаточно замкнуть соответствующие ножки на колодке реле бензонасоса. В том случае, если напряжение к силовым контактам реле поступает от замка зажигания или другого реле, необходимо также включить зажигание.

На некоторых снятых с производства автомобилях, использующих расходомер воздуха лопастного типа, для включения бензонасоса достаточно немного отклонить лопасть расходомера, предварительно обеспечив доступ к его входному отверстию. Зажигание при этом должно быть включено.

Если оба описанных метода по каким-либо причинам не могут быть использованы, измерение давления осуществляется непосредственно на работающем двигателе или при прокрутке коленчатого вала стартером. В последнем случае особенно важно хорошее состояние аккумуляторной батареи. Если измерение давления происходит при остановленном двигателе, манометр будет показывать величину нерегулируемого давления в системе. Типичное его значение - $0,25 \div 0,30$ МПа. После запуска двигателя эта величина должна снизиться до $0,20 \div 0,25$ МПа, т.е. на величину разрежения во впускном коллекторе.

Если полученное значение меньше указанного в технической документации, необходимо проверить регулятор давления и производительность бензонасоса. Если давление больше рекомендованного, следует проверить отсутствие засорения регулятора и магистрали обратного слива.

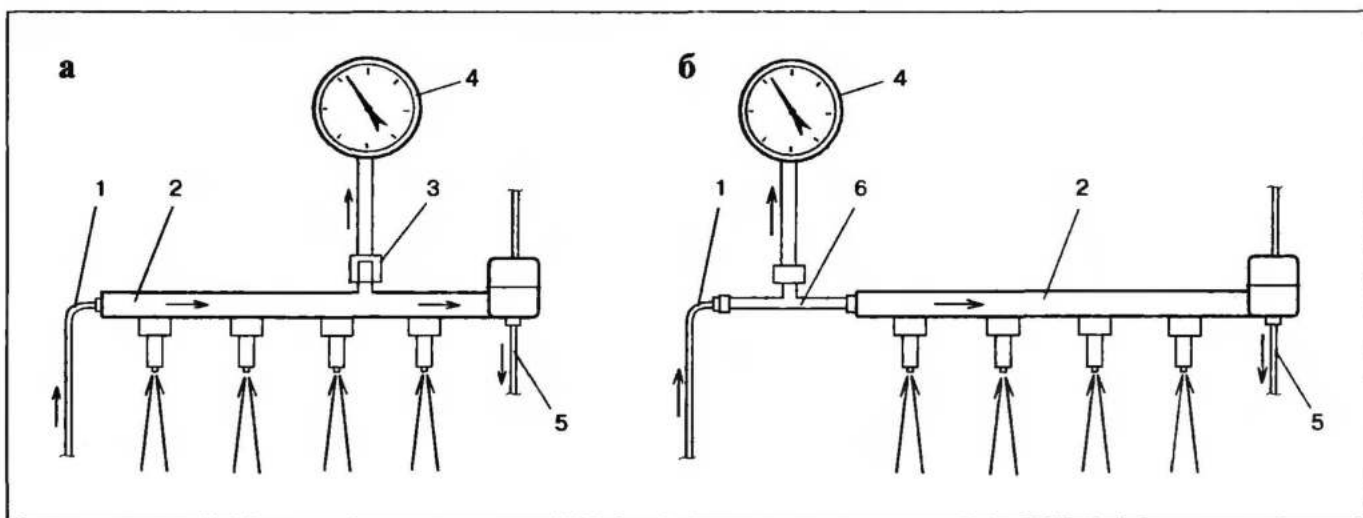


Рис. 4.65. Измерение давления в системах дискретного действия:

а — с клапаном Шредера; б — без клапана; 1 — подающий топливопровод; 2 — топливная рейса; 3 — золотниковый клапан; 4 — манометр; 5 — топливопровод обратного слива; 6 — адаптер

Таблица 4.7. Типичные неисправности в системах распределенного впрыска дискретного действия

Характеристика неисправности (симптомы)	Вероятная причина	Необходимые действия
Холодный двигатель запускается с трудом или не запускается	Недостаточное давление топлива, отсутствие давления	Проверить давление в системе и наличие напряжения питания бензонасоса (разд. 4.6.2.а.)
	Неисправность пусковой форсунки или ее цепи (для автомобилей с пусковой форсункой)	Проверить давление топлива на пусковой форсунке, ее работоспособность, работу термовыключателя или блока управления (разд. 4.6.1.д.)
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
	Отсутствие или слабый сигнал от датчика частоты вращения коленчатого вала	Проверить наличие и параметры сигнала (разд. 4.6.2.д.)
	Неисправность потенциометра дроссельной заслонки	Проверить функционирование потенциометра и его проводку (разд. 4.6.2.е.)
	Загрязнение форсунок	Произвести очистку форсунок (разд. 4.6.1.е.)
	Повышенное сопротивление со стороны выпускной системы	Проверить величину противодействия до катализатора (разд. 4.6.2.ж.)
Горячий двигатель запускается с трудом или не запускается	Подсос воздуха во впускной коллектор	Определить место подсоса и устранить неисправность
	Быстрое падение давления топлива после выключения двигателя	Проверить величину остаточного давления (разд. 4.6.2.а.)
	Несанкционированная работа пусковой форсунки	Убедиться в правильности алгоритма работы пусковой форсунки (разд. 4.6.1.д.)
Двигатель запускается и глохнет или неустойчиво работает на режиме холостого хода	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости	Проверить датчик и его цепь (разд. 4.6.2.г.)
	Неисправность в цепи расходомера воздуха или датчика абсолютного давления	Проверить параметры датчиков и проводку к ним
	Подсос воздуха во впускной коллектор	Определить место подсоса, устранить неисправность
	Неисправность системы холостого хода	Проверить работу клапана добавочного воздуха или регулятора холостого хода и работоспособность системы управления холостого хода (разд. 4.6.2.б. или 4.6.2.в.)
Чрезмерно высокие обороты холостого хода	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости	Проверить датчик и его цепь (разд. 4.6.2.г.)
	Давление топлива не соответствует заданному	Измерить давление топлива разд. 4.6.2.а.)
	Неисправность в цепи расходомера воздуха или датчика абсолютного давления	Проверить параметры датчиков и проводку
	Подсос воздуха во впускной коллектор (системы с датчиками абсолютного давления и системы с расходомером воздуха и λ-регулированием)	Определить место подсоса, устранить причину
"Провалы" при ускорении	Неправильная работа системы холостого хода	Проверить клапан дополнительной подачи воздуха или регулятор холостого хода, правильность работы системы управления холостого хода (разд. 4.6.2.б. или 4.6.2.в.)
	Неисправность в цепи датчика положения дроссельной заслонки	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.е.)
	Недостаточное давление или производительность бензонасоса	Проверить давление и производительность бензонасоса (разд. 4.6.2.а.)
"Подергивание" автомобиля и пропуски воспламенения под нагрузкой	Неисправность в цепи расходомера воздуха	Проверить функционирование расходомера и его проводку
	Неисправность в цепи датчика положения дроссельной заслонки	Проверить функционирование датчика и его проводку (разд. 4.6.2.е.)
	Загрязнение форсунок	Произвести очистку форсунок (разд. 4.6.1.е.)
	Неисправность в цепи датчика абсолютного давления	Проверить функционирование датчика и его проводку
Двигатель не развивает полной мощности	Неисправность в цепи датчика дроссельной заслонки	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.е.)
	Загрязнение форсунок	Произвести очистку форсунок (разд. 4.6.1.е.)
	Недостаточное давление или производительность бензонасоса	Проверить давление и производительность бензонасоса (разд. 4.6.2.а.)
	Неисправность в цепи расходомера воздуха или датчика абсолютного давления	Проверить функционирование датчика и его проводку
	Неисправность в цепи датчика дроссельной заслонки	Проверить датчик и его проводку (разд. 4.6.2.е.)
Повышенное содержание CO ₂ и/или повышенный расход топлива	Повышенное сопротивление выпускной системы	Проверить величину противодействия выхлопа (разд. 4.6.2.ж.)
	Загрязнение форсунок	Произвести очистку форсунок (разд. 4.6.1.е.)
	Повышенное давление топлива	Проверить давление (разд. 4.6.2.а.)
	Неисправность в цепи кислородного датчика	Проверить работу датчика и его проводку (разд. 4.6.1.к.)
	Неисправность в цепи расходомера воздуха или датчика абсолютного давления	Проверить функционирование датчика и его проводку
	Неисправность в цепи датчика температуры охлаждающей жидкости	Проверить параметры датчика и его проводку (разд. 4.6.2.г.)
Повышенное содержание CO ₂ и/или повышенный расход топлива	Разрыв диафрагмы регулятора давления топлива (системы многоточечного впрыска)	Проверить величину противодействия выхлопа (разд. 4.6.2.ж.)
	Повышенное сопротивление выпускной системы	Очистить или заменить элементы

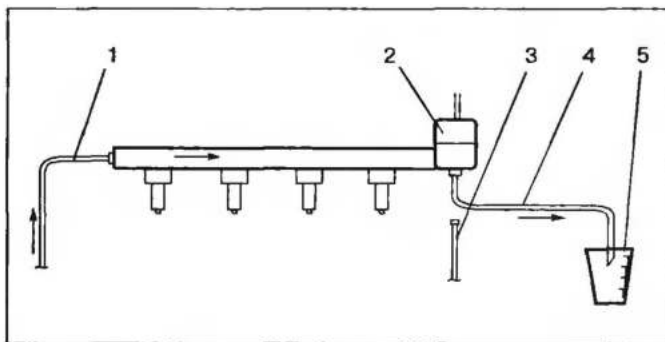


Рис. 4.66. Измерение производительности бензонасоса в системах дискретного действия:

1 — подающий топливопровод; 2 — регулятор давления; 3 — топливопровод обратного слива; 4 — шланг; 5 — мерная емкость

Измерение количества подаваемого бензонасосом топлива производится по схеме на рис. 4.66, т.е. используется топливная магистраль обратного слива. Для этой цели необходимо отсоединить шланг, идущий от регулятора давления (бензопровод обратного слива) и опустить его в емкость объемом не менее 1,0÷1,5 л. Встречается достаточно много конструкций, где трубка обратного слива, идущая от регулятора давления - металлическая и не подлежит каким-либо изгибам. В этом случае можно расположить мерную емкость в любом удобном для расстыковки обратного топливопровода месте либо вместо штатного топливопровода подсоединить к регулятору подходящий резиновый шланг (см. рис. 4.66), обеспечив при этом надежное герметичное соединение.

Затем нужно включить бензонасос и измерить количество топлива, поступившего в мерную посуду за 30 с. Обычное значение - 0,75÷1,0 л*.

Если по каким-либо причинам включение бензонасоса без запуска двигателя затруднено, можно осуществить эту процедуру и на работающем двигателе, т.к. количество топлива, потребляемого прогретым двигателем на режиме холостого хода, незначительно (практически все топливо перепускается обратно в бак). Однако в этом случае необходимо вынести мерную емкость из подкапотного пространства во избежание случайного воспламенения топлива.

Если производительность насоса окажется ниже заданной, следует проверить состояние топливного фильтра и подающей бензомагистрали. Если фильтр и бензопровод в порядке, причиной недостаточной производительности может быть разрыв или трещина в подающем топливопроводе внутри бензобака (для насосов погружного типа), в противном случае необходимо заменить сам бензонасос.

Проверка регулятора давления выполняется в зависимости от величины системного давления. Если давление нормальное или пониженное, следует на работающем на холостом ходу двигателе снять вакуумный шланг с регулятора. Давление должно увеличиться на 0,05÷0,06 МПа. Если этого не произошло, необходимо кратковременно пережать шланг обратного слива. Увеличение давления топлива до 0,4÷0,5 МПа свидетельствует о неисправности регулятора давления. Если при пережатии шланга обратного слива давление не возрастает, следует проверить производительность бензонасоса.

В моделях автомобилей последних лет выпуска резиновые шланги для подвода и слива топлива практически не применяются, вместо них используются металлические трубки, тем или иным способом соединенные с топливной рельсой. В этом случае можно рекомендовать отсоединить штатную трубку обратного слива и подсоединить на её место специально подобранный или изготовленный штуцер с надетым на него и плотно закрепленным червячным хомутом резиновым шлангом необходимой длины. После такой замены можно

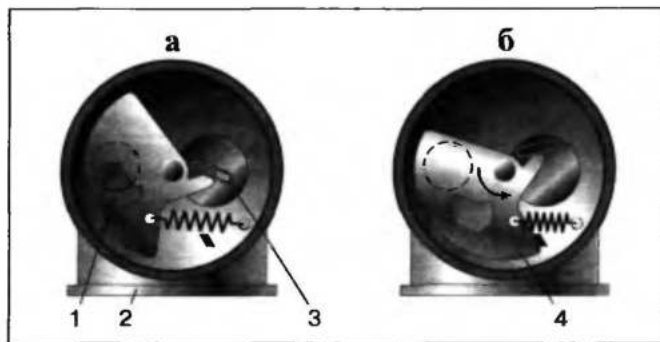


Рис. 4.67. Работа клапана добавочного воздуха при температуре корпуса -10°C (а) и $+80^{\circ}\text{C}$ (б):

1 — канал прохода воздуха; 2 — корпус; 3 — биметаллическая пружина; 4 — подвижная шторка

опустить шланг в подходящую ёмкость (например, канистру) и, запустив двигатель, осуществлять кратковременное пережатие шланга, наблюдая за величиной измеряемого давления в топливной рельсе. Диагностика описана выше.

Если системное давление повышено, следует отсоединить от регулятора шланг обратного слива и временно подсоединить к нему подходящий штуцер с плотно одетым резиновым шлангом, опустив его в емкость. Если давление после запуска двигателя нормализуется - необходимо проверить бензопровод обратного слива. Если бензопровод не засорен и не замят - неисправен регулятор давления.

Для контроля остаточного давления необходимо прогреть двигатель до рабочей температуры и выключить его. Ориентировочно можно руководствоваться следующим: после 20-минутной паузы величина давления в системе не должна быть менее 0,1 МПа*. Более быстрое падение давления означает утечку топлива, которая может происходить через негерметичность в регуляторе давления, обратном клапане бензонасоса, а также в пусковой и основных форсунках.

Б) ПРОВЕРКА РАБОТСПОСОБНОСТИ КЛАПАНА ПОДАЧИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ВОЗДУХА

Проверка выполняется на холодном и горячем двигателе. При проверке на холодном двигателе следует запустить его и пережать какой-либо из шлангов дополнительного клапана. Обороты двигателя должны существенно уменьшиться. Если этого не происходит, надо отсоединить шланги и визуально проконтролировать площадь отверстия, перекрываемого подвижной пластинкой клапана (рис. 4.67). Иногда для этой цели клапан лучше снять. При отрицательной температуре (около -10°C) отверстие клапана должно быть практически полностью открыто. По мере нагрева клапана площадь отверстия должна плавно уменьшаться; при $t \approx 80^{\circ}\text{C}$ пластина должна полностью перекрывать отверстие. В случае неисправности клапана его необходимо заменить.

Неисправность в электрической части клапана определяется легко. Для этого достаточно измерить его сопротивление - оно должно быть около 20÷30 Ом*. При проведении проверок снятого клапана прогрев двигателя можно имитировать нагревом клапана, для чего на его клеммы следует подать напряжение 12 В.

При проверке на горячем двигателе после его запуска пережимается входной или выходной шланг клапана. Частота вращения коленчатого вала при этом не должна измениться. Если частота вращения падает - это означает, что пластина клапана не до конца перекрывает проходное отверстие. Проверить это можно визуально. Если частота вращения очень долго остается повышенной, необходимо проверить наличие напряжения питания на клапане, а также целостность обмотки поддогрева.

* Необходимо пользоваться сервисной документацией на конкретный автомобиль

**В) ПРОВЕРКА РАБОТЫ СИСТЕМЫ ХОЛОСТОГО ХОДА
С АВТОМАТИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ
(ДЛЯ СИСТЕМ С УПРАВЛЕНИЕМ ИЗМЕНЕНИЕМ СКВАЖНОСТИ)**

На холодном двигателе следует повторить процедуру, описанную в начале раздела 4.6.2.б. Если не происходит падения оборотов, необходимо убедиться в наличии импульсов управления регулятора. Для этого "общий" вывод мультиметра подсоединяется к "массе", а другой вывод - с тыльной стороны разъема регулятора (в отсутствие электрической схемы это может быть произвольный вывод). После запуска двигателя на одном из выводов должно быть напряжение питания, на другом выводе - напряжение 4-10 В. Если проверка осуществляется осциллографом, на этом выводе должен присутствовать сигнал, подобный изображенному на рис 3.86.

При включении какого-либо мощного потребителя (например, кондиционера, обогрева заднего стекла и света фар) скважность управляющих импульсов должна увеличиваться. Если сигнал вообще отсутствует, следует проверить проводку регулятора и блок управления. Если скважность меняется, а частота вращения коленчатого вала остается неизменной, необходимо снять и проверить регулятор. Наиболее вероятная причина неисправности - заклинивание или заедание подвижного сегмента, обрыв обмотки или цепи щеток регулятора.

Г) ПРОВЕРКА ДАТЧИКА ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

Вначале необходимо измерить величину падения напряжения относительно "массы" на обоих выводах разъема, подсоединенного к датчику (измерение выполняется с помощью тонких щупов или иголки с тыльной стороны разъема). При включенном зажигании на "массовом" проводе разьема падение напряжения не должно превышать 0,1 В. Если падение напряжение более 0,2÷0,3 В, необходимо проверить качество "массового" проводника от датчика и соединение его с "массой" автомобиля. Значения напряжения на другом проводе: при температуре охлаждающей жидкости -20°C = 4,5÷4,8 В, при полностью прогретом двигателе = 0,5÷0,9 В.

Если получены сильно отличающиеся значения - необходимо отсоединить разъем от датчика и замерить сопротивление непосредственно между его выводами. Здесь нужно пользоваться точными техническими данными производителя, однако для грубой оценки можно пользоваться графиком, приведенным на рис. 3.36. Самое значительное исключение составляют автомобили FORD американского и европейского производства, у которых сопротивления датчика температуры примерно в 4-5 раз выше. При несоответствии измеренного сопротивления техническим данным необходимо заменить датчик, в противном случае - проверить наличие напряжения +5 В на разъеме, подсоединяемом к датчику, и провод, подводящий это напряжение от блока управления. Если провод и контакты исправны - неисправность кроется в блоке управления.

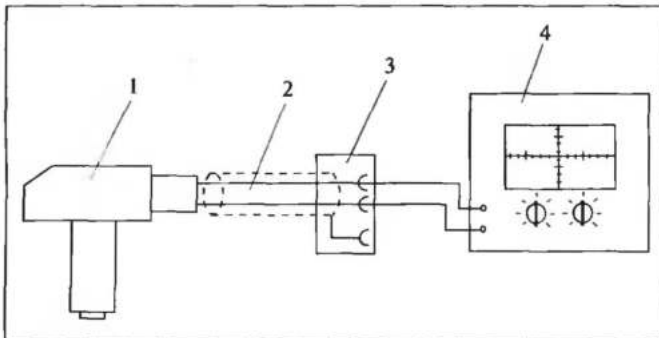


Рис. 4.68. Подключение измерительных приборов для проверки индукционных датчиков:
1 — индукционный датчик; 2 — кабель датчика; 3 — разъем датчика; 4 — осциллограф или мультиметр

**Д) ПРОВЕРКА СИГНАЛА ДАТЧИКА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ/ПОЛОЖЕНИЯ
КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА**

В большинстве случаев эти датчики являются индукционными и могут располагаться как в распределителе зажигания, так и непосредственно в блоке двигателя или картере сцепления (см. раздел 3.1.). Для проверки такого датчика необходимо отсоединить разъем его кабеля и включить осциллограф по схеме, изображенной на рис. 4.68. Величина амплитуды сигнала при прокрутке стартером должна быть не менее 1-2 В, а форма сигнала определяется конструкцией маркерного диска (см., например, рис. 3.26 и 3.27). При отсутствии осциллографа можно воспользоваться мультиметром в режиме измерения переменного тока (AC), но осциллограф - предпочтительнее.

Если сигнал слабый - необходимо проверить величину зазора между сердечником датчика и маркерным диском, который обычно составляет 1±0,5 мм, а также состояние самого маркерного диска.

Отсутствие сигнала или очень малая его амплитуда (порядка нескольких десятков милливольт) говорят о неисправности датчика либо о наличии короткого замыкания в его кабеле.

Если датчик частоты вращения/положения коленчатого вала выполнен на элементе Холла или оптопаре, необходимо проконтролировать наличие сигнала на его выходе осциллографом. Форма сигнала также определяется конструкцией магнитного экрана или маркерного диска (см. рис. 3.28, 3.31, 3.34), но в любом случае — это прямоугольные импульсы с амплитудой, почти всегда равной напряжению питания датчика. Обычно используется одно из трех значений питающего напряжения - 5 В, 9 В или 12 В.

В некоторых многоцилиндровых двигателях, оборудованных системами фазированного распределенного впрыска, причиной отсутствия запуска может быть неисправность в цепи датчика положения распределительного вала. Обычно в качестве этого датчика используются индукционные датчики или датчики Холла. Проверка работоспособности этих датчиков аналогична рассмотренной выше. Типичный сигнал датчика положения распределительного вала на элементе Холла изображен на рис. 3.31.

Е) ПРОВЕРКА ДАТЧИКОВ ПОЛОЖЕНИЯ ДРОССЕЛЬНОЙ ЗАСЛОНКИ

1. Датчик концевого типа.

Прежде всего необходимо убедиться в правильном начальном положении дроссельной заслонки. Процедура начальной установки дроссельной заслонки для большинства систем распределенного впрыска аналогична описанной в разделе 4.6.1.л. Одним из наиболее значимых исключений, на которые не распространяются описанные в этом разделе процедуры, являются автомобили FORD (как американского, так и европейского производства), у которых угол начального открытия дроссельной заслонки может составлять несколько градусов.

Для проверки необходимо отсоединить от датчика разъем и измерить сопротивление непосредственно между контактами холостого хода. Для очень распространенного концевого датчика фирмы BOSCH - это контакты 2 и 18. Сопротивление не должно превышать 2-3 Ом. В противном случае нужно попробовать добиться правильных показаний регулировкой положения датчика (контакты 2 и 18 должны замыкаться, когда рычаг дроссельной заслонки не доходит до своего упора 0,1±0,2 мм, обычно для регулировки используется плоский щуп). Если регулировка не дает результата - датчик подлежит замене.

Контакты полной нагрузки (для датчика BOSCH - 3 и 18) должны замыкаться при угле открытия дроссельной заслонки более 80°. Сопротивление между контактами 3 и 18 также не должно превышать 2-3 Ом.

Если на автомобиле используются отдельные концевые датчики для обоих крайних положений дроссельной заслонки,

каждый датчик проверяется отдельно.

В том случае, если датчик (датчики) исправен, необходимо проверить сопротивление проводников, соединяющих его или их с блоком управления. Сопротивление любого проводника не должно превышать 1÷2 Ом.

2. Датчик потенциометрического типа.

В начале также необходимо убедиться в правильном положении дроссельной заслонки.

Не снимая разъем с датчика, измеряются значения напряжений на всех трех выводах с тыльной стороны разъема с помощью острого зонда или булавки. Измерения производятся при включенном зажигании. Напряжение на "массовом" выводе не должно превышать 0,1 В. В противном случае следует проверить состояние "массового" провода и его контакты.

На выводе питания напряжение должно составлять +5 В. Если это не так, проверяется состояние этого проводника и отсутствие его замыкания на "массу" или с каким-либо другим проводником. Если проводники в порядке - неисправен внутренний источник питания в блоке управления.

На третьем выводе (обычно он средний) напряжение должно составлять 0,3÷0,7 В* при полностью закрытой и 4,5÷4,9 В при полностью открытой дроссельной заслонке (датчик с обратной характеристикой встречается крайне редко). Если измеренные значения не совпадают с рекомендуемыми, а крепление датчика позволяет регулировать его положение, можно пытаться добиться нужных значений за счет регулировки. В противном случае нужно заменить датчик.

Важно также, чтобы напряжение на этом выводе плавно и без скачков возрастало от 0,3÷0,7 В до 4,5÷4,9 В, а затем также плавно уменьшалось при последовательном плавном открытии и закрытии дроссельной заслонки. Если при этом происходят какие-либо скачки напряжения, датчик подлежит замене.

Ж) ПРОВЕРКА ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Для проверки необходимо вывернуть кислородный датчик из своего гнезда, предварительно сняв с него разъем. Вместо кислородного датчика ввертывается штуцер манометра с пределом измерения не более 0,1 МПа. Далее двигатель запускается и выводится на частоту вращения коленчатого вала примерно 2500 мин⁻¹. Если давление, измеряемое манометром, превышает величину 0,010÷0,015 МПа, сопротивление выпускной системы следует считать повышенным. Наиболее вероятной причиной является оплавление или засорение катализатора.

З) ПРОВЕРКА КИСЛОРОДНОГО ДАТЧИКА

Процедура проверки датчика и системы λ-регулирования для большинства американских и европейских автомобилей идентична описанной в разделе 4.6.1. Однако для многих японских моделей она будет существенно отличаться. Комплексное диагностирование систем λ-регулирования вне зависимости от типа применяемых датчиков, схемотехники входных каскадов и алгоритмов регулирования выполняется высококвалифицированным персоналом и возможно лишь при наличии специального оборудования.

4.6.3. Поиск неисправностей в электронных системах зажигания

Основой для поиска неисправностей является табл. 4.8, в которой приведены наиболее характерные неисправности в электронных системах зажигания, наиболее вероятные причины возникновения данных неисправностей и способы проверки и локализации их источников.

* Необходимо пользоваться сервисной документацией на конкретный автомобиль

Понятие "электронные системы зажигания" в данном разделе распространяется не только на обычные бесконтактные системы и системы с микропроцессорным управлением, но также и подсистемы зажигания, выполняемые в виде единого блока управления, осуществляющего одновременно также функции управления впрыском топлива и некоторые другие.

Подавляющая часть неисправностей, возникающих в электронных системах зажигания, характерна для батарейных систем зажигания вообще и вызвана отказом или неудовлетворительной работой таких компонентов, как свечи зажигания, высоковольтные провода, крышки, "бегунки" и т.п. Локализация неисправностей таких компонентов в большинстве случаев не требует особой квалификации, неоднократно и подробно описана, в том числе, и в отечественной литературе. Однако существует ряд неисправностей, для определения которых необходимы довольно сложные алгоритмы проверок, а часто и наличие специального оборудования. Это в первую очередь относится к автомобилям американского производства.

В данном разделе приводится информация по базовым процедурам поиска неисправностей, которые могут с успехом применяться в 80÷90% случаев отказов или неудовлетворительной работы различных типов электронных систем зажигания с накоплением энергии в магнитном поле катушки (катушек) и рассчитанная на персонал средней квалификации. Для выполнения работ необходимы следующие приборы и приспособления:

- разрядник (разрядники) с пробивным напряжением 10÷15 кВ и 25÷30 кВ;
- контрольная лампа с током потребления 3÷4 А;
- стробоскоп;
- измеритель сопротивления (до 10 МОм);
- осциллограф или мультиметр.

А) ПРОВЕРКА ВЫСОКОВОЛЬТНОЙ ЧАСТИ СИСТЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ

Для корректной проверки исправности высоковольтной части современных электронных систем зажигания высокой энергии необходимо наличие как минимум одного разрядника с пробивным напряжением 25÷30 кВ (см. рис. 4.69). Разрядник можно изготовить самостоятельно, используя для этой цепи два конических электрода.

Для проверки искрообразования один электрод разрядника соединяется с "массой" автомобиля, а на другой одевается высоковольтный провод какого-либо цилиндра или наконечник индивидуальной катушки зажигания. При прокрутке стартером коленчатого вала между электродами разрядника должна проскакивать мощная искра синего цвета, сопровождаемая сильным треском. Если искры нет или она слабая и хаотическая, необходима дальнейшая локализация неисправности путем несложных логических действий, таких, как перемена местами катушек и/или высоковольтных проводов в системах статического распределения энергии или проверка искрообразования на центральном проводе для систем с механическим рас-

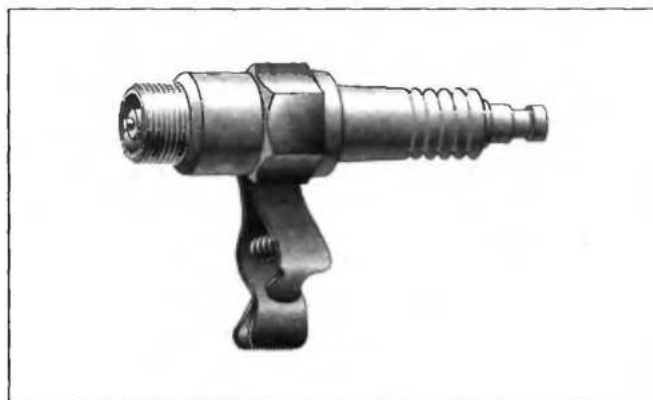


Рис. 4.69. Искровой разрядник

Таблица 4.8. Типичные неисправности в электронных и микропроцессорных системах зажигания

Характеристика неисправности (симптомы)	Вероятная причина	Необходимые действия
Холодный двигатель запускается с трудом или не запускается	Отсутствие искры на свечах и/или на центральном проводе	Проверить наличие искры (табл. 4.6.3.а.)
	Недостаточная энергия искры	См. раздел 4.6.3.а
	Отсутствие сигнала или слабый сигнал от датчика частоты вращения коленчатого вала	Проконтролировать наличие и амплитуду сигнала (раздел 4.6.3.в.)
	Отсутствие или несинхронность сигнала от датчика положения распределительного вала	Проверить наличие и синхронность сигнала (раздел 4.6.3.г.)
Горячий двигатель запускается с трудом или не запускается	Неисправные или загрязнённые свечи	Проверить состояние свечей (раздел 4.6.3.г.)
	Отсутствие или недостаточная энергия искры из-за перегрева оконечного каскада или коммутатора системы зажигания	Проверить наличие искры и работу оконечного каскада (раздел 4.6.3.а. и 4.6.3.б.)
Отсутствие сигнала или слабый сигнал от датчика частоты вращения коленчатого вала из-за его перегрева	Отсутствие сигнала или слабый сигнал от датчика частоты вращения коленчатого вала из-за его перегрева	Проверить наличие и амплитуду сигнала (раздел 4.6.3.в.)
	Момент искрообразования хаотически изменяется	Проверить стабильность работы механизма газораспределения и/или распределителя зажигания, отсутствие люфтов и надёжность крепления компонентов
Стрельба и хлопки во впускной или выпускной коллектор	Неправильная установка момента зажигания (для систем с возможностью установки начального момента зажигания)	Проверить правильность установки момента зажигания
	Момент искрообразования хаотически изменяется	Проверить стабильность работы механизма газораспределения и/или распределителя зажигания
"Провал" при нажатии на педаль газа или при ускорении	Недостаточная энергия искры	См. раздел 4.6.3.а
	Неправильная установка момента зажигания (для систем с возможностью установки начального момента)	Проверить правильность установки момента зажигания
	Чрезмерный зазор в свечах зажигания, ресурс работы свечей исчерпан	Проверить состояние свечей, заменить свечи (раздел 4.6.3.д.)
	Повышенное сопротивление высоковольтных проводов, пробой высоковольтных проводов, бегунка, крышки	Проверить сопротивление и состояние высоковольтных проводов и их наконечников (раздел 4.6.3.д.)
"Подёргивание" автомобиля и пропуски воспламенения под нагрузкой	Чрезмерный зазор в свечах зажигания, ресурс работы свечей исчерпан	Проверить состояние свечей (раздел 4.6.3.д.)
	Повышенное сопротивление высоковольтных проводов, пробой высоковольтных проводов или наконечников свечей на "массу"	Проверить сопротивление и состояние высоковольтных проводов и их наконечников (раздел 4.6.3.д.)
	Обрыв во вторичной обмотке катушки (или одной из катушек) зажигания, пробой изоляции катушки на "массу"	Проверить катушку (катушки) зажигания (раздел 4.6.3.д.)
Детонация	Неисправность в цепи датчика детонации (только для систем с датчиком детонации)	Проверить работу датчика детонации и его проводку (раздел 4.6.3.е.)
	Раннее зажигание (только для систем с возможностью установки начального момента зажигания)	Проверить установку момента зажигания
Двигатель не развивает полной мощности	Неправильная установка момента зажигания (только для систем с возможностью установки начального момента зажигания)	Проверить установку момента зажигания
	Резервный режим работы блока управления зажиганием из-за неисправности в цепи датчика детонации	Проверить наличие датчика и его проводку
	Недостаточная энергия искры	См. раздел 4.6.3.а
Двигатель "троит"	Отсутствие искры в одном или нескольких цилиндрах	Проверить наличие искры (раздел 4.6.3.а.)

пределием. Эта проверка позволяет выявить неисправность таких компонентов, как высоковольтные провода или наконечники, бегунок, крышка распределителя, индивидуальные и двухвыводные катушки зажигания. Тем не менее, в некоторых случаях отсутствие или слабая энергия искры может быть вызвана неисправностями низковольтной части системы зажигания или отсутствием управляющих и/или синхронизирующих сигналов. В этом случае необходимо руководствоваться рекомендациями, изложенными в разделах 4.6.3.б. и 4.6.3.в.

Б) ПРОВЕРКА НИЗКОВОЛЬТНОЙ ЧАСТИ

Прежде всего необходимо убедиться в наличии напряжения питания на клемме "+" катушки при включённом зажигании, а также при прокрутке стартером. Если напряжение отсутствует, проверяется целостность провода питания, предо-

хранитель (если он есть) и исправность замка зажигания. Если напряжение имеется, следует отсоединить клемму или разъём от первичной обмотки катушки и присоединить вместо неё автомобильную лампу накаливания мощностью около 40 Вт. При прокрутке стартером лампа должна вспыхивать. Если это так, то отсутствие искры вызвано неисправностью катушки зажигания. Если лампа не вспыхивает или вспышка очень слабая, проверяется сопротивление цепи от катушки зажигания до блока. Сопротивление этой цепи не должно превышать 0,1-0,2 Ом. Если измеренное значение в норме, необходимо проверить наличие сигнала от датчика частоты вращения коленчатого вала (см. раздел 4.6.3.в.). Если параметры сигнала в норме - неисправен блок управления или выходной каскад системы зажигания. В системах с индивидуальными или двухвыводными катушками процедура проверки, описанная выше, должна применяться для каждого канала.

* Необходимо пользоваться техническими данными производителя.

В) ПРОВЕРКА ДАТЧИКОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ/ПОЛОЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛОВ

Как уже указывалось в разделе 3.2.7. для формирования сигналов частоты вращения/положения коленчатого и распределительного валов, а также в обособленных системах управления впрыском, в системах управления зажиганием и в комплексных системах используются датчики, в основном, двух-трех типов. Поэтому процедуры проверки датчиков систем зажигания идентичны описанным в разделе 4.6.2.д.

Г) ПРОВЕРКА НАЛИЧИЯ И СИНХРОННОСТИ СИГНАЛА ДАТЧИКА ПОЛОЖЕНИЯ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА

Прежде всего необходимо ещё раз подчеркнуть, что для работы систем зажигания с механическим распределением высоковольтной энергии и четным числом цилиндров наличие сигнала датчика положения распределительного вала не является обязательным. Это верно и для четырехцилиндровых двигателей с системой статического распределения "Wasted Spark" (с двухвыводными катушками). Установка такого датчика на этих автомобилях обусловлена прежде всего требованиями фазирования работы форсунок (см. раздел 3.2.) и/или другими соображениями (изменяемые фазы газораспределительного механизма, детонация, самодиагностика). Поэтому в таких системах искрообразование происходит даже при отсутствии сигнала датчика положения распределительного вала.

Безусловного наличия данного сигнала требуют системы с индивидуальными катушками и большинство шести и восьмицилиндровых систем с двухвыводными катушками. Более того, если данный сигнал поступает на вход блока управления, но не на запрограммированном угловом интервале, искрообразование не происходит.

Первое, что необходимо проверить - это наличие и параметры сигнала датчика (см. раздел 4.6.2.д.). Проверка синхронизации данного сигнала с сигналом датчика частоты вращения/положения коленчатого вала требует наличия специального оборудования и документации. Однако, учитывая то, что несинхронность данного сигнала может быть вызвана в основном неправильной установкой распределительного вала либо маркерных дисков (для индукционных датчиков) или магнитного экрана (для датчика Холла) на распределительном или коленчатом валах, задача проверки синхронизации сводится к проверке правильности сборки, взаимного положения и надёжности крепления указанных элементов. Как правило, подобные проблемы возникают после ремонта двигателя, поэтому сборке надо уделять особое внимание.

Д) ПРОВЕРКА ВЫСОКОВОЛЬТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ

1. Свечи зажигания.

Полноценная проверка свечей зажигания осуществляется непосредственно на работающем двигателе с использованием мотортестера. В обычных условиях нужно руководствоваться простым правилом: при подозрении на сбой в работе какой-либо свечи её нужно заменить на новую или поменять местами со свечой, стоящей в нормально работающем цилиндре. Если работа неэффективного цилиндра улучшается, а нормального - ухудшается, то, очевидно, "переносчиком" неисправности является свеча зажигания. Часто простой осмотр свечей зажигания может выявить неисправную. Однако не рекомендуется использование свечей, отработавших более 30 тыс. км, даже если визуально они находятся в хорошем состоянии. Большие интервалы эксплуатации допускаются только для свечей с платиновыми электродами.

2. Высоковольтные провода.

Проверке подлежит прежде всего значение сопротивления провода. При проверке современных силиконовых прово-

дов можно руководствоваться следующей пропорцией: 1 кОм на каждые 2,5÷3,5 см длины провода. Для моделей 70-80-х годов сопротивление проводов на порядок ниже. Если сопротивление провода даже достаточно длинного превышает 50÷70 кОм, это уже можно считать неисправностью. Причина в этом случае часто кроется в местах обжима центрального резистивного шнура металлическими наконечниками, поэтому можно попробовать отремонтировать провод.

Сложнее обстоит дело с проверкой изолирующих свойств провода. Эффективным способом проверки является визуальный контроль провода на пробой или утечку тока при работе автомобиля в тёмном помещении (свечение проводов). Также, как и при проверке свечей зажигания, эффективным и простым методом является замена подозреваемого провода запасным или исправным проводом какого-либо другого цилиндра.

3. Наконечники-удлинители высоковольтных проводов и индивидуальных катушек зажигания.

Проверка качества изоляции этих элементов вызывает наибольшее затруднение, т.к. они размещаются в глубоких колодцах головки блока цилиндров и визуальный контроль на пробой во многих случаях просто невозможен. Для решения этой задачи можно рекомендовать тщательный осмотр наконечников, наращивание дополнительного слоя изоляции и, конечно, замену на заведомо исправные детали.

4. Бегунок распределителя.

Возможны две неисправности: пробой бегунка на "массу" и обрыв в помехоподавительном резисторе. Первая неисправность в большинстве случаев легко определяется визуально, во втором случае достаточно измерить сопротивление резистора. Обычно сопротивление составляет 5÷8 кОм. В крайнем случае перегоревший резистор можно "закоротить" куском фольги, провода и т.п.

5. Крышка распределителя.

Здесь возможны две основные неисправности: разрушение или заедание центрального угольного контакта и пробой какого-либо вывода (или нескольких выводов) на "массу". Обе неисправности легко определяются визуально, либо с помощью мегомметра. Наличие трещин на крышке не допускается.

6. Катушка зажигания.

Простейшая проверка катушки заключается в проверке сопротивления первичной и вторичной обмоток. При проверке можно ориентироваться на значения, приведённые в разделе 3.1.6. Если измеренные значения существенно (в 2÷3 раза) отличаются, а тем более, если получены значения 0 Ом или ∞ (бесконечность), катушка подлежит безусловной замене. Однако, если даже измеренные значения совпадают с данными производителя, гарантировать исправность катушки невозможно. Полноценная проверка такой катушки возможна только при условии работы её совместно с исправным коммутатором, при этом энергия, запасаемая катушкой, должна выделяться в виде разряда на разряднике с пробивным напряжением 25÷30 кВ. В подавляющем большинстве случаев для такой проверки «подозреваемую» катушку можно включить вместо штатной на каком-либо другом автомобиле с электронной системой зажигания высокой энергии.

Е) ПРОВЕРКА ДАТЧИКА ДЕТОНАЦИИ

Для проверки датчика необходимо отсоединить от него разъём и подключить осциллограф или, в крайнем случае, цифровой милливольтметр в режиме измерения переменного напряжения. Плотно прижав к корпусу датчика деревянную палочку подходящей длины и нанося по ней несиловые удары, можно убедиться в наличии сигнала на экране осциллографа, см. например рис. 3.38. Если используется милливольтметр, измеряемое им напряжение должно составлять не менее 80÷100 мВ. Если напряжение на выходе датчика существенно меньше, его необходимо заменить.