

**Министерство сельского хозяйства
Российской Федерации**

Технологический институт-филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

С.Н. Петряков

А.А. Хохлов
И.Р. Салахутдинов

Конструкция и основы расчета автомобильных двигателей

краткий курс лекций



Димитровград - 2023

УДК 629
ББК 39.3
П - 31

Петряков, С.Н. Конструкция и основы расчета автомобильных двигателей : краткий курс лекций / С.Н. Петряков, А.А. Хохлов, И.Р.Салахутдинов - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2023.- 138 с.

Рецензенты: Глущенко Андрей Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования» ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

Конструкция и основы расчета автомобильных двигателей: краткий курс лекций предназначен для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Утверждено
на заседании кафедры «Эксплуатация мобильных
машин и социально - гуманитарных дисциплин
Технологического института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ,
протокол № 1 от 4 сентября 2023г.

Рекомендовано
к изданию методическим советом Технологического
института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ
Протокол № 1 от 5 сентября 2023г.

© Петряков С.Н., Хохлов А.А., Салахутдинов И.Р., 2023
© Технологический институт – филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ, 2023

ЛЕКЦИЯ №1. Классификация силовых агрегатов, общее устройство

1.1 Классификация силовых агрегатов

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) классифицируют:

- *по способу смесеобразования* – с внутренним (дизели, впрысковые двигатели) и внешним (карбюраторные и газовые двигатели) смесеобразованием;
- *по способу воспламенения горючей смеси* – с воспламенением от сжатия (дизели) и с принудительным воспламенением от электрической искры (карбюраторные, газовые и впрысковые двигатели);
- *по способу осуществления рабочего процесса* – двухтактные и четырехтактные;
- *по виду применяемого топлива* – дизельные, бензиновые (впрысковые и карбюраторные) и газовые;
- *по способу охлаждения* – с жидкостным и воздушным охлаждением;
- *по числу цилиндров* – одноцилиндровые и многоцилиндровые;
- *по расположению цилиндров* – рядные и V-образные.

По сравнению с карбюраторными ДВС дизели имеют меньшую удельную мощность (мощность, отнесенная к массе двигателя), поэтому в основном их устанавливают на тракторах и грузовых автомобилях большой грузоподъемности. За счет более высокой степени сжатия горючей смеси дизели обладают лучшей топливной экономичностью. На автомобили главным образом устанавливают карбюраторные, газовые и впрысковые ДВС. Естественно, что выбор двигателя оказывает влияние на конструкцию автомобиля, но наиболее важными в данном случае являются не сами конструктивные особенности ДВС, а его характеристики, в частности скоростная и нагрузочная.

В целом перспективы различных типов поршневых ДВС с кривошипно-шатунным механизмом в значительной мере будут определяться топливно-

энергетическим балансом в стране, наличием так называемых альтернативных топлив и стоимостью их использования, затратами на модифицирование.

В последние годы отечественные тракторные и автомобильные заводы, различные научные и опытно-конструкторские учреждения работают над созданием тракторов и автомобилей, двигатели которых работают на альтернативных видах топлива. Перевод двигателей, например, для работы на сжиженном нефтяном газе, кроме экономии жидкого топлива, позволяет существенно снизить выбросы вредных веществ, содержащихся в выхлопных газах: практически полностью ликвидируются выбросы оксидов серы и твердых частиц в виде сажи, в 1,5-2,0 раза уменьшаются выбросы оксидов азота и на 2-4 дБА снижается шумность работы.

В качестве альтернативных видов топлива рассматриваются не только сжиженный нефтяной газ и сжатый природный газ, но и метанол, этанол, масла растительного происхождения, спирты, водород, биогаз и др. В ближайшей перспективе более вероятно постепенная замена природных нефтяных топлив синтетическими, вырабатываемыми из каменного угля. В более далекой перспективе широкие возможности имеются у водорода, который можно получить путем разложения воды. Но они станут доступными для массового потребителя только после создания дешевой и безопасной установки для разложения воды и хранения водорода на борту транспортных средств.

В пользу того, что в ближайшие десятилетия основным типом теплового двигателя останется поршневой ДВС с кривошипно-шатунным механизмом свидетельствуют следующие факты:

- наличие отлаженных технологий массового производства поршневых ДВС, обеспечивающих их сравнительно невысокую стоимость;
- наличие высококвалифицированных специалистов в области проектирования, производства, эксплуатации и ремонта поршневых ДВС;
- поршневой ДВС – один из наиболее технически совершенных, надежных и экономичных альтернативных вариантов двигателей;

- возможность использования в поршневых ДВС (без существенных изменений конструкции) альтернативных видов топлива;
- возможность модернизации поршневого ДВС (конструкция, организация рабочего процесса, автоматизация систем управления подачей топлива, воздуха, зажигания и т.д.).

1.2 Общее устройство ДВС и принцип его работы

Двигатель внутреннего сгорания состоит из следующих механизмов и систем: кривошипно-шатунного механизма, уравнивающего механизма, газораспределительного механизма, декомпрессионного механизма, системы охлаждения, системы смазки, системы питания, системы регулирования частоты вращения коленчатого вала, системы пуска, системы зажигания.

Остовом двигателя (рисунок 3) является картер 11, который снизу закрывается поддоном. На картере укреплен цилиндр 6, в котором перемещается поршень 7, соединенный поршневым пальцем 8 с шатуном 9 и шейкой коленчатого вала 12. В головке 1 цилиндра выполнены два канала – впускной и выпускной, перекрываемые клапанами 5 и 4. На дизельном ДВС для подачи топлива в камеру сгорания цилиндра установлен топливный насос высокого давления 15 и форсунка 3. Топливо и воздух поступают в цилиндр отдельно, где в камере сгорания перемешиваются с нагретым воздухом и остаточными газами от предыдущего цикла, образуя рабочую смесь, которая самовоспламеняется.

У карбюраторного ДВС в цилиндр поступает горючая смесь (смесь топлива и воздуха в определенной пропорции), приготовленная в карбюраторе. Воспламенение горючей смеси у карбюраторного двигателя осуществляется от электрического разряда свечи зажигания, ввернутой в головку цилиндра.

На впрысковом ДВС для подачи в цилиндр бензина установлен насос и форсунка, которая на такте впуска впрыскивает в воздушный поток топливо образуя горючую смесь, а ее воспламенение происходит от свечи зажигания.

При сгорании смеси образуются газы, которые под большим давлением

давят на поршень, заставляя его совершать поступательное движение, а через шатун и кривошип вращать коленчатый вал. Для равномерного вращения вала на его конце закреплен маховик 10.

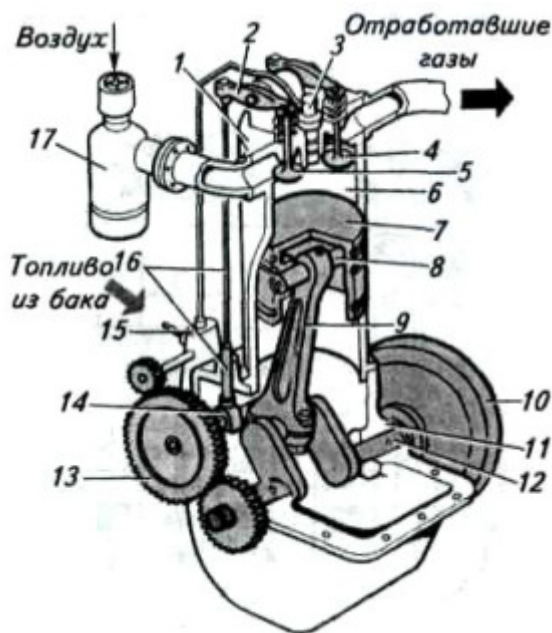


Рисунок 3 – Одноцилиндровый дизельный ДВС:

1 – головка цилиндра; 2 – коромысло; 3 – форсунка; 4 – выпускной клапан; 5 – впускной клапан; 6 – цилиндр; 7 – поршень; 8 – поршневой палец; 9 – шатун; 10 – маховик; 11 – картер; 12 и 14 – коленчатый вал и распределительный вал; 13 – шестерня привода распределительного вала; 15 – топливный насос высокого давления; 16 – передаточные детали; 17 – воздухоочиститель

Количество цилиндров у ДВС может быть от одного до двенадцати.

1.3 Основные понятия и определения

При работе двигателя поршень в цилиндре может занимать два крайних положения (рисунок 4): крайнее верхнее (при котором расстояние от днища поршня до оси коленчатого вала наибольшее) – **верхняя мертвая точка (ВМТ)** и крайнее нижнее (при котором расстояние от днища поршня до оси коленчатого вала наименьшее) – **нижняя мертвая точка (НМТ)**.

Расстояние, проходимое поршнем от одной мертвой точки до другой, называется **ходом поршня** (S). За один ход поршня коленчатый вал поворачивается на пол-оборота. У центрального кривошипно-шатунного механизма, когда ось цилиндра пересекает ось коленчатого вала, ход поршня равен двум радиусам кривошипа, т.е. $S = 2r$.

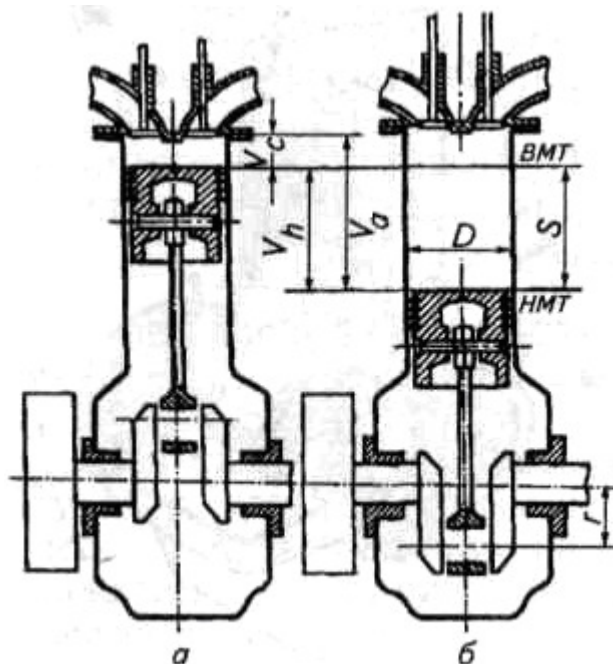


Рисунок 4 – Схема одноцилиндрового ДВС:

а – поршень в ВМТ; б – поршень в НМТ

Радиус кривошипа (r) – расстояние между осями шатунной и коренной шейками коленчатого вала.

Объем камеры сгорания (V_c) – объем цилиндра над поршнем, когда последний находится в ВМТ.

Рабочий объем цилиндра (V_h) – объем, освобождаемый поршнем при перемещении от ВМТ к НМТ, т.е. $V_h = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S$, см^3 , где d – диаметр цилиндра, см; S – ход поршня, см.

Полный объем цилиндра (V_a) – объем цилиндра над поршнем, когда последний находится в НМТ, т.е. $V_a = V_c + V_h$, см^3 .

Литраж двигателя (V_d) – это рабочий объем всех цилиндров двигателя. При малых объемах (до 1 л) его выражают в кубических сантиметрах, при больших – в литрах.

Степень сжатия (ε) – отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания, т.е.:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}.$$

Степень сжатия – безразмерная величина, показывающая во сколько раз полный объем цилиндра больше объема камеры сжатия или во сколько раз изменяется объем цилиндра при движении поршня от ВМТ к НМТ.

В бензиновых (карбюраторных и впрысковых) и газовых ДВС степень сжатия колеблется в пределах 6-14, а в дизелях 15-22.

Рабочий цикл двигателя – комплекс последовательных процессов (впуск, сжатие, расширение и выпуск), периодически повторяющихся в каждом цилиндре и обуславливающих работу двигателя.

Такт – это процесс (часть рабочего цикла), происходящий в цилиндре за один ход поршня. Двигатель, у которого рабочий цикл происходит за два хода поршня или один оборот коленчатого вала, называется *двухтактным*. Двигатель, у которого рабочий цикл происходит за четыре хода поршня или два оборота коленчатого вала, называется *четырёхтактным*.

На тракторах и автомобилях в качестве силовой установки используются многоцилиндровые двигатели.

Порядок работы двигателя – последовательное чередование одноименных тактов в цилиндрах двигателя. Наиболее распространен на отечественных автотракторных двигателях следующий порядок работы цилиндров: у четырехцилиндровых 1-3-4-2 (Д-240, Д-245, СМД-14НГ, А-41), у шестицилиндровых рядных 1-5-3-6-2-4 (А-01М), у шестицилиндровых V-образных 1-4-2-5-3-6 (СМД-60), у восьмицилиндровых V-образных 1-5-4-2-6-3-7-8 (ЗМЗ-53, ЗИЛ-130), у двенадцатицилиндровых V-образных 1-12-5-8-3-10-6-7-2-11-4-9 (ЯМЗ-240Б). Например, цифры 1-3-4-2 означают, что после такта расширения в первом цилиндре следующий такт расширения произойдет в третьем цилиндре, за-

тем в четвертом и, наконец, во втором за два оборота коленчатого вала. Порядок работы двигателя зависит от расположения цилиндров, взаимного положения кривошипов коленчатого вала.

1.4 Рабочие циклы ДВС

Рабочий цикл четырехтактного дизеля

Впуск (первый такт) (рисунок 5, а). Поршень перемещается к НМТ и, действуя подобно насосу, создает разрежение в цилиндре. Через открытый впускной клапан цилиндр заполняется чистым воздухом под влиянием разности давлений. В конце такта впускной клапан закрывается, давление в цилиндре в среднем составляет 0,08...0,095 МПа, а температура – 30...50 °С.

Сжатие (второй такт) (рисунок 5, б). Поршень, продолжая движение, перемещается вверх. Поскольку оба клапана закрыты, поршень сжимает воздух. Температура воздуха при сжатии растет. Благодаря высокой степени сжатия давление в цилиндре повышается до 4 МПа, а воздух нагревается до температуры 600 °С. В конце такта сжатия через форсунку в цилиндр впрыскивается порция дизельного топлива в мелкораспыленном состоянии.

Рабочий ход или расширение (третий такт) (рисунок 5, в). Мелкие части топлива, соприкасаясь с нагретым сжатым воздухом, самовоспламеняются. Впрыскивание топлива через форсунку и его горение продолжают некоторое время, после того, как поршень пройдет ВМТ. Благодаря задержке самовоспламенения топливо в основном сгорает во время этого такта. Оба клапана при рабочем ходе закрыты. Температура газов при сгорании достигает 2000 °С, давление повышается до 8 МПа. Под большим давлением расширяющихся газов поршень перемещается вниз и передает воспринимаемое им усилие через шатун на коленчатый вал, заставляя его вращаться.

Выпуск (четвертый такт) (рисунок 5, г). Поршень перемещается к ВМТ, а выпускной клапан открывается. Отработавшие газы сначала под действием избыточного давления, а затем поршня удаляются из цилиндра. После перехода

поршнем ВМТ выпускной клапан закрывается, а впускной открывается. Рабочий цикл повторяется.

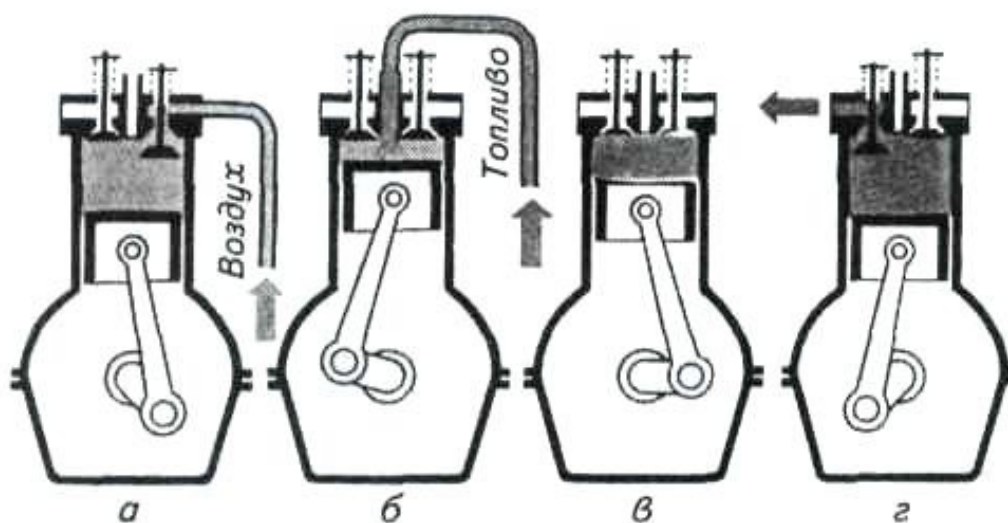


Рисунок 5 – Схема работы одноцилиндрового четырехтактного дизеля:
а – впуск; б – сжатие; в – расширение; г – выпуск

Рабочий цикл четырехтактного карбюраторного двигателя

Впуск. Поршень перемещается к НМТ. Впускной клапан открыт. Вследствие разрежения внутрь цилиндра через впускной канал из карбюратора поступает горючая смесь, которая перемешивается с остаточными газами, в результате чего образуется рабочая смесь.

Сжатие. Поршень движется к ВМТ. Впускной и выпускной клапаны закрыты. Объем над поршнем уменьшается, благодаря чему улучшаются испарение и перемешивание паров бензина с воздухом. К концу такта давление достигает 1,0...1,2 МПа, а температура – 350...400 °С.

Рабочий ход (сгорание и расширение). Оба клапана закрыты. В конце такта сжатия рабочая смесь воспламеняется от искры. Поршень под действием давления расширяющихся газов перемещается от ВМТ к НМТ. Давление газов достигает 2,5...4,0 МПа, а температура доходит до 2300 °С.

Выпуск. Поршень движется к НМТ. Открыт выпускной клапан. Отработавшие газы выходят через выпускной канал наружу.

Рабочий цикл двухтактного карбюраторного двигателя

Двухтактный карбюраторный двигатель применяется на тракторах в качестве пускового двигателя для запуска основного дизеля.

В двухтактном двигателе отсутствуют клапаны. Впуск горючей смеси и выпуск отработавших газов двигателя происходят через окна в цилиндре, которые своевременно открываются и закрываются движущимся поршнем.

Первый такт. При движении вверх поршень 2 (рисунок 6, а) перекрывает выпускные окна 3 в цилиндре, в результате чего рабочая смесь над поршнем сжимается. Одновременно под поршнем создается разрежение, и из карбюратора 4 через впускные окна 5 цилиндра горючая смесь засасывается в кривошипную камеру 6.

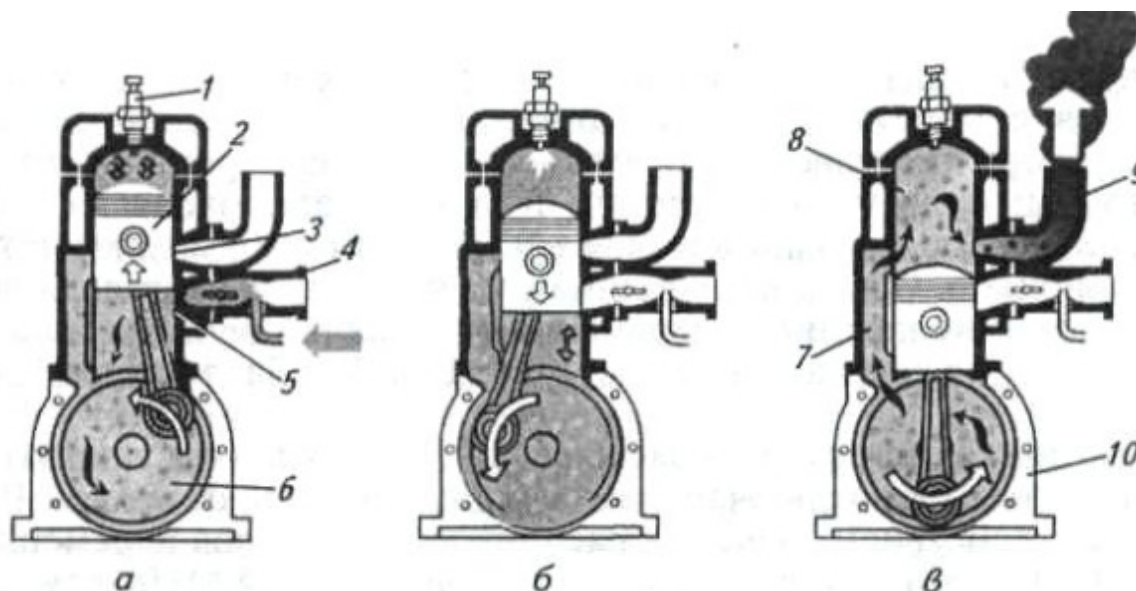


Рисунок 6 – Схема работы одноцилиндрового двухтактного карбюраторного двигателя: а – первый такт; в – конец первого и начало второго такта; г – конец второго такта

При подходе поршня к ВМТ в искровой свече зажигания 1 (рисунок 6, б) образуется электрическая искра и рабочая смесь в цилиндре воспламеняется. На этом первый такт заканчивается.

Второй такт. Под давлением образовавшихся от сгорания рабочей смеси газов поршень перемещается вниз, совершая рабочий ход, который происходит до тех пор, пока не откроются выпускные окна, и начнется выпуск отработав-

ших газов через выпускную трубу наружу. При движении поршня вниз горючая смесь в кривошипной камере сжимается. В конце второго такта поршень открывает окна продувочного канала 7 и горючая смесь нагнетается из кривошипной камеры в цилиндр, вытесняя из него отработавшие газы (рисунок 6, в). Происходит продувка и одновременно наполнение цилиндра свежей горючей смесью, которая при этом частично выходит вместе с отработавшими газами.

Таким образом, за два хода поршня (два такта) совершается полный рабочий цикл. Двигатели с описанным рабочим процессом называют еще двигателями с кривошипно-камерной продувкой.

У рассмотренных четырехтактных и двухтактных ДВС в течение рабочего цикла только в такте расширения совершается полезная работа: поршень при этом перемещается под давлением газов и посредством шатуна вращает коленчатый вал. Остальные такты (впуск, сжатие и выпуск) называются подготовительными. Поршень при этом перемещается за счет механической энергии, накопленной маховиком во время такта расширения.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируют поршневые ДВС?
2. Общее устройство поршневого ДВС и принцип его работы.
3. Перечислите основные отличительные признаки карбюраторного и впрыскowego ДВС от дизеля.
4. Назовите основные направления по совершенствованию конструкции поршневых ДВС.
5. Виды объемов у цилиндра ДВС.
6. Что такое степень сжатия и на какие технико-экономические показатели двигателя она влияет?
7. Что понимается под порядком работы многоцилиндрового ДВС и от чего он зависит?
8. Расскажите рабочий цикл четырехтактного дизеля.
9. Расскажите рабочий цикл четырехтактного карбюраторного двигателя.
10. Расскажите рабочий цикл двухтактного карбюраторного двигателя.

ЛЕКЦИЯ №2. Кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы силовых агрегатов автомобилей

1.1 Кривошипно-шатунный и уравнивающий механизмы

Остовом многоцилиндрового ДВС является блок-картер 1 (рисунок 7), изготовленный в виде единой коробчатой отливки, который снизу закрывается поддоном 9, а сверху головкой 3. В блоке устанавливают гильзы цилиндров 4. В двигателях воздушного охлаждения остовом является картер 5 с закрепленными на нем отдельными цилиндрами 6. Сверху каждый цилиндр закрывается головкой 7, наружная поверхность каждого цилиндра 6 и головок 7 имеет охлаждающие ребра.

К передней части картера, как правило, крепится крышка распределительных шестерен, к задней – картер маховика. Нижняя часть блок-картера расширена и в его перегородках имеются приливы для установки коренных подшипников 22 коленчатого вала 18. В блоке отлиты каналы и просверлены отверстия для подвода охлаждающей жидкости в водяную рубашку и масла к трущимся деталям двигателя. Для отвода картерных газов, прорвавшихся из камеры сгорания, внутренняя полость картера сообщена через сапун с атмосферой. Картер двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой с атмосферой не сообщается.

В головке цилиндров имеются отверстия для клапанов, форсунок, свечей зажигания, штанг, впускных и выпускных каналов. Чтобы предотвратить утечки газов и охлаждающей жидкости между головкой и блок-картером устанавливают металлоасбестовую прокладку 2. Отверстия в прокладке под гильзы цилиндров и для прохода масла к клапанному механизму окантованы листовой сталью.

Поддон 9 служит резервуаром для моторного масла и уплотнен относительно картера прокладкой 8 из пробки или паронита. Детали остова, за исключением поддона, отливают из чугуна или алюминиевого сплава.

Кривошипно-шатунный механизм воспринимает давление расширяющихся газов и преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Он состоит из цилиндра 4 или 6 (рисунк 7), поршня 17 с поршневыми кольцами 10 и 12, поршневого пальца 20 со стопорными кольцами 21, шатуна 13, шатунных и коренных вкладышей (разъемных подшипников скольжения) 15, коленчатого вала 18 и маховика 19.

В *поршне* 17 из алюминиевого сплава различают днище, головку (уплотняющую часть), юбку (направляющую часть) и бобышки (внутренние приливы). В зависимости от принятого на двигателе способа смесеобразования, расположения клапанов и форсунки (или свечей зажигания) днище поршня бывает плоским, фасонным с выемкой или выпуклым (у пусковых двигателей).

На внешней поверхности поршня выполнены канавки для установки *компрессионных* 10 (уплотняющих) и *маслосъемных* 12 колец. По окружности канавок под маслосъемные кольца просверлены сквозные отверстия для отвода избытка масла в картер двигателя.

На внутренней поверхности поршня имеется два прилива – бобышки, в отверстия которых устанавливают *поршневой палец* 20 и стопорные кольца 21. Палец 20 соединяет поршень 17 с шатуном 13.

Шатун 13 изготавливают из высококачественной стали двутаврового сечения в виде стержня с двумя головками. В верхнюю головку запрессовывают бронзовую втулку 11. Нижняя головка шатуна разъемная. Съемная часть называется крышкой 16, которая крепится шатунными болтами 14.

Для обеспечения уравновешенности двигателя комплект поршней с шатунами в сборе подбирают с минимальной разницей в их массе. Разница массы поршня с шатуном в пределах комплекта не должна превышать нормируемой величины. К примеру, у дизеля Д-240 не более 15 грамм, СМД-60 не более 17 грамм, А-41 не более 30 грамм.

Коленчатый вал 18 воспринимает через шатуны усилия от поршней, преобразовывает их во вращательное движение и используется для привода различных механизмов и устройств двигателя (распределительный вал механизма

газораспределения, масляный насос, топливный насос, водяной насос, генератор, вентилятор и др.).

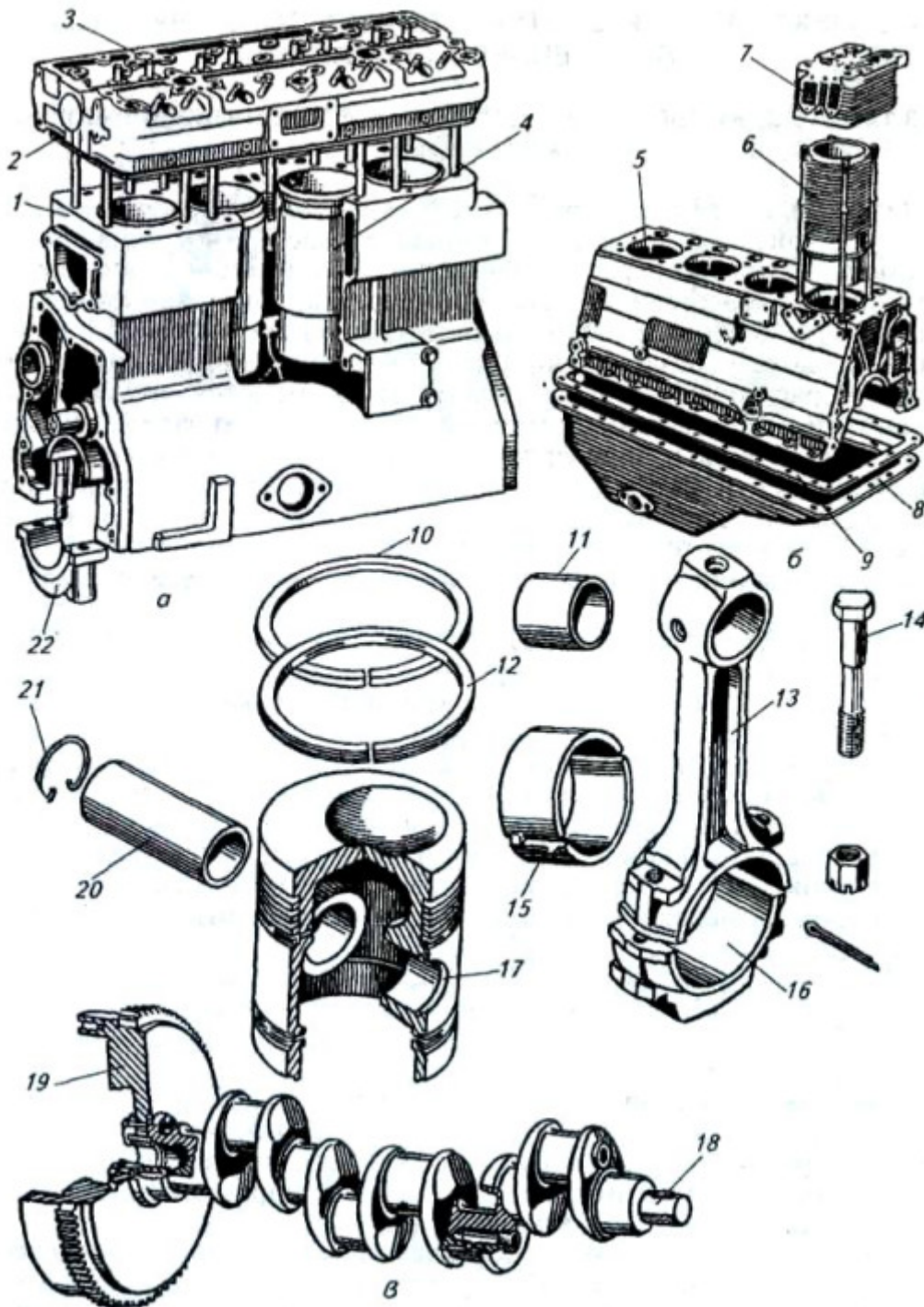


Рисунок 7 – Остаток двигателя и детали кривошипно-шатунного механизма:
 1 – блок-картер; 2 и 8 – уплотнительные прокладки; 3 и 7 – головка;
 4 – гильза; 5 – картер; 6 – цилиндр; 9 – поддон картера;
 10 – уплотняющее кольцо; 11 – втулка; 12 – маслосъемное кольцо;
 13 – шатун; 14 – шатунный болт; 15 – вкладыши; 16 – крышка;
 17 – поршень; 18 – коленчатый вал; 19 – маховик; 20 – поршневой палец;
 21 – стопорное кольцо; 22 – коренной подшипник

Коленчатый вал штампуют из высококачественной стали или отливают из высокопрочного чугуна. Он состоит из коренных и шатунных шеек, щек, носка и хвостовика. К щекам могут быть прикреплены или отлиты вместе с валом противовесы.

Вкладыши 15 бывают двух типов: *шатунные* и *коренные*. Они выполнены из стальной ленты, внутренняя поверхность которой покрыта тонким слоем антифрикционного сплава (высокооловянистый алюминиевый сплав или свинцовистая бронза). От осевых перемещений и проворачивания вкладыши удерживаются усиками.

Маховик 19 во время такта расширения накапливает кинетическую энергию, необходимую для вращения коленчатого вала в течение трех подготовительных тактов (впуска, сжатия, выпуска). Кроме того, маховик компенсирует неравномерность вращения коленчатого вала, облегчая работу двигателя при разгоне и перегрузках. Он представляет собой массивный чугунный диск, который крепится к фланцу хвостовика коленчатого вала. На ободе маховика имеется зубчатый венец, необходимый для проворачивания коленчатого вала основного двигателя пусковым двигателем или электростартером.

В некоторых двигателях (А-41) устанавливают специальный *уравновешивающий механизм* (рисунок 8). В его корпусе 10, на осях 3 установлены две шестерни 7 с грузами 2. Шестерни 7 приводятся во вращение в противоположные стороны от зубчатого венца 9, установленного на третьей коренной шейке коленчатого вала. Груз-шестерни вращаются с частотой вдвое превышающей частоту вращения коленчатого вала. От вращения грузов возникают горизонтальная и вертикальная составляющие центробежных сил $P_{ц}$. Горизонтальные силы действуют в противоположных направлениях и уравновешивают одна другую. Вертикальные силы складываются и уравновешивают по вертикали сумму инерционных сил во всех четырех цилиндрах.

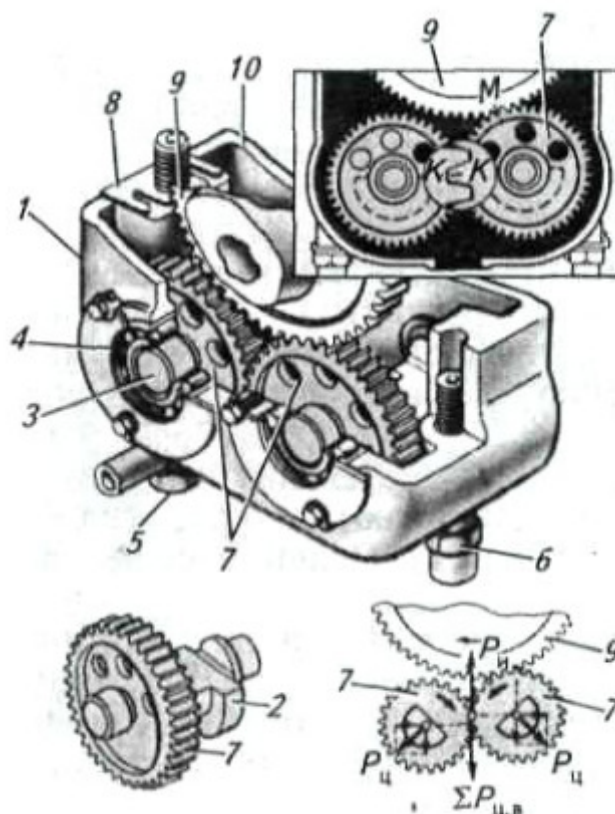


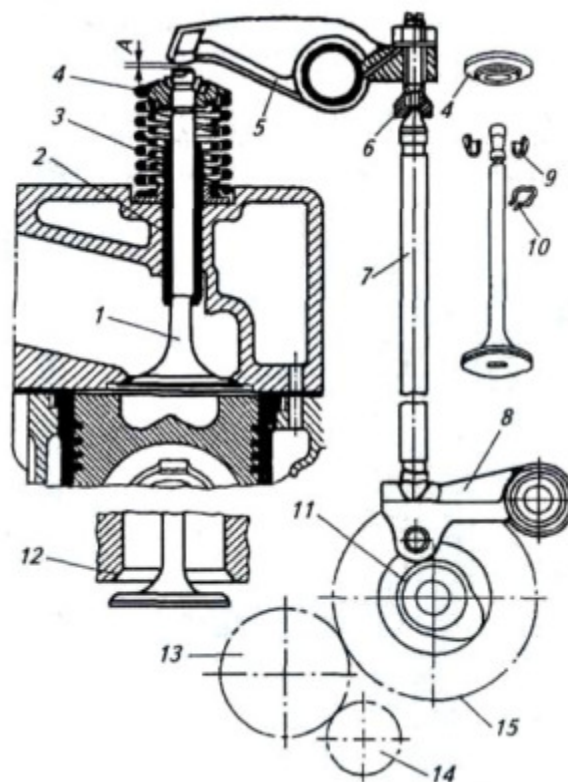
Рисунок 8 – Уравновешивающий механизм четырехтактного четырехцилиндрового дизеля:
 1 – фланец; 2 – грузы; 3 – оси; 4 – подшипники; 5 – штуцер для подвода масла; 6 – штуцер для отвода масла; 7 – шестерни; 8 – регулировочные прокладки; 9 – зубчатый венец щеки коленчатого вала; 10 – корпус

1.2 Газораспределительный и декомпрессионный механизмы

Газораспределительный механизм служит для своевременного наполнения цилиндров свежим зарядом (воздухом или горючей смесью) и выпуска из цилиндров отработавших газов. На современных четырехтактных ДВС используется газораспределительный механизм с подвесными клапанами, размещенными в головке цилиндров – верхнее расположение клапанов. Он состоит (рисунок 9) из впускных и выпускных клапанов 1 с пружинами 3, передаточного механизма (толкатель 8, штанга 7, коромысло 5) и привода (распределительный кулачковый вал 11, шестеренная 13-15, цепная или ременная передача).

Вращение от шестерни 14 коленчатого вала через промежуточную шестерню 13 передается на шестерню 15 распределительного вала 11 с частотой вдвое

меньшей частоты вращения коленчатого вала. Каждый кулачок распределительного вала набегая на толкатель 8 поднимает его вместе со штангой 7. Штанга поднимает один конец коромысла, а другой опускаясь вниз давит на клапан 1, преодолевая сопротивление пружины 3 и открывая его. При сбегании кулачка с толкателя, штанга и толкатель опускаются, а клапан под действием пружины 3, садясь в седло 12, плотно закрывает отверстие впускного или выпускного канала.



*Рисунок 9 – Газораспределительный механизм четырехтактного двигателя:
 1 – клапан; 2 – втулка; 3 – пружина; 4 – тарелка; 5 – коромысло;
 6 – винт регулировочный; 7 – штанга; 8 – толкатель роликовый;
 9 – сухарики; 10 – шплинт; 11 – кулачок распределительного
 вала; 12 – посадочное седло клапана; 13, 14 и 15 – шестерни*

Для того, чтобы на такте впуска в цилиндры ДВС поступило больше свежего заряда, а на такте выпуска из цилиндров вышли отработавшие газы клапаны нужно открывать не в те моменты, когда поршень находится в мертвых точках, а с некоторым опережением при открытии и запаздывании при закрытии. Периоды от момента открытия клапанов до момента их закрытия, выраженные

в градусах поворота коленчатого вала, называют *фазами газораспределения*. Продолжительность (фаза) такта впуска у двигателей находится в пределах 223-270 градусов, такта выпуска 233-265 градусов. Фазы газораспределения для каждой модели двигателя устанавливают экспериментальным путем, для этой цели на шестернях (шкивах, звездочках) газораспределительного механизма наносят метки. У всех двигателей имеется период, когда впускной (в начале такта впуска) и выпускной (в конце такта выпуска) клапаны открыты одновременно – *перекрывание клапанов*, что по углу поворота коленчатого вала составляет 11-34 градусов.

Каждый *клапан 1* (рисунок 10) состоит из стержня и тарелки. Переход от стержня к тарелке плавный и называется галтелью. Для плотного прилегания к седлу имеется фаска А шириной 1,5-2,0 мм, выполненная под углом 45°, 30° или 122°. В верхней части стержня клапана имеется кольцевая выточка для установки *конических сухариков 3*.

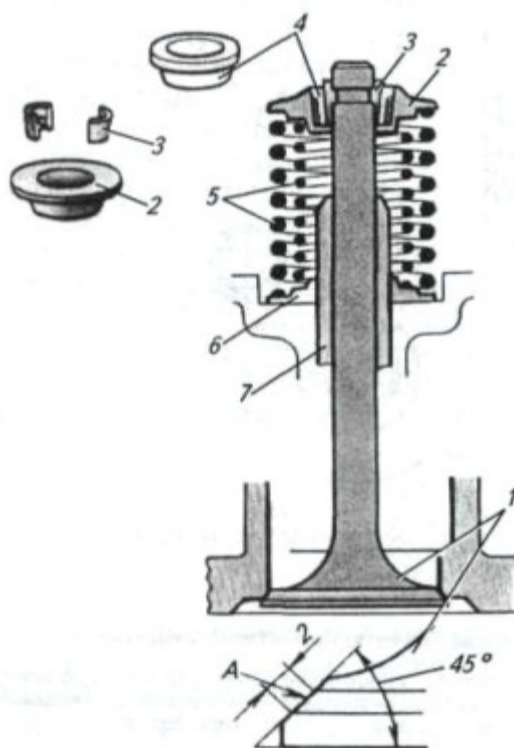


Рисунок 10 – Схема клапанного механизма:

1 – клапан; 2 – тарелка пружин; 3 – сухарики; 4 – втулка сухариков; 5 – пружины; 6 – опорная шайба пружин; 7 – направляющая втулка клапана; А – фаска клапана

Впускной клапан изготавливают из хромистой, а выпускной – из жаростойкой стали. На каждый цилиндр устанавливают один впускной и один выпускной клапаны. У двигателя ВАЗ-2112 на каждый цилиндр имеется по две пары впускных и выпускных клапанов.

Седла выпускных (у дизелей А-41, А-01М), а также выпускных и впускных клапанов (ЗМЗ-53А, СМД-60) делают во вставных кольцах, изготовленных из жаростойкого чугуна и запрессованных в головку цилиндров.

Пружина 5 (рисунок 10) обеспечивает плотную посадку клапана в седло. Их изготавливают из марганцовистой или кремне-марганцовистой стали. От коррозии пружины кадмируют, лудят или покрывают эмалью.

Коромысло 5 (рисунок 11) представляет собой неравноплечный рычаг, изготовленный из стали. Для установки коромысла на пустотелую ось 7 в его средней части выполнено отверстие с втулкой 11. В короткое плечо коромысла ввернут регулировочный винт 2 с контргайкой 4, вращая который регулируют тепловой зазор между бойком коромысла и стержнем клапана.

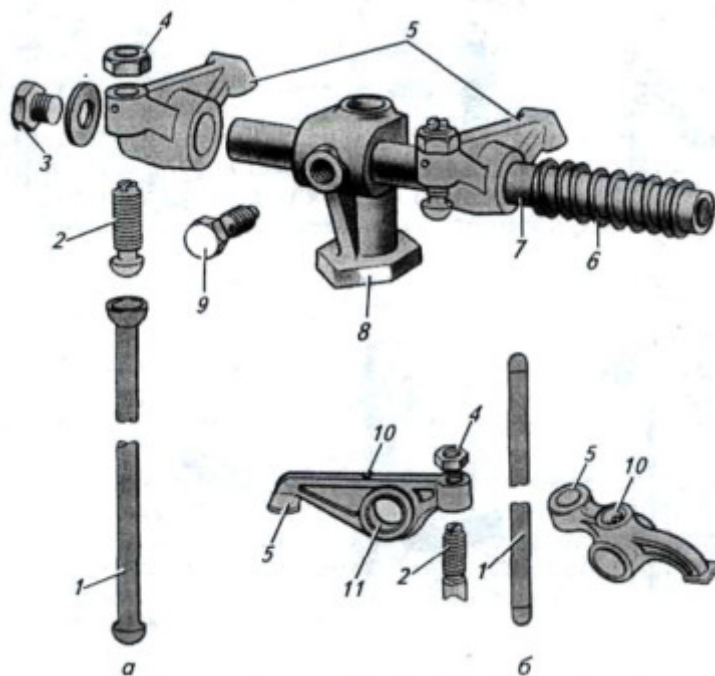


Рисунок 11 – Коромысла и штанги:

а – с углублением в наконечнике штанги; б – со сферическим наконечником штанги; 1 – штанга; 2 – регулировочный винт; 3 – заглушка; 4 – контргайка; 5 – коромысло; 6 – пружина; 7 – ось коромысел; 8 – стойка; 9 – болт-штуцер; 10 – отверстие для масла; 11 – втулка

Для передачи усилия от толкателя к коромыслу служит *штанга* 1. Она изготовлена из стального (Д-240, СМД-14НГ, ЗИЛ-130) или алюминиевого сплава (ЗМЗ-53) со стальными наконечниками сферической формы на концах.

Толкатели 8 (рисунок 9) воспринимают усилие кулачка распределительного вала. По конструкции толкатели бывают цилиндрическими, грибовидными или качающимися роликовыми. В двигателях А-41, А-01М и ЯМЗ применяют качающиеся роликовые толкатели.

Распределительный вал при своем вращении сообщает движение толкателю и далее клапану. Вал имеет кулачки и опорные шейки. Количество кулачков на валу соответствует числу клапанов, т.е. каждый кулачок воздействует на один клапан. На двигателях могут устанавливаться два распределительных вала (ВАЗ-2112 и др.).

Вращение к распределительному валу передается от коленчатого вала через распределительные шестерни (Д-240, Д-144, СМД-60, А-41, А-01М, ЯМЗ-240Б, ЗМЗ-53А, ЗИЛ-130), цепную передачу (ВАЗ-2104, ВАЗ-2106, ВАЗ-2107) или ременную передачу (ВАЗ-2110, ВАЗ-2111, ВАЗ-2112, ВАЗ-2113, ВАЗ-2114, ВАЗ-2115). Если распределительный и коленчатый валы вращаются в одну сторону, то между их шестернями находится промежуточная шестерня (Д-144, А-41, А-01М, Д-240, СМД-14НГ).

Устройство, временно снижающее давление сжатия (компрессию) в цилиндрах дизеля при прокручивании коленчатого вала (при пуске двигателя, регулировке) называют *декомпрессором (декомпрессионным механизмом)*. Снижают давление в цилиндрах на такте сжатия принудительным открытием впускных клапанов или одновременно впускных и выпускных клапанов. На тракторах используют декомпрессионные механизмы, воздействующие на коромысла (Д-240, СМД-14, А-41, А-01М) или на толкатели (Д-37М, Д-144) (рисунок 12).

При включении декомпрессора I типа (рисунок 12, а) воздействуют на фиксирующую рукоятку 1, при этом валики 6 поворачиваются и головками винтов 2 нажимают на длинные плечи коромысел 3, открывая клапаны 4.

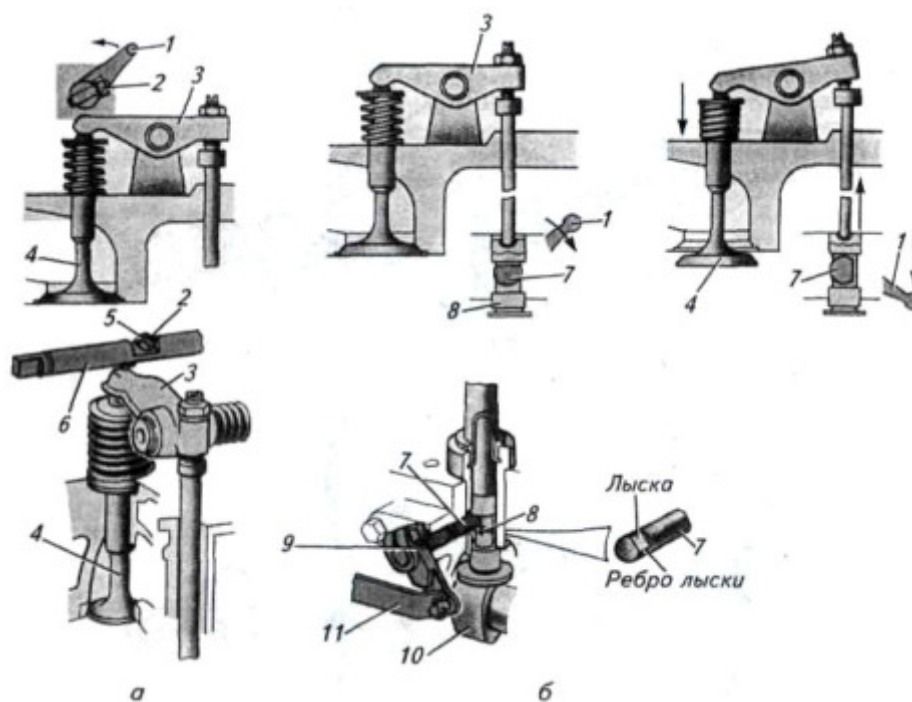


Рисунок 12 – Декомпрессионный механизм дизеля:

а – с воздействием на коромысло (I тип); б – с воздействием на толкатель (II тип); 1 – рукоятка; 2 – регулировочный винт; 3 – коромысло; 4 – клапан; 5 – контргайка; 6 – составной валик; 7 – валик с лыской; 8 – толкатель; 9 – рычаг; 10 – кулачок распределительного вала; 11 – тяга

При включении декомпрессора II типа (рисунок 12, б) воздействуют на рукоятку 1, при этом валики 7 поворачиваются лысками вбок, концы валиков цилиндрической поверхностью поднимают толкатели впускных клапанов и клапаны 4 опускаются.

ЛЕКЦИЯ №3. Система питания силовых агрегатов автомобилей

Система питания предназначена для подачи топлива и воздуха непосредственно в камеру сгорания (у двигателей с внутренним смесеобразованием) или в карбюратор для приготовления горючей смеси и далее в камеру сгорания (у двигателей с внешним смесеобразованием).

В дизельном ДВС в такте впуска воздух из атмосферы под действием разрежения, создаваемого поршнем, засасывается в воздухоочиститель 1 (рисунок 17), где очищается от механических примесей, и далее по впускному трубопроводу (коллектору) и открытому впускному клапану газораспределительного механизма поступает в камеру сгорания.

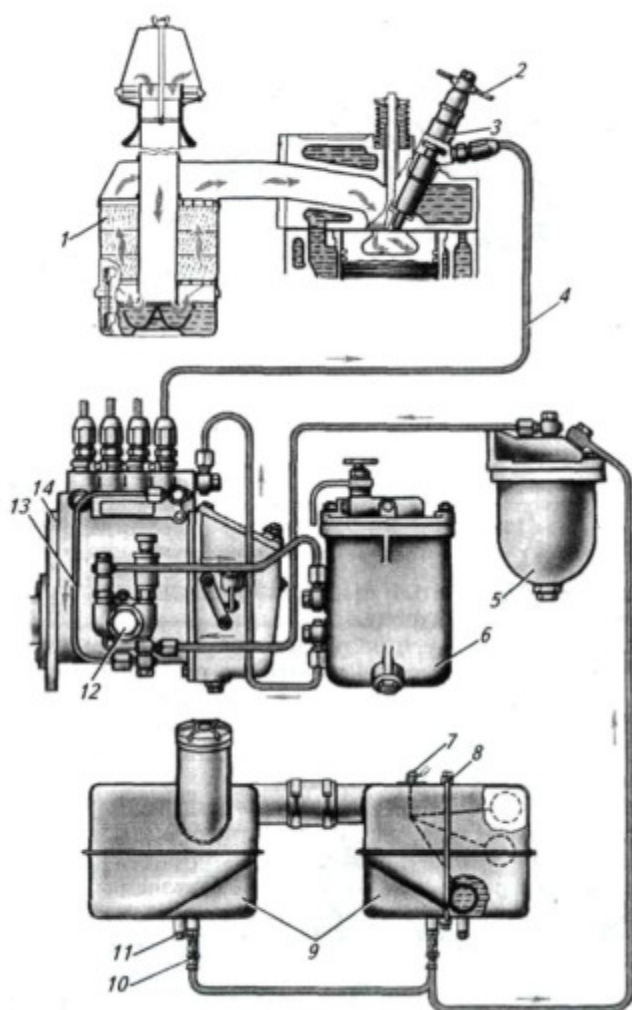


Рисунок 17 – Схема системы питания дизеля:

1 – воздухоочиститель; 2 – сливная трубка; 3 – форсунка; 4 – нагнетательный топливопровод; 5 – фильтр грубой очистки;

6 – фильтр тонкой очистки; 7 – датчик указателя уровня топлива;

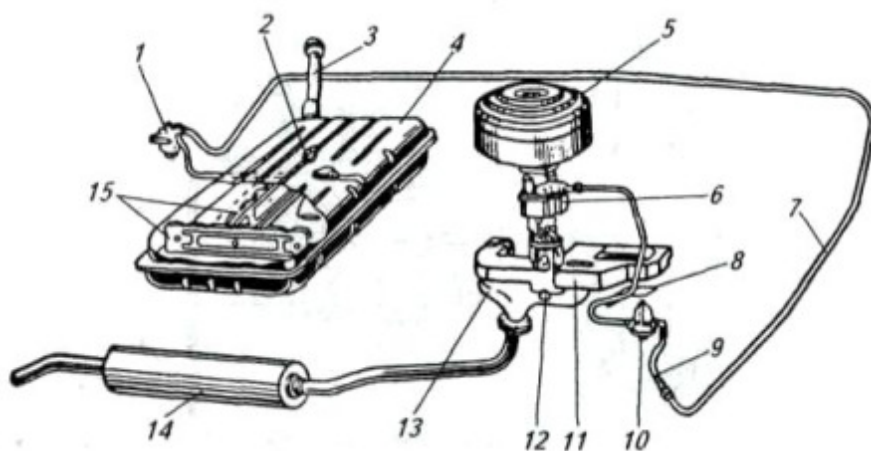
8 – топливомерная трубка; 9 – топливные баки (основной и дополнительный); 10 и 11 – расходный и сливной краны;

12 – топливоподкачивающий насос; 13 – перепускная трубка; 14 – топливный насос высокого давления

рый по нагнетательному топливопроводу 4 подает его под большим давлением к одной из форсунок 3 в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Запорная игла форсунки поднимается и топливо в мелкораспыленном состоянии впрыскивается в камеру сгорания в конце такта сжатия, где соприкасаясь с нагретым воздухом самовоспламеняется.

В дизелях с турбонаддувом (СМД-62, ЯМЗ-238 и др.) воздух в цилиндры нагнетается с помощью турбокомпрессора, что существенно увеличивает наполняемость цилиндра свежим зарядом и, как следствие, мощность двигателя.

В **карбюраторном ДВС** в такте впуска атмосферный воздух проходит через воздухоочиститель 5 (рисунок 18) в смесительную камеру карбюратора 6. Одновременно топливо из бака 4 через фильтр-отстойник 1 по топливопроводу 7 засасывается бензонасосом 10 и подается в поплавковую камеру карбюратора 6 и далее в его смесительную камеру, где перемешивается с воздухом, образуя горючую топливовоздушную смесь.



*Рисунок 18 – Схема системы питания карбюраторного двигателя:
1 – фильтр-отстойник; 2 – кран; 3 – заливная горловина; 4 – бак;
5 – воздухоочиститель; 6 – карбюратор; 7 – топливопровод;
8 – щиток; 9 – шланг; 10 – бензонасос; 11 – впускной
трубопровод; 12 – устройство для регулировки подогрева
смеси; 13 – выпускной трубопровод; 14 – глушитель шума
отработавших газов; 15 – перегородки бака*

В зависимости от режима работы двигателя смесь определенного качественного и количественного состава по впускному трубопроводу и через открытый впускной клапан поступает в камеру сгорания ДВС, где принудительно поджигается от искрового разряда свечи зажигания и сгорает. Отработавшие

газы из цилиндров двигателя в тактах выпуска вытесняются поршнем через открытый выпускной клапан и выпускную систему 13 и 14 в атмосферу.

В газовом двигателе работающем на сжиженном газе в систему питания входят газовый баллон низкого давления 3 (рисунок 19) с блоком арматуры и системой вентиляции, магистральный вентиль 1, испаритель 14, газовый редуктор 13, смеситель 11, манометры 2 и 8 и другие детали.

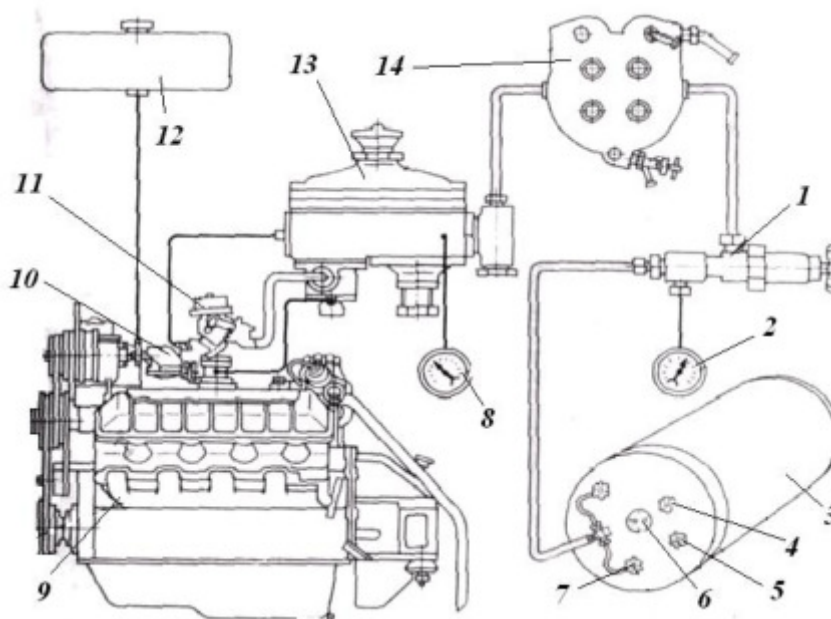


Рисунок 19 - Схема газобаллонной установки для сжиженного газа:

1 - магистральный вентиль; 2 - манометр баллона; 3 - баллон для сжиженного газа; 4 - контрольный вентиль; 5 - наполнительный вентиль баллона; 6 - указатель уровня сжиженного газа; 7 - жидкостный вентиль; 8 - манометр редуктора; 9 - двигатель; 10 - карбюратор; 11 - смеситель газа; 12 - бак для бензина; 13 - газовый редуктор; 14 - испаритель сжиженного газа

Сжиженный газ перед использованием испаряют, т. е. переводят в газообразное состояние. Для этого из баллона 3 жидкость при открытом вентиле 7 поступает через магистральный вентиль 1 к испарителю 14, подогреваемому горячей водой из системы охлаждения двигателя. Сжиженный газ испаряется и в парообразном состоянии поступает в фильтр, а затем в двухступенчатый редуктор 13, где давление газа снижается до 100 кПа. Далее газ проходит через

дозировочное устройство, смеситель 11 газа и при такте впуска поступает в цилиндры двигателя. Работу газобаллонной установки контролируют по манометрам 2 и 8. Первый показывает давление газа в баллоне, а второй - в редукторе.

Для заправки баллона 3 служит наполнительный 5. Баллон нельзя наполнять сжиженным газом полностью, так как с увеличением температуры окружающего воздуха газ расширяется и давление в баллоне повышается. Поэтому баллон наполняют сжиженным газом только на 90% объема, а 10% объема оставляют для пара. Давление в баллоне зависит не от количества находящегося в нем сжиженного газа, а лишь от давления его паров, на которое оказывают влияние температура окружающей среды и состав газа.

В газовом двигателе работающем на сжатом газе в систему питания входят стальные баллоны 1 (рисунок 20) для сжатого газа; наполнительный 3, расходный 4 и магистральный 14 вентили; подогреватель 13 сжатого газа; манометры 6 и 7 соответственно высокого и низкого давления; редуктор 9 с фильтром 8 и дозирующим устройством 10; газопроводы 2 и 11 соответственно высокого и низкого давления; карбюратор-смеситель 12.

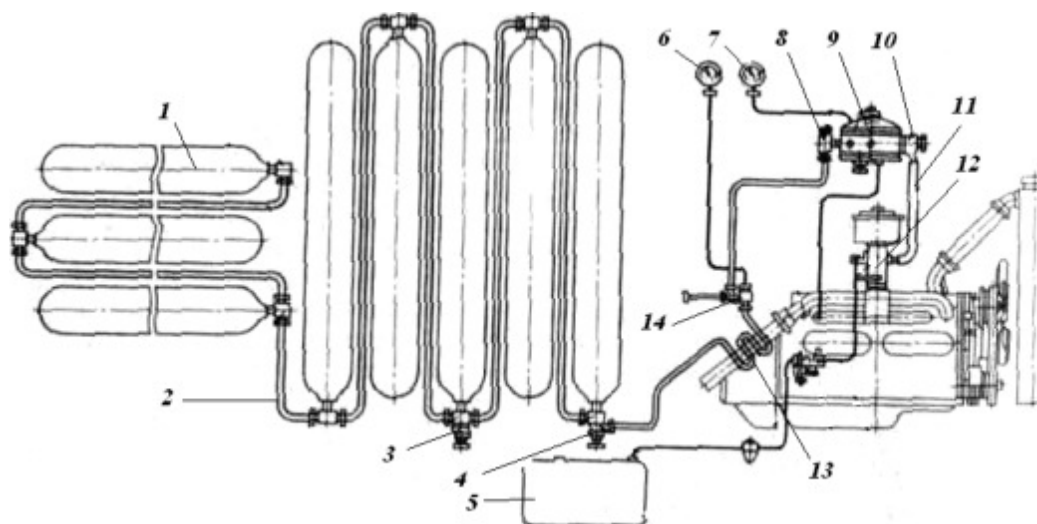


Рисунок 20 - Схема газобаллонной установки для сжатого газа:

1 - баллон; 2 - газопровод высокого давления; 3 - наполнительный вентиль; 4 - расходный вентиль; 5 - топливный бак; 6 и 7 - манометры соответственно высокого и низкого давления; 8 - газовый фильтр; 9 - двухступенчатый газовый редуктор; 10 - дозирующее устройство газового редуктора; 11 - газопровод низкого давления; 12 - карбюратор-смеситель;

13 - подогреватель сжатого газа; 14 - магистральный вентиль

Во время работы двигателя вентили 4 и 14 открыты. Сжатый газ под большим давлением проходит в подогреватель 13 и через фильтр 8 поступает в двухступенчатый газовый редуктор 9. По пути к редуктору сжатый газ должен быть подогрет, так как иначе может замерзнуть вода, выделяющаяся при снижении давления газа. В редукторе давление газа снижается примерно до 100 кПа. Затем газ, пройдя дозирующее устройство 10, по газопроводу 11 поступает к карбюратору-смесителю 12, где образуется газоздушная смесь. Разрежение, создаваемое в цилиндре при такте впуска, передается к карбюратору-смесителю, и горючая смесь поступает в цилиндры двигателя.

Наполнение газобаллонной установки газом происходит через вентиль 3. Для работы на жидком топливе (бензине) газобаллонный автомобиль имеет топливный бак 5, фильтр-отстойник, топливный насос и топливопроводы.

Газовые двигатели имеют повышенную, по сравнению с карбюраторными, степень сжатия.

В России широко используются карбюраторные бензиновые двигатели, конвертированные для работы на газообразном моторном топливе: сжиженном нефтяном газе или сжатом природном газе. Для этого автомобили дополнительно оснащаются комплектом газобаллонной аппаратуры. Возможность полноценной работы ДВС на бензине при этом сохраняется.

Принцип работы такой **комбинированной (двухтопливной) системы питания** рассмотрим на двигателе, работающем на сжиженном нефтяном газе.

Сжиженный газ из баллона 1 (рисунок 21) под давлением около 1,6 МПа поступает по газопроводам 6 и 8 через газовый электромагнитный клапан 7 к редуктору-испарителю 9 и далее по трубопроводу 10 в смеситель 11 и камеру сгорания.

Для отключения подачи бензина при работе на газе служит бензиновый электромагнитный клапан 14, установленный между бензонасосом 12 и карбюратором 13. Для подогрева и испарения газа в редукторе он подключен рукавами 15 к жидкостной системе охлаждения двигателя. Положение клапана редуктора зависит от командных сигналов блока 18 управления газовым клапаном.

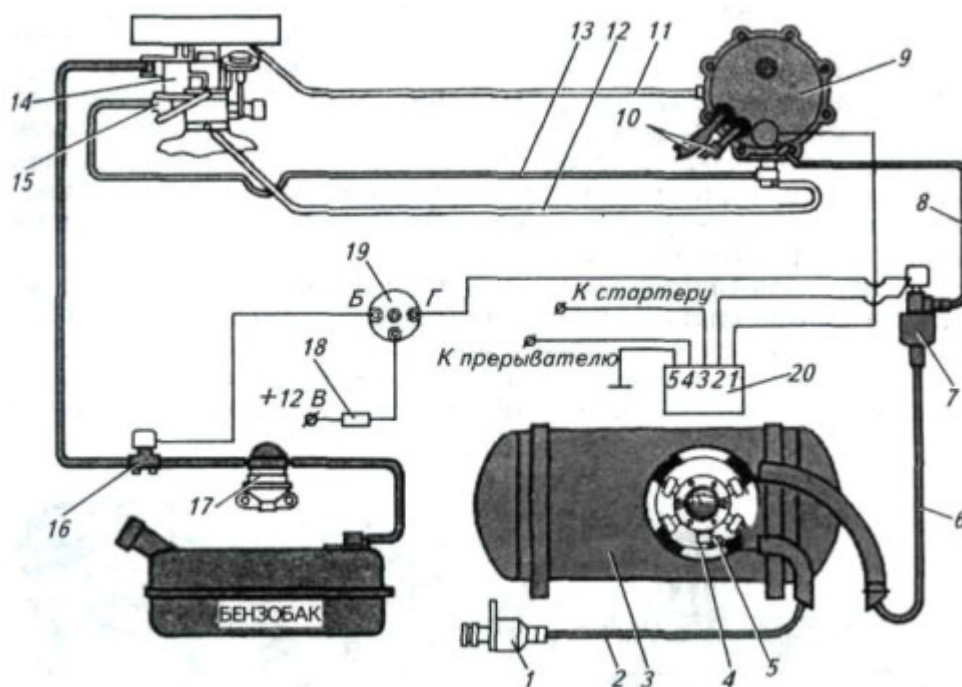


Рисунок 21 – Схема комбинированной (бензиновой и газовой) системы питания двигателя:
 1 – газовый баллон; 2, 6, 8, 10, 16 и 17 – газопроводы; 3 – выносное заправочное устройство; 4 – блок арматуры; 5 – система вентиляции; 7 и 14 электромагнитные клапаны; 9 – редуктор-испаритель; 11 – смеситель; 12 – бензонасос; 13 – карбюратор; 15 – рукава; 18 – электронный блок управления газовым электромагнитным клапаном; 19 – переключатель вида топлива; 20 – предохранитель

Водитель переводит двигатель без его остановки с одного вида топлива на другой при помощи переключателя 19, подключенного к источнику тока через предохранитель 20. При этом бензиновый электромагнитный клапан 14 отключает подачу бензина, а газовый клапан 7 обеспечивает подачу газа, и наоборот.

Заполняется баллон газом на газонаполнительной станции через заправочное устройство 3. Контроль за заполняемостью баллона ведут по стрелочному указателю уровня газа, смонтированного в блоке арматуры 4.

Редуктор-испаритель снижает давление газа до атмосферного, регулирует расход газа в соответствии с режимом работы двигателя и обеспечивает испарение сжиженного газа (рисунок 22).

Во время пуска двигателя стартером в его впускном трубопроводе создается разрежение, которое через шланг передается в полость 3 разгрузочного устройства. Под действием перепада давлений возникающая на диафрагме 2 раз-

грузочного устройства сила сжимает пружину 4, освобождая рычаг 7 клапана 9 второй ступени.

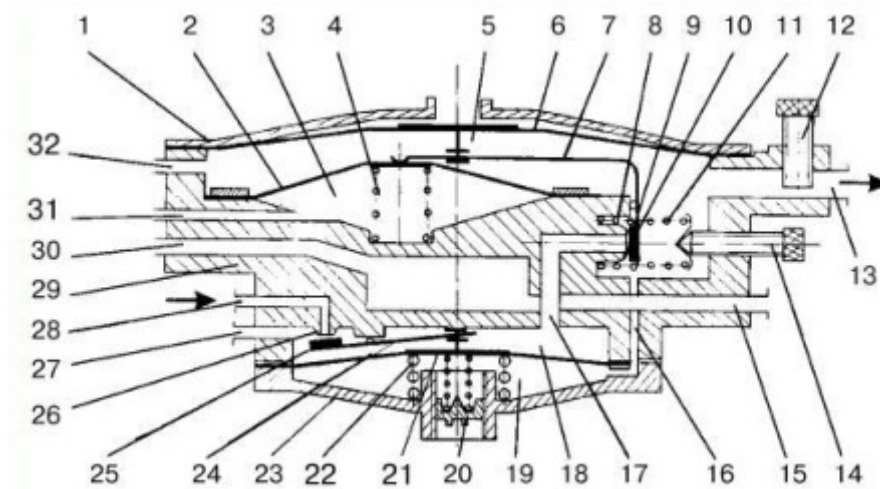


Рисунок 22 – Схема редуктора-испарителя «САГА-6»:

1 – крышка второй ступени; 2 – диафрагма разгрузочного устройства; 3 – полость разгрузочного устройства; 4, 8, 11, 22 – пружины; 5 – полость второй ступени; 6 – диафрагма второй ступени; 7, 24 – рычаги; 9, 25 – клапаны; 10 – седло клапана второй ступени; 12 – дозатор; 13 – канал выхода газа; 14 – регулировочный винт холостого хода; 15, 30 – каналы соответственно подвода и отвода теплоносителя; 16 – канал обратной связи; 17 – канал, соединяющий полости высокого и низкого давления; 18 – полость первой ступени; 19 – подпружиненная полость первой ступени; 20 – винт регулировки давления первой ступени; 21 – диафрагма первой ступени; 23 – крышка первой ступени; 26 – седло клапана первой ступени; 27 – канал слива конденсата из полости первой ступени; 28 – канал подвода газа; 29 – корпус редуктора; 31 – канал для подсоединения к впускному трубопроводу двигателя или задрессельному пространству карбюратора; 32 – канал слива конденсата из полости второй ступени

Разрежение воздействует на диафрагму 6 второй ступени. Газ из полостей 19 первой ступени поступает в полость 5 второй ступени, где его давление снижается до величины 0,04 МПа и поддерживается на этом уровне на всех режимах работы двигателя.

Применение обратной связи между полостями 5 и 19 позволяет обеспечить устойчивую и экономичную работу двигателя на переходных режимах, т.е. при резком открытии и закрытии дроссельных заслонок карбюратора.

В зависимости от мощности двигателя автомобиля подбирают редуктор, обеспечивающий соответствующую подачу.

Газовый смеситель представляет собой проставку, устанавливаемую между корпусом дроссельных заслонок и корпусом поплавковой камеры карбюратора взамен штатной теплоизоляционной прокладки.

В инжекторных (впрысковых) ДВС ВАЗ-2111, ВАЗ-2112, ЗМЗ-406 и др. применяется система впрыска топлива, управляемая электроникой – электронная система управления двигателем. Различают одноточечный (JETRONIC) и распределенный (MOTRONIC) впрыск топлива. У двигателей с одноточечной системой впрыск топлива производится через инжектор (форсунку) во впускной коллектор, у двигателей с распределенной системой – в каждый цилиндр (напротив впускного клапана) отдельной форсункой. Существуют системы распределенного впрыска с обратной связью и без нее. В системе впрыска с обратной связью в выпускной системе устанавливается нейтрализатор и датчик кислорода (лямбда-зонд). Датчик отслеживает концентрацию кислорода в отработавших газах, а контроллер (электронный блок) по его сигналам поддерживает такое соотношение воздух/топливо, которое обеспечивает наиболее эффективную работу нейтрализатора. В системе впрыска без обратной связи для регулировки концентрации оксида углерода (СО) в отработавших газах служит СО-потенциометр. Существует еще система последовательного распределенного (фазированного) впрыска топлива, применяемая на двигателе ВАЗ-2112. Здесь дополнительно устанавливается датчик фаз, определяющий момент конца такта сжатия в первом цилиндре, а топливо подается форсунками по цилиндрам в соответствии с порядком работы двигателя (1-3-4-2).

Электронная система управления двигателем состоит из трех основных частей: системы подачи топлива, системы подачи воздуха и электронной системы управления подачей топлива и воздуха.

Система подачи топлива включает в себя электробензонасос 5 (рисунок 23), топливный фильтр 6, рампу 2 в сборе с форсунками 9 и регулятором 4 давления топлива, трубопроводы 7 и 8.

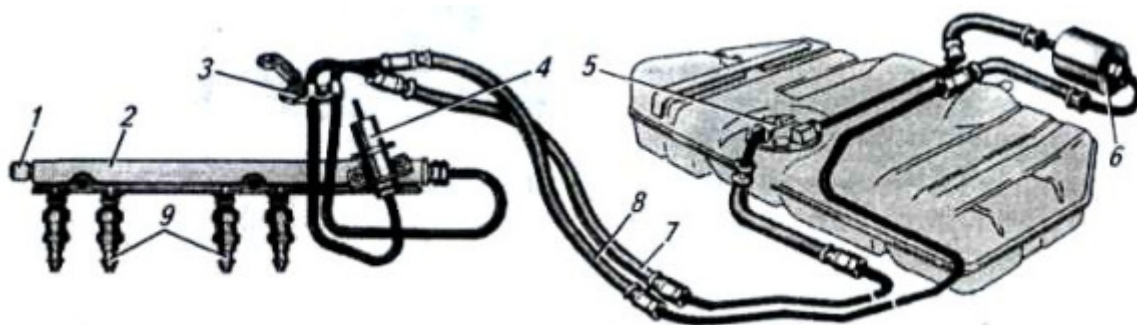


Рисунок 23 – Система подачи топлива впрыскового бензинового двигателя:
 1 – пробка штуцера для контроля давления топлива; 2 – рампа форсунок; 3 – скоба крепления топливных трубок; 4 – регулятор давления топлива; 5 – электробензонасос; 6 – топливный фильтр; 7 – сливной топливопровод; 8 – подающий топливопровод; 9 – форсунки

Топливо безразборным роторным электробензонасосом через бумажный фильтр подается в полую рампу и далее к электромагнитным форсункам, которые своими распылителями входят в отверстия впускного коллектора напротив впускных клапанов газораспределительного механизма. Регулятор давления топлива, установленный на рампе форсунок, предназначен для поддержания постоянного перепада давления между давлением воздуха во впускном коллекторе и давлением топлива в рампе.

Система подачи воздуха включает в себя воздухоочиститель с бумажными фильтрующими элементами и дроссельный патрубок (рисунок 24).

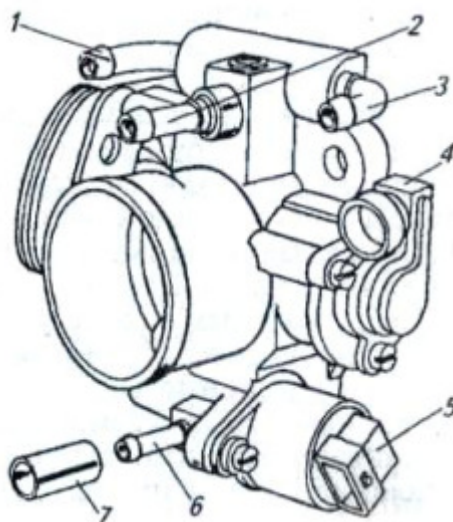


Рисунок 24 – Дроссельный патрубок:
 1 и 3 – патрубок подвода и отвода охлаждающей жидкости;
 2 – патрубок системы вентиляции картера на холостом ходу;
 4 – датчик положения дроссельной заслонки; 5 – регулятор холостого хода; 6 – штуцер для продувки адсорбера; 7 – заглушка

В состав дроссельного патрубка входят датчик 4 положения дроссельной заслонки и регулятор 5 холостого хода, который, управляя количеством подаваемого воздуха в обход закрытой дроссельной заслонки, регулирует частоту вращения коленчатого вала на режиме холостого хода.

Электронная система управления подачей топлива и воздуха состоит из контроллера 11 (рисунок 25) – управляющего центра системы впрыска и датчиков: температуры охлаждающей жидкости 28, концентрации кислорода 23, массового расхода воздуха 2, скорости 22, положения дроссельной заслонки 7, положения коленчатого вала, детонации, фаз, а также СО-потенциометра и выключателя кондиционера.

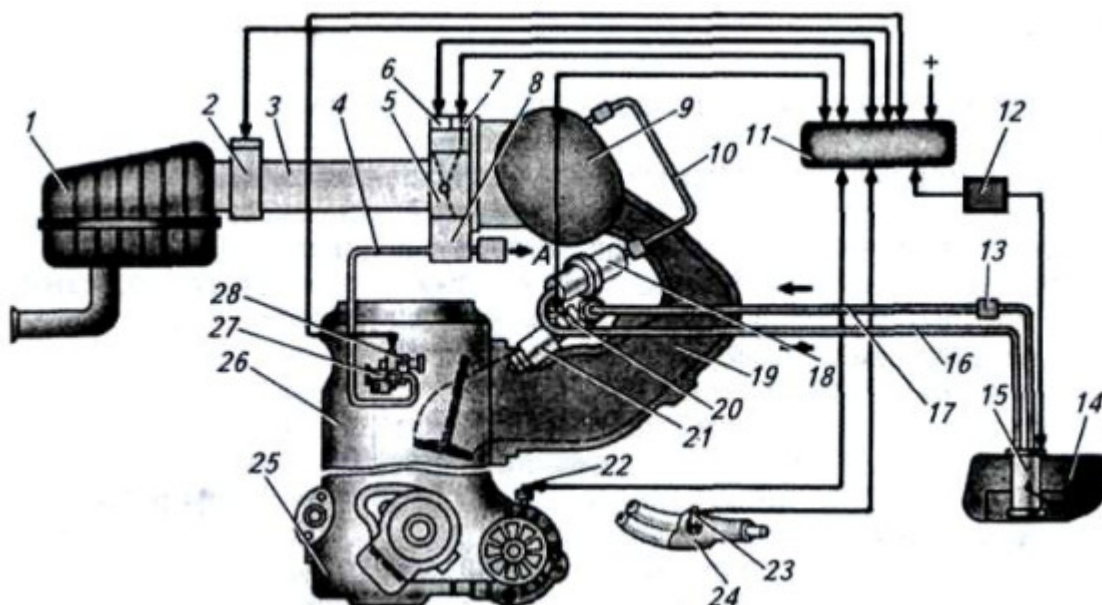


Рисунок 25 – Схема электронной системы впрыска топлива:

1 – воздухоочиститель; 2 – датчик массового расхода воздуха; 3 – шланг впускного коллектора; 4 – шланг подвода охлаждающей жидкости; 5 – дроссельный патрубок; 6 – регулятор холостого хода; 7 – датчик положения дроссельной заслонки; 8 – канал подогрева системы холостого хода; 9 – ресивер; 10 – шланг регулятора давления; 11 – контроллер; 12 – реле включения электробензонасоса; 13 – топливный фильтр; 14 – топливный бак; 15 – электробензонасос с датчиком уровня топлива; 16 – сливная магистраль; 17 – подающая магистраль; 18 – регулятор давления; 19 – впускной коллектор; 20 – рампа форсунок; 21 – форсунка; 22 – датчик скорости; 23 – датчик концентрации кислорода; 24 – газоприемник трубы глушителя; 25 – коробка передач; 26 – головка цилиндров; 27 – выпускной патрубок системы охлаждения; 28 – датчик температуры охлаждающей жидкости

На основе полученной от датчиков информации контроллер непрерывно ее обрабатывает и управляет следующими системами и приборами: топливоподачей (электробензонасосом и форсунками), регулятором холостого хода, электровентилятором и встроенной системой диагностики. Последняя может распознавать неполадки в работе электронной системы управления двигателя, предупреждая о них водителя через контрольную лампу «CHECK ENGINE» на панели приборов автомобиля.

Электробензонасос, установленный на двигателях ЗМЗ (рисунок 26), роликового типа с электродвигателем от постоянного магнита. Он содержит корпус 13, якорь 12 электродвигателя, постоянный магнит 11, основание 5, предохранительный 7 и обратный 15 клапаны. Корпус 13 насоса снабжен стопорным 2 и уплотнительным 3 кольцами, имеет входной канал 25. Основание 5 содержит прямоугольные вырезы, размещенные по контуру дискового ротора 26 и снабженные роликами 24.

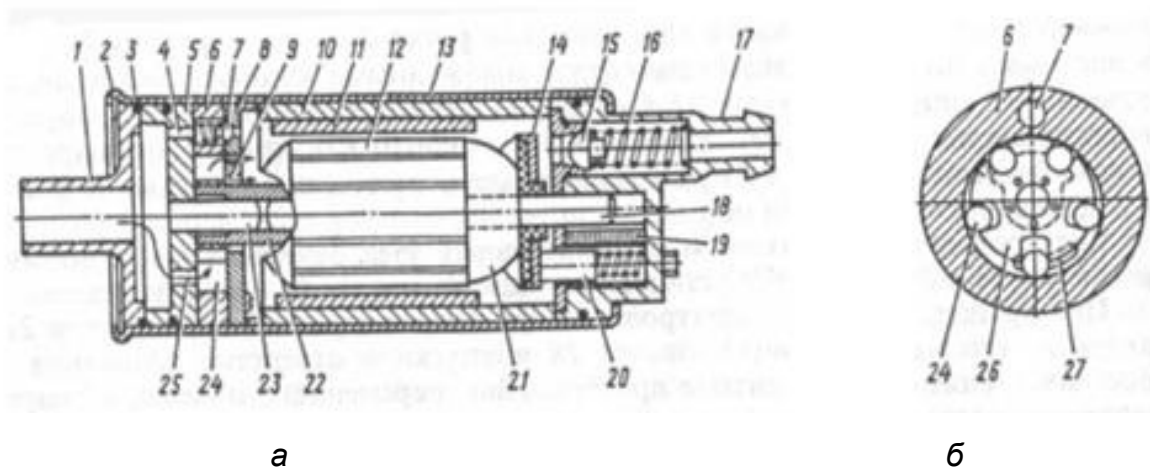


Рисунок 26 - Электробензонасос двигателей ЗМЗ: а - устройство; б - нагнетательный узел; 1, 17 входной и выходной штуцера; 2, 3 - стопорное и уплотнительное кольца; 4 - впускной канал; 5 - основание насоса; 6 - статор; 7, 15 - предохранительный и обратный клапаны; 8 - крышка; 9, 25 - выходной и входной каналы; 10 - распорная втулка электронасоса; 11 - постоянный магнит; 12 - якорь электродвигателя; 13 - корпус ЭБН; 14 - коллектор якоря электродвигателя; 16 - пружина; 18 - вал электродвигателя; 19 - фильтр радиопомех; 20 - щетка электродвигателя; 21 - обмотка якоря электродвигателя; 22 - соединительная муфта; 23 - вал насоса; 24 - ролик; 26 - дисковый ротор; 27 - нагнетательная полость

Электробензонасос содержит переднюю и заднюю крышки, основание 5, статор 6 и крышку 8 насоса, якорь 12 электродвигателя с обмоткой 21 и электрическим коллектором 14, нагнетательный узел и выходной канал 9. Передняя крышка снабжена входным штуцером 1, впускным каналом 4 и всасывающей

полостью, а задняя - обратным клапаном 15, электрическими контактами и угольными щетками 20, поджатыми пружинами и фильтром 19 радиопомех.

В торцевой крышке размещены щетки коллектора электродвигателя, всасывающая полость, якорь 12 электродвигателя, постоянный магнит 11, предварительный узел нагнетания, всасывающий и предохранительный 7 клапаны. Якорь 12 электродвигателя снабжен коллектором 14 с графитовой щеткой 20 и электрическим контактом. Он вращается в топливе, что исключает перегрев и необходимость уплотнения опор вала 23.

Насосная секция расположена со стороны входа топлива в насос, а ее рабочим элементом служит эксцентрично расположенный дисковый ротор 26 с пятью прорезями и цилиндрическими роликами 24. Топливо поступает в пустые прямоугольные вырезы и сжимается под действием роликов. Обратный клапан предотвращает стекание топлива в бензиновый бак из нагнетательной полости при выключении двигателя. Когда давление превышает 0,3 МПа, клапан обеспечивает рециркуляцию топлива во всасывающую полость.

Электромагнитная форсунка представляет собой быстродействующий электромагнитный клапан со штифтовым запирающим элементом и предназначена для подачи топлива в цилиндры двигателя. Она снабжена подпружиненным запирающим конусом 23 (рисунок 27), перекрывающим в нормальном состоянии калиброванное отверстие для распыливания топлива.

Проходное сечение сопла форсунки представляет собой калиброванный кольцевой зазор 22, образованный корпусом распылителя и запирающим конусом, размещенным на якоре 4 электромагнита. В корпусе форсунки смонтирован запирающий конус 23 с образованием кольцевого зазора, электрическая обмотка 9, втягивающая якорь 4 с запирающим конусом 23. Обратное движение якоря 4 электромагнита осуществляется при помощи усилия пружины 18.

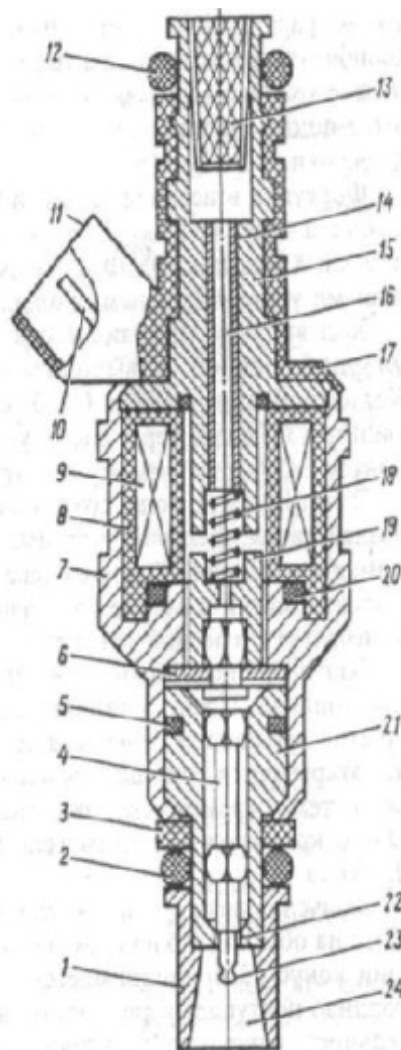


Рисунок 27 - Электромагнитная форсунка: 1 - насадка; 2, 12 – резиновые уплотнительные кольца; 3, 6 - уплотнительная и ограничительная шайбы; 4 - якорь электромагнита; 5, 20 - уплотнители; 7 - корпус; 8 - изолятор; 9 - обмотка электромагнита; 10 - контакт; 11 - электрический разъем; 13 - топливный фильтр; 14 - топливная трубка; 15 - штуцер; 16 - топливный канал; 17 - крышка; 18 - пружина; 19 - сердечник; 21 - корпус клапана; 22 - калиброванный зазор; 23 - запирающий конус; 24 – полость

Топливо поступает в корпус форсунки через штуцер 15, в котором расположены топливный фильтр 13 и топливная трубка 14. Включение обмотки 9 электромагнита осуществляется через электрические контакты 10 электрического разъема 11. При этом обеспечиваются подъем запирающего конуса 23 и открытие выхода топлива из форсунки.

Форсунка в верхней ее части при помощи защелки закреплена на рампе, а через насадку 1 распылителя входит в отверстие впускного трубопровода вблизи впускных каналов. Ход якоря 4 запирающего конуса 23 равен 0,15 мм и ог-

раничен упорной шайбой. Кольцевой зазор на размер 0,085 мм. Бензин поступает в топливный фильтр 13 и далее через систему каналов форсунки - к запирающему конусу 23, удерживаемому в открытом состоянии.

Электрическое поле, создаваемое в обмотке 9 электромагнита под воздействием электрических импульсов, посылаемых с ЭБУ, приподнимает сердечник 19, преодолевая сопротивление пружины 18. Якорь 4 электромагнита вместе с запирающим конусом 23 в процессе работы колеблется с высокой частотой, благодаря чему достигается хорошее распыливание топлива. После остановки двигателя якорь 4 обеспечивает перекрытие выходного отверстия. Форсунка открывается при определенном давлении и распыливает топливо путем перемещения запорного конуса 23 в корпусе клапана. Форсунка открывается автоматически при превышении давления открытия 0,3 МПа. Продолжительность открытого и закрытого состояний форсунки находится в диапазоне 1,0...1,5 мс.

Рассмотрим общие сведения об основных узлах и агрегатах системы питания дизельных и карбюраторных двигателей.

Воздухоочиститель обеспечивает высокое качество очистки воздуха от пыли и обладает малым гидравлическим сопротивлением движению воздуха, чтобы не снижать наполнение цилиндров свежим зарядом. В основном на двигателях применяют комбинированные воздухоочистители, сочетающие инерционный и фильтрующий способы очистки воздуха. Они бывают двух- и трехступенчатыми.

На автомобилях используют двухступенчатые воздухоочистители двух типов: I тип имеет первую ступень инерционно-масляную, II тип – предварительную инерционно-сухую (центробежную), вторая ступень у обоих типов выполнена в виде фильтрующих элементов (капроновая путанка или бумажная гофра). Второй тип воздухоочистителей применяется также на некоторых колесных тракторах.

На тракторах используют преимущественно трехступенчатые воздухоочистители: первая ступень – инерционно-сухая, вторая – инерционно-масляная, третья – фильтрующая.

На некоторых гусеничных тракторах (ДТ-75, Т-150, Т-4А) используют мультициклонные воздухоочистители с эжекторным удалением пыли на такте выпуска: первая ступень – предварительная сухая очистка (через заборную сетку), вторая – центробежно-сухая, третья – фильтрующий элемент в виде кассеты из пеноуретанового паропласта или другого материала.

Для контроля за степенью засоренности фильтрующих элементов воздухоочистителя на многих двигателях устанавливают индикаторы засоренности.

Емкость **топливного бака** рассчитана на 10-часовую работу двигателя с полной нагрузкой. В горловину бака вставлен стакан с латунной сеткой. Горловина закрывается крышкой, в которой находится отверстие, сообщающее внутреннюю полость бака с атмосферой. В верхней части бака расположен датчик указателя уровня топлива, в нижней – расходный и сливной краны.

У дизелей **топливоподкачивающий насос (помпа)** поршневого типа и периодического действия (такты всасывания и нагнетания), привод которого осуществляется от эксцентрика кулачкового вала топливного насоса высокого давления. На корпусе помпы установлен поршневой насос ручной прокачки. Им пользуются для заполнения системы топливом и удаления из нее воздуха. У дизеля ЯМЗ-240Б насос ручной прокачки – диафрагменного типа и расположен он в кабине трактора.

Топливоподкачивающий насос бензинового карбюраторного двигателя (бензонасос) – диафрагменного типа с приводом от эксцентрика распределительного вала. Для заполнения поплавковой камеры карбюратора при неработающем двигателе имеется рычаг ручной прокачки.

Топливный насос высокого давления служит для подачи под большим давлением (свыше 60 МПа) к форсунке каждого цилиндра в определенный момент точно отмеренной порции топлива.

На дизелях применяют топливные насосы двух типов: рядные многоплунжерные (4ТН-8,5×10, 6ЛСТН-9×10, УТН-5А, 4УТНМ и др.) и распределительные одно- и двухплунжерные (НД-21/2, НД-21/4, НД-22/6 и др.). Марки насосов означают: 4, 6 – количество плунжеров (число секций); ТН – топливный на-

сос; ЛС – левосторонний; 8, 5, 9 – диаметр плунжера в мм; У – унифицированный; 5 – номер модели; М – малогабаритный; НД – насос дизельный; первая цифра 2 – насос второго типа (распределительного); вторая цифра 1 или 2 – количество плунжеров (число секций); число в знаменателе 2, 4, 6 – число обслуживаемых цилиндров (количество линий нагнетания).

Насосная секция рядного топливного насоса состоит из плунжерной пары А (гильза 12 – плунжер 9), пружины 3 (рисунок 28), толкателя 6 с регулировочным болтом 5, нагнетательного клапана 14 с седлом 13 и поворотного устройства плунжера (втулка 10 – зубчатый венец 11). Плунжер перемещается вверх под действием толкателя при набегании одного из кулачков 8 вала топливного насоса, вниз под действием пружины 3.

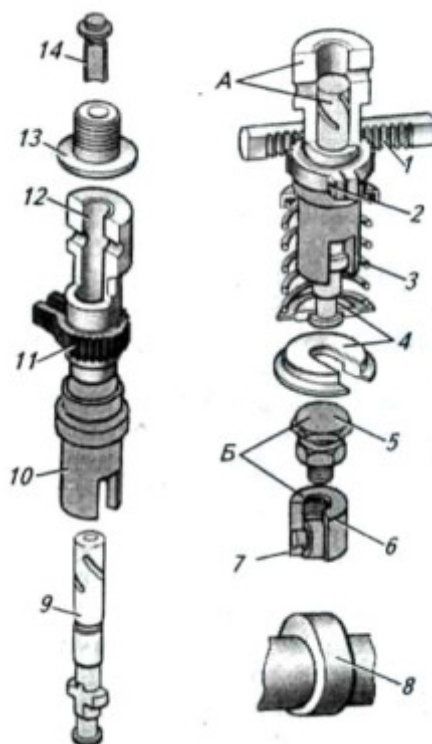


Рисунок 28 – Насосная секция рядного топливного насоса высокого давления:
 1 – рейка; 2 – винт; 3 – пружина; 4 – тарелка пружины;
 5 – регулировочный болт толкателя; 6 – корпус толкателя;
 7 – ролик; 8 – кулачок; 9 – плунжер; 10 – втулка; 11 – зубчатый венец; 12 – гильза; 13 – седло; 14 – нагнетательный клапан;
 А – плунжерная пара; Б – толкатель

При движении плунжера 1 (рисунок 29) вниз топливо заполняет надплунжерное пространство насосной секции. При движении вверх плунжер перекры-

вает впускное окно гильзы 2 и топливо, открывая нагнетательный клапан 3, под большим давлением подается к форсунке и впрыскивается в камеру сгорания двигателя. Подача топлива прекратится, если кромка отсечного паза плунжера совмещается с перепускным отверстием 7 гильзы. Цикловую подачу топлива за один нагнетательный ход плунжера каждой секцией насоса регулируют поворотом втулки, относительно зубчатого венца. Порции топлива, подаваемые всеми секциями насоса, меняют передвижением зубчатой рейки, соединенной со всеми зубчатыми венцами. При этом плунжеры поворачиваются и изменяют положение своей отсечной кромки относительно перепускного отверстия гильзы.

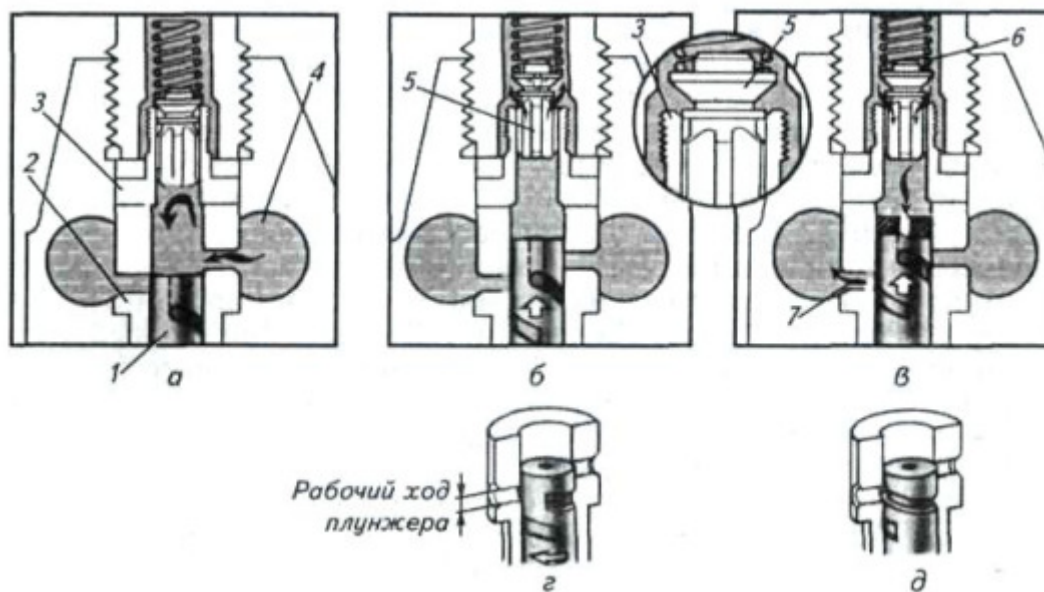


Рисунок 29 – Схема работы секции рядного топливного насоса высокого давления: а – заполнение гильзы топливом; б – подача топлива в форсунку; в – конец подачи топлива; 1 – плунжер; 2 – гильза; 3 – седло нагнетательного клапана; 4 – наполнительная полость топливного насоса; 5 – нагнетательный клапан; 6 – пружина; 7 – перепускное отверстие гильзы

Привод кулачкового вала топливного насоса осуществляется шестерней, соединенной с шестернями газораспределительного механизма.

У топливного насоса распределительного типа насосная секция подает топливо в несколько цилиндров. Поэтому плунжер этого насоса совершает не

только возвратно-поступательное движение, но и вращательное вокруг своей оси, подводя топливо поочередно к топливопроводам цилиндров двигателя.

Насосная секция распределительного топливного насоса состоит из гильзы 4 (рисунок 30), плунжера 5, пружины 8, толкателя 10, дозатора 13, обратного и нагнетательного клапанов 15 и 16, головки 2 насоса с нагнетательными штуцерами 1, вращательного устройства 6 и 7 плунжера. Возвратно-поступательное движение плунжера осуществляется толкателем при набегании одного из выступов кулачка 9 вала топливного насоса и пружиной 8. Вращательное движение плунжера производится шестеренной парой от валика регулятора частоты вращения коленчатого вала.

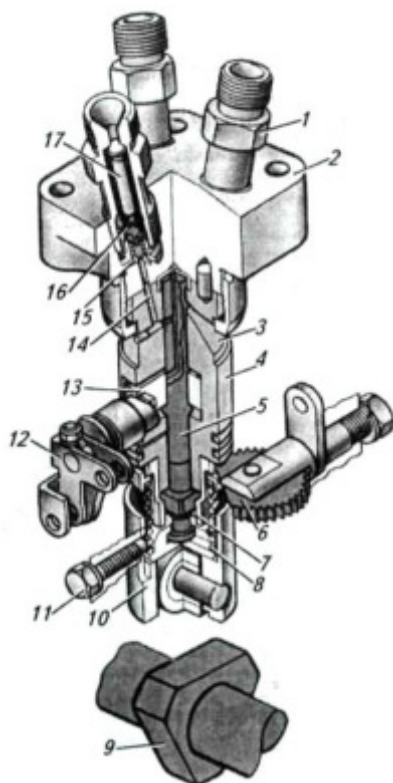


Рисунок 30 – Секция распределительного топливного насоса высокого давления:

- 1 – штуцер; 2 – головка; 3 – впускное отверстие; 4 – гильза;*
- 5 – плунжер; 6 – промежуточная шестерня привода плунжера;*
- 7 – зубчатая втулка; 8 – пружина; 9 – кулачок; 10 – толкатель;*
- 11 – болт толкателя; 12 – рычаг поводка дозатора; 13 – дозатор;*
- 14 – нагнетательный канал; 15 и 16 – обратный и нагнетательный клапаны; 17 – упор нагнетательного клапана*

При движении плунжера 3 (рисунок 31) вниз топливо заполняет надплунжерное пространство насосной секции. При движении вверх плунжер перекры-

вает впускное отверстие 2 гильзы 4. Одновременно распределительный канал 6 вращающегося плунжера совпадет с одним из нагнетательных каналов гильзы, и топливо через нагнетательный клапан 5 и штуцер 1 поступает к форсунке и впрыскивается в камеру сгорания двигателя. Подача топлива прекратится, если отсечное отверстие 9 плунжера выйдет из дозатора 8. Количество подаваемого топлива изменяют перемещением дозатора по плунжеру.

Карбюратор – прибор, в котором происходит процесс приготовления горючей смеси, основанный на принципе пульверизации, т.е. когда топливо под действием разрежения вытекает из распыливающей трубки и распыляется воздухом на мельчайшие частицы.

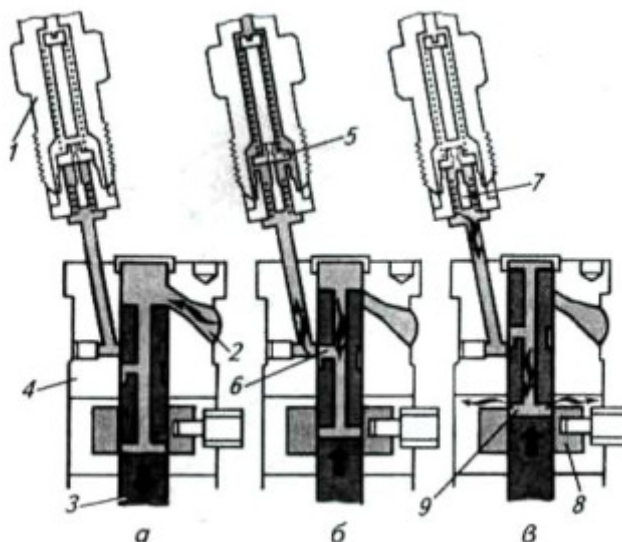


Рисунок 31 – Схема работы секции распределительного топливного насоса высокого давления: а – всасывание; б – нагнетание; в – конец подачи; 1 – штуцер; 2 – впускное отверстие гильзы; 3 – плунжер; 4 – гильза; 5 и 7 – нагнетательный и обратный клапаны; 6 – распределительный канал плунжера; 8 – дозатор; 9 – отсечное отверстие гильзы

Простейший карбюратор состоит из поплавковой камеры 8 (рисунок 32), диффузора 3, распылителя 4 с жиклером 7, смесительной камеры 6 и дроссельной заслонки 5. Необходимый уровень топлива в поплавковой камере поддерживается поплавком 9 и игольчатым клапаном 10.

При такте впуска разрежение из цилиндра двигателя передается в смесительную камеру карбюратора, в результате чего в нее засасывается воздух. При

проходе через диффузор (суживающая часть карбюратора) скорость воздуха, а следовательно, и разрежение возрастают, благодаря чему топливо вытекает из распылителя, перемешивается с воздухом и в виде горючей смеси поступает в цилиндры двигателя. Количество смеси регулируется степенью открытия дроссельной заслонки.

Однако простейший карбюратор не может обеспечить горючую смесь требуемого состава на различных эксплуатационных режимах работы двигателя, так как он обеспечивает смесь необходимого состава только при постоянной частоте вращения коленчатого вала и открытой дроссельной заслонке. Поэтому на двигателях устанавливают карбюраторы, дополненные устройствами и приспособлениями – дозирующими системами (таблице 2).

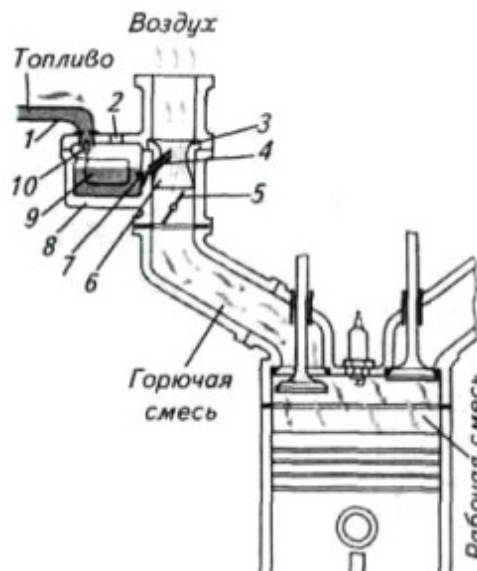


Рисунок 32 – Схема работы простейшего карбюратора:

- 1 – топливопровод; 2 – атмосферное отверстие в поплавковой камере; 3 – диффузор; 4 – распылитель; 5 – дроссельная заслонка;
- 6 – смесительная камера; 7 – жиклер; 8 – поплавковая камера;
- 9 – поплавок; 10 – игольчатый клапан

Главная дозирующая система обеспечивает необходимый состав горючей смеси на режиме малых и средних нагрузок. В автомобильном карбюраторе (на примере К-135 двигателя ЗМЗ-53) топливо из поплавковой камеры 3 (рисунок 33, а) поступает через главный жиклер 4 и распылитель 1 в малый диффузор 5, где подхватывается потоком воздуха, распыливается и через дроссельную заслонку 6 горючая смесь поступает в цилиндры двигателя. Воздух, проходя-

щий через главный жиклер 2, оказывает «тормозящее» действие на топливо, выходящее из распылителя 1 главного жиклера 4.

Система холостого хода обеспечивает работу двигателя на холостом ходу. Топливо из поплавковой камеры 3 (рисунок 33, б), пройдя через главный жиклер 4 и топливный жиклер 8 холостого хода, поступает в каналы 11, где к нему примешивается воздух из воздушного жиклера 12 и отверстия 10, расположенного выше оси дроссельной заслонки. Образовавшаяся эмульсия вытекает через отверстие 10 под дроссельной заслонкой 6 и распыливается воздухом.

При пуске двигателя дроссельную заслонку 6 приоткрывают, а воздушную прикрывают. При проворачивании коленчатого вала электростартером в кар-

ЛЕКЦИЯ №4. Смазочная система и система охлаждения силовых агрегатов автомобилей

1.1 Система охлаждения

Система охлаждения – совокупность механизмов, устройств и приборов, необходимых для поддержания заданного температурного режима работающего двигателя. В двигателях используют жидкостную и воздушную систему охлаждения.

Двигатели с жидкостным охлаждением

В зависимости от способа циркуляции охлаждающей жидкости (вода, антифриз, тосол) различают две системы охлаждения: термосифонную и принудительную.

Термосифонная система охлаждения отличается простотой конструкции. Циркуляция жидкости происходит в результате разности плотностей нагретых и холодных слоев. При нагревании в водяной рубашке двигателя плотность жидкости уменьшается и она по патрубку поднимается в верхний бачок радиатора. В радиаторе жидкость охлаждается, плотность ее повышается и по другому патрубку она поступает в водяную рубашку, вытесняя жидкость с меньшей плотностью.

Недостатком термосифонной системы является сравнительно медленная циркуляция жидкости, что приводит к ее перегреву и усиленному испарению.

Термосифонной системой охлаждения оборудованы пусковые двигатели ПД-10У, П-350, П-23 и предпусковые подогреватели ПЖ-300, ПЖБ-300.

В *принудительную жидкостную закрытую систему охлаждения* входят водяная рубашка 12 и 13 (рисунок 13), радиатор 2, насос 7, вентилятор 16, термостат 8, сливные краны 14 и 15, термометр (указатель температуры), патрубки (соединительные шланги), пробка радиатора со смонтированным в ней паровоздушным клапаном.

При холодном двигателе, когда термостат закрыт, жидкость движется принудительно по малому кругу: водяная рубашка – насос – водяная рубашка, что способствует быстрому прогреву двигателя. На прогревом ДВС, когда термо-

стат открыт, жидкость движется принудительно по большому кругу: водяная рубашка – радиатор – насос – водяная рубашка. Проходя из верхнего бачка радиатора в нижний по его «сердцевине» жидкость усиленно охлаждается, в том числе и потоком воздуха, создаваемым вентилятором.

Для уменьшения потерь жидкости на испарение заливная горловина радиатора герметически закрыта крышкой, в которой смонтированы *паровой и воздушный клапаны*. При повышенном давлении в системе охлаждения (когда жидкость кипит) открывается паровой клапан и пары выходят в атмосферу. При охлаждении жидкости, когда объем ее уменьшается и внутри системы образуется разрежение, открывается воздушный клапан, который впускает атмосферный воздух в систему.

Термостат 8 предназначен для автоматического регулирования температуры жидкости в системе охлаждения. Рабочая часть термостата – гофрированный латунный цилиндр (сильфон), заполненный легкокипящей жидкостью – смесью воды и этилового спирта. Цилиндр соединен стержнем с двумя клапанами, закрывающими отверстия для прохода жидкости.

На двигателях применяют также двух- и одноклапанные термостаты с твердым наполнителем – церезином (нефтяным воском с медным порошком).

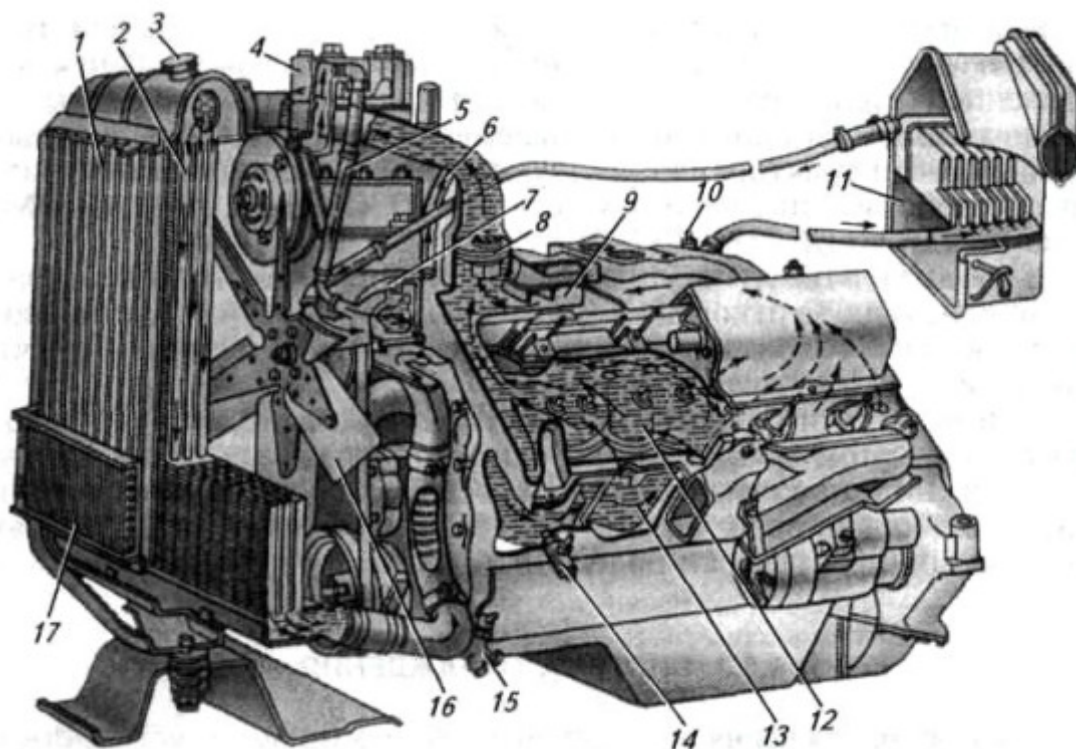


Рисунок 13 – Схема жидкостной системы охлаждения:

1 – жалюзи; 2 – водяной радиатор; 3 – пробка радиатора с паровоздушным клапаном; 4 – компрессор; 5 и 6 – отводящий и подводящий трубопроводы; 7 – водяной насос; 8 – термостат; 9 – рубашка впускной трубы; 10 – кран отопителя; 11 – отопитель кабины; 12 и 13 – водяные рубашки головки цилиндров и блока цилиндров; 14 и 15 – сливные краны блока цилиндров и радиатора; 16 – вентилятор; 17 – масляный радиатор

При температуре жидкости выше 70-80 °С сильфон термостата растягивается, а шток и клапан(ы) выдвигаются – жидкость начинает проходить в радиатор и циркулировать по большому кругу. При температуре ниже 70 °С термостат закрыт и жидкость циркулирует по малому кругу, минуя радиатор.

Водяной насос 7 центробежного типа во многих случаях объединен с вентилятором 16 в одном корпусе. В корпусе на шариковых подшипниках установлен вал, на переднем конце которого закреплены шкив и лопасти вентилятора, на заднем – крыльчатка. Вращение от шкива коленчатого вала через клиноременную передачу передается на шкив валика, а следовательно на лопасти вентилятора и крыльчатку. За счет лопаток крыльчатки жидкость с большой

скоростью выбрасывается в спиральный канал (улитку) и под давлением 0,15-0,25 МПа нагнетается в водяную рубашку блока двигателя.

Лопастей вентилятора для уменьшения шума имеют переменный шаг по ступице. Для повышения эффективности работы вентилятор располагается в кожухе, который крепится к кронштейнам радиатора.

У двигателей ЯМЗ-240Б, КамАЗ-740 вентилятор приводится во вращение через гидромуфту, которая при температуре охлаждающей жидкости ниже 75-80 °С автоматически отключает вентилятор, а при температуре выше 90-95 °С включает его.

У двигателей ВАЗ, привод вентилятора осуществляется от электродвигателя.

Двигатели с воздушным охлаждением

Систему воздушного охлаждения применяют на двигателях Владимирского тракторного завода (Д-21А, Д-120, Д-130, Д-144), Челябинского тракторного завода (Д-160, 8ДВТ-330), Запорожского автомобильного завода (ЗАЗ-1112). В систему охлаждения входят ребра охлаждения цилиндров 12 (рисунок 14) и их головок 10, ротор вентилятора 8, съемный кожух 9, дефлекторы 11, 13, 14 и контрольно-измерительные приборы.

Воздух, нагнетаемый вентилятором, направляется кожухом в межреберное пространство цилиндров и головок. Дефлекторы направляют поток воздуха, улучшая его распределение по поверхности цилиндров и головок, и способствуют равномерному охлаждению деталей.

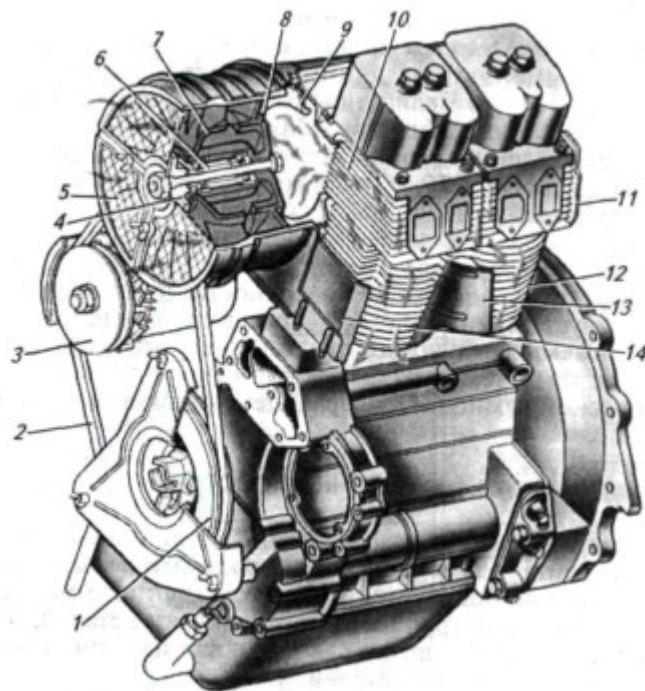


Рисунок 14 – Система воздушного охлаждения дизеля:

- 1 – ведущий шкив привода вентилятора и генератора;
 2 – приводной ремень; 3 – генератор; 4 – ведомый шкив привода вентилятора; 5 – защитная сетка; 6 – вал вентилятора;
 7 – направляющий аппарат вентилятора; 8 – ротор вентилятора; 9 – кожух; 10 – головка цилиндра;
 11, 13 и 14 – задний, средний и передний дефлекторы; 12 – цилиндр*

Работа системы воздушного охлаждения контролируется с помощью термометра по температуре масла в картере двигателя и по сигнальной красной лампочке, загорающей при обрыве ремня вентилятора.

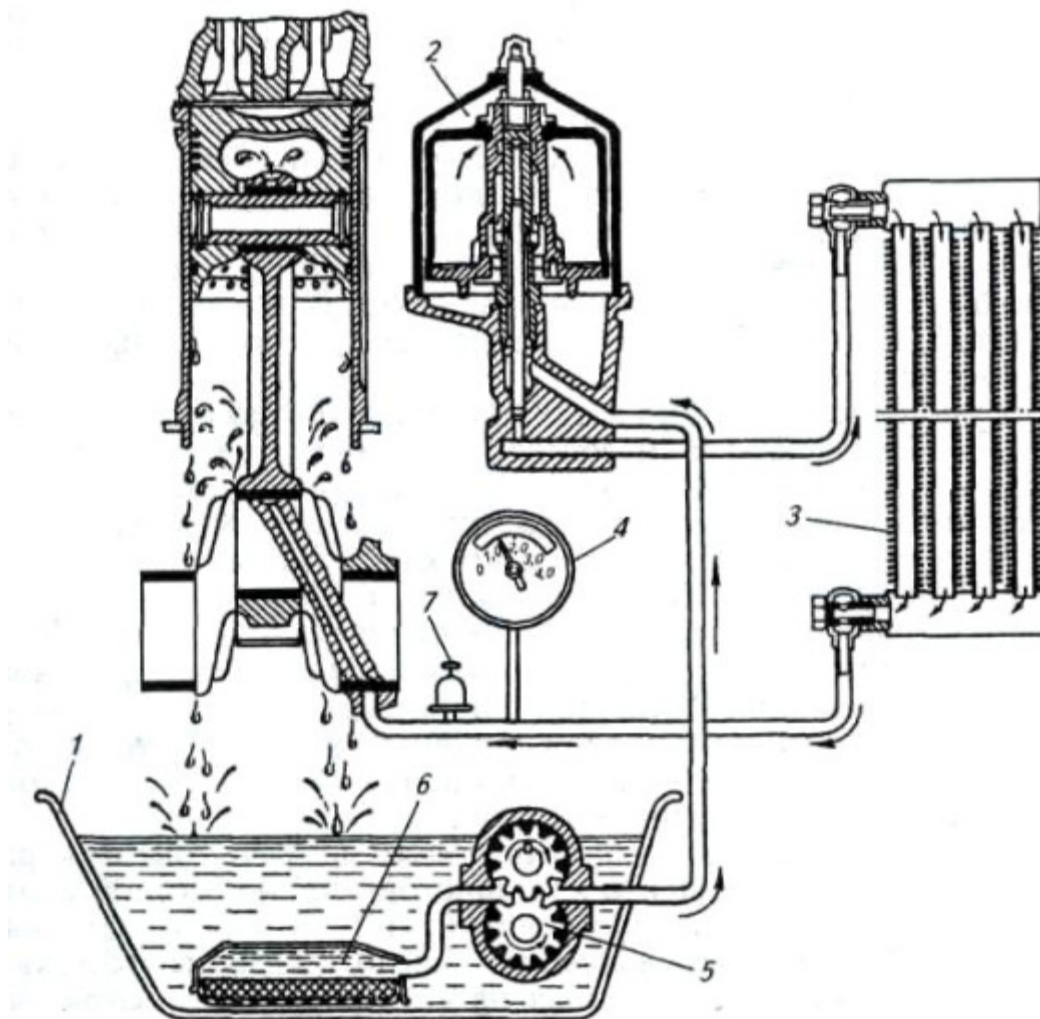
1.2 Система смазки

Система смазки – совокупность механизмов, устройств и приборов, соединенных между собой каналами и маслопроводами, и обеспечивающих подачу чистого и охлажденного масла в необходимом количестве к трущимся поверхностям деталей. Основное назначение системы смазки – уменьшение трения, снижение износа и отвод тепла от деталей.

В большинстве двигателей применяют комбинированную смазочную систему с «мокрым» картером, когда к наиболее нагруженным деталям масло подается под давлением, а к основным – разбрызгиванием и самотеком. Под давлением смазываются коренные и шатунные подшипники, шейки коленчатого

вала, детали клапанного газораспределительного механизма, втулки распределительных шестерен.

В систему смазки двигателя входят поддон картера 1 (рисунок 15), маслоочиститель (фильтр) 2, масляный радиатор 3, масляный насос 5 с маслоприемником 6, манометр 4, датчик 7 сигнализатора аварийного падения масла, масломерный щуп, каналы и маслопроводы.



*Рисунок 15 – Схема комбинированной системы смазки двигателя:
1 – поддон картера; 2 – фильтр; 3 – масляный радиатор;
4 – манометр; 5 – насос; 6 – маслоприемник; 7 – датчик
сигнализатора аварийного падения давления*

При работе двигателя масло из поддона 1 картера шестеренным насосом 5 подается под давлением к фильтру 2, где оно очищается от примесей, и далее через масляный радиатор 3 поступает в главную масляную магистраль. Из нее масло растекается по каналам и смазывает шейки распределительного и коленчатого вала и их подшипники. По каналу в одной из шеек распределительного вала мас-

ло пульсирующим потоком подается к деталям механизма газораспределения. Стенки цилиндров и поршней, поршневые пальцы, распределительные шестерни смазываются разбрызгиванием. Масло, вытекающее из зазоров между подшипниками и шейками коленчатого вала, разбивается вращающимся коленчатым валом на мелкие капли в виде тумана. Капельки масла, оседая на поверхности цилиндров, поршней, кулачков распределительного вала, смазывают их и стекают в поддон картера, откуда масло вновь начинает свой путь.

Работу системы смазки контролируют по манометру, показывающему давление в главной масляной магистрали, и по сигнализатору аварийного падения давления масла.

Масляный шестеренный насос обеспечивает подачу масла из поддона картера к трущимся поверхностям деталей двигателя. Насосы бывают односекционными и двухсекционными.

В корпусе односекционного насоса вращаются в разные стороны две цилиндрические шестерни: ведущая и ведомая. Ведущая шестерня в тракторных двигателях (Д-144, Д-240, А-41, А-01М, СМД-60, ЯМЗ-240Б) получает вращение от коленчатого вала, а у автомобильных – от шестерни, выполненной заодно с распределительным валом (ЗМЗ-53, ЗИЛ-130). При вращении шестерен масло засасывается из картера, заполняет впадины между зубьями шестерен и корпусом насоса, переносится в нагнетательную полость и далее в магистраль системы смазки.

Двухсекционный насос имеет две секции: основную и дополнительную. Дополнительная секция подает масло в радиатор или у других двигателей – в маслоочиститель, а затем масло сливается в поддон картера.

Для уменьшения износа деталей при пуске основного тракторного дизеля в систему смазки устанавливают предпусковой насос с приводом от пускового двигателя (СМД-60) или от электродвигателя (ЯМЗ-240Б). После пуска пускового двигателя или включения электродвигателя насос предпусковой прокачки подает масла в главную магистраль через обратный клапан. Основной двигатель запускается только после повышения давления масла до 0,10-0,15 МПа.

Для очистки масла от примесей служат маслоочистители 2 – фильтры тонкой очистки. Их делят на фильтры со сменными фильтрующими элементами и фильтры центробежной очистки масла (центрифуги). Фильтры называют полнопоточными, если через них проходит весь поток масла, циркулирующий в системе смазки.

Фильтр со сменным фильтрующим элементом включает корпус и фильтрующий элемент из пористой гофрированной бумаги (ВАЗ, АЗЛК и др.) или из древесной муки на пульвербакелитовой связке (ЯМЗ-240Б). Под давлением масло просачивается сквозь поры фильтрующего элемента, оставляя на его поверхности загрязняющие примеси.

В *центрифуге* очистка масла происходит под действием центробежных сил, возникающих при вращении ротора. Конструктивно центрифуги делят на сопловые (реактивные) и бессопловые (активно-реактивные).

В корпусе 6 (рисунок 16) реактивной центрифуги на оси 4 свободно вращается полый ротор 1, закрытый сверху колпаком 3. Внутри оси 4 вставлена трубка 5, так что между ней и осью есть кольцевой зазор для прохода масла. Масло, подаваемое насосом, под давлением по кольцевому зазору поступает внутрь ротора. Часть масла (около 30%) вытекает через две противоположно направленные форсунки 2, приводя за счет реактивной силы во вращение ротор (6000 мин^{-1}), и стекает в поддон картера. Другая часть масла, вращаясь вместе с ротором, очищается от примесей, которые за счет центробежных сил отбрасываются к стенкам ротора и оседают на них. Очищенное масло по каналу 5 стекает вниз и далее направляется в главную магистраль системы смазки.

В отличие от реактивной центрифуги в активно-реактивной нет форсунок. Ротор вращается за счет реактивного момента струи масла, проходящей через тангенциальные каналы и увеличивающей частоту вращения ротора.

В системе смазки предусмотрена установка, как минимум, трех автоматически работающих клапанов: редукционного, предохранительного и сливного.

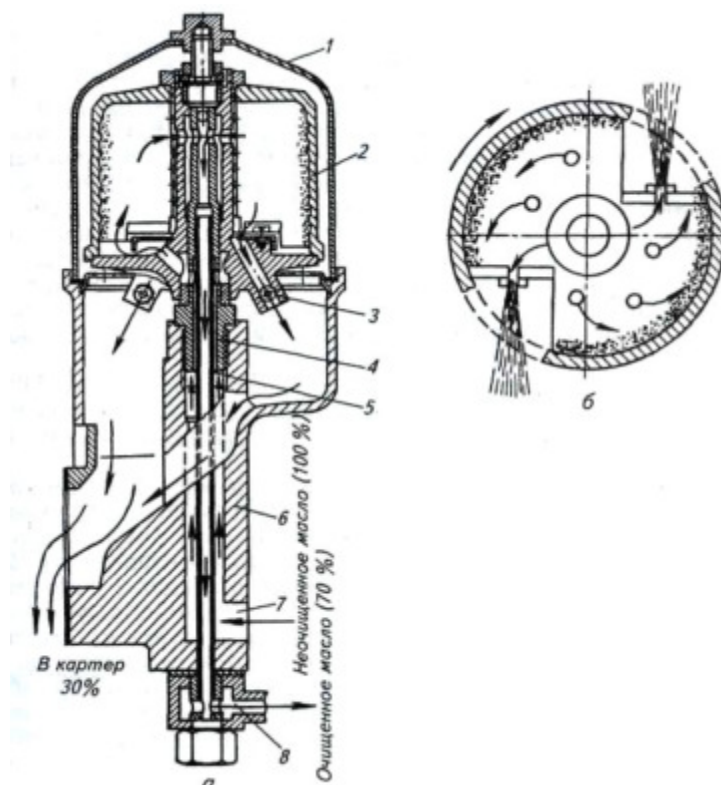


Рисунок 16 – Реактивная центрифуга:

а – устройство; б – схема действия; 1 – ротор; 2 – форсунка; 3 – колпак; 4 – ось; 5 – трубка; 6 – корпус; 7 и 8 – каналы

Редуциционный клапан (0,7-0,8 МПа) перепускает масло из нагнетательной полости масляного насоса в поддон картера при повышенной вязкости масла. Установлен на масляном насосе.

Предохранительный клапан (перепад давления 0,30-0,45 МПа) перепускает масло непосредственно в главную магистраль мимо маслоочистителя при сильном загрязнении фильтра или при повышенной вязкости масла. Установлен на маслоочистителе.

Сливной клапан установленный в канале главной масляной магистрали перепускает масло в поддон картера, когда давление в ней выше 0,25-0,45 МПа.

Лекция №5. Система пуска силовых агрегатов автомобилей

Минимальную частоту вращения коленчатого вала, при которой происходит надежный пуск двигателя, называют пусковой. Она должна быть не менее $40-50 \text{ мин}^{-1}$ у карбюраторных двигателей и $150-250 \text{ мин}^{-1}$ у дизелей.

Различают следующие способы пуска ДВС: ручной (рукояткой или шнуром, наматываемым на шкив пускового двигателя), пусковым двигателем и электрическим стартером.

Обычно для пуска основного тракторного дизеля используют **одноцилиндровый карбюраторный двухтактный двигатель с кривошипно-камерной продувкой.**

Конструктивными особенностями такого двигателя являются:

- у кривошипно-шатунного механизма коленчатый вал 17 (рисунок 37) выполнен сборным, вращается он на подшипниках качения; подшипники качения используются также в нижней и верхней головках шатуна 15; днище поршня 18 – выпуклое, маслосъемные кольца на нем отсутствуют; в головке цилиндров 5 имеется отверстие с краником 4 для продувки цилиндра;

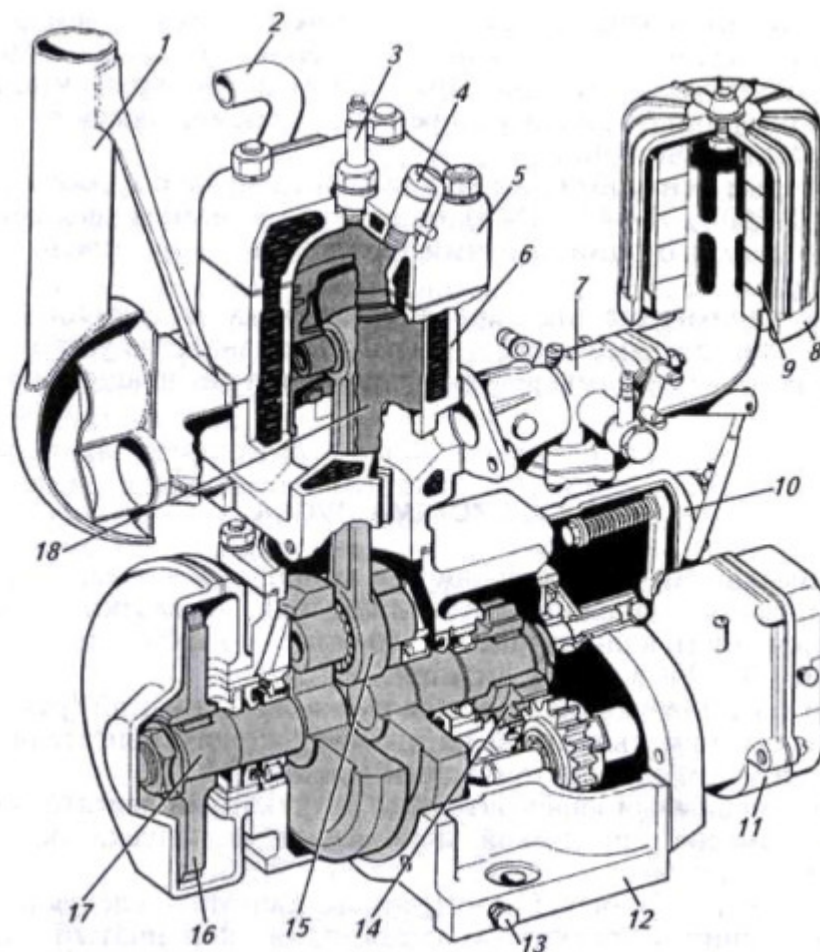


Рисунок 37 – Пусковой двигатель:

1 – выпускная труба; 2 – водоотводящий патрубок; 3 – свеча зажигания; 4 – краник для продувки цилиндра и заливки топлива;

5 – головка цилиндров; 6 – цилиндр; 7 – карбюратор; 8 – колпак воздухоочистителя; 9 – фильтрующий элемент; 10 – регулятор

частоты вращения коленчатого вала; 11 – магнето; 12 – картер;

13 – пробка для удаления конденсата; 14 – шестерня коленчатого вала; 15 – шатун; 16 – маховик; 17 – коленчатый вал; 18 – поршень

- газораспределительный механизм – золотниковый;
- система охлаждения – термосифонная;
- система смазки отсутствует, так как детали двигателя смазываются маслом; добавляемым к топливу в пропорции 1:15;
- система зажигания – магнето 11 со свечой 3; система питания – бензиновая с карбюратором К-16А (с поплавковой камерой) или К-06 (с диафрагмой).

Для передачи вращения при пуске от коленчатого вала пускового двигателя к коленчатому валу дизеля служит *одно- или двухступенчатый редуктор*. Запуск пускового двигателя осуществляется вручную или дистанционно из кабины трактора с помощью электрического стартера.

Электрический стартер предназначен для преобразования электрической энергии в механическую и использования последней для проворачивания коленчатого вала при пуске. Он включает в себя электродвигатель постоянного тока, тяговое реле и механизм включения.

Электродвигатель состоит из статора (корпуса с полюсами 12 (рисунок 38) и катушками 13 фазных обмоток) и якоря 14 (вала с сердечником, в пазы которого уложены секции обмоток из толстой медной проволоки).

Концы проволоки каждой секции якорных обмоток присоединены к медным пластинам коллектора 11, к которому пружинами прижаты щетки 10: отрицательные соединены с корпусом («массой»), положительные – с концами катушек 13 фазных обмоток возбуждения. Другой конец катушек 13 фазных обмоток возбуждения присоединен к зажиму 8 тягового реле.

Тяговое реле состоит из пустотелого сердечника с втягивающей и удерживающей обмотками 4 и 5, подвижного якоря 3, соединенного с рычагом 2 включения. *Механизм включения* состоит из рычага 2, соединенного с подвижной муфтой, установленной на валу 15 якоря, и воздействующей через пружину 16 на пусковую шестерню с муфтой свободного хода 1. При включении стартера ток от аккумуляторной батареи поступает в обмотки тягового реле, в результате сердечник его намагничивается и втягивает внутрь себя подвижный якорь. Последний одним концом поворачивает рычаг включения и вводит пусковую шестерню в зацепление с зубчатым венцом маховика коленчатого вала двигателя, другим – через контактный диск 6 замыкает электрическую цепь «аккумуляторная батарея – стартер». Ток поступает в статорные и якорные обмотки электродвигателя. В результате взаимодействия двух магнитных полей полюсных башмаков статора и сердечника якоря вал последнего

начинает вращаться и проворачивать через маховик коленчатый вал двигателя. После пуска двигателя стартер выключают. Если после пуска частота вращения коленчатого вала превысит частоту вращения вала якоря, муфта свободного хода отсоединит пусковую шестерню от вала якоря, и она будет свободно вращаться на валу, не передавая крутящий момент от коленчатого вала валу якоря.

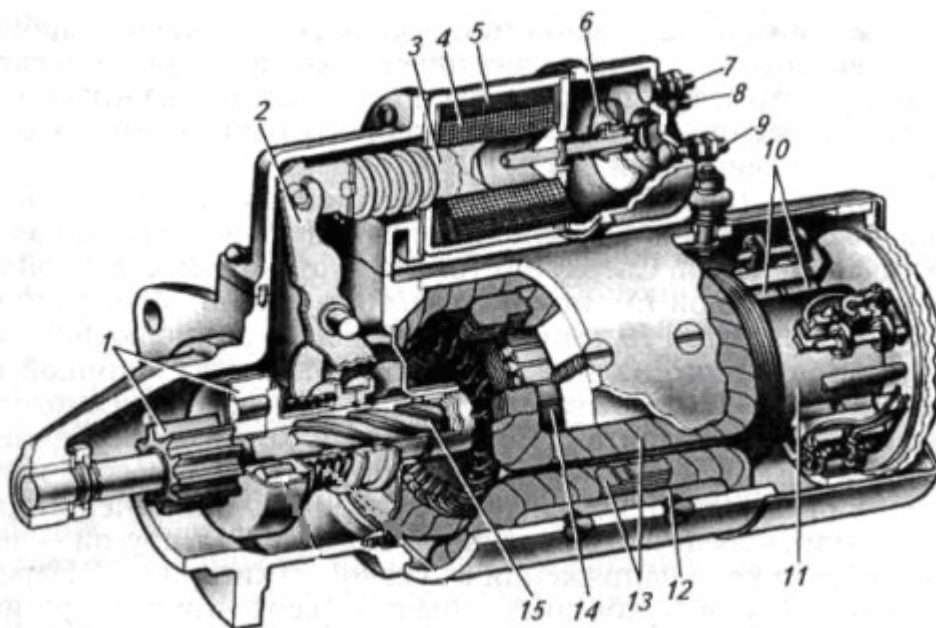


Рисунок 38 – Электрический стартер:

1 – пусковая шестерня с муфтой свободного хода; 2 – рычаг включения; 3 – якорь тягового реле; 4 и 5 – стягивающая и удерживающая обмотки; 6 – контактный диск; 7 и 8 – зажимы концов стягивающей и удерживающей обмоток; 9 – зажим провода от аккумуляторной батареи; 10 – токоподводящие щетки; 11 – коллектор; 12 – полюсный башмак; 13 – катушки фазных обмоток возбуждения; 14 – якорь; 15 – вал якоря

Для облегчения пуска холодного двигателя (в основном дизеля) в зимнее время при низких температурах воздуха применяют легковоспламеняющиеся пусковые жидкости, свечи накаливания, электрофакельные и жидкостные подогреватели.

Лекция №6. Процессы действительных циклов силовых агрегатов автомобилей.

Термодинамические (идеальные) циклы поршневых двигателей были изучены в курсе термодинамики.

Действительным циклом поршневого ДВС называется комплекс периодически повторяющихся процессов, осуществляемых с целью превращения термодинамической энергии топлива в механическую. Прежде чем их рассматривать вначале остановимся на основных понятиях и определениях.

Самое верхнее или самое дальнее от оси коленчатого вала положение поршня называется верхней мертвой точкой (ВМТ), самое нижнее положение поршня (рис. 2.1) называется нижней мертвой точкой (НМТ).

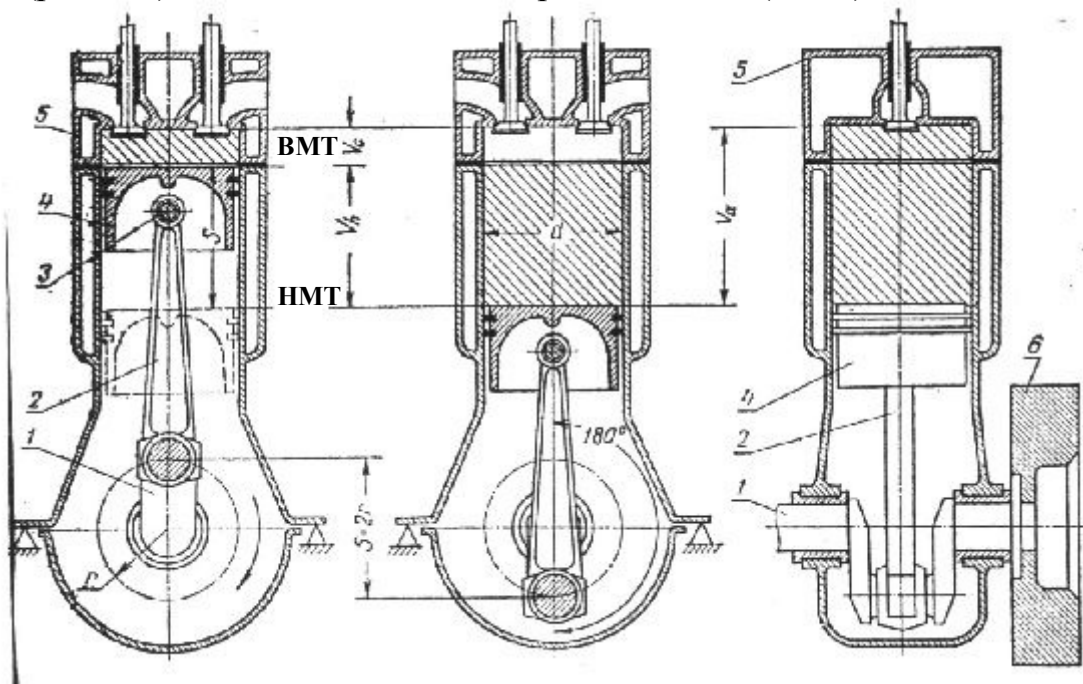


Рис.2.1. Схема работы кривошипно-шатунного механизма двигателя:
1 – коленчатый вал; 2 – шатун; 3 – палец; 4 – поршень; 5 – головка;
6 – маховик.

Расстояние между мертвыми точками называется ходом поршня.

Ход поршня, $S = 2r$, где r -длина кривошипа.

Отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна l является основным кинематическим параметром кривошипно-шатунной группы. $\lambda = r / l$

Угол между осью цилиндра и кривошипом φ для четырехтактных двигателей изменяется от 0 до 720° , т.е. цикл длится два оборота коленчатого вала.

Площадь поршня равна

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi d^2}{4}, \quad \text{где } d - \text{диаметр цилиндра поршня.}$$

Рабочим объемом цилиндра называется объем между верхней и нижней мертвыми точками, который равен

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S$$

Объем между верхней мертвой точкой и крышкой цилиндра называется объемом камеры сгорания V_c .

Сумма рабочего объема и объема камеры сгорания называется полным объемом цилиндра V_a .

$$V_a = V_h + V_c$$

Объем цилиндра принято измерять в дм^3 или литрах, поэтому часто в литературе можно встретить термин литраж двигателя, который равен $V_h i$, где i - количество цилиндров в двигателе.

Степенью сжатия ε называется отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

Величина степени сжатия для различных двигателей различна (см. табл. 2.1).

Таблица 2.1.

Степень сжатия различных двигателей.

Тип ДВС	ε
Двигатель с искровым зажиганием	5...10
Дизель без наддува	13...18
Дизель с турбонаддувом	10...16

Изменение давление газа в цилиндре работающего двигателя в зависимости от хода поршня или объема $P = f(S, V)$, называется свернутой индикаторной диаграммой (рис.2.2), зависимость давления в цилиндре от угла поворота кривошипа $P = f(\varphi)$, называется развернутой индикаторной диаграммой (рис.2.2 г).

2. 2. Действительные циклы ДВС.

Рассмотрим действительные циклы четырехтактного дизеля на примере этих индикаторных диаграмм. Цикл осуществляется за два оборота коленчатого вала (720° пкв) или четыре такта (хода поршня), во время которых в цилиндре происходят следующие процессы.

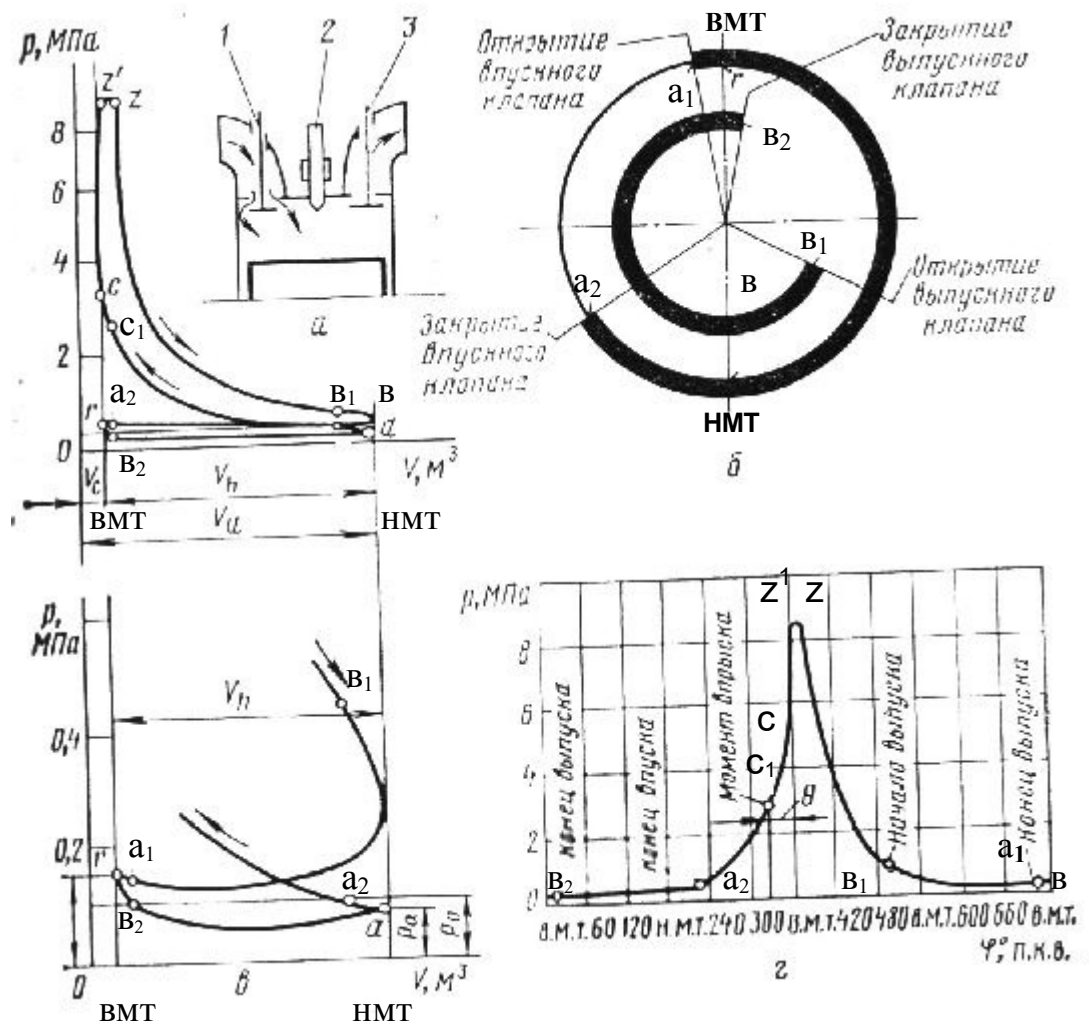


Рис. 2. 2. Индикаторные диаграммы дизеля

схема (а), диаграмма фаз газораспределения (б), свернутые (в) и развернутая (г) индикаторные диаграммы четырехтактного дизеля со свободным впуском. 1 – впускной клапан; 2 – форсунка; 3 – выпускной клапан.

1. Процесс впуска воздуха начинается в a_1 (рис.2.2 в) соответствующей началу открытия впускного клапана, когда поршень еще не дошел до ВМТ (рис.2.2 б). Заканчивается впуск в точке a_2 , когда впускной клапан закрывается, а поршень прошел НМТ, поэтому общая длительность впуска $\varphi_{вп}$ больше 180° угла поворота коленчатого вала (пкв). Среднее давление газов в течение впуска меньше атмосферного P_0 , следовательно, на процесс впуска необходимо затратить энергию. Перед впуском камера сгорания была заполнена продуктами сгорания – остаточными газами. В этот период в цилиндре наряду со свежим зарядом воздуха окажутся остаточные газы, т.е. будет смесь.

2. Процесс сжатия происходит после окончания впуска (точка a_2) и сопровождается повышением температуры и давление смеси в цилиндре. При приближении поршня к ВМТ в разогретый от сжатия заряд под давлением впрыскивается в распыленном состоянии топливом точка (c_1). Угол между началом впрыска топлива и ВМТ называется углом опережения впрыска $\theta_{оп}$. В течение периода c_1 - c_2 происходит прогрев, испарение и перемешивание топлива с воздухом и другие процессы предшествующие воспламенению смеси; этот отрезок времени называется периодом задержки воспламенения.

3. Процесс сгорания начинается в точке c_2 . В момент отрыва линии сгорания от линии сжатия и наблюдается заметное повышение давления. В этот момент поршень еще не дошел до ВМТ, подача топлива форсункой продолжается. Во время сгорания воздух и топливо образуют продукты сгорания. В конце процесса сгорания температура и давление в цилиндре достигает наибольших значений.

4. Процесс расширения происходит от точки Z до точки b_1 , где открывается выпускной клапан. При расширении происходит превращение тепловой энергии, выделившейся в результате сгорания топлива, в механическую.

5. Процесс выпуска начинается в точке b_1 и заканчивается в точке b_2 , после того как поршень пройдет ВМТ и выпускной клапан закроется, т.е. процесс выпуска как и впуска продолжается более 180° пкв. Среднее давление в процессе выпуска больше атмосферного P_0 , поэтому на процесс выталкивания отработавших газов расходуется энергия. Затраты энергии на впуск и выпуск газов составляют так называемые насосные потери, как составляющие механических потерь.

Процессы, во время которых происходит смена рабочего тела – впуск и выпуск – называют процессами газообмена.

Во время осуществления всех процессов действительного цикла имеет место теплообмен между газами и стенками цилиндра.

Деление действительного цикла на процессы несколько условно, так между окончанием предшествующего и началом последующего процессов нет четкой границы.

Протекание действительного цикла четырехтактного бензинового двигателя с воспламенением смеси от искры (двигатели с искровым зажиганием) имеет следующие отличия от цикла дизеля: (Рис. 2. 3).

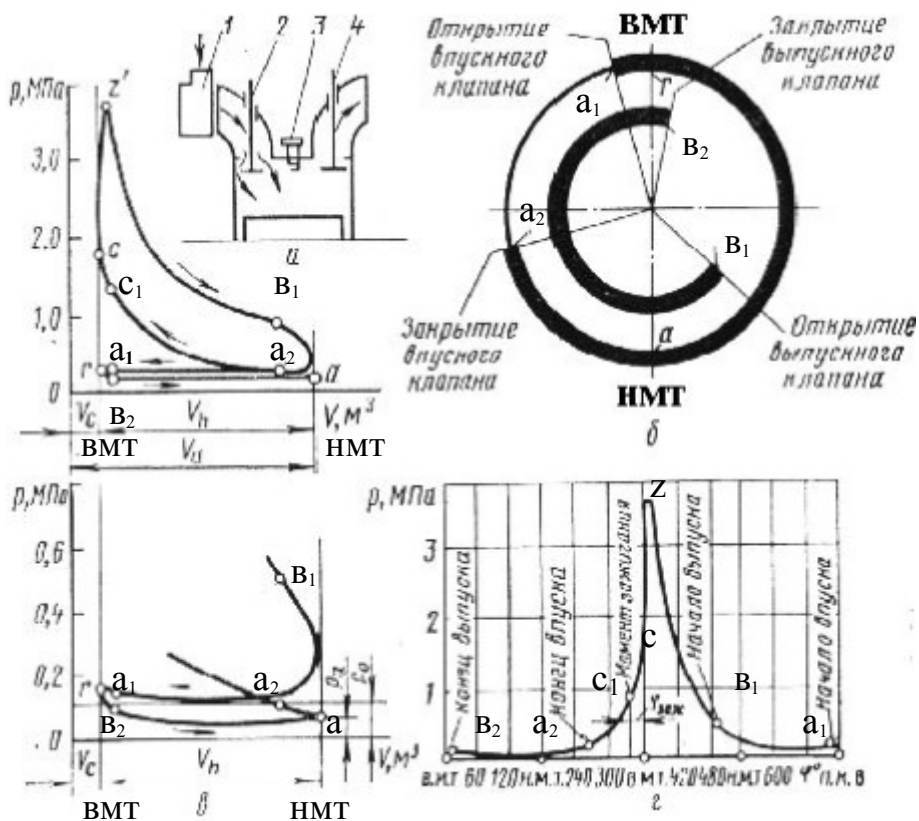


Рис. 2.3. Схема (а), диаграмма фаз газораспределения (б), свернутая (в) и развернутая (г) индикаторные диаграммы четырехтактного карбюраторного двигателя:

1 – карбюратор; 2 – впускной клапан; 3 – искровая свеча зажигания; 4 – выпускной клапан.

- в процессе впуска в цилиндр поступает горючая смесь, состоящая из воздуха и топлива, которая дозируется либо карбюратором, либо системой впрыска (инжекторная система);
- свойствами топлива (бензин, керосин, газ);
- меньшей величиной степени сжатия, исключающей самовоспламенение смеси;
- принудительные воспламенения смеси с помощью искры свечей зажигания, за $15...50^\circ$ до ВМТ (угол опережения зажигания);
- процесс сгорания происходит только при $V = \text{const}$ (дизеля при $V = \text{const}$ и $P = \text{const}$);
- давление сжатия и сгорания несколько меньше чем у дизелей.

Значения давления и температуры по процессам четырехтактных двигателей приведены в таблице 2.2.

Протекание рабочего процесса в дизелях с турбо наддувом показано на рис. 2.4.

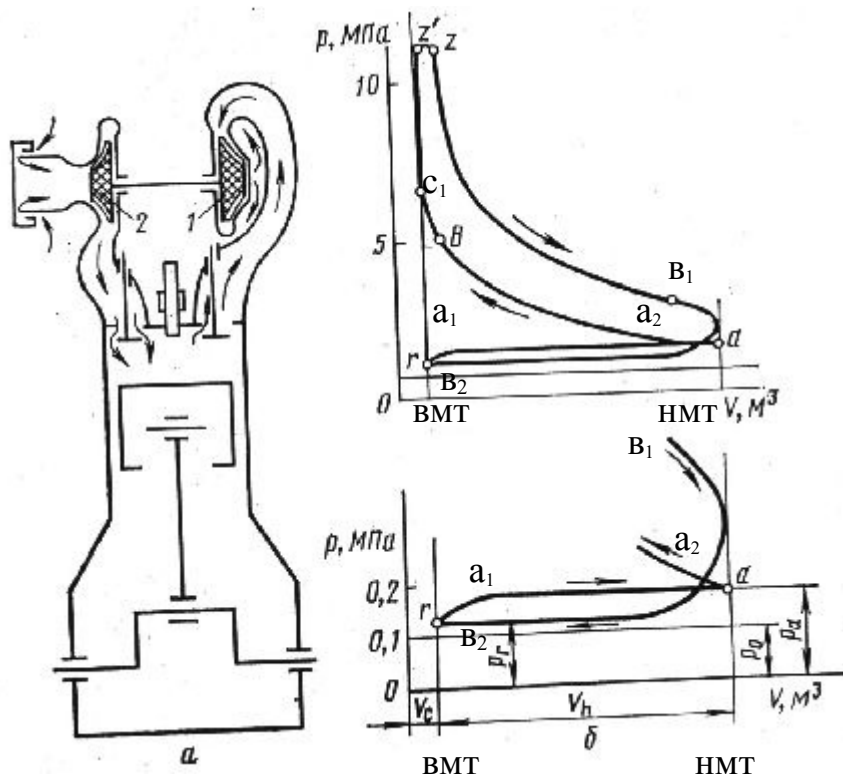


Рис. 2.4. Схема (а) и свернутая индикаторная диаграмма (б) четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом.

Значение давлений и температур для различных двигателей.

Таблица 2.2.

Тип ДВС	Впуск		Сжатие		Сгорание		Расширение		Выпуск		
	Р _в , МПа	Т _в , К	Р _с , МПа	Т _с , К	Р _з , МПа	Т _з , К	Т _в , МПа	Т _в , К	Р _р , МПа	Т _р , К	
Бензиновые с искровым зажиганием	0,07	360	0,5	400	2,5	2000	0,45	1200	0,11	1100	
	
	0,08	400	1,6	700	5	2600	0,7	1700	0,12	1100	
Дизели без наддува	0,05	310	3,5	750	5...7	1800	0,2	950	0,11	900	
	
	0,09	350	4,5	900		2200	0,3	1100	0,12	1000	
Дизели с турбонаддувом	0,12	310	4...6	950	7...12	2000	0,3... 0,5	1000	0,14	900	

	0,16	380		1100		2500		1200	0,17	1100	

Экономичность двигательных циклов оценивается индикаторным к.п.д.:

$$\eta_i = L_i / Q_i,$$

где L_i -количество теплоты, превращенной в индикаторную работу цикла, Дж/цикл;

Q_i -теплота, введенная в двигатель с топливом Дж/цикл.

Если отнести L_i к рабочему объёму, то получится величина удельной работы цикла, называемая средним индикаторным давлением.

$$P_i = L_i / V_h,$$

где P_i -такое условное избыточное постоянное давление, которое действует на поршень в течении одного хода, совершало бы работу равную индикаторной работе цикла, V_h – рабочий объём двигателя.

Отношение индикаторного к.п.д. к термическому называют относительным к.п.д.:

$$\eta_o = \eta_i / \eta_t$$

Величина η_o позволяет оценить те потери действительного цикла, которые отличаются от термодинамического цикла.

Подробнее об этом Вы можете ознакомиться в литературе (1, 2, 3).

Лекция №7. Тепловой и динамический расчёты силовых агрегатов автомобилей

1. Процесс впуска и коэффициент наполнения

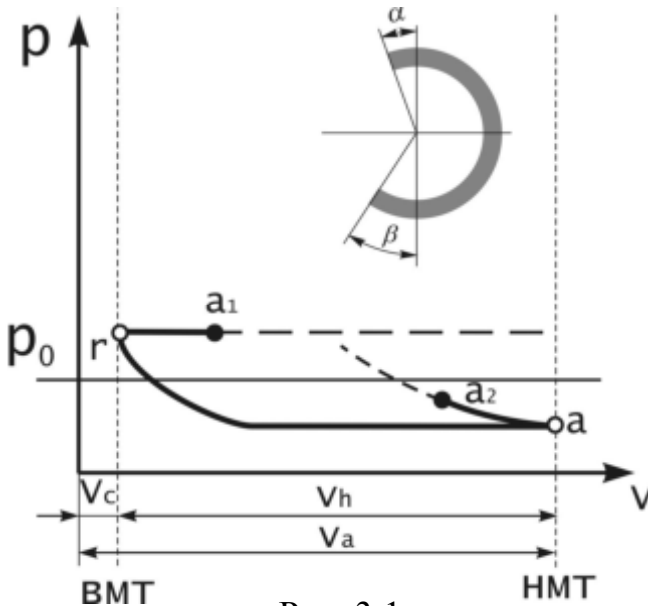


Рис. 3.1.

Процесс впуска условно начинается в точке a_1 , соответствующей началу открытия впускного клапана до прихода поршня в ВМТ, на такте выпуска, заканчивается впуск при полном закрытии впускного клапана в точке a_2 , когда поршень прошел НМТ. (рис.3.1). Где α – угол опережения открытия впускного клапана, β – угол запаздывания закрытия впускного клапана. Такая продолжительность открытия впускного клапана обеспечивает лучшее наполнение цилиндра

При расчете рабочего цикла принимается давление окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа, а температура $T_0 = 293$ К.

Давление в конце впуска в точке a обычно принимается по экспериментальным данным:

для двигателя с искровым зажиганием	$p_a = 0,07 \dots 0,08$ МПа;
для дизелей без наддува	$p_a = 0,85 \dots 0,9$ МПа;
для дизелей с турбонаддувом	$p_a = (0,9 \dots 0,96) p_k$ МПа,
где p_k – давление наддува ($p_k = 0,13 \dots 0,2$ МПа)	
при низком наддуве	$p_k = 1,5 p_0$;
при среднем наддуве	$p_k = (1,5 \dots 2,2) p_0$;
при высоком наддуве	$p_k = (2,2 \dots 2,5) p_0$.

Одним из основных показателей процесса наполнения является коэффициент наполнения η_v .

Коэффициент наполнения – это отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя в процессе впуска к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме при условии на впуске (p_0, T_0, p_k, T_k).

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_0} = \frac{G_1}{G_0} = \frac{P_1 V_1}{P_0 V_h},$$

где M_1, G_1 – количество свежего заряда.

Количество газа в конце впуска, в точке a

$$M_a = M_1 + M_r,$$

где μ_r – количество остаточных газов в цилиндре.

Отношение количества остаточных газов в цилиндре от предыдущего цикла, к количеству свежего заряда поступившего в цилиндр называется коэффициентом остаточных газов γ_r

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}.$$

Влияние γ_r , изменяется в пределах:

Для бензиновых и газовых двигателей 0,04...0,10

Для дизелей без наддува 0,02...0,05

Так как $M_1 = M_o \cdot \eta_v$; $M_r = M_1 \cdot \gamma_r$,

то

$$M_a = M_o \cdot \eta_v + M_o \cdot \eta_v \cdot \gamma_r = M_o \cdot \eta_v (1 + \gamma_r).$$

Из характеристического уравнения

$$pV = MRT, \quad M = \frac{pV}{RT}.$$

$$M_a = \frac{p_a V_a}{R_a T_a} = M_o \eta_v (1 + \gamma_r);$$

$$M_o = \frac{p_o V_h}{R_o T_o} \quad \text{- для двигателей без наддува}$$

$$M_o = \frac{p_k V_h}{R_k T_k} \quad \text{- для двигателей с наддувом}$$

где T_o, T_k – температура окружающей среды и температура после компрессора.

$R_o \approx R_k \approx R_a \approx 8314$ Дж/К моль·град – универсальная газовая постоянная.

Тогда

$$\frac{p_a V_a}{R_a T_a} = \frac{p_k V_h}{R_k T_k} \cdot \eta_v (1 + \gamma_r);$$

Учитывая то, что $V_a/V_h = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$

Для двигателей с наддувом получим

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}$$

Для двигателей без наддува

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}$$

Для различных двигателей η_v находится в пределах:

Для двигателей с искровым зажиганием $\eta_v = 0,75 \dots 0,85$;

Для бензиновых двигателей с впрыском $\eta_v = 0,8 \dots 0,96$;

Для дизелей без наддува $\eta_v = 0,8 \dots 0,9$;

Для дизелей с турбонаддувом

$$\eta_v = 0,8 \dots 0,95.$$

3.2. Температура в конце впуска

Следующим параметром процесса впуска является температура в конце впуска T_a , которую определим и теплового баланса. Количество теплоты в точке a равно количеству теплоты остаточных газов плюс количество теплоты поступившего со свежим зарядом

$$Q_a = Q_r + Q_1;$$
$$M_a \cdot \mu C'_p T_a = M_r \mu C''_p T_r + M_1 \mu C_p (T_o + \Delta t),$$

где $\mu C_p \approx \mu C'_p \approx \mu C''_p$ – молярные теплоемкости свежего заряда, остаточных газов и смеси соответственно, Δt – подогрев заряда на впуске.

Для двигателей с искровым зажиганием $\Delta t = -5 \dots 25^\circ$;

Для дизелей без наддува $\Delta t = +20 \dots 40^\circ$;

Для дизелей с турбонаддувом $\Delta t = 0 \dots 10^\circ$.

Тогда

$$M_a \cdot T_a = M_1 (T_o + \Delta t) + M_r \cdot T_r$$
$$M_1(1 + \gamma_r) \cdot T_a = M_1(T_o + \Delta t) + M_r \cdot T_r.$$

Температура в конце впуска будет равна

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Для двигателей с искровым зажиганием $T_a = 320 \dots 380$ К;

Для дизелей без наддува $T_a = 310 \dots 350$ К;

Для дизелей с турбонаддувом $T_a = 320 \dots 400$ К.

3.3. Влияние различных факторов на наполнение цилиндров

Процесс наполнение происходит при непрерывном колебании давления. В некоторых случаях возможно улучшение наполнения путем настройки впускного коллектора на резонанс какой либо гармоники, например у ЯМЗ-240 настроена выпускная система на пятую гармонику, что позволило увеличить коэффициента наполненные на 7...8%.

Влияние сопротивления на впуске и выпуске

Давление на впуске P_a уменьшается в результате увеличения сопротивления воздухоочистителя (в случае загрязнения), в результате закрытия дроссельной заслонки карбюратора, что приводит к увеличению коэффициента остаточных газов γ_r и уменьшению коэффициента наполнения η_v (рис.3.2 а).

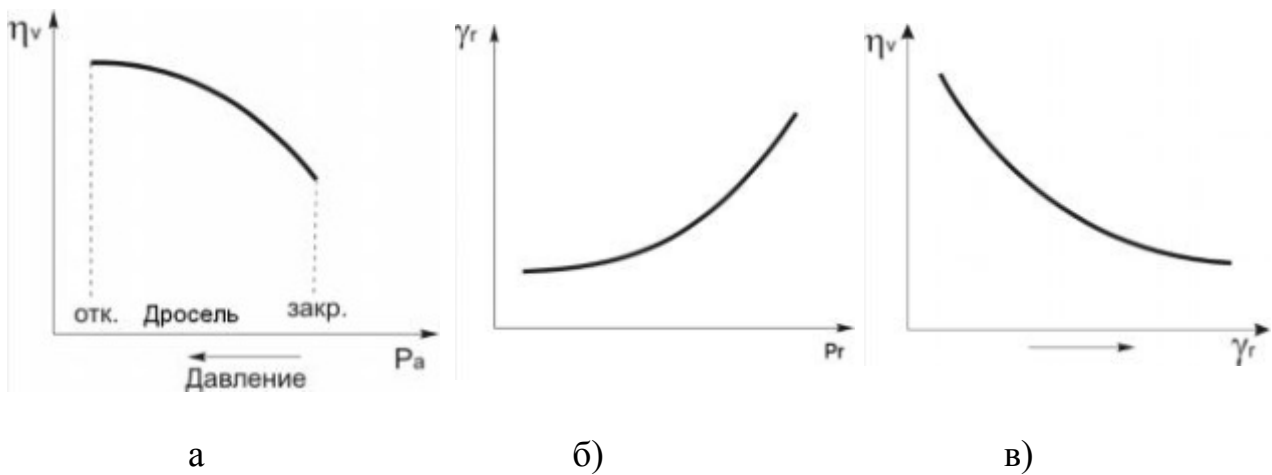


Рис. 3.2. Влияние давления на впуске.

Увеличение сопротивления на выпуске p_r (например, при загрязнении глушителя) приводит к увеличению количества остаточных газов γ_r (рис. 3.2. б), что в итоге вызывает снижение коэффициента наполнения. (Рис.3.2. в).

При увеличении частоты вращения коленчатого вала возрастает сопротивление на впуске, пропорционально ее квадрату, что приводит к возрастанию коэффициента остаточных газов и как следствие к уменьшению η_v (рис. 3.3. а).

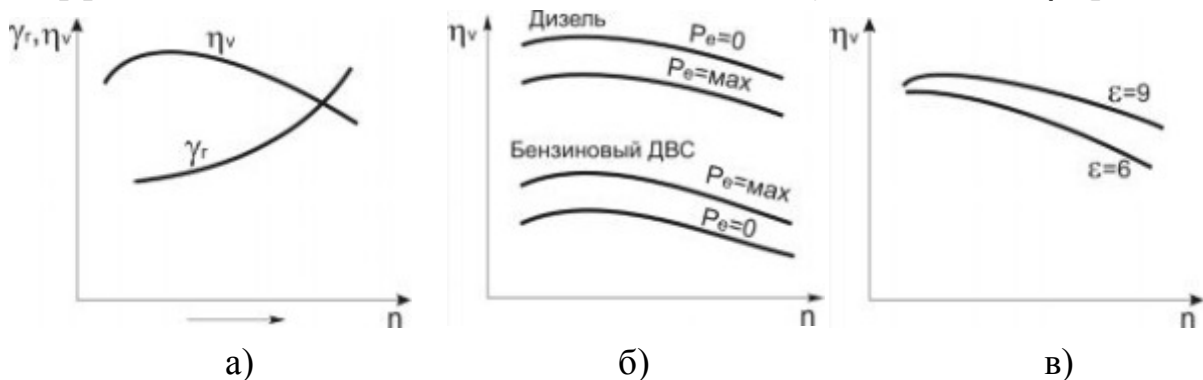


Рис. 3.3. Влияние частоты вращения на η_v

Увеличение частоты вращения двигателя при различной нагрузке также приводит к снижению η_v , но для дизеля он выше, чем у бензинового двигателя и выше на холостом ходу, (из-за меньшего подогрева заряда) чем на полной нагрузке. У бензинового двигателя тоже уменьшится, но при полной нагрузке он выше, так как при этом дроссельная заслонка полностью открыта, а на холостом ходу она прикрывается, что приводит не только к снижению η_v , но и к большему темпу его снижения в зависимости от n (рис. 3.3. б).

Теоретически с увеличением степени сжатия ϵ коэффициент наполнения η_v уменьшается (рис. 3.3. в). Экспериментально установлено - степень сжатия заметного влияния на η_v не оказывает.

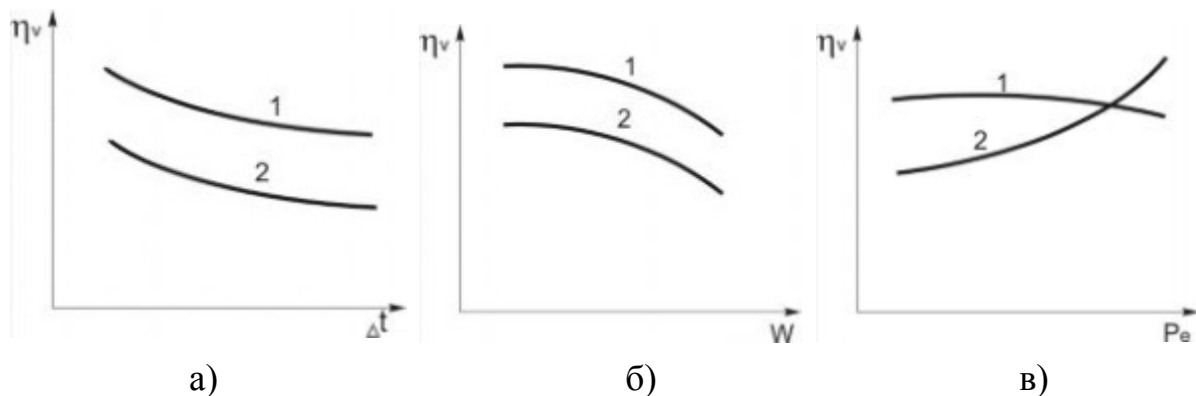


Рис. 3.4. Влияние на η_v различных факторов:
1 – дизель, 2 – двигатель с искровым зажиганием.

Подогрев заряда Δt приводит к уменьшению η_v (рис. 3.4а), причем величина η_v у дизеля всегда выше.

Увеличение скорости течения газа в сечении впускных клапанов W приводит к снижению η_v , причем для дизелей он всегда выше (рис. 3.4б).

Увеличение нагрузки p_k на двигателе с искровым зажиганием приводит к увеличению η_v (так как дроссельная заслонка открывается и уменьшается сопротивление на впуске), для дизеля происходит некоторое (4...5%) снижения η_v , за счет увеличения подогрева заряда (рис. 3.4в).

Существенное влияние на η_v оказывают фазы газораспределения, которые для наибольшего наполнения подбираются, как правило, экспериментально.

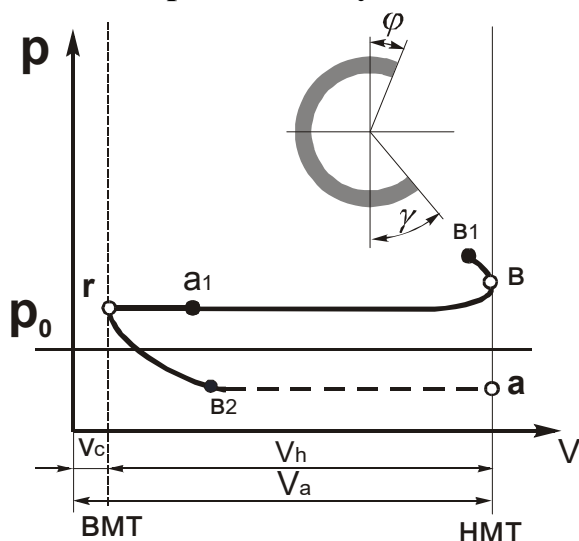
Переход от нижнеклапанных механизмов газораспределения к верхнеклапанным повышает коэффициент наполнения на 15...20%.

Применение двухкамерного карбюратора снижает сопротивление впускного тракта на 70...80%.

Применение четырехклапанных механизмов газораспределения приводит к возрастанию η_v на 15...20%.

В целях снижения сопротивления впускного тракта диаметр впускного клапана зачастую делают больше.

3.4. Процесс выпуска



Процесс выпуска начинается с момента открытия выпускного клапана, когда идет такт расширения и поршень ещё не дошел до нижней мертвой точки (точка B_1), и заканчивается после ВМТ (точка B_2), т.е. процесс выпуска также длится более 180° на величину опережения открытия (γ) и запаздывания закрытия выпускного клапана (φ) (рис. 3.5).

В период от точки a_1 до B_2 открыты оба клапана. Угол опережения открытия

впускного клапана φ определяется по минимуму потерь на выталкивание отработавших газов и минимума потерь работы

Рис. 3.5.

расширения. Подробнее с этим можно ознакомиться [1, 2, 3]. Давление в конце выпуска обычно берётся на основании экспериментальных данных для:

ДВС с искровым зажиганием	$p_r = 0,102 \dots 0,120$ МПа;
дизелей без наддува	$p_r = 0,105 \dots 0,125$ МПа;
дизелей с турбонаддувом	$p_r = (1,75 \dots 0,95)P_k$ МПа.

Температура газов для:

двигателей с искровым зажиганием	$T_r = 900 \dots 1000$ К;
дизелей без наддува	$T_r = 600 \dots 900$ К;
дизелей с турбонаддувом	$T_r = 600 \dots 900$ К.

При открытии выпускного клапана отработавшие газы со скоростью 600...700 м/с и шумом 98...120 дБ выходят в атмосферу. Если выпуск осуществляется через глушитель, то шум значительно снижается на 10...50 дБ, но при этом снижается эффективная мощность, за счет увеличения сопротивления на впуске от 10 до 30%, в зависимости от конструкции глушителя.

4.1. Смесеобразование в дизелях.

В дизелях применяется внутреннее смесеобразование, при котором в конце такта сжатия топливо впрыскивается в цилиндр, т.е. происходит распыливание, нагревание, испарение и смешивание топливных паров с воздухом.

Смесеобразование в дизеле начинается с момента начала впрыскивания топлива и продолжается до конца горения.

Смесеобразования в дизелях во многом зависят от форм камеры сгорания, к которым предъявляют следующие требования – камера сгорания должна:

- иметь минимальные гидравлические и тепловые потери;
- обеспечивать высокую экономичность процесса сгорания на всех режимах;
- иметь мягкий процесс сгорания ($P_z = 6...7$ МПа, $dp/d\phi = 0,2...0,4$ МПа/град);
- обеспечивать хорошие пусковые свойства;
- обеспечивать минимальный коэффициент избытка воздуха;
- иметь минимальное сопротивление на впуске.

Факторы влияющие на смесеобразование в дизелях:

- характеристика впрыска и режим работы двигателя;
- скорость движения заряда;
- свойства топлива и заряда;
- форма, размеры и температура поверхности камеры сгорания;
- взаимное положение топливных струй и воздушного заряда.

При этом определяющим фактором в организации смесеобразования является тип камеры сгорания. В автотракторных дизелях нашли применение следующие способы смесеобразования: объемное, пристеночное (пленочное) и комбинированное (объемно-пленочное). Эти способы смесеобразования реализуются в неразделенных (однополостных, однокамерных) камерах сгорания.

В отдельных типах автомобильных, тракторных и комбайновых дизелей применялись и еще находят применение смесеобразование в разделенных камерах сгорания (вихрекамеры и предкамеры).

Объемное смесеобразование в однокамерных камерах сгорания с малой глубиной и большим диаметром. Для них характерно отношение диаметра камеры сгорания к диаметру цилиндра равное $0,75...0,85$. Такая камера сгорания располагается обычно в поршне, при этом оси форсунки и цилиндра совпадают (Рис. 4.1 а) применяется в двигатели ЯМЗ-204, ЯМЗ-206, В-30Б, Д-6, Д-12, в форсунках обычно $6...10$ и более сопел, давление впрыска может быть до $110...120$ МПа (насос-форсунки), чаще $40...50$ МПа. При объемном смесеобразовании топливо впрыскивается непосредственно в камеру сгорания, прогрева-

ется и испаряется в основном за счет теплосодержания части заряда в зоне топливных струй, т.е. смесеобразование происходит в основном объеме.

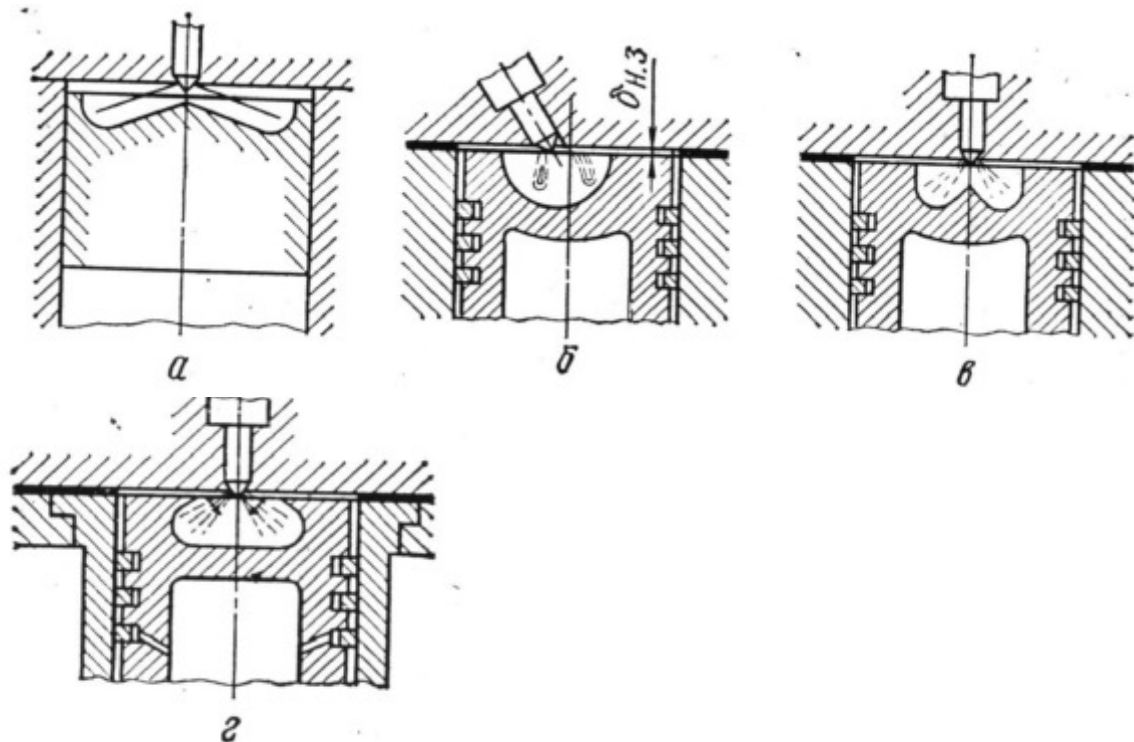
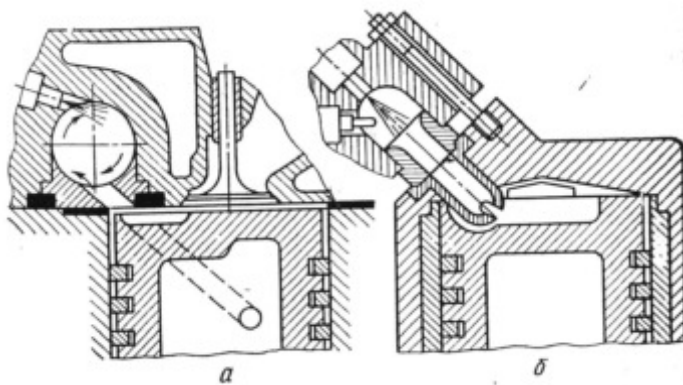


Рис. 4.1. Формы камер сгорания автотракторных дизелей.

При отношении диаметра камеры сгорания к диаметру цилиндра $0,35 \dots 0,75$ и форме показанной на Рис. 4.1 б, в, повышается интенсивность вихрей за счет увеличения поверхности вытеснителей. Такие камеры обычно называют полуразделенными, например дизели ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238.

Пленочное смесеобразование. Основная масса топлива ($90 \dots 95\%$) впрыскивается в простеночную зону и $5 \dots 10\%$ в объем. В форсунке два отверстия. Факел топлива направляется под острым углом на стенку камеры сгорания, чтобы образовалась тонкая пленка топлива толщиной $0,01 \dots 0,015$ мм. Дизель может работать при таком смесеобразовании от тяжелых топлив до бензина. Скорость нарастания давления в этих камерах в пределах $\Delta P / \Delta \varphi = 0,3 \dots 0,45$ МПа/град при максимальном давлении цикла $6 \dots 8$ МПа, степень сжатия может достигнуть $24 \dots 26$ максимальное давление впрыска $30 \dots 35$ МПа, удельный эффективный расход топлива $218 \dots 255$ г/(кВт·ч). Такое смесеобразование получило название М-процесс (по фамилии его создателя инженера Мейра). К недостаткам пленочного смесеобразования можно отнести ухудшение пусковых качеств холодного двигателя в связи с низкой температурой стенок.

Объемно-пленочное смесеобразование (комбинация объемного и пленочного смесеобразования) предусматривает подачу части топлива на стенки камеры сгорания и части в объем воздушного заряда. Такое смесеобразование получило наибольшее распространение на отечественных дизелях, в которых применяются полуразделенные камеры сгорания типа ЦНИДИ (Рис. 4.1 г), которые ближе пленочному, где $35 \dots 40\%$ цикловой подачи попадают на стенку. К объемно-пленочным смесеобразованиям относятся также камеры (Рис. 4.1 б, в).



Смесеобразование в разделенных камерах сгорания (вихрекамеры и предкамеры). Разделенные камеры сгорания включают основную и вспомогательную полости, соединенные между собой.

Рис. 4.2. Схема разделенных камер сгорания: а – с дополнительной вихревой камерой; б – с дополнительной предкамерой.

Относительный объем вихревой камеры $V_v/V_c = 0,5...0,7$ (Рис. 4.2 а), в ней возникает вращательное движение воздуха во время такта сжатия с большей скоростью (100...200 м/с), в который впрыскивается топливо.

Процессы смесеобразования в предкамере и в вихревой камере отличаются тем, что в первой не образуется направленное вихревое движение воздуха. Относительный объем предкамеры составляет $V_{п} = (0,25...0,4) V_c$, он меньше чем у вихрекамеры (Рис. б). У этих камер сгорания больше отношение поверхности камеры сгорания к объему (F/V_c), поэтому больше потерь в систему охлаждения, больше гидравлические потери, что приводит к ухудшению топливной экономичности, хуже пусковые качества двигателя, поэтому применяется выше степень сжатия ($\epsilon = 20...21$). Преимущество этих камер состоит в том, что можно применять топливо с меньшим цетановым числом, односопловые форсунки с диаметром сопла 0,5...1 мм, низким давлением впрыска 12...15 МПа. Двигатели с такими камерами обладают меньшей токсичностью отработавших газов.

Краткая характеристика камер сгорания приведена в таблице, более подробно о характеристиках камеры можно познакомиться в литературе [1, 2, 3].

Таблица 4.1.

Краткая характеристика камер сгорания дизелей.

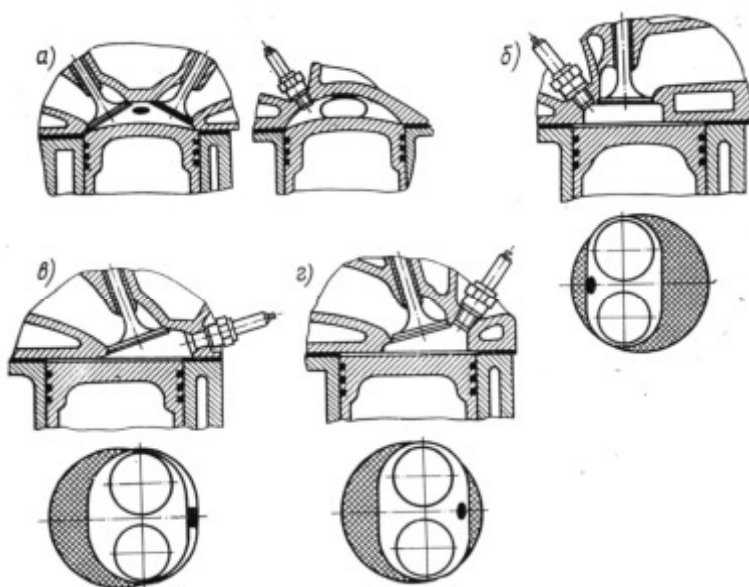
Наименование камеры	Марка двигателя	P_e , МПа	α	q_e , г/кВ·ч	P_{max} , МПа	$dp/d\phi$, МПа/град
1. Неразделенная камера с непосредственным впрыском и объемным смесеобразованием (Рис. а, в).	В-2, Д-6, ЯМЗ-204, ЯМЗ-236, ЯМЗ-238.	0,6...0,65	1,6...2,0	217...237	7,5...8,5	0,8...1,2
2. Полуразделенная камера типа ЦНИДИ-ЧТЗ с объемно-пленочным смесеобразованием. (рис.4.1г)	Д-65, Д-108, Д-100, Д-130, Д-170, Д-240, СМД-14К, СМД-17КН	0,6...0,8	1,2...1,8	229...240	6,5...7,2	0,6...0,8
3. Полуразделенная камера с объемно-	А-01, А-41, ЯМЗ-240,	0,6...0,9	1,5...1,8	230...245	7...9	0,5...0,8

пленочным смесеобразованием (Рис. б, в).	КАМАЗ, Д-144, Д-145, Д-376.					
5. Полуразделенная камера с пленочным смесеобразованием, М-процесс.		0,75...0,8 2	1,2...1,4	229...244	6...7	0,3...0,4
5. Разделенная с предкамерой (Рис.4.2 б)	КМД-46	0,5...0,65	1,2...1,5	270...285	5...6	0,3...0,4
6. Разделенная с вихрекамерой (Рис.4.2 а)	Д-50, СМД-14	0,6...0,7	1,15... 1,25	240...270	5,5...6,5	0,4...0,5

4.2. Смесеобразование в двигателях с искровым зажиганием.

В двигателях с искровым зажиганием применяются следующие способы внешнего смесеобразования: карбюраторный, впрыск легкого топлива во впускной трубопровод; (моновпрыск и распределительный впрыск, впрыск в камеру сгорания) послойное и форкамерно-факельное.

При конструировании камер сгорания обычно стремятся выбрать такую схему (рис.4.3,а-г), которая обеспечила бы наибольшую компактность и возможность расположения свечи от центра (полусферическая 4.3.а). В тоже время иногда менее компактные камеры при обеспечении большей турбулизации заряда (плоскоовальная, клиновья и полуклиновья) обладают более высокими антидетонационными свойствами. (рис. 4.3. б, в, г).



Наиболее широко получил карбюраторный способ смесеобразования. Процесс приготовления смеси называется карбюрацией, а прибор где образуется топливо - воздушная смесь, соответствующего состава называется карбюратором.

Состав смеси характеризуется коэффициентом избытка воздуха α , который есть отношение действительного количества воздуха G_v к теоретически необходимому для полного сгорания топлива $L_0 G_T$

Рис. 4.3. Схема некоторых типов камер сгорания карбюраторных двигателей: а – полусферическая, б – плоскоовальная, в – клиновья, – полуклиновья.

$$\alpha = G_B / L_0 \cdot G_T$$

где L_0 – необходимое количество воздуха, кг, для полного сгорания одного кг топлива

G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Смесь при $\alpha = 1$ называется **нормальной**, при $\alpha = 1 \dots 1,15$ – **обедненной**, такая смесь обеспечивает максимальную экономичность ($q_e = \min$) за счет полного сгорания топлива; при $\alpha = 1,15 \dots 1,3$ – **бедной**, такая смесь горит медленно и может гореть весь такт расширения. Длительная работа на такой смеси может привести к перегреву двигателя, прогоранию впускных клапанов. При $\alpha = 0,8 \dots 1,0$ смесь называется **обогащенной**, она обеспечивает максимальную мощность, но при этом возрастает расход топлива из-за неполного сгорания. При $\alpha = 0,4 \dots 0,7$ смесь называется **богатой**, такая смесь допустима только при пуске.

Таким образом для работы двигателя необходима смесь разного состава: при пуске $\alpha = 0,4 \dots 0,7$, на холостом ходе и малой нагрузке $\alpha = 0,8 \dots 0,9$, при дальнейшем увеличении нагрузки (мощности) постепенное обеднение смеси до $\alpha = 1,15$. Для получения полной мощности смесь необходимо снова обогатить до $\alpha = 0,85 \dots 0,9$. Зависимость α от нагрузки называется характеристикой идеального карбюратора (Рис. 4.4).

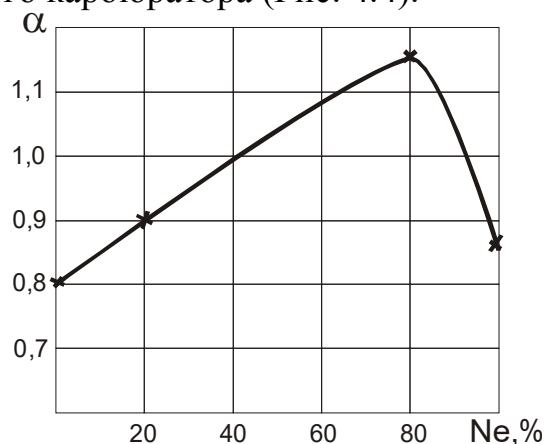


Рис. 4.4. Идеальная характеристика карбюратора

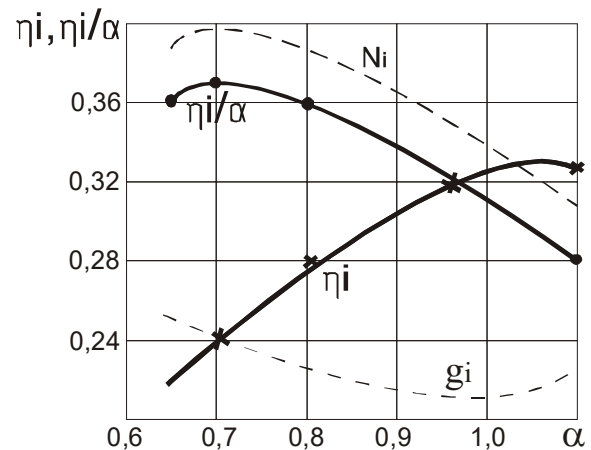


Рис. 4.5. Влияние коэффициента избытка воздуха на индикаторные показатели ДВС.

В свою очередь от состава смеси зависят основные показатели работы двигателя Рис. 4.5, при $\alpha = 0,75 \dots 0,8$ отношение η_i/α принимает максимальное значение, которое обеспечивает при этом составе максимальную мощность при $\alpha = 1,15$ величина η_i становится максимальной, что обеспечивает минимальное значение g_i .

Смесь необходимого состава готовится в карбюраторе специальными устройствами. Богатая смесь при пуске обеспечивается закрытием воздушной заслонки и перекрытием дроссельной заслонки, топливо при этом как правило поступает минуя смесительную камеру. Малое количество воздуха и относительно большое количество топлива обеспечивает богатую смесь.

На холостом ходе и малой нагрузке обогащение смеси осуществляется за счет специальной системы холостого хода.

Обеднение смеси по мере увеличения нагрузки обеспечивается компенсацией в главной дозирующей системе, которое в различных карбюраторах создается за счет изменения разряжения в диффузоре, пневматическим торможением топлива, применением, двух жиклеров и т.п.

Обогащение смеси при полной нагрузке создается с помощью экономайзера. Резкое обогащение смеси при интенсивном нажатии на педаль акселератора достигается с помощью ускорительного насоса [2, 4].

Послойное смесеобразование. К наиболее существенным недостаткам карбюраторных систем питания относится неравномерное распределение топлива по отдельным цилиндрам двигателя, который достигает до 10...20% и невозможность воспламенения смеси при $\alpha > 1,35$.

Сжигание обедненных смесей может быть достигнуто расслоением заряда суть которого состоит в том, что к свече подается обогащенная смесь, а по мере удаления от нее обедняется. Это достигается созданием специальной формы камер сгорания.

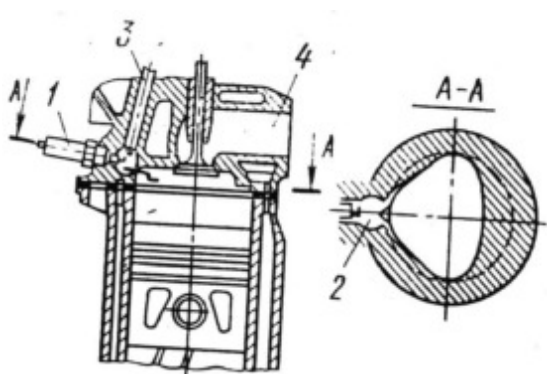


Рис. 4.6. Принципиальная схема двигателя с форкамерно-факельным зажиганием:

1-искровая свеча; 2-форкамера; 3-канал для ввода в форкамеру богатой смеси; 4-впускной канал для подачи в цилиндр обедненной смеси.

Форкамерно-факельное зажигание. При этом способе смесеобразования в цилиндре двигателя на такте впуска поступает бедная смесь (Рис.4.6) ($\alpha = 1,5...1,6$), а в форкамеру соединенную с основной и где установлена свеча зажигания, – богатая смесь ($\alpha = 0,6...0,7$). В конце такта сжатия в форкамере смесь воспламеняется и факел перетекая в основную камеру воспламеняя обедненную смесь. За счет полного сгорания смеси повышается экономичность на средних нагрузках на 10...15%, на холостом ходе до 2 раз. При этом существенно снижается токсичность, вследствие обеднения смеси.

Впрыскивание бензина (инжекторная система) чаще всего производится во впускной трубопровод, а иногда в цилиндры двигателя. При этом в основном применяется электронное регулирование подачи топлива. Такая подача топлива обеспечивает однородность смеси, точную дозировку топлива на каждый цилиндр. При впрыскивании бензина увеличивается мощность до 15%, улучшается приемистость двигателя, повышается экономичность, снижается токсичность. Более подробно можно ознакомиться об этом в специальной литературе.

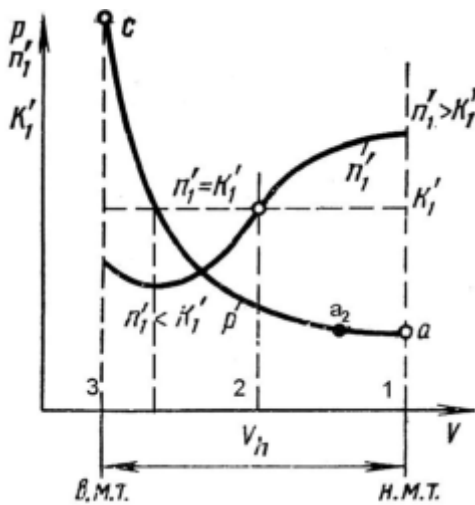
Таблица 4.2.

4.3. Сравнение смесеобразований в двигателях с искровым зажиганием в дизелях.

№ п/п	Показатели	Двигатели с искровым зажиганием	Дизели
1	Продолжительность смесеобразования в градусах ПКВ	240...250	5...20
2	Качество смеси	Однородное	Не однородное
3	Коэффициент избытка воздуха (α) при $N_e \max$	0,85...0,95	1,2...1,6
4	Использование заряда воздуха	Хорошее	Недостаточное
5	Максимальное давление сгорания	Зависит от нагрузки	Мало зависит от нагрузки
6	Степень сжатия, ϵ	6...9	15...18
7	Удельный расход топлива g_e , г/кВтч	300...310	210...250
8	Загрузка цилиндров	Не равномерное	Равномерное
9	Токсичность, мг/кВт·ч	CO = 54...136 NO _x = 0,8...2,7 C _x H _y = 16...150 C = 0,4...0,5	CO = 0,29...7,0 NO _x = 0,7...2,7 C _x H _y = 0,8...1,6 C = 1,4...2,0
10	Распределение топлива по отдельным цилиндрам	Не равномерно до 10...20%	Равномерное

5.1. Определение параметров процесса.

Из курса термодинамики известно, что процесс сжатия происходит по политропе. Сжатие рабочего газа в цилиндре необходимо для увеличения температуры. Процесс сжатия начинается после закрытия впускного клапана (точке a_2). Вначале хода сжатия температура заряда ниже средней температуры деталей ЦПГ, тепло идет от стенок к газу, кривая показателя политропы сжатия n'_1 (рис. 5. 1) выше точки показателя адиабаты κ ($n'_1 > \kappa'_i$). Напомним, что адиабатический процесс характеризуется отсутствием теплообмена с окружающей средой. В точке 2 температура стенок и газа становятся равными за счет сжатия заряда, температура которого повышается, поэтому показатели политропы сжатия n_1 , и адиабаты κ также становятся равными ($n'_1 = \kappa'_i$). На участке 2-3 за счет сжатия температура заряда становится выше, чем температура стенок, теперь тепло идет от газа к стенкам, а значит показатель политропы сжатия становится меньше показателя адиабаты $n'_1 < \kappa'$.



В дизеле к концу сжатия необходимо (для надежного самовоспламенения топливовоздушной смеси), чтобы температура воздуха к моменту впрыска топлива была больше температуры самовоспламенения на всех режимах работ, в том числе при пуске.

$$T_c > T_s$$

Причем температура в конце сжатия T_c должна превышать температуру самовоспламенения топлива T_s на 200-400⁰С.

Рис. 5.1. Изменение давления p и показателя политропы n'_1 в такте сжатия.

В двигателе с воспламенением от искры температура в конце сжатия ограничивается возникновением преждевременного воспламенения, т.е.

$$T_c < T_s$$

Таким образом, в реальном двигателе процесс сжатия протекает по сложному закону. На показатель политропы кроме теплообмена влияют такие факторы как увеличение утечек газа через неплотности цилиндра (поршневые кольца, клапаны), дозарядка цилиндра в связи с запаздыванием закрытия впускного клапана. Процесс сжатия в реальных двигателях осуществляется по политропе с переменным показателем n_1 . При расчетах процесса сжатия принимает показатель политропы сжатия постоянным средним по ходу поршня

$$n_1 = (lq p_c - lq p_a) / lq \epsilon$$

Для политропического процесса

$$p_a \cdot V_a^{n_1} = p_c \cdot V_c^{n_1}$$

тогда

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1}$$

Температуру в точке T_c определим из характеристических уравнений

$$p_a \cdot V_a = R_a \cdot M_a \cdot T_a \quad (1)$$

$$p_c \cdot V_c = R_c \cdot M_c \cdot T_c \quad (2)$$

R_a, R_c -универсальные газовые постоянные.

Поделим второе уравнение на первое и приняв $R_a = R_c = 8314$ Дж/(Кмоль · градус), считаем, что утечки отсутствуют, т.е. $M_c = M_a$

$$\frac{p_c V_c}{p_a V_a} = \frac{T_c}{T_a};$$

$$T_c = T_a \cdot \frac{p_c V_c}{p_a V_a} = T_a \cdot \frac{p_a \varepsilon^{n_1} V_c}{p_a V_a} = \frac{T_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon} = T_a \varepsilon^{n_1-1} \text{ К.}$$

Значения давлений p_c , температуры T_c и показателя политропы сжатия n_1 для различных двигателей приведено в таблице 5.1.,5.2.

Таблица 5.1.

Тип ДВС	p_c , МПа	T_c , К
Двигатель с искровым зажиганием	0,5...1,6	400...700
Дизели без наддува	3...4,5	750...900
Дизели с турбонаддувом	6...8	950...1200

5.2. Влияние различных факторов на параметры процесса сжатия.

1. Температура на впуске. Чем ниже температура в конце впуска T_a , тем ниже p_c и T_c и при чем они могут быть такими низкими, что запуск дизеля без подогрева будет невозможен.

2. Износ деталей ЦПГ. При большем износе цилиндропоршневой группы (поршневых колец) увеличиваются утечки заряда, снижается показатель n_1 , а значит и T_c и p_c , т.е. двигатель будет плохо запускаться, снизится мощность.

3. Система охлаждения. При воздушном охлаждении температура головки и цилиндра двигателя больше, чем у двигателя с жидкостным охлаждением, поэтому у двигателей с воздушным охлаждением n_1 больше, чем двигателя с жидкостным охлаждением за счет увеличения подогрева заряда.

4. Применение алюминиевых поршней и головок цилиндров вместо чугуновых увеличивает отвод теплоты, поэтому показатель политропы n_1 уменьшается.

5. Показатель политропы сжатия тем больше, чем меньше отношение поверхности камеры сгорания к его объему ($F_{\text{пов}}/V_h$). Поэтому у неразделенных камер сгорания n_1 больше, чем у отдельных:

$$n_{1 \text{ одн}} > n_{1 \text{ вихр}} > n_{1 \text{ предк}}$$

6. С увеличением нагрузки (P_e) у двигателей с искровым зажиганием n_1 увеличивается (увеличивается количество свежего заряда по мере открытия

дроссельной заслонки) и за счет увеличения температуры стенок. У дизелей n_1 мало изменяется от нагрузки так как удельная масса воздуха уменьшается, а температура увеличивается.

7. При увеличении давления наддува P_k удельная масса заряда ($G_{\text{заряд}}/F_{\text{пов.}}$) возрастает, поэтому показатель n_1 также увеличивается.

8. При увеличении частоты вращения коленчатого вала время теплообмена уменьшается, снижается утечки через ЦПГ, увеличивается температура, поэтому n_1 возрастает.

9. Показатель политропы сжатия n_1 у двигателя с искровым зажиганием меньше чем у дизеля.

Среднее значение показателя n_1 для различных типов двигателей приведено в таблице 5.2.

Таблица 5.2.

Значение показателей политропы сжатия.

Тип двигателя	n_1
С искровым зажиганием	1,34...1,39
Дизель без наддува	1,38...1,42
Дизель с турбонаддувом	1,35...1,38

5.3. Выбор степени сжатия.

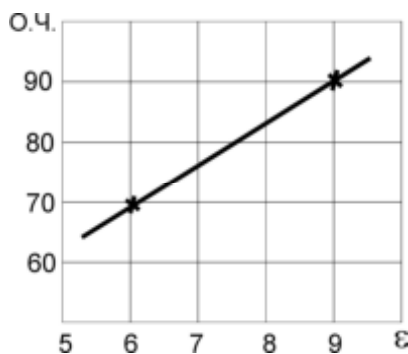


Рис.5.2.

Для бензиновых двигателей степень сжатия ϵ выбирается из условия – температура в конце сжатия должна быть меньше температуры самовоспламенения топлива $T_c < T_s$, чтобы не было преждевременного сгорания, которое находится в прямой зависимости от октанового числа бензина. Чем выше октановое число бензина (О.Ч.) рис. 5. 2, тем выше T_s , тем больше может быть степень сжатия ϵ .

При $\epsilon = 5,5$ О.Ч. = 63...68
 $\epsilon = 8,5$ О.Ч.= 92...96

Теоретически, чем больше степень сжатия, тем выше экономичность. Практически в связи с ростом механических потерь (снижение η_m), ϵ можно увеличивать до определенного предела рис. 5.3.

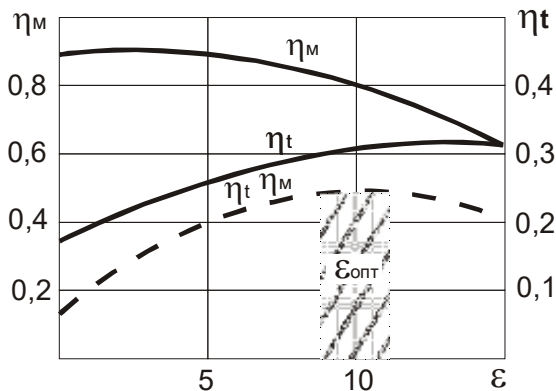


Рис. 5.3.

При увеличении ϵ возрастает термический КПД (η_t), но одновременно увеличивается P_c , что приводит к уменьшению η_m . Оптимальное значение степени сжатия $\epsilon_{\text{опт}}$ определяется по максимальному произведению $\eta_m \cdot \eta_t$. Для бензиновых двигателей $\epsilon_{\text{опт}} = 10...11$. Для дизелей, у которых смесь воспламеняется за счет температуры и давление в конце сжатия (самовоспламе-

нение). Степень сжатия для дизелей выбирается таким образом, чтобы обеспечить пуск двигателя при отрицательной температуре окружающей среды, но при увеличении ϵ возрастает мощность пускового устройства (стартера, пускового двигателя), поэтому $\epsilon_{\text{опт}} = 12 \dots 13$. Чем больше диаметр цилиндра, тем меньше выбирается ϵ , чтобы снизить нагрузки в кривошипно-шатунном механизме. Для тракторных дизелей ϵ выбирается меньше, чем для автомобильных, так как последние работают с меньшей нагрузкой.

В практике проектирования ДВС степень сжатия находится в пределах указанных в таблице 5.3.

Таблица 5.3.

Степень сжатия различных двигателей.

Тип двигателя	ϵ
Двигатель с искровым зажиганием	6...10
Дизели без наддува	15...22
Дизели с турбонаддувом	12...15

Более подробно о процессе сжатия можно ознакомиться в ниже приведенной литературе.

6.1. Определение температуры и давления в конце сгорания.

Для упрощения принимается, что сгорание происходит мгновенно при $V = \text{const}$. Газы не совершают полезной работы, а вся выделенная теплота расходуется на увеличение их внутренней энергии.

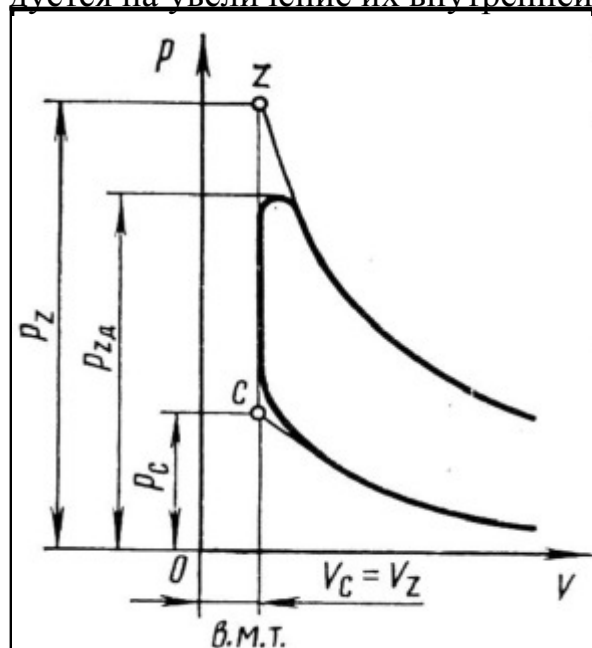


Рис. 6.1.

При этом допущении уравнение баланса тепла запишется следующим образом

$$Q_z = Q_c + Q_{cr}$$

Количество теплоты после сгорания (точка Z) равно количеству теплоты содержащихся в газах до сгорания (точка C) плюс количество теплоты выделившееся при сгорании. (Q_{cr}).

Определим составляющие теплового баланса

$$Q_z = M_z \cdot C_v' \cdot T_z$$

$$Q_c = M_c \cdot C_v \cdot T_c$$

$$Q_{cr} = H_u \cdot \zeta$$

где M_z, M_c – количество газов в молях в точках Z и C соответственно;

T_c, T_z – температура газов в соответствующих точках;

C_v, C_v' – теплоемкости газов при постоянном объеме Дж/К моль·град;

H_u – низшая теплота сгорания топлива МДж/кг;

ζ – коэффициент указывающий неполноту сгорания $\zeta = 0,6 \dots 0,95$;

Для двигателей с электронным впрыском $\zeta = 0,9 \dots 0,96$;

Для карбюраторных двигателей $\zeta = 0,8 \dots 0,95$;

Для дизелей с неразделенной камерой сгорания $\zeta = 0,7 \dots 0,88$;

Для дизелей с разделенной камерой сгорания $\zeta = 0,65 \dots 0,8$;

Для газовых двигателей $\zeta = 0,8 \dots 0,83$.

Уравнение баланса теплоты с учетом этих зависимостей запишется следующим образом

$$\mu \cdot M_c \cdot C_v' \cdot T_z = M_c \cdot C_v \cdot T_c + H_u \cdot \xi,$$

где μ – коэффициент молекулярного изменения $\mu = M_z/M_c$

Разделим это уравнение на M_c

$$\mu \cdot C_v' \cdot T_z = C_v \cdot T_c + H_u \cdot \xi/M_c$$

$$\mu \cdot C_V' = (18,4+2,62) + (15,5+13,82) 10^{-4} T_z \quad (\text{при } \alpha < 1)$$

обозначим $C_V' = A + B T_z$, то

$$(A + B T_z) T_z = C_V \cdot T_c + H_u \cdot \xi / M_c$$

Полученная зависимость называется уравнением сгорания, решая которое можно найти температуру T_z .

$$\mu B T_z^2 + \mu A T_z - C_V N_c H_u \xi / M_c = 0$$

Для бензиновых двигателей $T_z = 2200 \dots 3100 \text{ К};$

Для газовых двигателей $T_z = 2200 \dots 2500 \text{ К};$

Давление p_z определим используя уравнение состояния газа в точках С и Z.

$$p_z \cdot V_z = M_z \cdot T_z \cdot R_z$$

$$p_c \cdot V_c = M_c \cdot T_c \cdot R_c$$

Допуская, что $R_z = R_c = 8314 \text{ Дж/К моль град.}$ и разделив первое уравнение на второе получим

$$p_z \cdot V_z / p_c \cdot V_c = M_z \cdot T_z / M_c \cdot T_c = R_z / R_c, \quad \text{так как } V_z = V_c, \quad \text{то}$$

$$p_z = \mu \cdot p_c \cdot T_z / T_c$$

Это уравнение не учитывает увеличение объема к моменту достижения максимального давления, поэтому принимается

$$P_{\text{дейст.}} = 0,85 P_{z,\text{расч}}$$

Для бензиновых двигателей $p_z = 3,5 \dots 7,5 \text{ МПа};$

Для газовых двигателей $p_z = 3,0 \dots 5 \text{ МПа};$

6.2. Особенности процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием.

Рассмотрим изменение давления в цилиндре p температуры T в зависимости от угла поворота кривошипа φ (Рис. 6.2.).

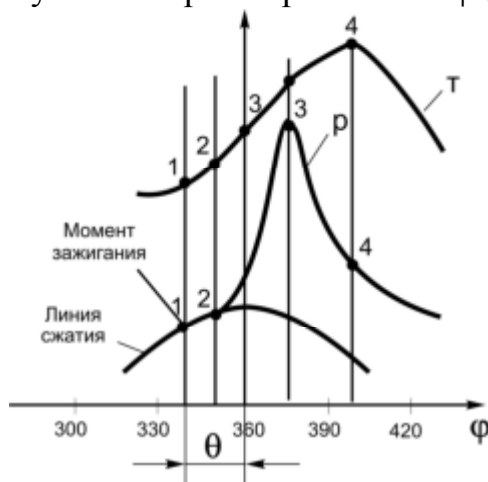


Рис.6.2.

Не доходя до верхней мертвой точки на такте сжатия на угол опережения зажигания θ , в свече возникает искра (точка 1). Однако линия сгорания и линия сжатия на участке 1...2 совпадают. В этот период (1-2) происходит формирование начального очага пламени.

На участке 2-3 пламя распределяется по всему объему камеры сгорания и в точке 2 линия сгорания начинает отрываться от линии сжатия и происходит резкое нараста-

ние давления и температуры. Этот период называют периодом быстрого сгорания.

От точки 3 до точки 4 фронт пламени завершает распространение по камере сгорания, поршень перемещается, увеличивается объем за счет чего снижается давление, а температура становится самой высокой за цикл.

Как видно из рисунка максимальное значение температуры наступает позднее максимального давления. Максимальное давление P_z устанавливается при $\varphi_z = 360 + (12...15^\circ)$ пкв

От точки 4 и далее идет процесс догорания смеси.

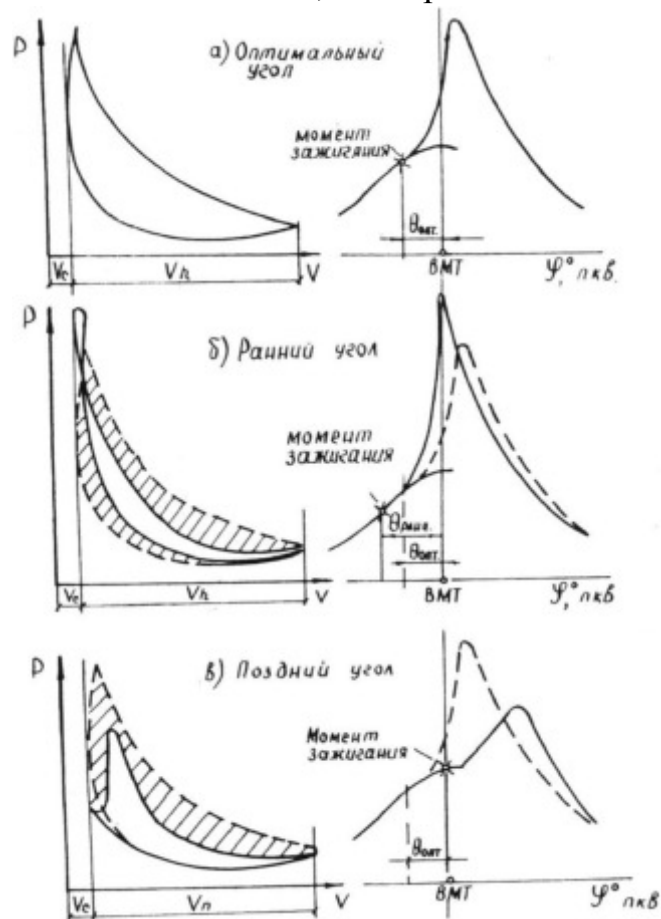
В точке 3, когда давление максимальное, выделяется более 70% теплоты, в фазе догорания она увеличивается до 80...85% располагаемой теплоты, оставшиеся 15% потери в стенке и потери от неполноты сгорания топлива.

Скорость тепловыделения в основной фазе сгорания ($2^{\text{ой}}$ период) определяет нарастание давления по углу поворота ($dp/d\varphi$) и определяют динамику процесса сгорания от чего зависит «жесткость» работы двигателя.

$$\begin{aligned} \text{При } \varepsilon = 6...7 \quad dp/d\varphi &= 0,1...0,12 \text{ МПа/град} \\ \varepsilon = 9...10 \quad dp/d\varphi &= 0,15...0,25 \text{ МПа/град} \end{aligned}$$

3. Влияние различных факторов на процесс сгорания.

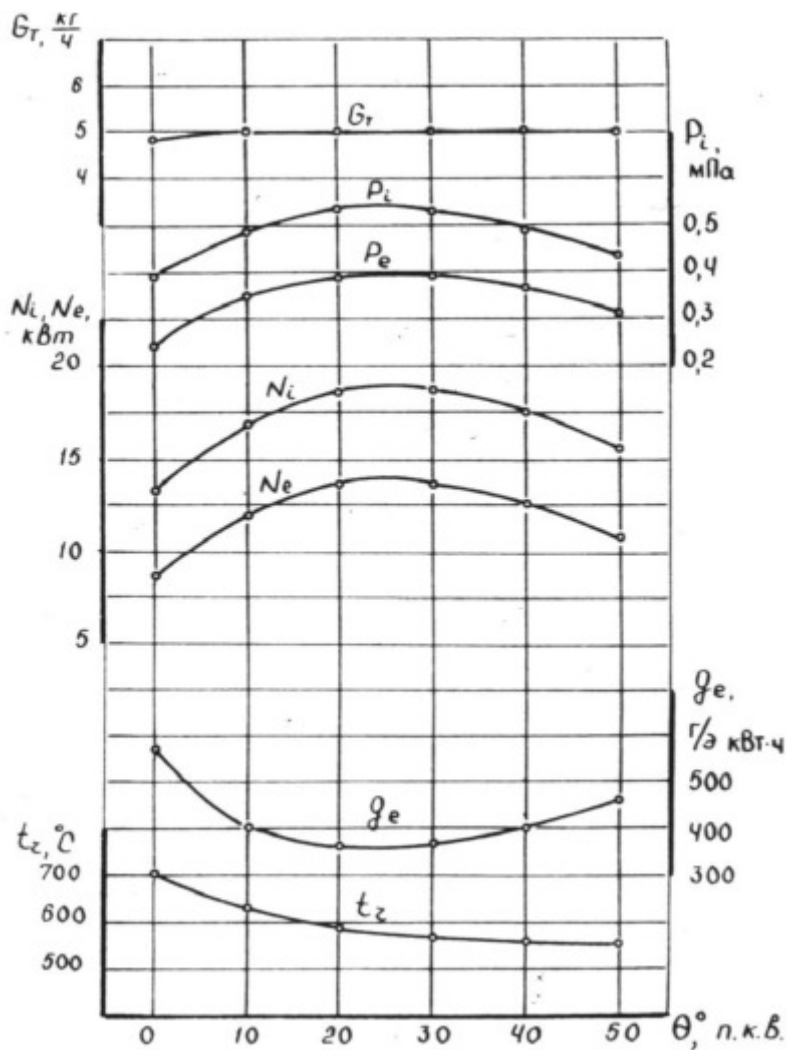
Угол опережения зажигания. При позднем угле зажигания, т.е. когда искра свечей подается вблизи ВМТ ($\theta = 0...10^\circ$) процесс сгорания (Рис. 6.3) затягивается на линию расширения и может закончиться на выпуске. Это приводит к увеличению потерь тепла в систему охлаждения (так как сгорание происходит при большом объеме), в результате чего максимальное давление в цилиндре уменьшается, уменьшается работа цикла (площадь индикаторной диаграммы становится меньше, чем при оптимальном угле зажигания).



При раннем зажигании ($\theta = 40...50^\circ$ пкв) (Рис. 6.3 б) часть работы цикла затрачивается на преодоление противодействия в цилиндре, в результате чего максимальное давление в цилиндре P_z возрастает, увеличивается жесткость работы двигателя и может наступить детонационное сгорание. Работа цикла (площадь индикаторной диаграммы) уменьшается.

При оптимальном угле опережения зажигания индикаторная работа наибольшая. (рис.6.3 а).

Рис. 6.3. Индикаторные диаграммы при разных углах опережения зажигания



На рис. 6.4 показано влияние угла опережения зажигания на основные параметры двигателя, из которой видно, что при оптимальном угле опережения (20...300) выше как мощностные (N_i , N_e) так и экономические показатели g_e .

Рис. 6.4. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания двигателя ГАЗ-51.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала при постоянном угле опережения зажигания сдвигает процесс сгорания на линию расширения, значит угол зажигания при этом оказывается поздним, поэтому при увеличении частоты вращения коленчатого вала угол опережения должен быть увеличен. Для изменения угла опережения зажигания в зависимости от частоты вращения коленчатого вала используется центробежный регулятор, который изменяет этот угол по зависимости показанной на рис. 6.5.

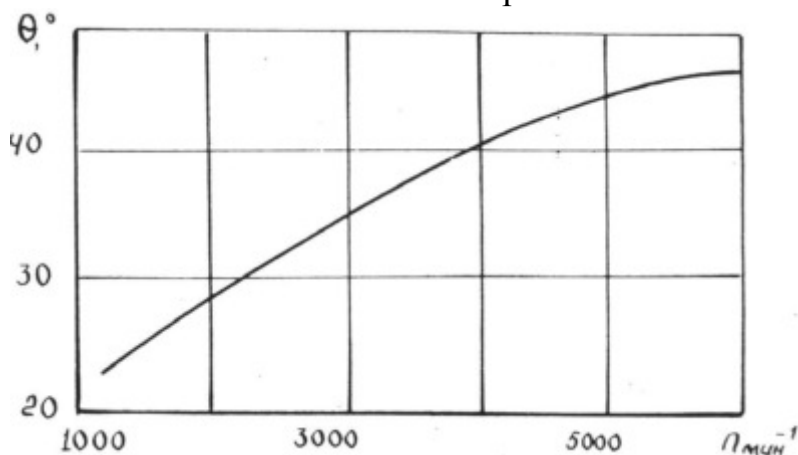


Рис. 6.5. Влияние частоты вращения на угол опережения зажигания. Характеристика центробежного регулятора.

Для корректирования угла опережения зажигания в зависимости от нагрузки на двигатель (разряжения во впускном коллекторе или степень открытия дрос-

сельной заслонки) существует вакуум регулятор, характеристика которого приведена рис. 6.6.

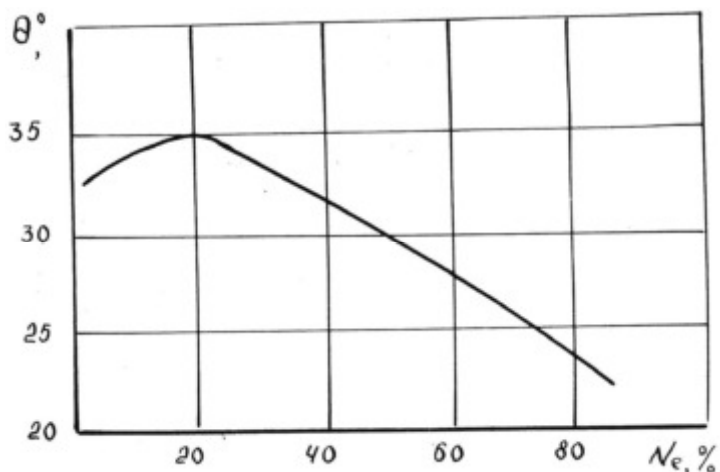


Рис.6.6. Влияние нагрузки на угол опережения зажигания.

Оба эти автомата опережения зажигания, действуя независимо друг от друга и одновременно, изменяют угол опережения зажигания примерно так как показано на рис. 6.7.

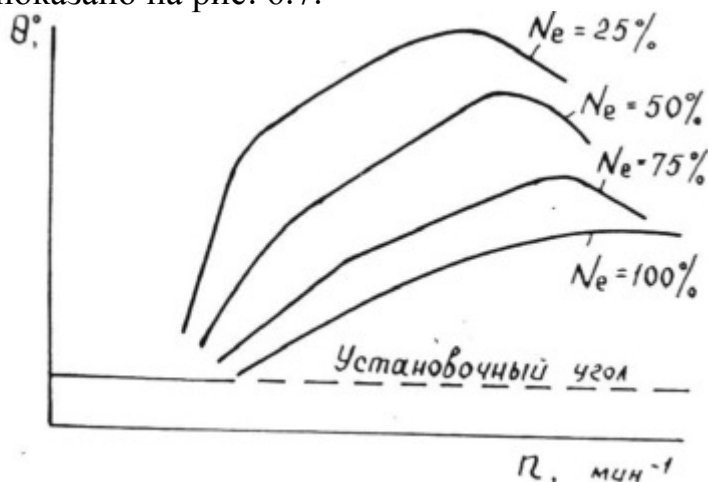


Рис. 6.7. Характеристика совместной работы центробежного и вакуумного регуляторов.

При смене сорта топлива, т.е. при изменении октанового числа бензина процесс сгорания также изменяется. При повышении октанового числа бензиновый угол опережения зажигания должен увеличиваться (Рис. 6.8.).

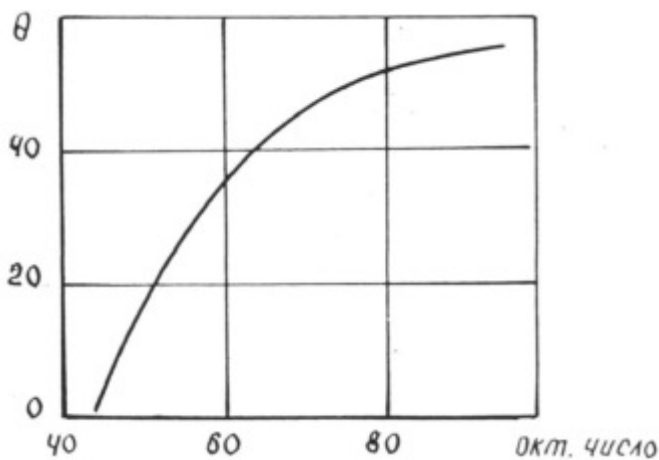


Рис. 6.8. Влияние октанового числа бензина на угол опережения зажигания.

Состав смеси. Процесс сгорания характеризуется скоростью распространения фронта пламени, который в значительной степени зависит от коэффициента избытка воздуха α . При максимальной скорости фронта пламени величина η_i/α

достигает максимального значения, что наблюдается при смеси с $\alpha = 0,85 \dots 0,95$ (Рис. 6.9.), но так как

$$N_i = Nu \cdot (V_h \cdot i \cdot n / 30\tau) \cdot (\eta_v \cdot \rho_n / L_o \cdot \eta_i / \alpha),$$

то и индикаторная мощность максимальна в этом же интервале α .

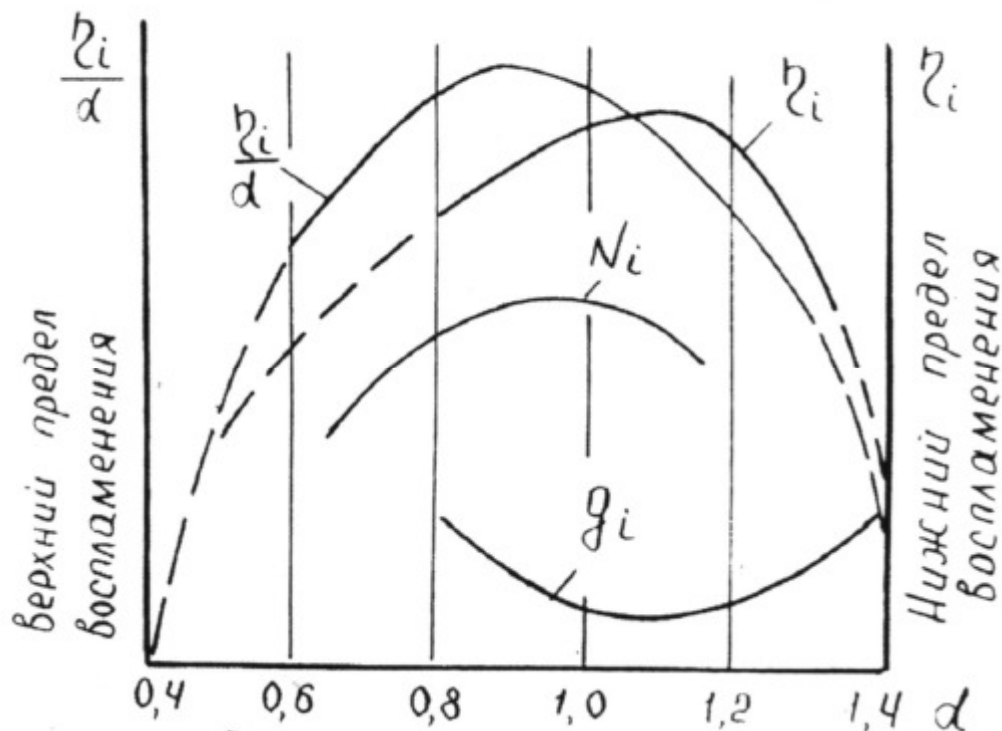


Рис. 6.9. Влияние коэффициента избытка воздуха на индикаторные показатели.

Индикаторный КПД η_i достигает своего максимального значения при $\alpha = 1,05 \dots 1,15$, но поскольку

$$g_i = 3600 / Nu \cdot \eta_i$$

то и минимальный удельный индикаторный расход топлива будет обеспечен при $\alpha = 1,05 \dots 1,15$.

Нагрузка на двигатель. Чем меньше нагрузка, тем больше прикрыта дроссельная заслонка, тем больше в цилиндре остаточных газов, что ухудшает условия воспламенения и требует большого угла опережения зажигания (рис.6.6.), при этом уменьшается α . Все перечисленное приводит к перерасходу топлива, увеличению токсичности, особенно по CO.

Частота вращения коленчатого вала. При её увеличении сокращается время на процессе сгорания, увеличивается турбулизация смеси. Это приводит при постоянстве второй фазы сгорания к увеличению первой фазы. Если сохранит угол опережения зажигания, то процесс сгорания растянется на линию расширения, поэтому как было показано ранее угол опережения зажигания увеличивают (Рис.6.5.).

Степень сжатия. При увеличении степени сжатия возрастают давление P_c и температура T_c , уменьшается количество остаточных газов, сокращается первая фаза, расширяются пределы обеднения смеси, необходим бензин более высокого октанового числа.

Мероприятия по улучшению процесса сгорания. Интенсификация искры (транзисторные, тиристорные системы зажигания), позволяющие уменьшить α и токсичность.

Создание завихрений заряда за счёт впускных патрубков тангенциального или спирального движения смеси.

Расслоение заряда так, чтобы у свечи $\alpha < 1$, а вдали $\alpha > 1$. Впрыск бензина, форкамерно- факельное зажигание, создание сообщённых между собой камер сгорания с разными составами смеси (двигатель Кушуля).

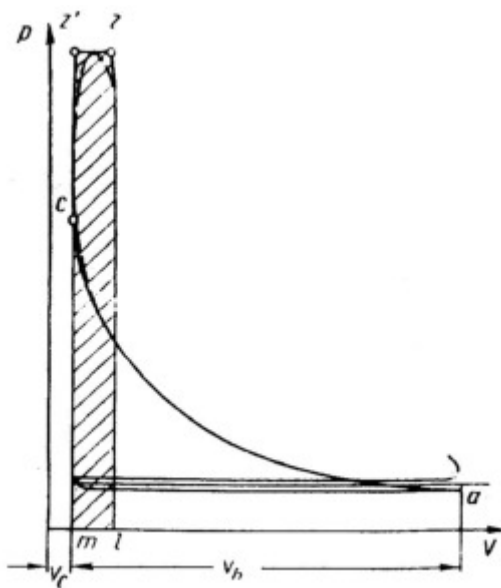
Подробнее об этом можно ознакомиться [3. 4. 5.]

Основные нарушения нормального сгорания. Детонация – это взрывное сгорание, которое происходит при скорости $V=1000\dots1200$ м/с, частота процесса достигает 5000 Гц.

Причиной детонационного сгорания является применение низкооктанового бензина, раннее зажигание, богатый состав смеси, перегрузка и перегрев двигателя. Работа двигателя характеризуется появлением металлического стука, чёрным дымом, перегревом двигателя.

Преждевременное воспламенение. Происходит от нагретых деталей камеры сгорания (свечи, нагар). Такое явление называют калильным зажиганием. Частой причиной такого зажигания является неправильно выбранная по калильному числу свеча, температура свечи должна быть $t_{св.}=580\dots850^{\circ}\text{C}$, если меньше, то она закоксуывается, то есть появляется нагар, если больше, то происходит калильное зажигание.

Определение параметров процесса сгорания.



Принято считать, что процесс сгорания в дизелях происходит по смешанному циклу, то есть подвод тепла осуществляется при $V=\text{const}$ и $P=\text{const}$. (Рис.7.1.)

Рис. 7.1. Расчетная индикаторная диаграмма дизеля.

Уравнение баланса теплоты для дизеля можно записать в следующем виде:

$$Q_{vc} + Q_{cr} = Q_{vz'} + Q_{z'-z},$$

где Q_{vc} – количество теплоты в цилиндре до сгорания;

Q_{cr} – количество теплоты выделившееся в процессе сгорания;

$Q_{vz'}$ – количество теплоты в точке Z' ;

$Q_{z'-z}$ – количество теплоты в эквивалентной работе расширения на участке $Z' - Z$.

Количество теплоты до сгорания в точке С.

$$Q_{vc} = M_c C_v T_c,$$

Где M_c , C_v , T_c – количество газов в молях, теплоёмкость и температура в конце процесса сжатия соответственно. Количество теплоты выделившееся в результате сгорания смеси.

$$Q_{cr} = \xi H_u$$

Где ξ – коэффициент неполноты сгорания.

H_u – теплота сгорания топлива.

Количество теплоты в точке Z' .

$$Q_{vz'} = M_{z'} C'_v T_{z'},$$

где $M_{z'}$ = количество газов в молях в точке Z' ; C'_v - теплоёмкость при постоянном объёме; $T_{z'}$ - температура в конце сгорания соответственно.

Количество теплоты эквивалентное работе расширения на участке $Z' - Z$.

$$Q_{z'-z} = V_z p_z - V_c p_z,$$

где значение объёмов V_z , V_c – показано на рисунке 7.1.

Обозначим

$\lambda = p_z/p_c$ – степень повышения давления, тогда

$$Q_{z-z}' = V_z p_z - \lambda V_c p_c$$

Из характеристического уравнения.

$$V_z p_z = R M_z T_z = 8.314 M_z T_z$$

$$p_c V_c = R M_c T_c = 8.314 M_c T_c.$$

Тогда

$$Q_{z-z}' = \mu R M_c T_z - \lambda R M_c T_c = 8.314 (M_z T_z - \lambda M_c T_c)$$

Где $\mu = M_z/M_c$ – коэффициент молекулярного изменения.

Подставим эти значения в уравнении теплового баланса:

$$M_c C_v T_c + \xi H_u = \mu M_c C_v' T_z + R \mu M_c T_z - \lambda R M_c T_c$$

Разделив на M_c окончательно получим уравнение сгорания:

$$T_c (C_v + R\lambda) + \xi H_u / M_c = \mu T_z (C_v' + R),$$

$$\mu C_v' = (20.2 + 0.92/\alpha) + (15.5 + 13.8/\alpha) \cdot 10^{-4} T_z = A + B T_z \quad (\text{при } \alpha \geq 1)$$

Учитывая $C_v' = A + B T_z$ получим квадратные уравнения, решая которое можно определить величину температуры T_z . для дизелей $T_z = 1900 \dots 2300$ К.

Для определения давления в конце сгорания можно воспользоваться зависимостью $p_z = \lambda p_c$.

Для однокамерных дизелей $\lambda = 1,4 \dots 2,2$

Предкамерных и вихрекамерных $\lambda = 1,1 \dots 1,4$.

Обычно для дизелей без поддува $p_z = 5 \dots 9$ МПа; с наддувом $p_z = 8 \dots 15$ МПа.

Величину V_z определим из уравнений:

$$p_z V_z = R M_z T_z \text{ и } p_c V_c = R M_c T_c.$$

Разделив первое уравнение на второе, получим:

$$p_z V_z / p_c V_c = M_z T_z / M_c T_c. \text{ Учитывая, что } \lambda = p_z / p_c, \mu = M_z / M_c.$$

$$V_z / V_c = \rho - \text{степень предварительного расширения.}$$

$$\text{Для дизелей} \quad \rho = 1,2 \dots 2,4$$

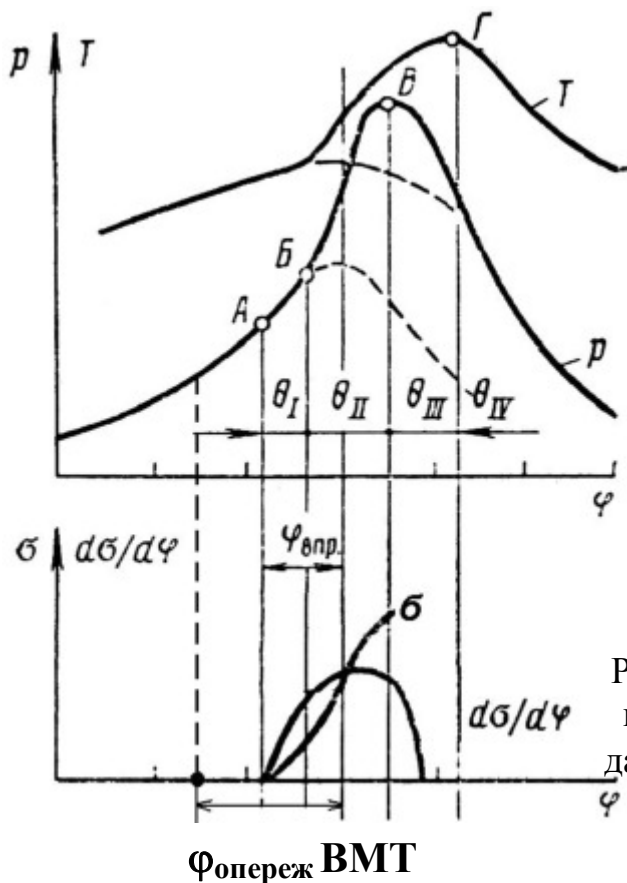
$$\text{Получим: } \lambda \rho = \mu T_z / T_c;$$

$$\rho = \mu T_z / \lambda T_c;$$

$$V_z = V_c \rho.$$

7.2. Особенности процесса сгорания в дизелях.

Рассмотрим совместно индикаторную диаграмму давления в цилиндре p , температуру газов T и закон подачи топлива $\delta_{ц}$. (Рис.7.2).



В процессе сжатия, когда поршень ещё не дошёл до ВМТ на угол опережения подачи $\varphi_{\text{опереж}}$ плунжерная пара начинает нагнетать в топливопровод и форсунку топливо. При угле $\varphi_{\text{впр}}$ до ВМТ форсунка начинает подавать топливо в цилиндр. (т. А) В этот момент происходит смешивание мелко-распылённого (с помощью форсунки) топлива и воздуха, испарение топлива и воспламенение смеси. Величина подачи топлива увеличивается до т.Б, однако линия сгорания и линия сжатия совпадают.

Рис.7.2. Характер изменения давления (p) и температуры (T) газов, количества поданного в камеру сгорания топлива (σ), по углу поворота коленчатого вала (φ).

Период от т.А до т.В называется периодом задержки самовоспламенения. В этот период подаётся 60...70 % топлива, он длится от момента впрыска (т.А) до отрыва линии сгорания от линии сжатия (т.Б).

Давление в цилиндре $p_c=4...6$ мПа при температуре газов $T_c=620...750$ К.

$\varphi_{\text{опереж}}=15...35^\circ$ до ВМТ; $\varphi_{\text{впр}}=3...10^\circ$ до ВМТ.

В т.3 линия сгорания отрывается от линии сжатия и начинается второй период сгорания (II), который длится до т.4, когда давление в цилиндре становится максимальным. Этот период называют периодом видимого горения, он характеризует динамику процесса сгорания (жёсткость работы).

Третий период III (т.4...5), который длится от максимального давления P_z до точки максимальной температуры T называется периодом замедленного горения.

Четвёртый период называется периодом догорания, он длится $70..80^\circ$ после ВМТ и проходит на линии расширения.

Рассмотрим подробнее эти периоды и отметим их особенности.

Период задержки воспламенения τ_i в значительной мере предопределяет следующие. Чем длительнее первый период, (больше τ_i) тем выше давление в цилиндре P_z и скорость нарастания давления $\alpha P/d\varphi$, жёстче работает дизель. (Рис.7. 3).

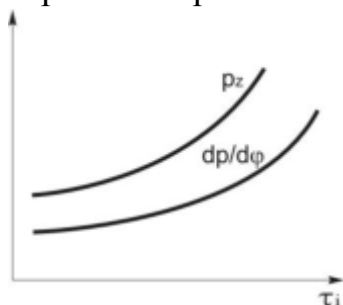


Рис. 7.3.

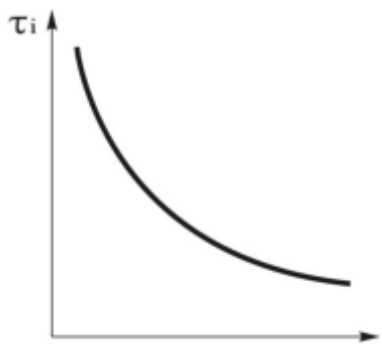


Рис.7.4. Ц.Ч.

В свою очередь период задержки самовоспламенения зависит от многих факторов, так чем больше цетановое число дизельного топлива, тем быстрее происходит самовоспламенение, тем короче τ_i . (Рис.7. 4).

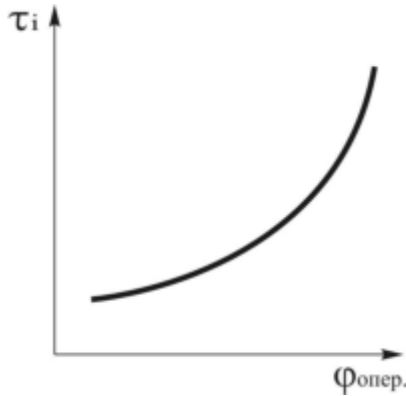


Рис.7.5.

Чем больше угол опережения подачи топлива $\Phi_{\text{опер.}}$, тем больше топлива скопится в цилиндре к моменту воспламенения, тем меньше давление и температура в конце сжатия p_c, T_c , тем длительнее τ_i . (Рис.7. 5).

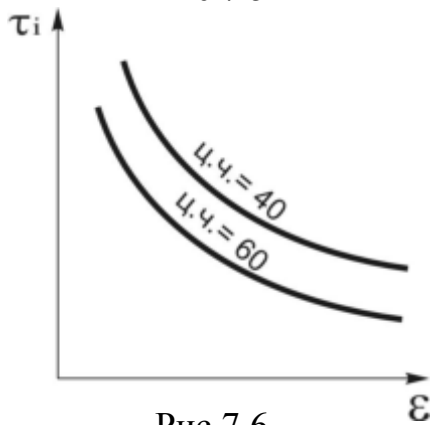


Рис.7.6.

Чем больше степень сжатия (ϵ), тем больше давление и температура в конце сжатия, так как $p_c = p_a \epsilon^{n1}$; $T_c = T_a \epsilon^{n1-1}$, тем короче τ_i , причём τ_i снижается с увеличением цетанового числа. (Рис.7. 6).

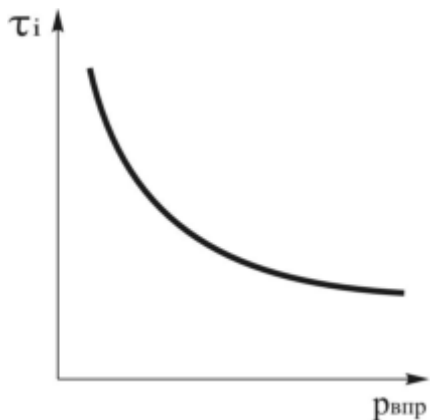


Рис.7.7.

Чем больше давление впрыска $P_{\text{впр.}}$, тем меньше диаметр капель и больше их относительная поверхность, тем короче период задержки самовоспламенения. (Рис.7. 7).

Чем больше нагрузка на двигатель P_e , тем выше температура поверхностей камеры сгорания, тем быстрее происходит испарение топлива, тем меньше период задержки самовоспламенения. (Рис.7. 8).

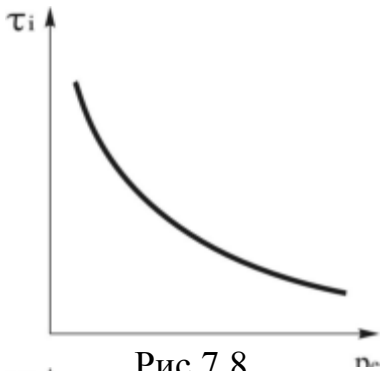


Рис.7.8.

Чем выше частота вращения коленчатого вала (n), тем лучше распыливание топлива, больше давление и температура в конце сжатия (за счёт увеличения показателя политропы сжатия), тем меньше период задержания самовоспламенения. (Рис.7. 9).

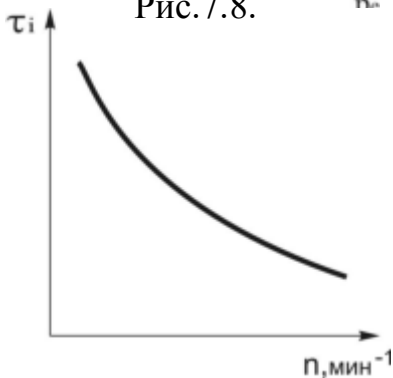


Рис. 7.9.

Однако эта зависимость в градусах увеличивается.

Таблица 7.1.

Таблица 7. 1.

Зависимость периода задержки воспламенения в градусах (θ_i) и миллисекундах (τ_i).

n , мин. ⁻¹	1000	1500	2000
θ_i , ° П.К.В.	19	27	33
τ_i , мс	3,2	3,0	2,8

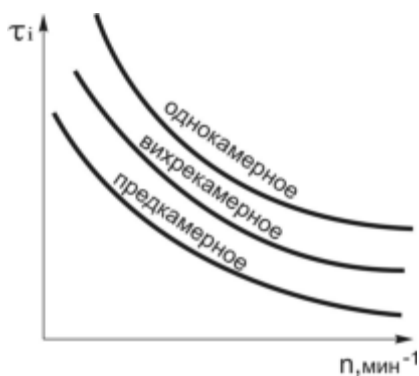


Рис. 7.10.

Период задержки воспламенения существенно зависит от типа смесеобразования дизеля, всех больше у однокамерных дизелей, всех меньше у предкамерных дизелей. (Рис.7. 10).

Второй период видимого горения определяет жёсткость и токсичность процесса сгорания. Чем длиннее этот период, тем больше подано топлива, тем жёстче работает дизель, чем выше скорость сгорания, тем больше образуется окислов азота. Чем меньше диаметр капель, тем активнее тепловыделения в этот период, тем больше $\alpha P/d\phi$. Чем меньше нагрузка, тем меньше цикловая подача топлива и меньше длительность второго периода и больше жёсткость.

Третий период замедленного горения. При малых нагрузках, меньше цикловая подача, значит меньше этот период или его вообще нет. Чем лучше качество распыла, тем короче этот период. Чем больше давление наддува, тем длительнее этот период и больше тепловыделение.

Четвёртый период догорания. Чем больше неоднородность распыливания топлива и больше диаметр капель, тем длительнее догорание, хуже теплоиспользование. Значительное влияние на этот период оказывает качество распыливания последних порций топлива. Нечёткое завершение впрыска, дополнительный впрыск недопустим, это закоксуывает распылитель и образуется нагар на деталях камеры сгорания. Попадание топлива на холодные поверхности камеры сгорания затягивают догорание. Поэтому перед приёмом нагрузки двигатель прогревают.

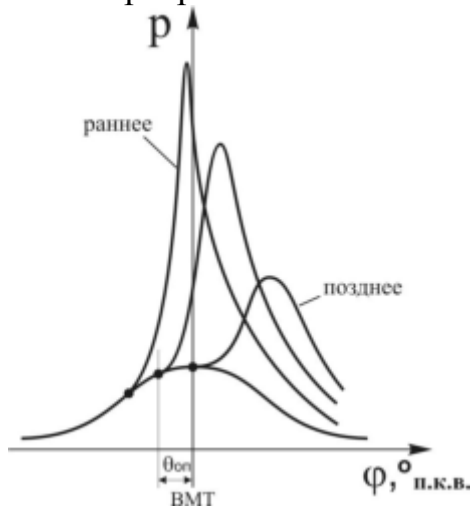


Рис.7.11.

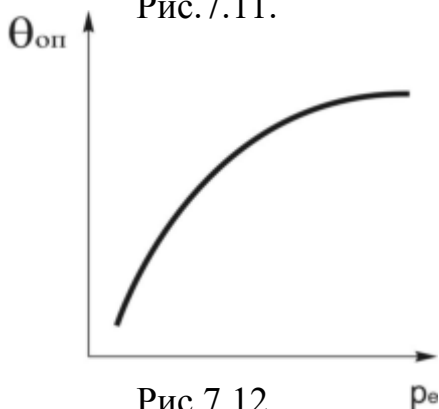


Рис.7.12.

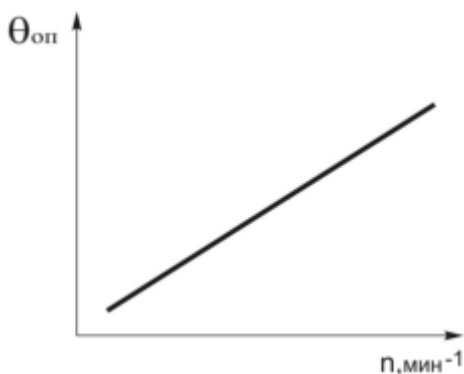


Рис.7.13.

Существенное влияние на процесс сгорания оказывает угол опережения подачи топлива. ($\theta_{\text{опер.}}$) При ранней подачи топлива увеличивается t_i из-за низких значений p_c , T_c , -сгорание происходит вблизи ВМТ, при этом давление p_z – максимальное. При позднем угле сгорание затягивается на линию расширения, давление p_z становится меньше. (Рис.7. 11).

Оптимальный угол опережения подачи топлива $\theta_{\text{опереж}}$. Зависит от теплового режима двигателя, частоты вращения и нагрузки.

Чем больше нагрузка, тем больше цикловая подача топлива, больше температура и угол $\theta_{\text{опереж}}$. должен быть больше. (Рис.7. 12), у бензиновых наоборот, при увеличении нагрузки $\theta_{\text{опереж}}$ должен уменьшаться.

Чем больше частота вращения коленчатого вала (n), тем больше p_c и T_c , тем раньше следует подавать топливо. (Рис.7. 13).

Сравнение процессов сгорания.

Преимущество дизеля перед карбюраторным ДВС:

- качественное регулирование мощности за счёт изменения цикловой подачи топлива;
- менее токсичен процесс;

- на малых нагрузках больше индикаторный КПД, особенно это важно для автомобильных ДВС.

Недостатки дизеля:

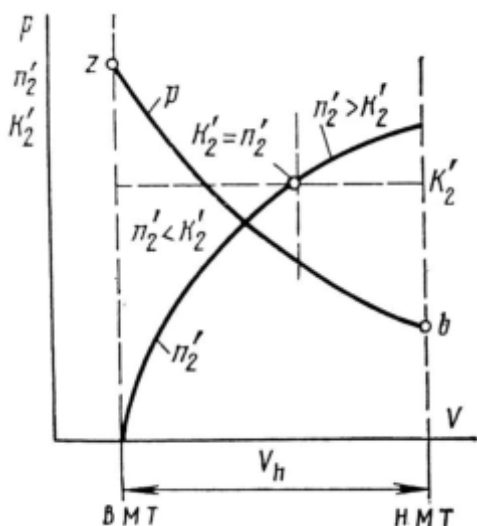
- дымит на больших нагрузках из-за низкого коэффициента избытка воздуха ($\alpha=1,2\dots 1,3$);
- меньше удельная мощность;
- меньшая возможность форсирования по частоте вращения;
- большая жёсткость и шум двигателя.

Процесс расширения.

Процесс расширения сопровождается целым рядом явлений:

- догоранием на линии расширения (у бензиновых двигателей оно мало, у дизелей до 100^0 п.к.в. после ВМТ);
- непрерывная передача теплоты к окружающим деталям в условиях переменных давлений, поверхностей охлаждения, перепада температур, продолжительности отдачи тепла;
- частичная и переменная утечка газов из цилиндра.

Если бы процесс расширения происходил без теплообмена, т.е. по адиабате, то коэффициент адиабаты $K_2=1,25$.



Реальный процесс расширения происходит по политропе с переменным показателем n_2 (Рис.8.1.).

- от ВМТ до максимального значения давления сгорания P_z $n'_2 < 0$.
- при максимальном давлении P_z $n'_2 = 0$.
- при максимальной температуре газов T_z $n'_2 = 1$.
- при дальнейшем перемещении поршня к НМТ показатель политропы расширения $n'_2 = k'_2$, а затем $n'_2 > k'_2$.

Рис. 8.1. Изменение давления (p) и показателя политропы расширения (n_2) в такте расширения.

Таким образом:

- при $n'_2 \leq k'_2$ происходит интенсивный подвод теплоты;
- при $n'_2 = 0$, $n'_2 < k'_2$ подвод теплоты уменьшается;
- при $n'_2 = k'_2$ процесс расширения происходит по адиабате, т.е. подвод теплоты равняется отводу;
- при $n'_2 > k'_2$ отвод теплоты становится больше подвода.

При расчетах принимается среднее значение показателя политропы расширения

$$n_2 = 1,21 + 130/n,$$

где n - частота вращения коленчатого вала.

На показатель полиропы расширения влияют множество факторов.

При увеличении времени теплообмена, поверхности, утечек газов, скорости сгорания, интенсивности охлаждения n_2 увеличивается

Чем больше частота вращения, тем меньше потеря теплоты в систему охлаждения, уменьшаются утечки газов через уплотнения поршней, показатель политропы n_2 уменьшается.

Чем больше нагрузка на двигатель, тем выше температура цикла, больше потери теплоты, увеличиваются утечки газов, увеличивается догорание, что приводит к снижению n_2 .

При увеличении диаметра цилиндра D и хода поршня S , при $S/D = \text{const}$, т.е. если увеличивается рабочий объем цилиндра и поверхность теплоотдачи на единицу объема цилиндра F/V_h показатель политропы n_2 уменьшается.

При уменьшении S/D при $V_h = \text{const}$, т.е. переход к короткоходным двигателям показатель n_2 также уменьшается.

Для бензиновых двигателей	$n_2 = 1,23 \dots 1,3;$
Для дизелей	$n_2 = 1,18 \dots 1,28;$
Для газовых двигателей	$n_2 = 1,25 \dots 1,35.$

8.2. Определение параметров процесса расширения

Запишем уравнение политропы для процесса расширения:

$$p_z \cdot V_z^{n_2} = p_b \cdot V_b^{n_2}$$

Тогда

$$p_b = p_z (V_z / V_b)^{n_2}$$

Для бензинового двигателя давление в конце процесса расширения будет равно

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}$$

Для дизелей

$$p_b = p_z / \delta^{n_2}$$

Для карбюраторных двигателей

$$p_b = 0,35 \dots 0,6 \text{ МПа}$$

Для дизелей

$$P_b = 0,2 \dots 0,5.$$

Для определения температуры в конце процесса расширения воспользуемся характеристическим уравнением

$$p_z \cdot V_z = M_z R_z T_z$$

$$p_b \cdot V_b = M_b R_b T_b$$

При допущении, что утечки газов отсутствуют $M_z = M_b$, $R_z = R_b$, поделив первое уравнение на второе получим

$$\frac{p_z \cdot V_z}{p_b \cdot V_b} = \frac{T_z}{T_b}, \quad T_b = T_z \cdot \frac{p_b}{p_z} \cdot \frac{V_b}{V_z}$$

Для бензинового двигателя $p_B = p_Z / \varepsilon^{n_2}$, температура T_B будет равна

$$T_B = T_Z / \varepsilon^{n_2 - 1}$$

Для дизелей

$$T_B = T_Z / \delta^{n_2 - 1}$$

Для карбюраторных двигателей

$$T_B = 1200 \dots 1700 \text{ К};$$

Для дизелей

$$T_B = 1000 \dots 1200 \text{ К}.$$

Где $\delta = V_B / V_Z = \varepsilon / \rho$ - степень последующего расширения

$\rho = V_Z / V_B$ - степень предварительного расширения.

Для дизелей $\rho = 1,2 \dots 2,4$.

8.3. Тепловой баланс ДВС

Тепловой баланс двигателя или внешний тепловой баланс представляет собой определенное опытным путем распределение теплоты, вводимый в двигатель с топливом, на полезную используемую теплоту и отдельные виды потерь:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_m + Q_{газ} + Q_{н.с} + Q_{ост}, \text{ МДж / з}$$

Здесь

Q_o - количество теплоты, вводимой в двигатель с топливом за определенный отрезок времени, например за час $Q_o = 6tNu$ ($6t$ - часовой расход топлива кг/ч, Nu - низшая теплота сгорания топлива МДж/кг).

Q_e - количество теплоты эквивалентной эффективной работе $Q_e = 1000Ne$

$Q_{охл}$ - количество теплоты, передаваемой охлаждающей системе.

$$Q_{охл} = G_{охл} \cdot C_{охл} (t_{вых} - t_{вх}),$$

Где $C_{охл}$ - удельная теплоемкость охлаждающей жидкости, $G_{охл}$ - ее расход, $t_{вых}$, $t_{вх}$ - температура охлаждающей жидкости соответственно на входе и выходе системы.

Q_m - количество теплоты, передаваемой смазочному маслу

$$Q_m = G_m \cdot C_m (t_{m1} - t_{m2}), \text{ МДж / ч.}$$

Где C_m - удельная теплоемкость смазочного масла, G_m - его расход, t_{m1} , t_{m2} температура масла на выходе и на входе.

$Q_{газ}$ - потеря теплоты с отработавшими газами

$$Q_{газ} = G_T (M_z \mu C_p // t_r - M_e \mu C_p t_o), \text{ МДж / ч.}$$

Где G_T - расход топлива, $\mu C_p //$ и μC_p - соответственно малярные теплоемкости отработавших газов и свежего заряда, t_r - температура отработавших газов на выходе из двигателей, M_z и M_e - количество отработавших газов и свежего заряда соответственно.

$Q_{н.с}$ - теплота, не выделившаяся в двигателе вследствие неполноты сгорания.

$$Q_{н.с} = \Delta H_{И} \cdot G_T \text{ МДж / ч.}$$

$Q_{ост}$ - остаточный член теплового баланса:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_m + Q_{газ} + Q_{н.с})$$

Тепловой баланс можно определить в процентах от всего количества введенной теплоты таблица 1.

$$100\% = g_e + g_{охл} + g_m + g_{газ} + g_{н.с} + g_{ост}$$

Таблица 1

Тепловой баланс двигателя

Тип дизеля	g_e	$g_{ох}$	g_r	$g_{н.с}$	$g_{ост}$
Дизели	30...38	20...30	30...40	2...6	2...6
Бензиновые ДВС	21...28	15...25	33...55	2...23	5...10

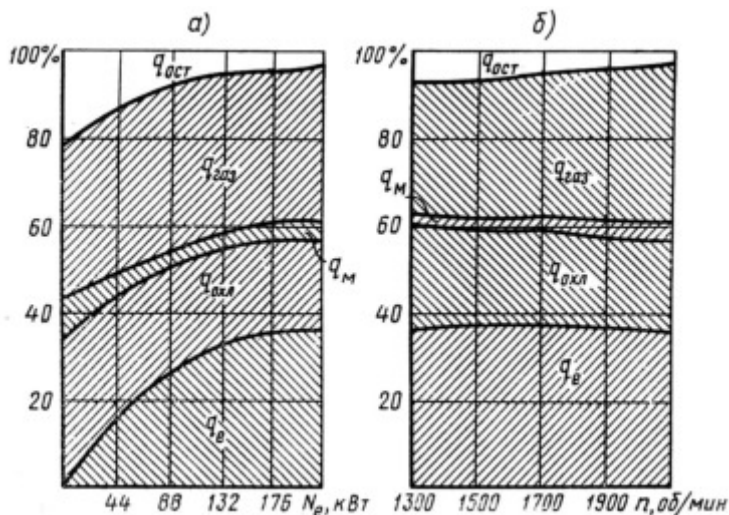


Рис. 8.2. Тепловой баланс дизеля с турбонадувом:
 а - в функции мощности при $n = \text{const}$; б - в функции частоты вращения при рейке топливного насоса на упоре.

В качестве примера на Рис.8.2. приведен тепловой баланс автотракторного дизеля с наддувом от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала.

Здесь $g_{н.с}$ включено в $g_{ост}$. Как видно из графика, на режиме полной нагрузки наиболее весомыми членами теплового баланса являются потери с отработавшими газами и полезно используемая теплота.

На характер $g_{газ} = f(n)$, влияет уменьшение времени охлаждения продуктов сгорания с ростом n , теплота $g_{ост}$. мало зависит от режима работы.

Задачами кинематики кривошипно-шатунного механизма (КШМ) является определение перемещение скорости и ускорения поршня.

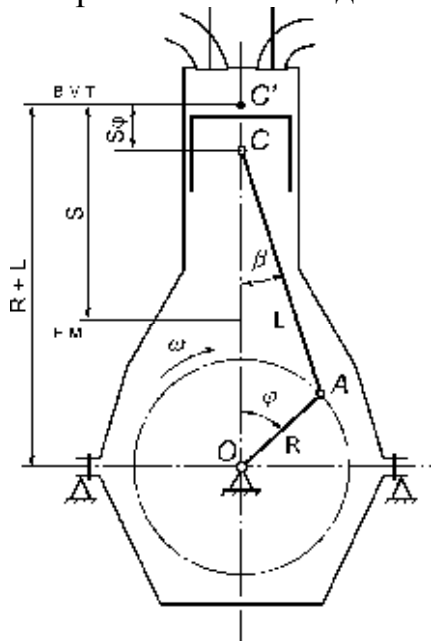
Расчет этих величин производится в зависимости от угла поворота кривошипа φ при допущениях:

$$w = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} = \text{const}, \quad \varphi = \omega t \text{ или } \varphi = 6\pi n t$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, с^{-1} ; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Ниже приводится методика кинематического расчета центрального кривошипно-шатунного механизма однорядного двигателя. Расчет дезаксиального КШМ и V-образных двигателей приводится в специальной литературе [1, 2, 3, 4, 5].

Рассмотрим схему центрального КШМ двигателя рис. 11.1. Поршень перемещается от верхней мертвой точки (ВМТ.) до нижней мертвой точки (НМТ.) совершая полный ход S .



Шатун совершает переносное движение вместе с поршневым пальцем и качательное вокруг поршневого пальца. Угол отклонения шатуна β от оси цилиндра определим из соотношения треугольника ACO на основании теоремы синусов:

$$\sin\beta/\sin\varphi=R/L_{ш}=\lambda_{к} \quad \sin\beta=\lambda_{к} \sin\varphi$$

Наибольшее отклонение шатуна

$$\beta_{\max}\leq 15\dots 17^\circ \text{ будет при } \varphi, \text{ равным } 90 \text{ и } 270^\circ.$$

Рис. 11.1. Схема центрального КШМ.

11.1. Перемещение поршня.

При повороте кривошипа на угол φ , перемещение поршня составит S_x (рис.).

$$S_x = C'C = C'O - CO = R + L - CO$$

тогда

$$S_\varphi = R + L - R \cos\varphi - L \cos\beta$$

В практических расчетах эта точная формула неудобна, так на перемещение зависит от двух переменных величин φ и β . Поэтому чаще пользуются приближенной формулой, в которой переменная β выражена через φ на основе биннома Ньютона.

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \varphi}$$

Разлагая правую часть по биному Ньютона и пренебрегая членами выше второго порядка, вследствие их молодости, получим

$$\cos \beta \approx 1 - \lambda_k^2/4 + (\lambda_k^2/4) \cos 2\varphi$$

тогда

$$CO = R \cos \varphi + L_{ш} - R \lambda_k/4 + (R \lambda_k/4) \cos 2\varphi$$

окончательно получим

$$S_x = R [(1 - \cos \varphi) + \lambda_k/4 (1 - \cos 2\varphi)]$$

Из формулы видно, что перемещение поршня состоит из перемещения первого порядка

$$S_x = R (1 - \cos \varphi)$$

и перемещение второго порядка

$$S_{x2} = (R \lambda_k/4) (1 - \cos 2\varphi)$$

При

$$\varphi = 0^\circ$$

$$S_x = 0$$

$$\varphi = 90^\circ$$

$$S_x = R (1 + \lambda_k/2)$$

$$\varphi = 180^\circ$$

$$S_x = 2R = S$$

Величина $R \lambda_k/2$ называется поправкой Ф. Брикса, сущность, которой состоит в том, что за первые 90° поворота кривошипа поршень проходит большой путь на величину $(1 + \lambda_k/2)$, чем за последующие 90° .

На рисунке 11.2 представлены кривые перемещения поршня S_φ в зависимости от угла поворота кривошипа.

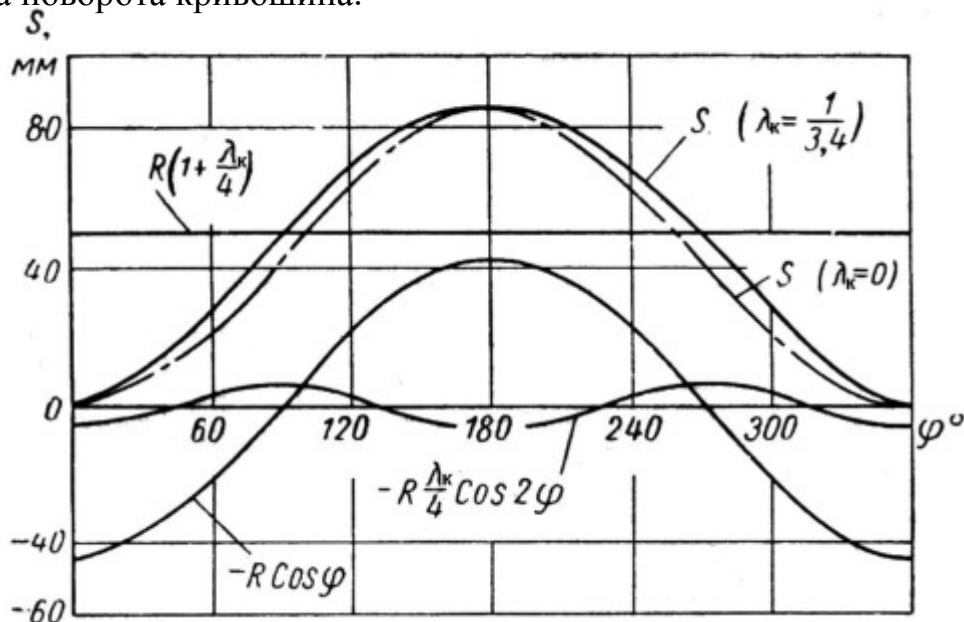


Рис. 11.2. Кривые перемещений поршня.

11.2. Скорость поршня.

Скорость поршня W можно определить продифференцировав выражение перемещения поршня S_x по времени

$$W_{\Pi} = \frac{ds_x}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{ds_x}{d\varphi} = w\omega \frac{ds_x}{d\varphi}$$

или

$$W_{\Pi} = w R (\sin\varphi + (\lambda_k/2 \sin 2\varphi)) \quad \text{м/с}$$

При повороте кривошипа на угол

$\varphi = 0^\circ$	$W_{\Pi} = 0$
$\varphi = 90^\circ$	$W_{\Pi} = wR$
$\varphi = 180^\circ$	$W_{\Pi} = 0$
$\varphi = 270^\circ$	$W_{\Pi} = -wR$

Для практических расчетов и сравнения высокооборотности двигателя используют среднюю скорость поршня

$$W = \frac{Sn}{30} \quad \text{м/с.}$$

Для современных автотракторных двигателей

$$W_{\Pi} = 5 \dots 15 \text{ м/с.}$$

Зависимость скорости поршня от угла поворота кривошипа представлена на рис. 11.3.

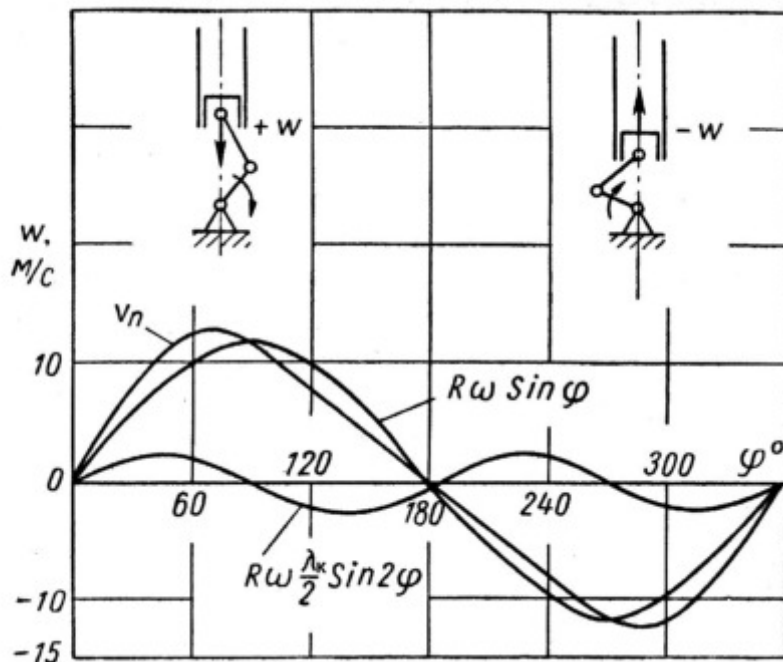


Рис. 11.3. Кривые скорости поршня.

11.3. Ускорение поршня.

Ускорение поршня j_{Π} можно определить продифференцировав выражение скорости по времени

$$j_{\Pi} = \frac{dW_{\Pi}}{dt} = \frac{dW_{\Pi}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dW_{\Pi}}{d\varphi} \cdot \omega$$

$$j_{\Pi} = w^2 R (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \text{ м/с}^2$$

Зависимость ускорения поршня $j_{\text{п}}$ в зависимости от угла поворота кривошипа показано на рис. 11.4.

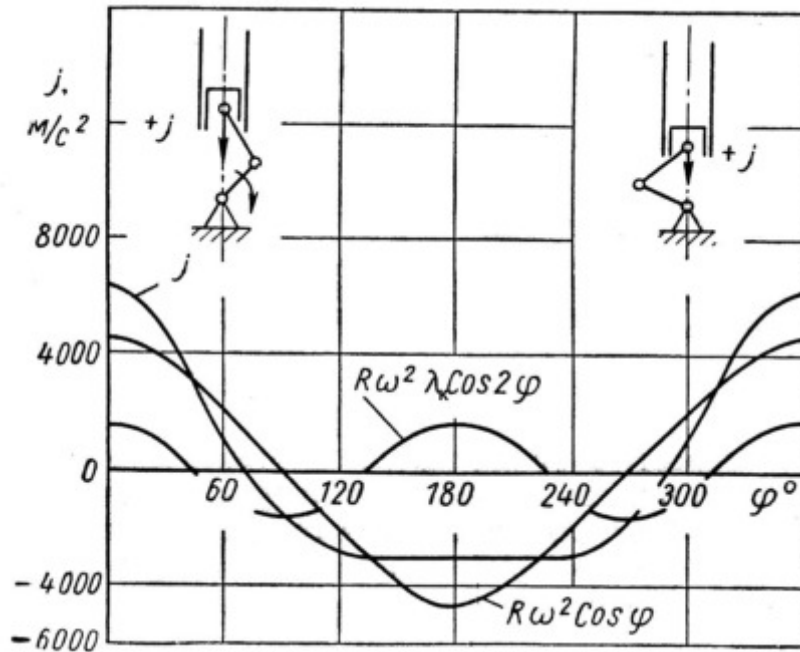


Рис. 11.4. Кривые ускорений поршня.

Из графиков ускорения поршня видно,

что при $\varphi = 0(360^\circ) - j_{\text{п}} = R\omega^2(1 + \lambda_{\text{к}})$

величина $j_{\text{п}}$ - достигает максимального положительного значения при

$$\varphi = 180^\circ \quad j_{\text{п}} = -\omega^2 R(1 - \lambda_{\text{к}})$$

величина $j_{\text{п}}$ - достигает максимального отрицательного значения, причем абсолютная величина в ВМТ. $0(300^\circ)$ больше, чем НМТ (180°).

При работе двигателя детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ) подвергаются действию сил давления газов в цилиндре, сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, сил инерции вращающихся масс, сил трения между сопряженными деталями и сил тяжести.

При динамических расчетах автотракторных двигателей обычно силы трения и силы тяжести не учитываются.

12.1. Силы давления газов на поршень

возникают в цилиндре и воспринимаются поршнем, стенками и головкой цилиндра. Сила от давления газов на поршень будет равна (Рис. 12.1)

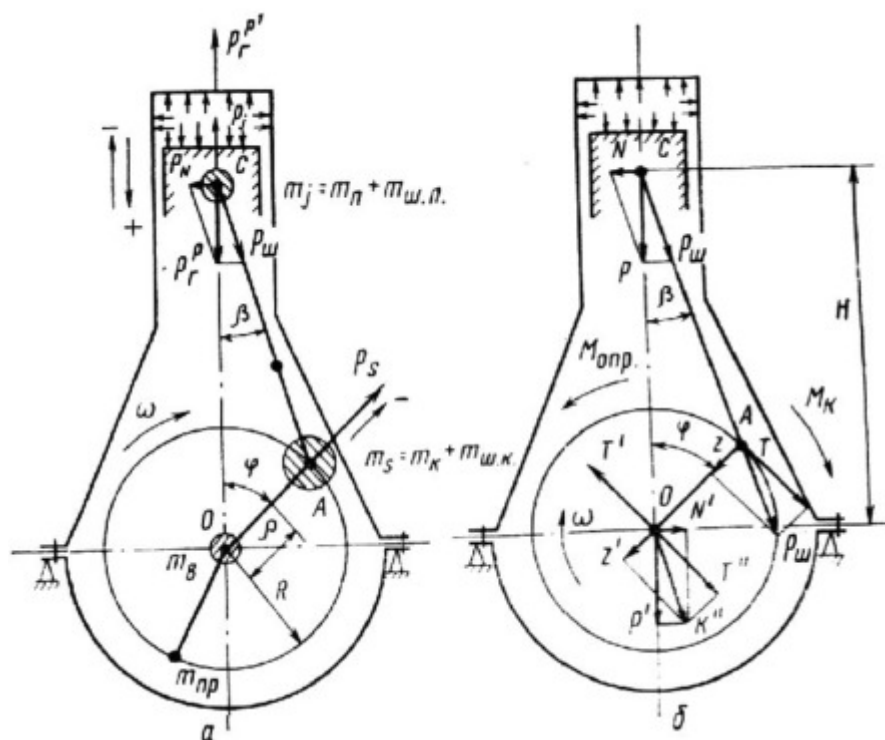


Рис. 12.1. Силы и моменты, действующие в центральном кривошипно-шатунном механизме:

а – силы давления газов и силы инерции; б – суммарные силы, действующие в звеньях и подшипниках коленчатого вала.

$$P_{\Gamma} = \rho_{\Gamma} \cdot F_{\Pi} = \rho_{\Gamma} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \rho_{\Gamma} \cdot 0,785 d^2, \text{ кН.}$$

где F_{Π} – площадь поршня,
 d - диаметр цилиндра,
 ρ_{Γ} – избыточное давление газов в цилиндре.

$$\rho_{\Gamma} = \rho_{\Gamma}' - \rho_0,$$

ρ_r' - абсолютное давление газов в цилиндре (МПа), определяется по индикаторной диаграмме;

ρ_o – атмосферное давление, $\rho_o = 0,1$ Мпа.

12.2. Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме разделяют на два вида:

Силы инерции от возвратно-поступательно движущихся масс и центробежные силы от вращающихся масс.

Силы инерции от возвратно-поступательно движущихся масс равна

$$P_j = - m_j \cdot j = m_j \cdot R \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_k \cdot \cos 2\varphi),$$

где m_j – масса совершающая возвратно-поступательное движение,

j – ускорение, которое мы определили в предыдущей лекции.

Для упрощения m_j условно считают сосредоточенной на оси поршневого пальца, там же сосредоточена часть массы шатуна, которая совершает поступательное движение.

$$m_j = m_{п} + m_{шп}$$

$m_{пк}$ – масса поршневого комплекта

$m_{шп}$ – масса шатуна совершающая поступательное движение, $m_{шп} = (0,2...0,3) m_{ш}$; $m_{ш}$ – масса шатуна.

Для удобства анализа силу инерции P_j раскладывают на две силы:

$$P_j = P_{j1} + P_{j2};$$

где $P_{j1} = - m_{п} \cdot R \cdot \omega^2 \cos \varphi$ сила инерции первого порядка;

$$P_{j2} = - m_{п} \cdot R \cdot \omega^2 \lambda_k \cos 2\varphi \quad \text{сила инерции второго порядка.}$$

Сила P_{j1} – изменяется по закону косинусоиды и имеет период изменения один оборот коленчатого вала (360° пкв), а P_{j2} – по закону косинуса двойного угла, а период изменения – пол-оборота (180° пкв).

Абсолютное значение силы инерции второго порядка в 3,5...4,5 меньше силы инерции первого порядка, так как в уравнение входит величина $\lambda_k = 1/3,5...1/4,5$. Сила инерции действует по оси цилиндра, она положительна - если направлена к оси коленчатого вала.

12.3. Суммарные силы, действующие в КШМ.

Таким образом на поршень действует суммарная сила P

$$P = P_r + P_j$$

Суммарная сила будет действовать по оси цилиндра и приложена в центре поршневого кольца.

Суммарную силу P можно разложить на две составляющие:

действующую вдоль шатуна силу $P_{ш}$, которая сжимает или растягивает шатун:

$$P_{ш} = P/\cos\beta.$$

Силу N направленную перпендикулярно оси цилиндра (нормальную силу), которая попеременно прижимает поршень к левой и правой стенке цилиндра (перекладка поршня)

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

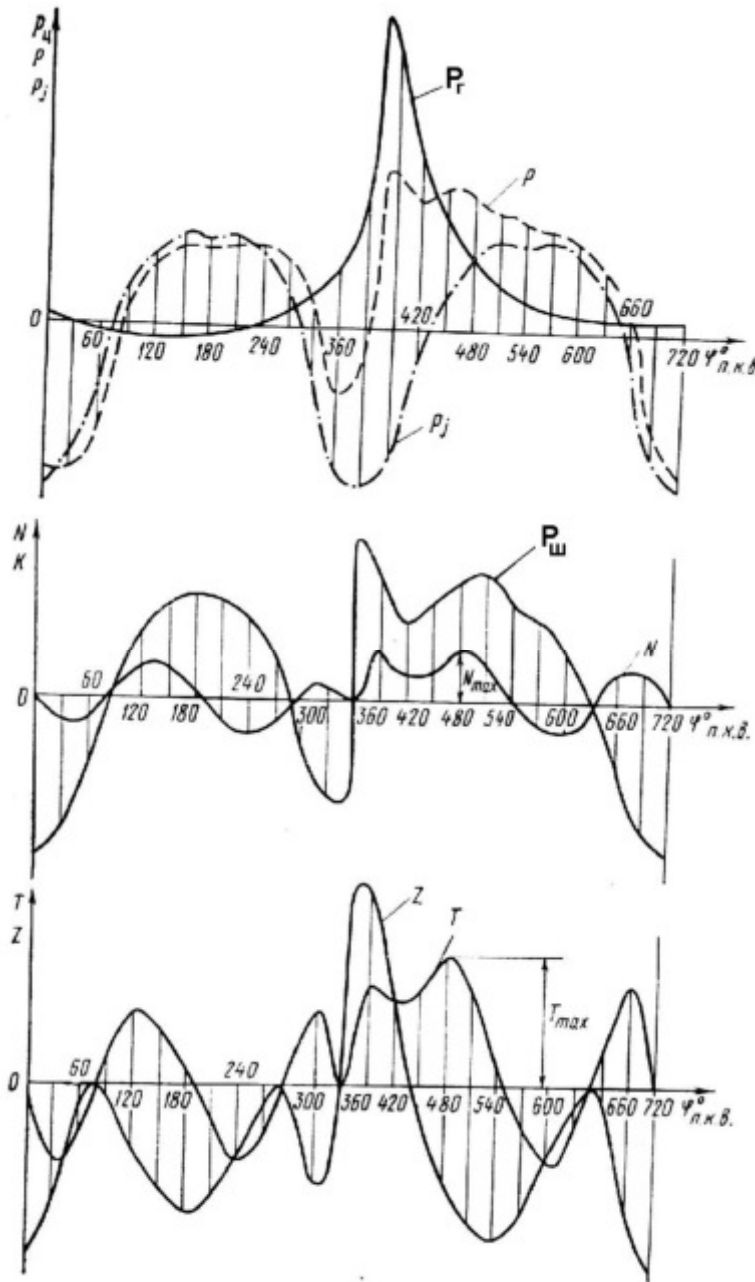
Сила $P_{\text{ш}}$ действующая через шатун нагружает шатунную шейку коленчатого вала (Рис. 12.1б), которую также можно разложить на две составляющие: действующую силу Z вдоль кривошипа

$$Z = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

и действующую перпендикулярно кривошипу силу T (тангенциальную)

$$T = \frac{P \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Развернутые диаграммы сил, действующих в КШМ приведены на рис.12.2



На шатунную шейку еще действует центробежная сила $P_{\text{сш}}$ равная

$$P_{\text{сш}} = m_{\text{шв}} \cdot R \cdot \omega^2,$$

где $m_{\text{шв}}$ – масса шатуна участвующая во вращательном движении,

$$m_{\text{шв}} = 0,725 m_{\text{ш}},$$

$m_{\text{ш}}$ – масса шатуна.

Таким образом, на шатунную шейку и подшипник действуют результирующая сила R

$$R_{\text{ш}} = P_{\text{ш}} + \bar{P}_{\text{сш}}$$

Векторно складывая их находят полярную диаграмму называемую Годографом сил на шатунную шейку (Рис. 12.4.) или подшипник (Рис.12.5).

Рис. 12.2. Развернутые диаграммы суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.

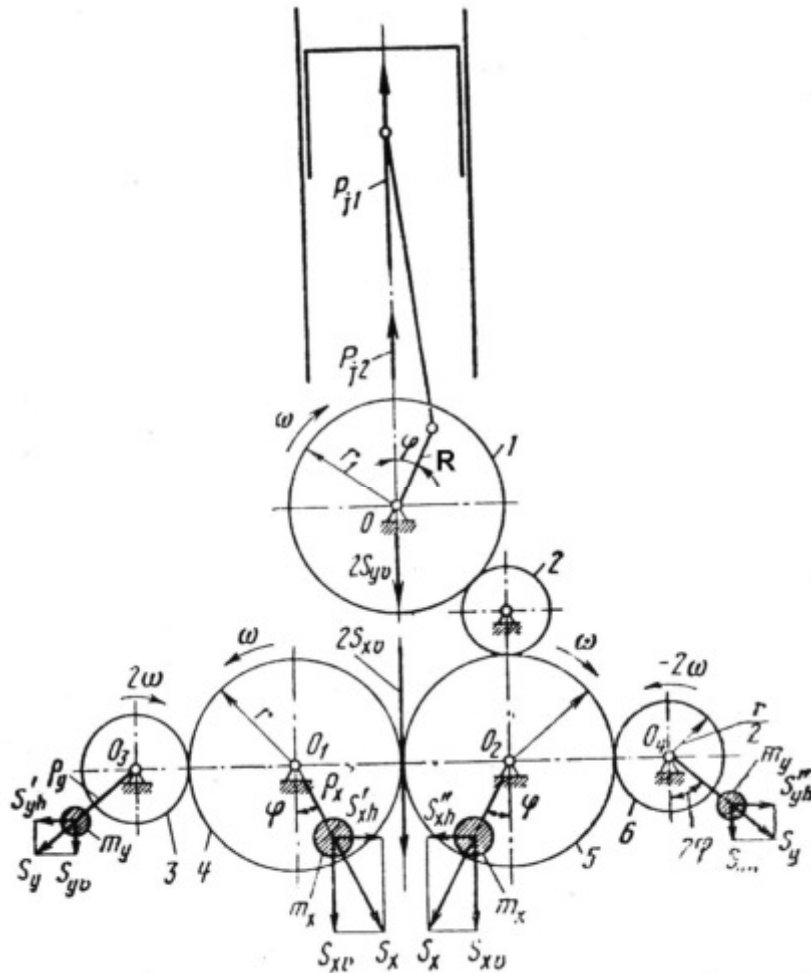


Рис.13.1. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя с помощью дополнительных валов с противовесами.

Сила инерции возвратно -поступательно движущихся масс КШМ первого порядка

$$P_{j1} = m_j R \omega^2 \cos \varphi$$

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс КШМ второго порядка

$$P_{j2} = m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi$$

Центробежная сила инерции вращающихся частей КШМ

$$P_c = m_c R \omega^2$$

Для уравновешивания сил инерции первого порядка необходим механизм, имеющий шестерни или валы на которых вращаются противовесы с частотой равной частоте вращения коленчатого вала. Центробежные силы от этих противовесов S'_x и S''_x , можно разложить на две составляющие (рис. 1) S'_{xh} , S''_{xh} , которые будут взаимно уравновешены, а составляющие S'_{xv} , S''_{xv} складываются. Для уравновешивания силы инерции подбирают такие массы противовесов m_x , чтобы сумма сил ($S'_{xv} + S''_{xv}$) были ей равны или

$$P_{j1} = -2 S_x = 2 m_x r_x \omega^2$$

где m_x – масса противовеса уравновешивающего механизма сил инерции 1^{ого} порядка;

r_x – расстояние от центра вращения до центра массы противовеса.

Так уравнивают силы инерции первого порядка например у двигателя Д-20 (Владимирский тракторный завод).

Поскольку период изменений сил инерции $2^{-\text{го}}$ порядка вдвое меньше, т.е. частота действий в 2 раза больше, то для уравнивания этой силы валы с противовесами необходимо вращать с угловой скоростью вдвое больше, чем коленчатый вал (рис. 1). Силы $S'_{yh} = S''_{yh}$ взаимно уравниваются, а силы $S'_{yv} = S''_{yv}$ направлены в одну сторону, поэтому складываются и всегда будут направлены в противоположную сторону от силы P_{j2} . Поэтому для уравнивания силы инерции второго порядка P_{j2} необходимы чтобы сумма составляющих $S'_{yv} = S''_{yv}$ была равна силе инерции P_{j2} , т.е.

$$P_{j2} = -2 S_{yv} = -2 m_y r_y (2 \omega)^2$$

где m_y – масса противовеса уравнивающего механизма сил инерции второго порядка;

r_y – расстояние от центра вращения до центра массы;

ω – частота вращения коленчатого вала.

Центробежная сила инерции вращающихся масс КШМ, может быть уравновешена с помощью противовеса установленного на продолжении кривошипа, параметры которого соответствуют зависимости

$$P_c = m_{пр} r_{пр} \omega^2$$

где $m_{пр}$ – масса противовеса на коленчатом валу, $r_{пр}$ – расстояние от оси коленчатого вала до центра массы противовеса.

13.3. Уравнивание многоцилиндровых рядных двигателей.

Уравнивание 2^x цилиндрического рядного двигателя с кривошипами расположенными под углом 180° .

В 2^x цилиндрическом двигателе силы инерции первого и второго цилиндров равны по величине и противоположны по направлению (рис. 13.2), т.е.

$$\sum P_{j1} = 0$$

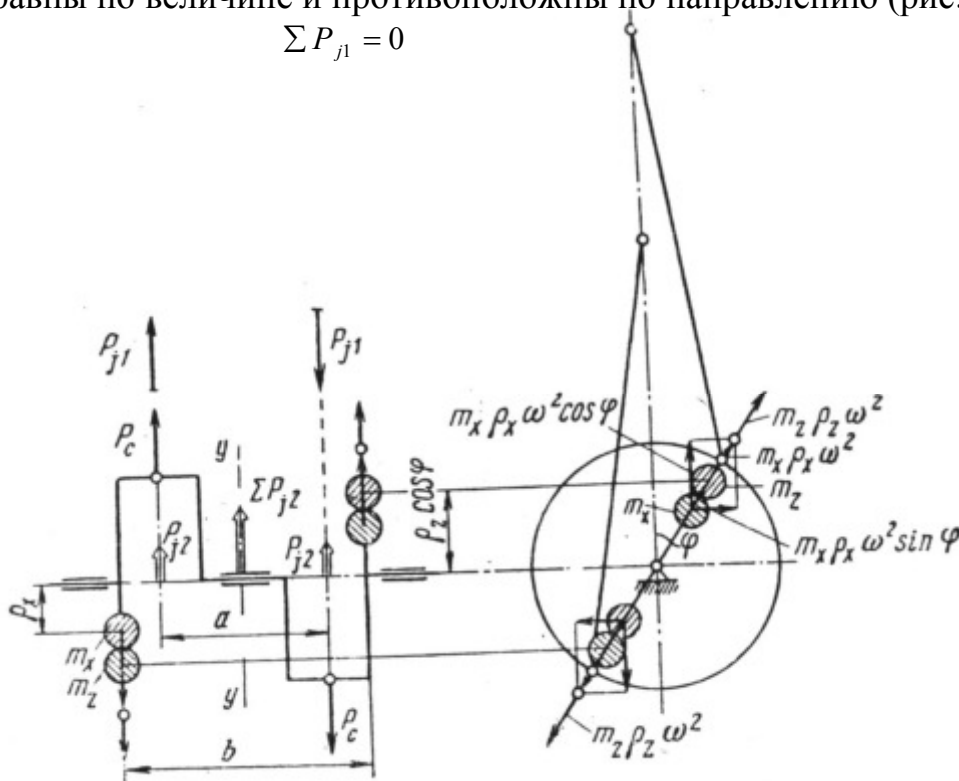


Рис.13.2. Уравнивание двухцилиндрового двигателя с кривошипами, расположенными под углом 180° .

Центробежные силы также равны по величине и противоположны по направлению, т.е.

$$\sum P_c = 0$$

Таким образом, в этом двигателе силы P_{j1} и P_c взаимноуравновешены.

Силы инерции второго порядка равны по величине но действуют в одном направлении, таким образом

$$\sum P_{j2} = 2P_{j2}$$

В этих двигателях P_{j2} как правило не уравновешивается.

Момент от сил инерции 1^{ого} порядка равен

$$M_1 = P_{j1} a.$$

Момент от центробежных сил равен

$$M_c = P_c a.$$

Эти моменты могут быть уравновешены с помощью дополнительных противовесов на крайних щеках коленчатого вала с массой m_z .

Момент от сил инерции второго порядка не создается.

Так например уравновешивается двигатель Д-120.

Уравновешивание 4^х цилиндровых двигателей, с углом расположения кривошипов 180°С.

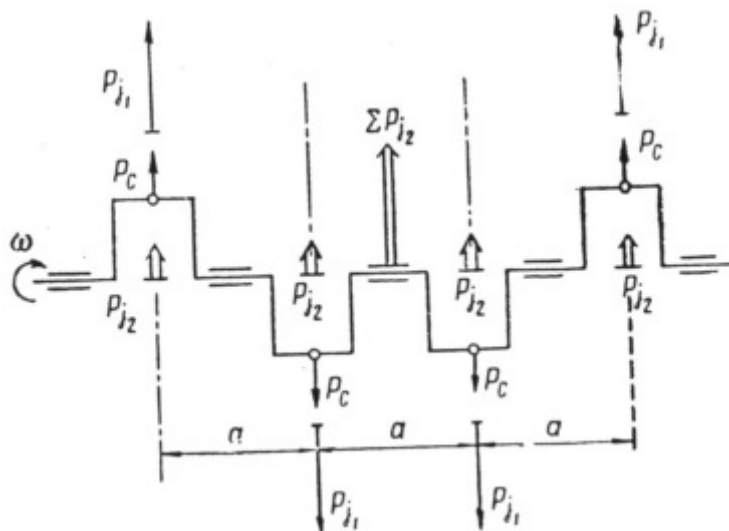


Рис.13.3. Уравновешивание четырехцилиндрового двигателя с плоским валом.

Порядок работы цилиндров этих двигателей обычно бывает 1-3-4-2 или 1-2-4-3.

Как видно из рис. 3, при таком расположении кривошипов силы инерции первого порядка и центробежные силы равны по величине и противоположны по направлению, т.е. взаимно уравновешены

$$\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_c = 0.$$

Силы инерции второго порядка складываются

$$\sum P_{j2} = 4P_{j2},$$

в автомобильных двигателях ГАЗ-24, УАЗ, ВАЗ и тракторных двигателях Д-240, остаются свободными т.е. не уравновешиваются. У двигателя Д-160 (ЧТЗ)

уравновешиваются с помощью механизма Ланчестера установленного под первой опорой двигателя на 56%, у двигателя А-41 АМЗ, таким же механизмом установленным под средней опорой коленчатого вала на 60%.

Момент от центробежных сил и сил инерции первого и второго цилиндров равны по величине и противоположны по направлению от этих сил третьего и четвертого цилиндров, поэтому

$$\Sigma M_c = 0; \quad \Sigma M_1 = 0.$$

Момент от сил инерции 2^{ого} порядка не создаются так силы направлены в одну сторону

$$\Sigma M_2 = 0$$

Уравновешивание шестицилиндрового двигателя.

В шестицилиндровых рядных двигателях кривошипы расположены под углом 120° (рис. 13.4).

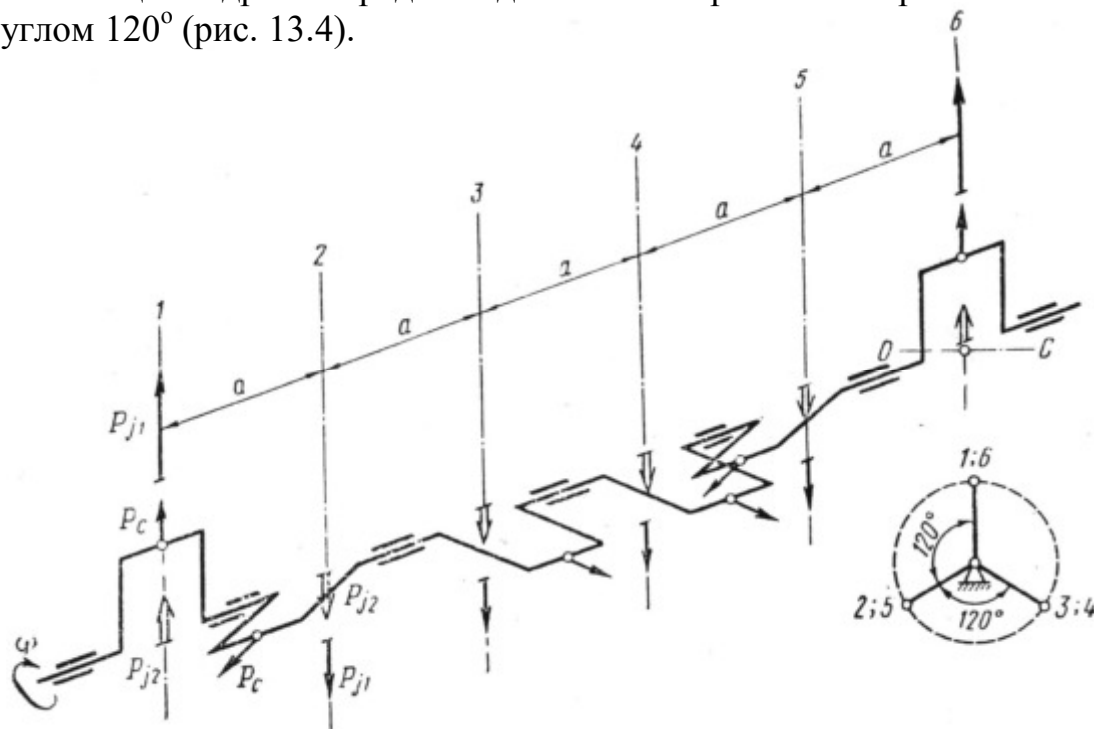


Рис.13.4. Уравновешивание шестицилиндрового рядного двигателя с кривошипами под углом 120°.

С позиций уравновешенности этот двигатель самый лучший из рядных поскольку у него все силы и моменты взаимно уравновешены, т.е.

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j1} &= 0; & \Sigma M_1 &= 0. \\ \Sigma P_{j2} &= 0; & \Sigma M_2 &= 0. \\ \Sigma P_c &= 0; & \Sigma M_c &= 0. \end{aligned}$$

Однако коленвал этих двигателей больше подвержен крутильным колебаниям.

Такую схему имеют автомобильный двигатели ГАЗ-51, ЗИЛ-164, ГАЗ-52, тракторные Д-6, Д-260, А-01.

13.4. Уравновешивание V-образных двигателей.

Уравновешивание 2^x цилиндрического V-образного двигателя с углом развала $\gamma = 90^\circ$.

В V-образных двигателях цилиндры располагаются под углом 75 и 90° . Рассмотрим уравновешивание двигателя с углом развала 90° (рис. 13.5).

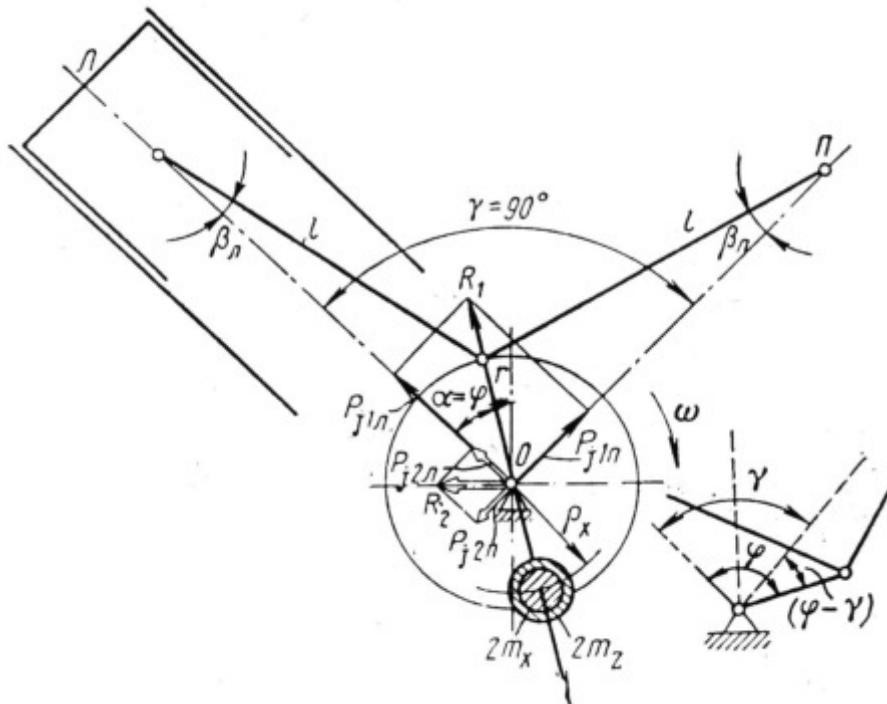


Рис.13.5. Уравновешивание двухцилиндрового V-образного двигателя с углом развала $\gamma = 90^\circ$.

Центробежная сила P_c направлена по кривошипу и может быть уравновешена с помощью противовеса массой m_x на расстоянии r_p , p_x

$$P_c = m_c R \omega^2 = 2 m_{xc} p_{xc} \omega^2.$$

Силы инерции первого порядка левого и правого цилиндров направлены от центра вращения коленчатого вала и соответственно равны.

$$P_{j1}^n = m_j R \omega^2 \cos \varphi;$$

$$P_{j1}^a = m_j R \omega (\cos \varphi - \gamma) = - m_j R \sin \varphi$$

Равнодействующая этих сил будет направлена всегда по радиусу кривошипу и равна

$$R_1 = \sqrt{(P_{j1}^n)^2 + (P_{j1}^a)^2} = m_j R \omega^2$$

и может быть уравновешена с помощью противовеса на противоположном конце кривошипа с массой m_z

$$R_{j1} = 2 m_z p_x \omega^2$$

Сила инерции второго порядка для правого и левого ряда цилиндров соответственно равны

$$P_{j2}^n = m R \omega^2 \lambda_k \cos 2\varphi$$

$$P_{j2}^a = m R \omega \lambda_k \cos (\varphi - \gamma) = - m R \lambda_k \cos 2\varphi$$

Сила инерции левого цилиндра направлена от центра вращения, а правого к центру вращения, поэтому равнодействующая этих сил равна

$$R_{j2} = \sqrt{(P_{j2}^n)^2 + (P_{j2}^t)^2} = \sqrt{2} m_j R \lambda_k \omega^2 \cos 2\varphi$$

и действует в горизонтальной плоскости, изменяется по гармоническому закону, не уравнивается и передается на опоры.

Уравнивание 4^х цилиндрических двигателей.

У 4^х цилиндрических V-образных двигателей с расположением кривошипов под углом 90° и порядком работы 1-2-4-3 (двигатель МеМЗ –966) силы инерции первого порядка и центробежные силы взаимно уравниваются.

$$\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_c = 0.$$

В этих двигателях силы инерции второго порядка моменты ΣM_1 , ΣM_2 , ΣM_c не уравниваются.

Уравнивание 6^{ти} цилиндрических, V-образных двигателей, с углом развала 90°, с расположением кривошипов под углом 120° (двигатель СМА-60, порядок работы цилиндров 1-4-2-5-3-6). У таких двигателей все силы инерции взаимноуравновешены.

$$\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_c = 0,$$

а моменты уравниваются противовесами на коленчатом валу.

Уравнивание 8^{ми} цилиндрических, V-образных двигателей, с расположением цилиндров под углом 90° и с расположением кривошипов под углом 90°. Такое расположение применяется на двигателях ЯМЗ-238, 8ДВТ-330, ЗИЛ-130, ГАЗ-66.

Все силы у этих двигателей взаимноуравновешены

$$\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_c = 0.$$

ΣM_c , ΣM_1 – уравниваются противовесами установленные коленчатого вала.

$$\Sigma M_2 = 0$$

Сравнение уравниваемости наиболее распространенных двигателей приведены в таблице. Из таблицы видно, что самым уравниваемым рядным двигателем является – шестицилиндровый с углом между кривошипами 120°, из V-образных – 12^{ти} цилиндрический с таким же расположением кривошипов и с углом развала цилиндров 75°.

Таблица 13.1.

Уравновешивание двигателей с различным числом и расположением цилиндров.

Число и расположение цилиндров	Расположение кривошипов	Угол развала	Угол между кривошипами	Угол между вспышками	Порядок работы цилиндров	Неуравновешенные силы			Неуравновешенные моменты			Применяется на ДВС
						$\sum P_c$	$\sum P_{j1}$	$\sum P_{j2}$	$\sum M_c$	$\sum M_{j1}$	$\sum M_{j2}$	
4P		–	180°	180°	1-3-4-2 1-2-4-3	0	0	не урavn.	0	0	0	СМД-14, Д-240, ГАЗ-24, Д-160 (ЧТЗ), АЗЛК, ВАЗ, ИЖ
6P		–	120°	120°	1-5-3-6-2-4 1-4-2-6-3-5 1-3-5-6-4-2	0	0	0	0	0	0	СМД-81, Д-260, А-01, ГАЗ-52, ЗИЛ-164, Д-6, Cat, Kom. Cum
6V		90°	120°	90-150° 90-150° 90-150°	1-4-2-5-3-6	0	0	0	не урavn.	не урavn.	не урavn.	СМД-60,62,64, 6ДМ-21Н, Deutz.
8V		90°	90°	90°	1-3-7-2-6-5-4-8 1-5-4-2-6-3-7-8	0	0	0	Прог. умах-ка и носка к/в		0	ЯМЗ-238, 8ДВТ-330, 8ДМ-21-А
12V		75°	120°		1-12-5-8-3-10-6-7-2-11-4-9	0	0	0	0	0	0	ЯМЗ-240

Более подробно с уравновешиванием двигателей можно познакомиться в литературе [1, 2, 3].

Лекция №8. Расчёт деталей силовых агрегатов на прочность

Расчет механизма газораспределения

Общие положения

Проектирование механизма газораспределения начинают с определения площади проходных сечений в седле клапана « $F_{\text{кл}}$ » и в горловине « $F_{\text{гор}}$ » (рисунок 7.1):

$$F_{\text{кл}} = v_{\text{п.ср.}} \cdot F_{\text{п}} / (i_{\text{кл}} \cdot \omega_{\text{вп}}),$$

где $v_{\text{п.ср.}}$ – средняя скорость поршня, м/с; $F_{\text{п}}$ – площадь поршня, м²;

$i_{\text{кл}}$ – число одноименных клапанов; $\omega_{\text{вп}}$ – скорость газа в проходном сечении клапана (для карбюраторных и газовых двигателей $\omega_{\text{вп}} = 90\text{--}150$ м/с, а для дизелей – $\omega_{\text{вп}} = 80\text{--}120$ м/с).

Средняя скорость поршня равна

$$v_{\text{п.ср.}} \approx 0,86 \cdot \omega \cdot r \cdot \sqrt{1 + \lambda^2}, \text{ м/с}; \quad \lambda = r/l; \quad \omega = \pi n/30.$$

Учитывая, что через горловину проходит стержень клапана, ее площадь обычно принимают $F_{\text{гор}} = (1,1 \dots 1,2) F_{\text{кл}}$.

Диаметр горловины

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{4F_{\text{гор}} / \pi}, \text{ м.}$$

Из условия возможного размещения клапанов в головке цилиндров при верхнем их расположении

$$d_{\text{гор}} = (0,35 \dots 0,52) D,$$

где D – диаметр цилиндра, м.

Максимальная высота подъема клапана при угле фаски клапана $\alpha = 45^\circ$

$$h_{\text{кл.мах}} = \sqrt{4,93 \cdot d_{\text{гор}}^2 + 4,44 \cdot F_{\text{кл}} / 2,22} - d_{\text{гор}}, \text{ мм.}$$

Максимальная высота подъема клапана в автомобильных двигателях изменяется в пределах

$$h_{\text{кл.мах}} = (0,18 \dots 0,30) d_{\text{гор}}, \text{ мм.}$$

Основные размеры впускного кулачка на распределительном валу:

- радиус начальной окружности (рисунок 7.1)

$$r_0 = (1,5 \dots 2,5) h_{\text{кл. max}},$$

для двигателей с наддувом $r_0 = (3 \dots 4) h_{\text{кл. max}}$;

- величину угла кулачка « φ_{po} » определяют в соответствии с выбранными фазами газораспределения:

$$\varphi_{\text{po}} = (\varphi_{\text{пр}} + 180 + \varphi_{\text{зп}})/4,$$

где $\varphi_{\text{пр}}$ – угол предварительного открытия клапана; $\varphi_{\text{зп}}$ – угол запаздывания закрытия клапана, град.

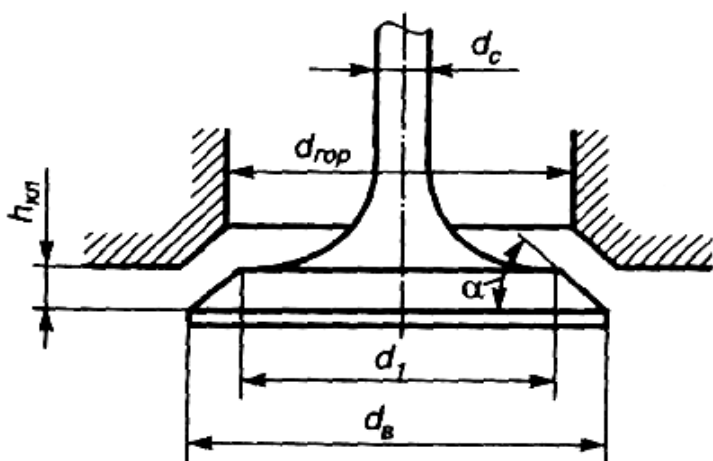


Рисунок 7.1 – Расчетная схема проходного сечения в клапане

Точки «А» и «А'» являются точками начала открытия и конца закрытия клапана.

Максимальный подъем толкателя

$$h_{\text{T max}} = h_{\text{кл. max}} \cdot l_{\text{T}}/l_{\text{кл.}},$$

где l_{T} и $l_{\text{кл}}$ – длина плеч коромысла, прилегающих соответственно к толкателю и клапану (рисунок 7.2). Отношение $(l_{\text{T}}/l_{\text{кл}})$ выбирается по конструктивным соображениям и изменяется в пределах 0,50...0,96.

Проектирование выпускного кулачка с плоским толкателем

Радиус дуг выпускного профиля кулачка $r_2 \geq 5$ принимается между значениями $h_{\text{кл. max}}$ и $h_{\text{T. max}}$, тогда

$$r_1 = \frac{r_0^2 + a^2 - r_2^2 - 2r_0 \cdot a \cdot \cos\varphi_{po}}{2 \cdot (r_0 - r_2 - a \cdot \cos\varphi_{po})}, \text{ мм},$$

где $a = r_0 + h_{T.\max} - r_2$, мм.

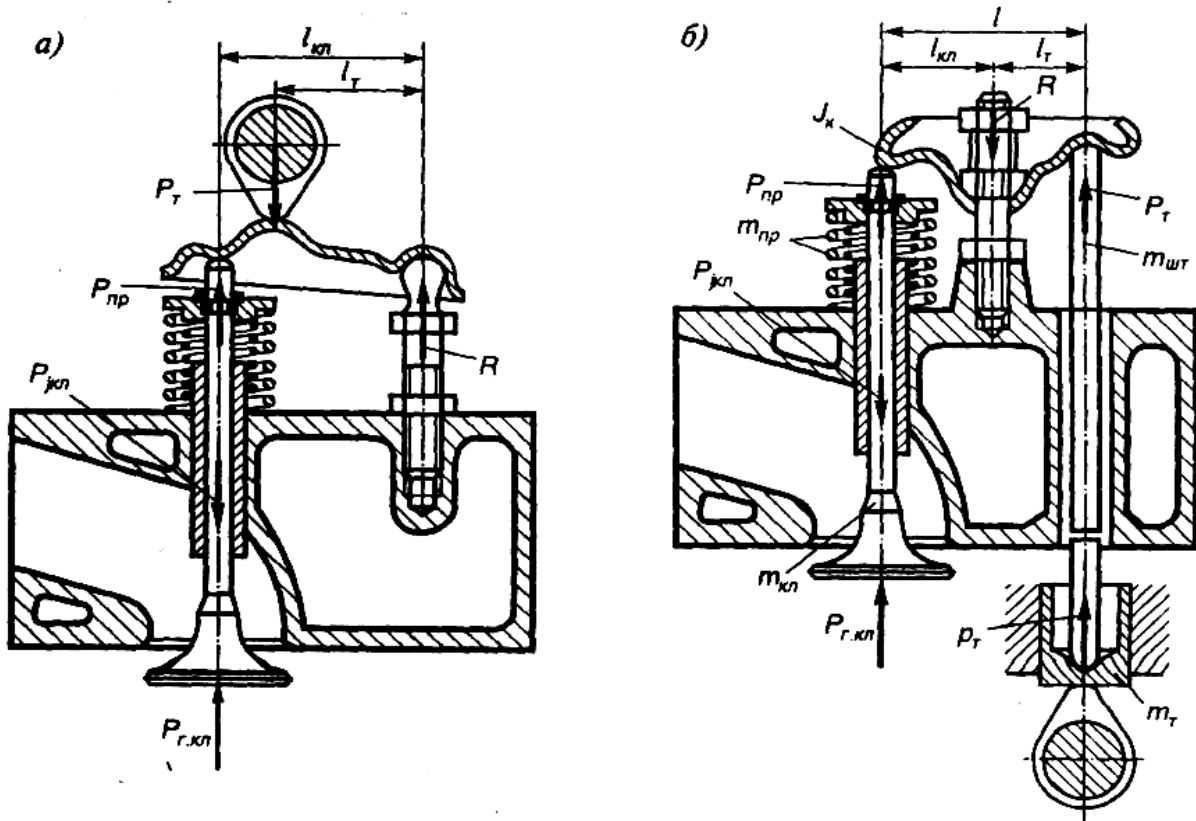


Рисунок 7.2 – Схемы приводов клапанов:
а) одноплечий рычаг, б) двухплечий рычаг

Максимальный угол при подъеме толкателя по дуге радиусом r_1 составляет:

$$\sin \varphi_{pl/\max} = \frac{a \cdot \sin \varphi_{po}}{r_1 - r_2} = \chi, \quad \varphi_{pl/\max} = \arcsin \chi.$$

Максимальный угол подъема толкателя по дуге радиусом r_2

$$\varphi_{p2\max} = \varphi_{po} - \varphi_{pl/\max}.$$

Подъем толкателя по углу поворота распределительного вала

$$h_{T1} = (r_1 - r_0) \cdot (1 - \cos \varphi_{pl}), \text{ мм};$$

$$h_{T2} = \cos \varphi_{p2} + r_2 - r_0, \text{ мм}.$$

После построения профиля кулачка производится расчет клапанной пружины и распределительного вала. По полученным расчетным данным приводится рабочая схема механизма газораспределения и рабочие чертежи рассчитанных деталей со всеми размерами.

7.2 Расчет системы питания

Приводится обоснование выбранной схемы питания и ее элементов.

Для карбюраторного двигателя определяются размеры диффузора и жиклеров карбюратора, рассчитывается и строится расчетная кривая изменения состава смеси (α) в зависимости от разрежения в диффузоре. На чертежный лист наносится схема питания и схемы рассчитанных диффузоров и жиклеров карбюратора.

Для дизеля определяются основные размеры топливного насоса высокого давления и форсунки с последующим их вычерчиванием с указанием основных размеров и изображением общей схемы питания дизеля.

Воздухоочиститель двигателя должен удовлетворять следующим требованиям:

- Обладать высокой степенью очистки воздуха ($B \rightarrow 1$)

$$B = \frac{A - a}{t \cdot Q \cdot S_d},$$

где A – количество пыли, поступающее в очиститель, г; a – количество пыли, задержанное очистителем, г; Q – количество воздуха, прошедшее через очиститель, $\text{м}^3/\text{ч}$; t – время очистки, ч; S_d – допустимое пылесодержание ($S_d = 0,001 \text{ г}/\text{м}^3$).

- Обладать малым гидравлическим сопротивлением

$$\eta_c = \left(1 - \frac{P_0 - P_B}{P_0} \right) \cdot 100, \%$$

где P_0 – атмосферное давление, МПа; P_B – давление воздуха в очистителе (сопротивление воздухоочистителя), МПа.

- Обладать способностью шумопоглощения и иметь небольшие размеры и массу.

- Обеспечивать длительную работу и простоту технического обслуживания.

Емкость топливного бака определяется из расчета 10 часов работы двигателя на номинальном режиме. Для двигателей, работающих на жидком топливе, емкость бака

$$V_{\text{б}} = 10 \cdot \varphi \cdot g_e \cdot N_e / \rho_{\text{т}}, \text{ л},$$

где φ – коэффициент использования емкости бака (бензиновые двигатели $\varphi = 1,2$); g_e – удельный эффективный расход топлива, кг/кВт·ч; N_e – эффективная мощность двигателя (расчетная), кВт; $\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива, кг/дм³.

Для двигателей, работающих на газовом топливе, принимаются стандартные баллоны.

Карбюратор характеризуется следующими основными параметрами: количеством воздуха, проходящего через диффузор $Q_{\text{д}}$; диаметром диффузора $d_{\text{д}}$; расходом топлива через жиклер $G_{\text{тж}}$; диаметром жиклера $d_{\text{ж}}$.

Диаметр диффузора определяется из условия равенства количества воздуха ($Q_{\text{д}}$), проходящего через него в единицу времени и количества воздуха ($Q_{\text{в}}$), засасываемого цилиндрами двигателя:

$$Q_{\text{в}} = \eta_{\text{в}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot \rho_{\text{в}}}{120 \cdot \tau}, \text{ кг/с},$$

$$Q_{\text{д}} = \omega_{\text{д}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{д}}^2}{4} \cdot \rho_{\text{в}}, \text{ кг/с},$$

$$d_{\text{д}} = D \cdot \sqrt{\eta_{\text{в}} \cdot \frac{S \cdot n \cdot z}{30 \cdot \tau \cdot \omega_{\text{д}}}}, \text{ м},$$

где $\eta_{\text{в}}$ – коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом; D и S – диаметр цилиндра и ход поршня, м; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; z – число цилиндров; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м³; τ – тактность двигателя; $\omega_{\text{д}}$ – действительная скорость воздуха в диффузоре, необходимая для распыливания топлива, м/с ($\omega_{\text{д}} = 40 \dots 50$ м/с при малом открытии дроссельной заслонки,

$\omega_d = 120 \dots 130$ м/с при полном открытии дроссельной заслонки карбюратора).

Диаметр топливного жиклера определяется из условия расхода топлива через жиклер ($G_{ТЖ}$) в единицу времени и действительного расхода топлива двигателем на номинальном режиме ($G_{ТД}$):

$$G_{ТД} = G_T / 3600, \text{ кг/с}, \quad G_{ТЖ} = \frac{\pi \cdot d_{Ж}^2}{4} \cdot \omega_T \cdot \rho_T, \text{ кг/с},$$

$$d_{Ж} = \sqrt{\frac{G_T}{900 \cdot \pi \cdot \omega_T \cdot \rho_T}}, \text{ м},$$

где G_T – часовой расход топлива двигателем на номинальном режиме, кг/ч; ω_T – действительная скорость топлива при истечении из главного жиклера, м/с ($\omega_T = 0 \dots 6$ м/с в зависимости от режима работы двигателя); ρ_T – плотность топлива, кг/м³.

Расчет параметров дополнительных и эмульсионных жиклеров проводится с учетом конструктивных особенностей карбюраторов.

Основными элементами систем питания с впрыском топлива являются топливный насос и форсунки.

Топливный насос высокого давления дизельного двигателя характеризуется следующими основными параметрами: цикловой подачей топлива $V_{Ц}$; полной производительностью секции насоса $V_{Н}$; диаметром плунжера $d_{Пл}$; полным ходом плунжера $S_{Пл}$; активным ходом плунжера $S_{акт}$.

Расход топлива за цикл (цикловая подача) в объемных единицах

$$V_{Ц} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot z \cdot \rho_T}, \text{ мм}^3 / \text{цикл}.$$

Коэффициент подачи насосной секции (учитывает сжатие и утечки топлива, деформации топливопроводов и др.)

$$\eta_H = V_{Ц} / V_T,$$

где V_T – теоретическая подача секции топливного насоса, мм³/цикл.

Полная подача – цикловая производительность секции насоса ($V_{Н}$) с учетом перепуска топлива, надежного пуска зимой и перегру-

зочных режимов работы двигателя принимается равной $V_H = (2,5...3,2) \cdot V_T$.

Диаметр плунжера

$$d_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_H}{\pi \cdot k}}, \text{ мм},$$

где k – отношение хода плунжера к его диаметру ($k = 1,0...1,7$ и зависит от характеристики впрыска топлива – закона топливоподачи).

Полный и активный ход плунжера

$$S_{\text{пл}} = k \cdot d_{\text{пл}}, \text{ мм}; \quad S_{\text{акт}} = \frac{V_T}{F_{\text{пл}}} = \frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot d_{\text{пл}}^2}, \text{ мм},$$

где $F_{\text{пл}} = \pi \cdot d_{\text{пл}}^2 / 4$ – площадь сечения плунжера, мм^2 .

Форсунка характеризуется диаметром сопловых отверстий (d_c), определяемым по результатам теплового расчета двигателя и параметров топливного насоса.

Время истечения топлива в объеме цикловой подачи

$$\Delta t = \frac{\Delta \varphi}{6 \cdot n}, \text{ с},$$

где $\Delta \varphi$ – продолжительность впрыска по углу поворота коленчатого вала, град ($\Delta \varphi = 10...20$ град п.к.в. при объемном смесеобразовании, $\Delta \varphi = 15...25$ град п.к.в. при пленочном смесеобразовании); n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Средняя скорость истечения топлива через сопла форсунки ($\omega_{\text{ф}}$) зависит от среднего давления впрыска (15...40 МПа), среднего давления газов в цилиндре в период впрыска (3...6 МПа в дизелях без наддува, 7...10 МПа в дизелях с наддувом) и изменяется в широких пределах $\omega_{\text{ф}} = 150...300$ м/с.

Суммарная площадь сопловых отверстий форсунки

$$f_c = \frac{V_{\text{ц}}}{\mu_{\text{ф}} \cdot \omega_{\text{ф}} \cdot \Delta t \cdot 10^3}, \text{ мм}^2,$$

где $\mu_{\text{ф}}$ – коэффициент расхода топлива ($\mu_{\text{ф}} = 0,65...0,85$).

Диаметр соплового отверстия форсунки

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot m}}, \text{ мм,}$$

где m – число сопловых отверстий.

Число и расположение сопловых отверстий выбирается с учетом формы камеры сгорания и способа смесеобразования.

7.3 Расчет системы смазки

Дается обоснование выбранной системы смазки с учетом не только обеспечения смазки, но и охлаждения деталей кривошипно-шатунного механизма.

Выбирается и обосновывается ассортимент смазочного материала. Производятся расчеты емкости системы смазки, производительности и основных размеров масляного насоса, центрифуги, масляного радиатора и расчет коренных и шатунных подшипников с определением толщины масляного слоя в них. Рассчитанные узлы и детали изображаются в масштабе на чертеже.

Полная емкость *смазочной системы*

$$V_M = \frac{k_H \cdot V_{ЦМ}}{k_K}, \text{ л,}$$

где k_H – коэффициент запаса производительности масляного насоса ($k_H = 1,5 \dots 2,0$); $V_{ЦМ}$ – расчетный циркуляционный расход масла, л/ч; k_K – коэффициент, характеризующий условную кратность обмена масла в системе ($k_K = 3,0 \dots 3,2$ 1/ч).

Циркуляционный расход масла

$$V_{ЦМ} = \frac{Q_M}{\rho_M \cdot c_M \cdot \Delta t_M}, \text{ м}^3/\text{с,}$$

где Q_M – количество теплоты, отводимой маслом от двигателя, кДж/с; ρ_M – плотность масла ($\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$); c_M – средняя теплоемкость масла ($c_M = 2,094 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$); Δt_M – температура нагрева масла в двигателе ($10 \dots 15 \text{ }^\circ\text{C}$).

Для автомобильных и тракторных двигателей

$$Q_m = (0,015...0,030) \cdot Q_m, \text{ кДж/с,}$$

где Q_m – количество теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, кДж/с.

Производительность масляного насоса должна обеспечить циркуляцию масла по смазочной системе, и, кроме того, иметь запас в связи с износом шестерен и подшипников.

Действительная производительность насоса

$$V_d = (2,0...3,5) \cdot V_{ц}, \text{ л/ч.}$$

Расчетная производительность насоса

$$V_H = V_d / \eta_H, \text{ л/ч,}$$

где η_H – коэффициент подачи насоса ($\eta_H = 0,70...0,82$).

Основные размеры зубчатого масляного насоса определяют из условия, что объем впадин между зубьями шестерен насоса равен объему зуба.

Объем масла, поданный шестернями масляного насоса за оборот, равен

$$V = \pi \cdot D_o \cdot h \cdot b, \text{ м}^3,$$

где D_o – диаметр начальной окружности шестерни, м; h – высота зуба, м; b – длина зуба, м.

Расчетная производительность шестеренного насоса

$$V_p = \frac{\pi \cdot D_o}{60} \cdot h \cdot b \cdot n_H, \text{ м}^3 / \text{с,}$$

где n_H – частота вращения шестерни в минуту.

Если $h = 2m$ и $D_o = m \cdot Z$, тогда

$$V_p = \frac{2\pi}{60} \cdot m^2 \cdot Z \cdot b \cdot n_H, \text{ м}^3 / \text{с,}$$

где m – модуль зацепления ($m = 2...4$ мм); Z – число зубьев шестерни ($Z = 7...15$).

Частота вращения валика насоса

$$n_H = \frac{60 \cdot V_H}{\pi \cdot D}, \text{ мин}^{-1},$$

где V_H – окружная скорость вращения шестерни на внешнем диаметре (6...8 м/с); D – диаметр окружности шестерни (м), равной

$$D = m \cdot (Z + 2).$$

Длина зуба

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot Z \cdot n_H}, \text{ м.}$$

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса,

$$N_H = \frac{P \cdot V_p}{\eta_{MH} \cdot 10^3}, \text{ кВт},$$

где P – рабочее давление масла в системе, МПа; η_{MH} – механический КПД масляного насоса ($\eta_{MH} = 0,85...0,90$).

При расчете *масляного радиатора* определяют необходимую поверхность охлаждения, исходя из расчетного количества тепла, отдаваемого радиатором.

Поверхность охлаждения радиатора

$$F = \frac{Q_p}{k \cdot (t_{Mcp} - t_B)}, \text{ м}^2,$$

где $Q_p = Q_M$ – расчетное количество тепла, отдаваемого радиатором, Дж/с; k – коэффициент теплопередачи от масла в охлаждающую среду, Вт/м² · град; t_{Mcp} – средняя температура масла в радиаторе, °С; t_B – средняя температура воздуха, обдувающего радиатор, °С.

Для автомобильных и тракторных двигателей величина k равна:

- прямые гладкие трубки 115...130 Вт/м² · град;
- трубки с завихрителями 815...1160 Вт/м² · град.

7 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

7.1 Расчет механизма газораспределения

Общие положения

Проектирование механизма газораспределения начинают с определения площади проходных сечений в седле клапана « $F_{\text{кл}}$ » и в горловине « $F_{\text{гор}}$ » (рисунок 7.1):

$$F_{\text{кл}} = v_{\text{п.ср.}} \cdot F_{\text{п}} / (i_{\text{кл}} \cdot \omega_{\text{вп}}),$$

где $v_{\text{п.ср.}}$ – средняя скорость поршня, м/с; $F_{\text{п}}$ – площадь поршня, м²;

$i_{\text{кл}}$ – число одноименных клапанов; $\omega_{\text{вп}}$ – скорость газа в проходном сечении клапана (для карбюраторных и газовых двигателей $\omega_{\text{вп}} = 90\text{--}150$ м/с, а для дизелей – $\omega_{\text{вп}} = 80\text{--}120$ м/с).

Средняя скорость поршня равна

$$v_{\text{п.ср.}} \approx 0,86 \cdot \omega \cdot r \cdot \sqrt{1 + \lambda^2}, \text{ м/с}; \quad \lambda = r/l; \quad \omega = \pi n/30.$$

Учитывая, что через горловину проходит стержень клапана, ее площадь обычно принимают $F_{\text{гор}} = (1,1 \dots 1,2) F_{\text{кл}}$.

Диаметр горловины

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{4F_{\text{гор}} / \pi}, \text{ м.}$$

Из условия возможного размещения клапанов в головке цилиндров при верхнем их расположении

$$d_{\text{гор}} = (0,35 \dots 0,52) D,$$

где D – диаметр цилиндра, м.

Максимальная высота подъема клапана при угле фаски клапана $\alpha = 45^\circ$

$$h_{\text{кл.мах}} = \sqrt{4,93 \cdot d_{\text{гор}}^2 + 4,44 \cdot F_{\text{кл}} / 2,22} - d_{\text{гор}}, \text{ мм.}$$

Максимальная высота подъема клапана в автомобильных двигателях изменяется в пределах

$$h_{\text{кл.мах}} = (0,18 \dots 0,30) d_{\text{гор}}, \text{ мм.}$$

$\omega_d = 120 \dots 130$ м/с при полном открытии дроссельной заслонки карбюратора).

Диаметр топливного жиклера определяется из условия расхода топлива через жиклер ($G_{ТЖ}$) в единицу времени и действительного расхода топлива двигателем на номинальном режиме ($G_{ТД}$):

$$G_{ТД} = G_T / 3600, \text{ кг/с}, \quad G_{ТЖ} = \frac{\pi \cdot d_{Ж}^2}{4} \cdot \omega_T \cdot \rho_T, \text{ кг/с},$$

$$d_{Ж} = \sqrt{\frac{G_T}{900 \cdot \pi \cdot \omega_T \cdot \rho_T}}, \text{ м},$$

где G_T – часовой расход топлива двигателем на номинальном режиме, кг/ч; ω_T – действительная скорость топлива при истечении из главного жиклера, м/с ($\omega_T = 0 \dots 6$ м/с в зависимости от режима работы двигателя); ρ_T – плотность топлива, кг/м³.

Расчет параметров дополнительных и эмульсионных жиклеров проводится с учетом конструктивных особенностей карбюраторов.

Основными элементами систем питания с впрыском топлива являются топливный насос и форсунки.

Топливный насос высокого давления дизельного двигателя характеризуется следующими основными параметрами: цикловой подачей топлива $V_{Ц}$; полной производительностью секции насоса $V_{Н}$; диаметром плунжера $d_{Пл}$; полным ходом плунжера $S_{Пл}$; активным ходом плунжера $S_{акт}$.

Расход топлива за цикл (цикловая подача) в объемных единицах

$$V_{Ц} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot z \cdot \rho_T}, \text{ мм}^3 / \text{цикл}.$$

Коэффициент подачи насосной секции (учитывает сжатие и утечки топлива, деформации топливопроводов и др.)

$$\eta_H = V_{Ц} / V_T,$$

где V_T – теоретическая подача секции топливного насоса, мм³/цикл.

Полная подача – цикловая производительность секции насоса ($V_{Н}$) с учетом перепуска топлива, надежного пуска зимой и перегру-

зочных режимов работы двигателя принимается равной $V_H = (2,5...3,2) \cdot V_T$.

Диаметр плунжера

$$d_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_H}{\pi \cdot k}}, \text{ мм},$$

где k – отношение хода плунжера к его диаметру ($k = 1,0...1,7$ и зависит от характеристики впрыска топлива – закона топливоподачи).

Полный и активный ход плунжера

$$S_{\text{пл}} = k \cdot d_{\text{пл}}, \text{ мм}; \quad S_{\text{акт}} = \frac{V_T}{F_{\text{пл}}} = \frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot d_{\text{пл}}^2}, \text{ мм},$$

где $F_{\text{пл}} = \pi \cdot d_{\text{пл}}^2 / 4$ – площадь сечения плунжера, мм^2 .

Форсунка характеризуется диаметром сопловых отверстий (d_c), определяемым по результатам теплового расчета двигателя и параметров топливного насоса.

Время истечения топлива в объеме цикловой подачи

$$\Delta t = \frac{\Delta \varphi}{6 \cdot n}, \text{ с},$$

где $\Delta \varphi$ – продолжительность впрыска по углу поворота коленчатого вала, град ($\Delta \varphi = 10...20$ град п.к.в. при объемном смесеобразовании, $\Delta \varphi = 15...25$ град п.к.в. при пленочном смесеобразовании); n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Средняя скорость истечения топлива через сопла форсунки ($\omega_{\text{ф}}$) зависит от среднего давления впрыска (15...40 МПа), среднего давления газов в цилиндре в период впрыска (3...6 МПа в дизелях без наддува, 7...10 МПа в дизелях с наддувом) и изменяется в широких пределах $\omega_{\text{ф}} = 150...300$ м/с.

Суммарная площадь сопловых отверстий форсунки

$$f_c = \frac{V_{\text{ц}}}{\mu_{\text{ф}} \cdot \omega_{\text{ф}} \cdot \Delta t \cdot 10^3}, \text{ мм}^2,$$

где $\mu_{\text{ф}}$ – коэффициент расхода топлива ($\mu_{\text{ф}} = 0,65...0,85$).

Частота вращения валика насоса

$$n_H = \frac{60 \cdot V_H}{\pi \cdot D}, \text{ мин}^{-1},$$

где V_H – окружная скорость вращения шестерни на внешнем диаметре (6...8 м/с); D – диаметр окружности шестерни (м), равной

$$D = m \cdot (Z + 2).$$

Длина зуба

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot Z \cdot n_H}, \text{ м.}$$

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса,

$$N_H = \frac{P \cdot V_p}{\eta_{MH} \cdot 10^3}, \text{ кВт},$$

где P – рабочее давление масла в системе, МПа; η_{MH} – механический КПД масляного насоса ($\eta_{MH} = 0,85...0,90$).

При расчете *масляного радиатора* определяют необходимую поверхность охлаждения, исходя из расчетного количества тепла, отдаваемого радиатором.

Поверхность охлаждения радиатора

$$F = \frac{Q_p}{k \cdot (t_{Mcp} - t_B)}, \text{ м}^2,$$

где $Q_p = Q_M$ – расчетное количество тепла, отдаваемого радиатором, Дж/с; k – коэффициент теплопередачи от масла в охлаждающую среду, Вт/м² · град; t_{Mcp} – средняя температура масла в радиаторе, °С; t_B – средняя температура воздуха, обдувающего радиатор, °С.

Для автомобильных и тракторных двигателей величина k равна:

- прямые гладкие трубки 115...130 Вт/м² · град;
- трубки с завихрителями 815...1160 Вт/м² · град.

Средняя температура масла в радиаторе должна быть 75...90 °С. Для воздушно-масляного радиатора средняя температура окружающей среды принимается 35...45 °С, а для водомасляного – соответственно 85...90 °С.

Расчет *подшипников скольжения* проводится на основе гидродинамической теории смазки и состоит из определения минимально допустимого зазора между валом и подшипником, при котором сохраняется жидкостное трение.

Минимальная толщина масляного слоя

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{\mu \cdot n \cdot d}{k_{\text{ср}} \cdot \alpha \cdot c}, \text{ мм},$$

где μ – динамическая вязкость масла, Н·с/м²; n – частота вращения вала, мин⁻¹; d – диаметр шатунной или коренной шейки, м; $k_{\text{ср}}$ – среднее удельное давление на опорную поверхность подшипника, МПа; $\alpha = \Delta/d$ – относительный зазор; Δ – диаметральный зазор между подшипником и валом, мм; $c = 1 + d/l$ – коэффициент, характеризующий геометрию вала в подшипнике; l – длина опорной поверхности подшипника, мм.

Коэффициент надежности жидкостного трения

$$\beta = h_{\min} / h_{\text{кр}},$$

где $h_{\text{кр}}$ – толщина критического слоя масла в подшипнике, при котором возможен переход жидкостного трения в сухое ($h_{\text{кр}} = 0,004...0,010$ мм).

Для автомобильных и тракторных двигателей $\beta = 2,0...7,0$.

7.4 Расчет системы охлаждения

Обосновывается выбранный тип системы охлаждения с указанием их преимуществ и недостатков. Производится расчет:

- для жидкостной системы охлаждения – расчет водяного насоса, радиатора и вентилятора;
- для воздушной системы охлаждения – расчет поверхности воздушного охлаждения (головки и блока цилиндров, радиатора).

На чертеже изображается схема выбранной системы охлаждения и в масштабе детали и узлы с указанием основных размеров.

Расчет основных элементов *системы охлаждения* производится исходя из количества тепла, отводимого от двигателя.

Количество тепла отводимого жидкостной системой охлаждения,

$$Q_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \cdot c_{\text{ж}} \cdot (t_{\text{ж вых}} - t_{\text{ж вх}}), \text{ Дж/с},$$

где $G_{\text{ж}}$ – количество жидкости, циркулирующей в системе, кг/с; $c_{\text{ж}}$ – теплоемкость жидкости, Дж/кг·град; $t_{\text{ж вых}}$ и $t_{\text{ж вх}}$ – температура жидкости на входе из двигателя и на входе в него, °С.

Количество тепла, отводимого от двигателя системой воздушно-го охлаждения

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в вых}} - t_{\text{в вх}}), \text{ Дж/с},$$

где $G_{\text{в}}$ – расход охлаждающего воздуха, кг/с; $c_{\text{в}}$ – теплоемкость воздуха, Дж/кг·град; $t_{\text{в вых}}$ и $t_{\text{в вх}}$ – температура воздуха, выходящего из оребрения двигателя и входящего в него, °С.

Расчет системы жидкостного охлаждения состоит из определения основных размеров насоса, вентилятора и поверхности радиатора.

Расчетная производительность *центробежного насоса* с односторонним подводом жидкости определяется с учетом перетекания жидкости из нагнетательной полости во всасывающую

$$G_{\text{жр}} = G_{\text{ж}} / \eta, \text{ м}^3 / \text{с},$$

где η – коэффициент подачи насоса ($\eta = 0,8 \dots 0,9$).

Количество жидкости, циркулирующей в системе охлаждения

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \Delta t_{\text{ж}}}, \text{ м}^3 / \text{с},$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости, кг/м³; $c_{\text{ж}}$ – теплоемкость жидкости, Дж/кг·град; $\Delta t_{\text{ж}}$ – температурный перепад жидкости в радиаторе, °С.

Входное отверстие насоса должно обеспечить подвод расчетного количества жидкости

$$\frac{G_{\text{жр}}}{c_1} = \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2), \text{ м}^2,$$

где c_1 – скорость жидкости на входе ($c_1 = 1 \dots 2$ м/с); r_1 – радиус входного отверстия крыльчатки, м; r_0 – радиус ступицы крыльчатки, м.

Радиус входного отверстия крыльчатки

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{жр}}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2}, \text{ м.}$$

Окружная скорость на внешнем диаметре крыльчатки насоса

$$U_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 + \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{H}{\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_{\text{h}}}}, \text{ м/с,}$$

где α_2, β_2 – углы между направлениями скоростей жидкости на выходе из колеса и окружной скорости ($\alpha_2 = 8 \dots 10, \beta_2 = 12 \dots 50$); H – расчетный напор насоса ($H = 50 \dots 150$ кПа); η_{h} – гидравлический КПД насоса ($\eta_{\text{h}} = 0,6 \dots 0,7$).

Радиус крыльчатки на выходе

$$r_2 = \frac{30 \cdot U_2}{\pi \cdot n_{\text{к}}}, \text{ м,}$$

где $n_{\text{к}}$ – частота вращения крыльчатки, мин^{-1} .

Ширина лопаток насоса на входе равна $b_1 = 0,010 \dots 0,035$ м, а на выходе – $b_2 = 0,004 \dots 0,025$ м.

Мощность, потребляемая насосом

$$N = \frac{G_{\text{жр}} \cdot H}{1000 \cdot \eta_{\text{м}}}, \text{ кВт,}$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД насоса ($\eta_{\text{м}} = 0,7 \dots 0,9$).

Расчет *жидкостного радиатора* состоит из определения поверхности охлаждения, необходимой для передачи тепла от жидкости к окружающему воздуху.

Требуемая поверхность охлаждения радиатора

$$F_p = \frac{Q_{ж}}{k \cdot (t_{ж} - t_{в})}, \text{ м}^2,$$

где k – коэффициент теплоотдачи радиатора, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$; $t_{ж}$ – средняя температура жидкости в радиаторе, $^{\circ}\text{C}$; $t_{в}$ – средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, $^{\circ}\text{C}$.

Для двигателей коэффициент теплоотдачи принимается по опытным данным:

- для легковых автомобилей $k = 140 \dots 180 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;
- для грузовых автомобилей и тракторов

$k = 80 \dots 100 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$.

Перепад средних температур можно принять в пределах

$$t_{ж} - t_{в} = 40 \dots 45^{\circ}\text{C}.$$

Площадь лобовой поверхности радиатора

$$F_{л} = \frac{F_p}{\varepsilon \cdot l_p}, \text{ м}^2,$$

где ε – коэффициент компактности сердцевины радиатора, равный $600 \dots 950$; l_p – глубина радиатора, м.

Обычно глубина радиатора для автомобилей составляет $40 \dots 80$ мм, а для тракторов – $80 \dots 130$ мм.

Исходными данными для расчета *вентилятора* являются его производительность и полный напор.

Производительность вентилятора

$$G_{в} = \frac{Q_{в}}{c_{в} \cdot \rho_{в} \cdot \Delta t_{в}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $Q_{в}$ – количество тепла, отводимое от радиатора охлаждающим воздухом, $\text{Дж}/\text{с}$; $\rho_{в}$ – плотность воздуха при средней температуре его в радиаторе, $\text{кг}/\text{м}^3$; $c_{в}$ – теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{град}$; $\Delta t_{в}$ – температурный перепад воздуха в радиаторе, $^{\circ}\text{C}$.

Для двигателей полный напор принимается равным $600 \dots 1000 \text{ Па}$.

Диаметр крыльчатки (по периферии лопаток) вентилятора

$$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot G_B}{\pi \cdot \omega_B}}, \text{ м,}$$

где ω_B – скорость воздуха перед фронтом радиатора, равная 6...24 м/с (без учета скорости движения машины).

Окружная скорость на периферии лопаток

$$U = \psi_L \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_n}{\rho_B}}, \text{ м/с,}$$

где ψ_L – коэффициент, зависящий от формы лопастей:

- для плоских лопастей $\psi_L = 2,8...3,5$;
- для криволинейных лопастей $\psi_L = 2,2...2,9$.

Частота вращения вентилятора

$$n_n = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot D_B}, \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора,

$$N_B = \frac{G_B \cdot \Delta P_n}{1000 \cdot \eta_B}, \text{ кВт,}$$

где η_B – КПД вентилятора:

- для штампованных вентиляторов $\eta_B = 0,2...0,4$;
- для литых вентиляторов $\eta_B = 0,55...0,65$.

Лекция №9. Характеристики силовых агрегатов

Расчет и построение внешней скоростной характеристики бензинового двигателя

Построение кривых скоростной характеристики ведется в интервале:

- для карбюраторных двигателей без ограничителя от $n_{\min} = 600 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$ до $n_{e_{\max}} = \lambda \cdot n_{e(N_{e_{\max}})}$;
- для карбюраторных двигателей с ограничителем от $n_{\min} = 600 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$ до $n_{e_{\max}} = n_{e_0} = n_{e(g_{\max})}$.

По исходным данным внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя ($n_{e_{\max}}$ и $g_{eN_{\max}}$) и рассчитанной максимальной мощности ($N_{e_{\max}}$) для заданной марки автомобиля подсчитывается эффективная мощность (N_{e_i}), эффективный крутящий момент (M_{e_i}), удельный эффективный расход топлива (g_{e_i}) и часовой расход топлива (G_{T_i}).

Расчетные (промежуточные) точки кривых внешней скоростной характеристики для карбюраторных двигателей определяют по формулам:

- эффективная мощность

$$N_{e_i}^{\text{BH}} = N_{e_{\max}} \cdot \frac{n_{e_i}}{n_{e(N_{e_{\max}})}} \cdot \left[1 + \frac{n_{e_i}}{n_{e(N_{e_{\max}})}} - \left(\frac{n_{e_i}}{n_{e(N_{e_{\max}})}} \right)^2 \right], \text{ кВт};$$

- эффективный крутящий момент

$$M_{e_i} = 9554 \cdot \frac{N_{e_i}^{\text{BH}}}{n_{e_i}}, \text{ Н} \cdot \text{ м};$$

- удельный эффективный расход топлива

$$g_{e_i} = g_{e(N_{e_{max}})} \cdot \left[1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{e_i}}{n_{e(N_{e_{max}})}} + \left(\frac{n_{e_i}}{n_{e(N_{e_{max}})}} \right)^2 \right], \text{ г/кВт} \cdot \text{ч};$$

- часовой расход топлива

$$G_{T_i} = g_{e_i} \cdot N_{e_i}^{BH} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.}$$

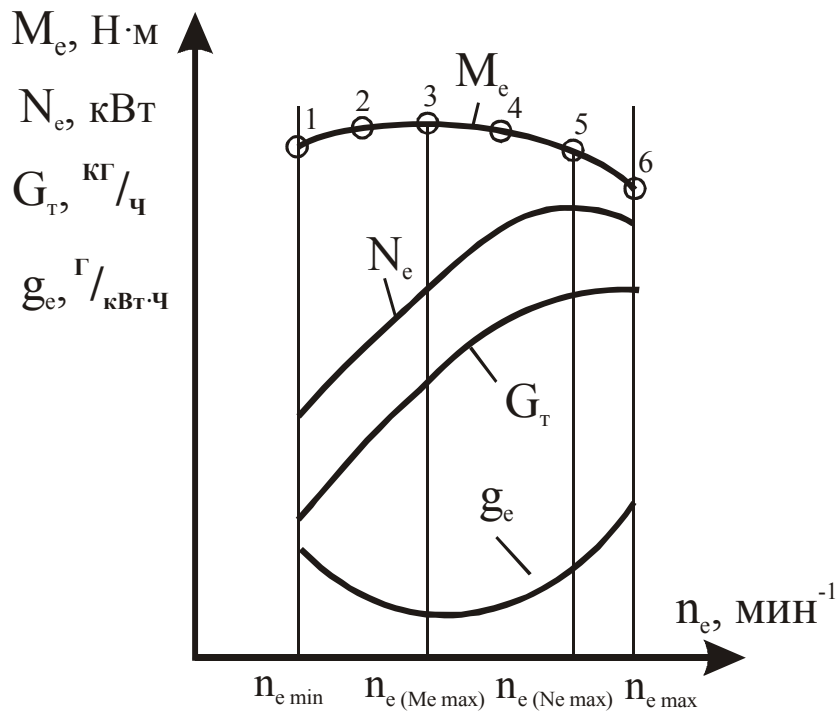
Число расчетных точек «i» по оборотам двигателя следует брать не менее шести: 1 – $n_{e_{min}}$, 2 – $n_{e(M_{e_{max}})}$, 3 – между $n_{e_{min}}$ и $n_{e(M_{e_{max}})}$, 4 – $n_{e(N_{e_{max}})}$, 5 – между $n_{e(M_{e_{max}})}$ и $n_{e(N_{e_{max}})}$, 6 – $n_{e(\vartheta_{max})}$.

Результаты расчетов показателей заносят в таблицу 6.1.

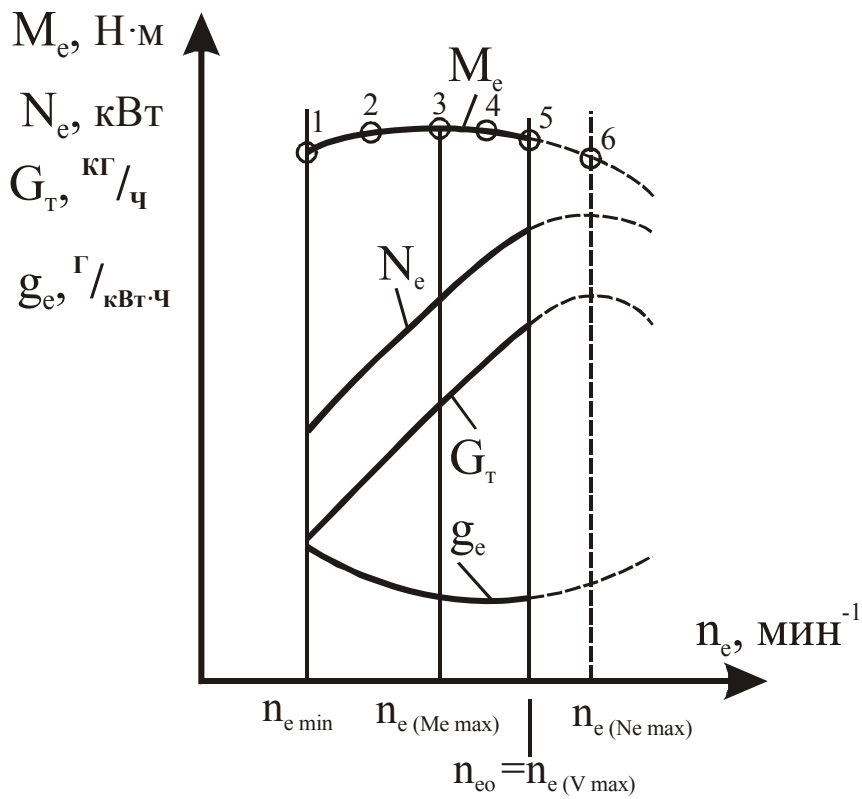
Таблица 6.1 – Расчетные значения показателей скоростной характеристики карбюраторного двигателя

Расчетные точки	Технико-экономические показатели двигателя				
	n_{e_i} , мин ⁻¹	N_{e_i} , кВт	M_{e_i} , Н·м	G_{T_i} , кг/ч	g_{e_i} , г/кВт·ч
1					
2					
.					
.					
.					
i					

Пользуясь расчетными данными таблицы 6.1, строят внешнюю скоростную характеристику карбюраторного двигателя в функции от частоты вращения коленчатого вала (рисунок 6.1).



а)



б)

Рисунок 6.1 – Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя: а) без ограничителя; б) с ограничителем; 1, 2, 3, 4, 5, 6 – расчетные точки по частоте вращения коленчатого вала

6.2 Расчет и построение регуляторной характеристики дизельного двигателя

Построение кривых регуляторной характеристики в *безрегуляторной зоне* ведется в интервале от $n_{\min} = 800 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$ до n_{eH} .

По исходным данным регуляторной характеристики двигателя (n_{eH} и g_{eH}) и рассчитанной номинальной мощности (N_{eH}) для заданной марки автомобиля подсчитывается эффективная мощность (N_{ei}), эффективный крутящий момент (M_{ei}), удельный эффективный расход топлива (g_{ei}) и часовой расход топлива (G_{Ti}).

Расчетные точки кривых на *безрегуляторной ветви* регуляторной характеристики дизеля определяют по эмпирическим формулам:

- эффективная мощность

$$N_{ei}^{BH} = N_{eH} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{eH}} \cdot \left[b_1 + b_2 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{eH}} - b_3 \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_{eH}} \right)^2 \right], \text{ кВт},$$

где b_1, b_2, b_3 – коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя (для четырехтактных дизелей с предкамерой: $b_1 = 0,6$, $b_2 = 1,4$, $b_3 = 1,0$; для четырехтактных дизелей с вихрекамерным смесеобразованием: $b_1 = 0,7$, $b_2 = 1,3$, $b_3 = 1,0$; для четырехтактных дизелей с непосредственным впрыском: $b_1 = 0,5$, $b_2 = 1,5$, $b_3 = 1,0$; для двухтактных дизелей: $b_1 = 0,87$, $b_2 = 1,13$, $b_3 = 1,0$);

- эффективный крутящий момент

$$M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}^{BH}}{n_{ei}}, \text{ Н} \cdot \text{ м};$$

- удельный эффективный расход топлива

$$g_{ei} = g_{eH} \cdot \left[1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{eH}} + \left(\frac{n_{ei}}{n_{eH}} \right)^2 \right], \text{ г/кВт} \cdot \text{ ч};$$

- часовой расход топлива

$$G_{T_i} = g_{e_i} \cdot N_{e_i}^{BH} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.}$$

Построение кривых регуляторной характеристики в *регуляторной зоне* ведется в интервале от n_{e_H} до $n_{x.x.}$.

Максимальную частоту вращения коленчатого вала на холостом ходу определяют по формуле

$$n_{x.x.} = (1 + \delta_p) \cdot n_{e_H}, \text{ мин}^{-1},$$

где δ_p – коэффициент неравномерности центробежного регулятора частоты вращения ($\delta_p = 0,07 \dots 0,08$).

Максимальная частота вращения на холостом ходу $n_{x.x.}$ превышает номинальную n_{e_H} в среднем на 7...8% или на 180...240 мин⁻¹.

На *регуляторной ветви* регуляторной характеристики:

- изменение мощности N_{e_i} принимают по закону прямой линии от $N_{e_H} = N_{e_{max}}$ (при n_{e_H}) до $N_e = 0$ (при $n_{x.x.}$);

- эффективный крутящий момент

$$M_{e_i}^{рег} = 9554 \cdot \frac{N_{e_i}^{рег}}{n_{e_i}}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Кривая крутящего момента опускается вниз от M_{e_H} (при n_{e_H}) до $M_e = 0$ (при $n_{x.x.}$);

- часовой расход топлива на режиме холостого хода дизеля

$$G_{T_{x.x.}} = (0,25 \dots 0,30) \cdot G_{T_{max}}, \text{ кг/ч,}$$

где $G_{T_{max}}$ – максимальный часовой расход топлива, определяемый

по формуле $G_{T_{max}} = g_{e_H} \cdot N_{e_H}^{BH} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.}$

Изменение часового расхода топлива G_{T_i} принимают по закону прямой линии от $G_{T_{max}}$ (при n_{e_H}) до $G_{T_{x.x.}}$ (при $n_{x.x.}$);

- удельный эффективный расход топлива

$$g_{e_i} = \frac{G_{T_i}^{рег}}{N_{e_i}^{рег}} \cdot 10^3, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч},$$

где $G_{T_i}^{рег}$, $N_{e_i}^{рег}$ – текущие (промежуточные) значения соответственно часового расхода топлива и эффективной мощности в регуляторной зоне.

Кривая удельного расхода топлива g_{e_i} поднимается вверх от g_{e_H} (при n_{e_H}) по мере снижения нагрузки дизеля.

Индекс «i» – число расчетных точек по частоте вращения коленчатого вала (рекомендуемое число расчетных точек $i = 10-12$).

Результаты расчетов показателей заносят в таблицу 6.2.

Пользуясь расчетными данными таблицы 6.2, строят регуляторную характеристику автомобильного дизеля в функции от частоты вращения коленчатого вала (рисунок 6.2).

Таблица 6.2 – Расчетные показатели регуляторной характеристики дизеля

Расчетные точки	Технико-экономические показатели дизеля				
	n_{e_i} , мин ⁻¹	N_{e_i} , кВт	M_{e_i} , Н·м	G_{T_i} , кг/ч	g_{e_i} , г/кВт·ч
1					
2					
.					
.					
.					
i					

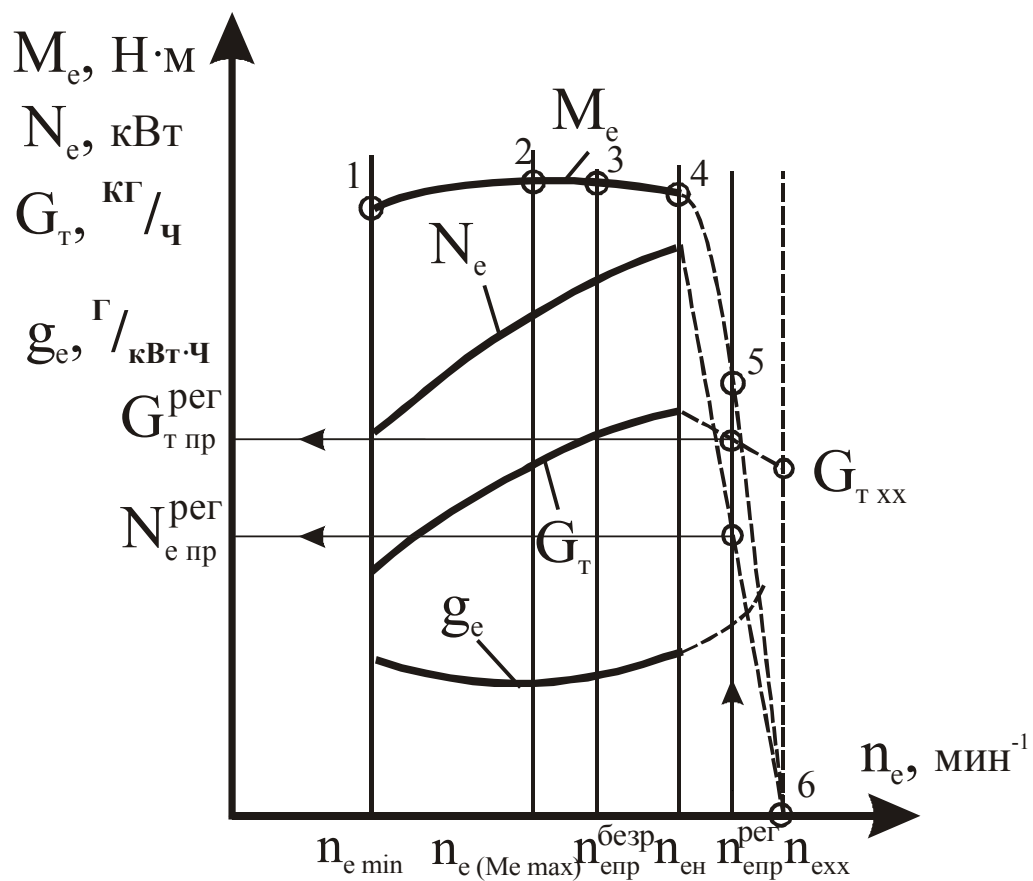


Рисунок 6.2 – Регуляторная характеристика дизеля:
 1, 2, 3, 4, 5, 6 – расчетные точки по частоте
 вращения коленчатого вала

Сергей Николаевич Петряков

Антон Алексеевич Хохлов
Ильмас Рифкатович Салахутдинов

Конструкция и основы расчета автомобильных двигателей:
краткий курс лекций

для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2023.- 138 с.