

**Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации**

ФГБОУ ВО Ульяновский ГУ

А.А. Глущенко

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ
УСТАНОВКИ
АВТОМОБИЛЕЙ И
ТРАКТОРОВ**

(учебное пособие)

Ульяновск - 2019

УДК 621.45.02

ББК 39.35

Г-55

Глущенко Андрей Анатольевич. Энергетические установки автомобилей и тракторов: учебное пособие для студентов инженерно-физического факультета / А.А. Глущенко – Ульяновск: УлГУ, 2019. – 332 с.

Рецензенты: Хусаинов Альберт Шамилевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Проектирование и сервис автомобилей» ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный университет»

В учебном пособии рассматриваются методы теоретического расчёта процессов, составляющих рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания. Анализируется влияние различных факторов на процессы наполнения, сжатия, сгорания, расширения и выпуска. Приводятся методы расчета индикаторных и эффективных показателей рабочего цикла, а также основных конструктивных параметров двигателей с внешним и внутренним смесеобразованием и их компоновка.

Учебное пособие предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» и направлениям подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», а также может быть полезно для магистров, аспирантов, инженерно-технических работников и научных организаций.

Рекомендовано к введению в образовательный процесс Ученым советом Инженерно-физического факультета высоких технологий УлГУ (протокол № 11 от 18 июня 2019 г.).

© Глущенко А.А., 2019

© ФГБОУ ВО Ульяновский государственный университет, 2019

ВВЕДЕНИЕ

Современные автотракторные двигатели должны иметь высокую экономичность, надёжность, долговечность, по возможности меньшие габаритные размеры и массу, безотказный пуск при различных условиях окружающей среды, минимальную экологическую безопасность. На современных автомобилях и тракторах применяются бензиновые, газовые, дизельные поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Дисциплина "Энергетические установки автомобилей и тракторов" является теоретической прикладной наукой, в которой совмещаются вопросы теории рабочих процессов, кинематики, динамики, расчёта и испытания двигателей.

Теория двигателей изучает закономерности протекания рабочего процесса в цилиндрах на основании законов термодинамики, физики и химии. Знание теории двигателей позволяет наметить пути совершенствования двигателей; улучшить экономичность их работы, наметить наиболее оптимальный режим эксплуатации двигателя трактора и автомобиля, а также определять возникшую неисправность.

Динамика поршневых двигателей внутреннего сгорания изучает законы движения деталей кривошипно-шатунного механизма, законы изменения действующих сил и моментов, уравнивание и равномерность хода.

Глубокие знания рабочего процесса, динамики и кинематики двигателей приобретают важное значение в настоящее время, когда при непрерывном усложнении двигателей возрастают требования к их надёжности, долговечности, экономичности и экологической безопасности.

Учебное пособие предназначено для подготовки студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и специальности «Наземные транспортно-технологические средства», а также для аспирантов и инженерных работников.

ГЛОССАРИЙ

Верхней мертвой точкой (ВМТ) называется такое положение поршня в цилиндре, при котором расстояние от поршня до оси коленчатого вала будет наибольшим.

Горючая смесь - смесь, поступающая в цилиндр двигателя с внешним смесеобразованием (карбюраторные и газовые двигатели) и состоящая из воздуха и частичек топлива (жидкого или газообразного). У дизелей в цилиндр поступает не горючая смесь, а воздух.

Двухтактный двигатель - рабочий цикл двигателя происходит за один оборот коленчатого вала (то есть за два хода поршня, или такта).

Действительный цикл реального двигателя - совокупность периодически повторяющихся тепловых, химических и газодинамических процессов, в результате осуществления которых термохимическая энергия топлива преобразуется в механическую работу.

Кривошипно-шатунный механизм осуществляет рабочий цикл двигателя и преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала.

Литраж двигателя - произведение рабочего объема цилиндра на число цилиндров.

Механизм газораспределения предназначен для впуска в цилиндр свежего заряда (воздух или горючая смесь) и выпуска из цилиндра продуктов сгорания (отработавшие газы).

Нижней мертвой точкой (НМТ) называется такое положение поршня в цилиндре, при котором расстояние от поршня до оси коленчатого вала будет наименьшим.

Объем камеры сжатия или **объем камеры сгорания** - объем над поршнем, когда поршень находится в ВМТ.

Остаточные газы - продукты, оставшиеся в цилиндре двигателя после сгорания и выпуска.

Отработавшие газы - продукты сгорания, удаляемые из цилиндра двигателя.

Период задержки самовоспламенения - период от начала впрыска топлива до начала самовоспламенения рабочей смеси.

Порядок работы двигателя - чередование рабочих тактов в цилиндрах.

Политропа (от греч. polys - многий, многочисленный и tropos - поворот, направление) - термодинамический процесс, во время которого удельная теплоёмкость газа остаётся неизменной.

Полный объем цилиндра - объем, расположенный над порш-

нем, когда поршень находится в НМТ.

Рабочая смесь - у двигателей с внешним смесеобразованием свежий заряд смешавшийся с остаточными газами. У дизелей - свежий заряд (то есть воздух), смешанный с впрыснутым топливом и остаточными газами.

Рабочее тело - вещество или смесь веществ, необходимых для осуществления рабочего цикла.

Рабочий объем цилиндра - объем, освобождаемый поршнем в цилиндре при перемещении от ВМТ до НМТ.

Рабочий цикл двигателя - чередование совокупности процессов: заполнения свежим зарядом, сжатие газов, сгорание топлива, расширение газов (рабочий ход), удаление отработавших газов.

Свежий заряд - горючая смесь (карбюраторные или газовые двигатели) или воздух (дизели), которые поступают в цилиндр тех или других двигателей.

Система питания - prepares горючую смесь.

Система смазки - обеспечивает подачу масла к рабочим поверхностям деталей для уменьшения трения, отвода тепла и продуктов износа.

Система охлаждения - отводит тепло от деталей двигателя, соприкасающихся с сильно нагретыми газами.

Система зажигания - воспламеняет в нужный момент рабочую смесь.

Система пуска - осуществляет пуск двигателя.

Степень сжатия - отношение полного объема цилиндра к объему камеры сжатия (сгорания). Величина, показывающая во сколько раз уменьшится полный объем цилиндра при перемещении поршня от НМТ к ВМТ.

Такт - часть рабочего цикла, происходящая за время движения поршня от одной мертвой точки до другой.

Четырехтактный двигатель - рабочий цикл двигателя совершается за два оборота коленчатого вала, в течение которых поршень сделает четыре хода.

II ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ВМТ – верхняя мертвая точка;

ВСч – время-сечение;

град ПКВ – градус поворота коленчатого вала;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

КПД – коэффициент полезного действия;

КС – камера сгорания;
 НМТ – нижняя мертвая точка;
 КШМ – кривошипно-шатунный механизм;
 ОГ – отработавшие газы;
 РПД – роторно-поршневой двигатель;
 РТ – рабочее тело;
 СЗ – свежий заряд;
 ЦПГ – цилиндропоршневая группа;
 g – ускорение свободного падения;
 g_e – удельный эффективный расход топлива двигателем;
 Hu – низшая теплота сгорания (теплотворная способность) топлива;
 i – число цилиндров двигателя;
 Ne – эффективная мощность двигателя;
 n – частота вращения коленчатого вала двигателя;
 n_n – частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме номинальной мощности;
 n_m – частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме максимального крутящего момента;
 n_1 – показатель политропы сжатия;
 n_2 – показатель политропы расширения;
 p – текущее давление рабочего тела в цилиндре двигателя;
 p_0 – давление окружающей среды; давление перед впускными органами;
 p_r – давление остаточных газов;
 p_k – давление наддува; давление свежего заряда перед впускными органами при наддуве;
 p_{max} – максимальное давление рабочего тела в цилиндре двигателя;
 p_e – среднее эффективное давление рабочего тела;
 p_i – среднее индикаторное давление рабочего тела;
 Q_z – общая использованная теплота сгорания;
 q_z – удельная использованная теплота сгорания;
 R – универсальная газовая постоянная;
 Rg – газовая постоянная;
 T – текущая температура рабочего тела в цилиндре двигателя;
 Tr – температура остаточных газов;
 Tg – температура газов в выпускном трубопроводе;
 T_0 – температура окружающей среды; температура заряда перед впускными органами;
 T_{max} – максимальная температура рабочего тела;

T_k – температура воздушного заряда на выходе из компрессора; температура рабочего тела перед впускными органами при наддуве;

ΔT – степень подогрева воздушного заряда от горячих стенок при впуске;

V_h – рабочий объём цилиндра;

V_a – полный объём рабочего тела в конце такта впуска;

V_0 – объём свежего заряда, поступившего в цилиндр, приведённый к параметрам состояния окружающей среды;

v – текущий удельный объём рабочего тела;

v_a – удельный объём рабочего тела в конце такта впуска;

v_0 – удельный объём рабочего тела, приведённый к параметрам окружающей среды;

ωp_{\max} – максимальная быстрота нарастания давления рабочего тела;

y – точка на линии сжатия индикаторной диаграммы, соответствующая моменту воспламенения топлива (точка отрыва линии сгорания от линии сжатия);

x – текущее значение доли выгоревшего топлива;

α – коэффициент избытка воздуха;

β – действительный коэффициент молекулярного изменения;

γ – коэффициент остаточных газов;

ρ_0 – плотность свежего заряда;

ε – степень сжатия;

η_v – коэффициент наполнения;

η_m – механический КПД двигателя;

η_i – индикаторный КПД;

η_e – эффективный КПД;

θ – угол опережения воспламенения;

$\lambda = r/L_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна $L_{ш}$;

$\mu_{\text{топл}}$ – кажущаяся (условная) молекулярная масса топлива;

μC_p – мольная теплоёмкость рабочего тела при постоянном давлении;

μC_v – мольная теплоёмкость рабочего тела при постоянном объёме;

$\sigma(\alpha)$ – кинематическая функция хода поршня;

τ – коэффициент тактности (равен 4 для четырёхтактных двигателей и 2 – для двухтактных ДВС);

ϕ – угол поворота коленчатого вала в градусах ПКВ, отсчитываемый от начала горения;

ϕ_z – условная продолжительность сгорания топлива;

ψ – коэффициент использования теплоты;

$\psi(\alpha)$ – кинематическая функция изменения объёма цилиндра;
 k – отношение теплоёмкостей рабочего тела;
 ξ – коэффициент эффективности сгорания;
 δ – коэффициент выделения теплоты;

III ИСТОРИЯ СОЗДАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И НАУКА О НИХ

Бурное развитие промышленности в конце 18 начале 19 века вызвало повышенный спрос на энергетические установки.

Основным источником энергии в то время являлись паровые машины как стационарные, так и транспортные. Создателем первой тепловой (паровой) машины (1766 г.) является наш соотечественник И. И. Ползунов. Его машина была создана на 12 лет раньше паровой машины Уатта. Машину Ползунова можно считать первым тепловым двигателем универсального назначения. Машина уже содержала механизм паро-водораспределения, который, можно сказать, стал прообразом механизма газораспределения современных ДВС.

В 1769 г. С. Карно построил паровой автомобиль, который осуществлял регулярное движение по улицам Парижа.

Однако большая масса парового котла и низкий кпд требовали замены паровой машины другим компактный источником энергий, объединяющим в одном агрегате источник получения рабочего тела и двигателя. Это стало возможным с открытием светильного газа в 1631 г. В этот период (1804 г. - во, Франции, 1820 г. - в Англии) осуществляются первые попытки создания двигателей внутреннего сгорания [19, 20].

Реальным началом развития двигателей является двигатель М.Э. Лемуара (24 января 1860 г., Франция). Этот двигатель вмел один цилиндр, в который подавался газ через золотниковое распределение. В процессе поступления газа он воспламенялся и сгорал без предварительного сжатия. Мощность двигателя равнялась 1,02 л.с с эффективным кпд 0,03, что значительно ниже эффективности паровой машины (0,07-0,10). Двигатель Лемуара явился прототипом современных двухтактных двигателей.

1 января 1862 года Бо-де-Рошем (Франция) был взят патент на рабочий процесс четырехтактного двигателя, а в 1876 году Н. Отто (Германия) был создан газовый двигатель, работающий по этому процессу. Двигатель Н. Отто имел мощность около 2 л.с. (1,5 кВт) при частоте 150 мин⁻¹ и массе около 2000 кг. Экономичность этих двигате-

лей была значительно выше, чем у паровых машин того времени, что привлекло к ним общее внимание.

Впервые жидкое топливо (бензин) было применено на двигателе Брайтона (США) в 1876 году, в котором бензин в испарительном карбюраторе превращался в пар и подавался в цилиндр двигателя. Широкое применение бензина на автомобильных двигателях началось с момента создания первых автомобилей и двигателей для них. В период 1879...1885 гг. моряк русского флота Огнеслав (Игнатий) Стефанович Костович сконструировал и построил восьмицилиндровый двигатель мощностью 80 л.с., работавший на бензине. Это был первый в мире работоспособный двигатель жидкого топлива. Двигатель О.С. Костовича был предназначен для дирижабля и имел удельную массу 3 кг/л.с. На западе первые двигатели были созданы Готтлибом Даймлером в 1885 году, Карлом Бенцем в 1886 году и Фордом в 1896 году. Второго февраля 1892 года Рудольфом Дизелем (Германия) был взят патент, а в 1897 году создан двигатель с самовоспламенением от сжатия. В 1899 г. русский инженер Г.В. Тринклер предложил идею создания бескомпрессорного двигателя, и вскоре в Петербурге на заводе Нобеля («Русский дизель») был построен первый в мире двигатель с воспламенением от сжатия, работавший на нефти. Этот двигатель, созданный русскими инженерами, имел ряд конструктивных достоинств, был надёжнее в эксплуатации и имел непревзойденный по тому времени КПД, равный примерно 28 %.

Развитие науки о двигателях шло параллельно с развитием термодинамики.

Впервые теория двигателя была обобщена в работе Дизеля "Теория и расчет рационального теплового двигателя" в 1893 году. Велик вклад русских и российских учёных в теорию двигателей внутреннего сгорания.

В 1906 году В.И. Гриневецкий (Россия) опубликовал капитальный труд "Тепловой расчет рабочего процесса". Этой работой, построенной на общих положениях термодинамики, Гриневецкий заложил фундамент научного изучения вопросов теории двигателей внутреннего сгорания и теплового расчета их рабочих процессов и оказал огромное влияние на развитие науки о двигателях. Метод теоретического расчета рабочего процесса был расширен и углублен русскими учёными Н.Р. Брилинго, Е.К. Мазингом и Б.С. Стечкиным и широко применяется до настоящего времени. На Западе законченный метод теплового расчёта двигателей появился лишь в 1929 г.

В 1920-х г. г. начато применение наддува с приводом нагнетателя от коленчатого вала двигателя (механический наддув). Позднее

применён газотурбинный наддув дизелей.

В 1937 г. в институте химической физики АН СССР начаты работы по факельному зажиганию, а в начале 1960-х годов на Горьковском автозаводе создана конструкция двигателя с зажиганием такого типа. Это были первые двигатели с расслоением заряда. В 1954 г. появились двигатели с впрыском бензина, что позволило повысить мощность и улучшить экономичность бензиновых ДВС. В 1995 г. мировой выпуск автомобильных двигателей с впрыском бензина составил 75 % от общего числа бензиновых ДВС. Применение наддува на этих двигателях, начавшееся с 1970 г., позволило повысить их мощность на 25...30 % [18-20].

В 60-е годы возникает направление комбинации поршневого двигателя с газовой турбиной – турбокомпаундные двигатели.

Значительным шагом в развитии автомобильного двигателестроения стало появление первого работоспособного роторно-поршневого двигателя в 1957 г., созданного в Германии под руководством немецкого исследователя Ф. Ванкеля (1902...1988 гг.). Имея малую удельную массу и габариты, высокую надёжность, РПД достаточно быстро получили широкое распространение главным образом на легковом автотранспорте, в авиации, на судах и стационарных установках. К 2000 г. было изготовлено более двух миллионов автомобилей с РПД.

В последние годы продолжается процесс совершенствования и улучшения показателей бензиновых двигателей и дизелей.

Дальнейшее развитие науки о двигателях пошло по пути уточнения и углубления метода Гриневецкого в области изучения рабочих процессов бензиновых и дизельных двигателей [18-20].

IV ЛЕКЦИОННЫЙ КУРС

1 КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

1.1 Современные требования к ДВС

Двигатель должен отвечать своему назначению, иметь высокие мощностные и экономические показатели и к нему предъявляются следующие основные требования [19].

1. Простота конструкции и надежность работы при различных условиях эксплуатации.

2. Минимальные габариты и масса при необходимой надежности и долговечности.

3. Высокая экономичность при малой токсичности отработавших газов.

4. Надежный пуск при различных температурных условиях.

5. Низкий уровень шума и вибрации двигателя.

6. Простота и безопасность обслуживания.

7. Перспективность конструкции, позволяющая проводить ее дальнейшую модернизацию.

8. Обеспечение высокой приемистости автомобиля и тяговых свойств трактора.

Основными направлениями развития автотракторных двигателей являются:

1. Повышение мощности и экономичности.

2. Повышение надежности и долговечности.

3. Снижение токсичности.

4. Снижение шума и вибрации.

Это может быть достигнуто в результате:

- применения новых сортов топлива, масла, высоколегированных сталей и антифрикционных материалов, позволяющих снизить механические потери и износ двигателей;

- более точного уравнивания инерционных сил и моментов, действующих в двигателе;

- изготовления деталей по более совершенным технологиям;

- обеспечения заданной степени неравномерности вращения коленчатого вала;

- улучшения подвески двигателя на раме.

1.2 Классификация ДВС

В настоящее время применяемые на автомобилях и тракторах двигатели имеют большие различия между собой и классифицируются по следующим признакам:

1. По назначению:
 - а) транспортные;
 - б) стационарные.
2. По роду применяемого топлива:
 - а) работающие на жидком топливе (бензин, дизельное топливо, сжиженный газ);
 - б) работающие на газообразном топливе;
 - в) многотопливные.
3. По способу наполнения цилиндра свежим зарядом:
 - а) без наддува (атмосферные);
 - о) с наддувом (турбированные).
4. По способу смесеобразования:
 - а) с внешним смесеобразованием (карбюраторные и газовые);
 - б) с внутренним смесеобразованием (дизели и двигатели с впрыском бензина);
 - в) с расслоением заряда, при котором в различных зонах камеры сгорания образуется рабочая смесь разного состава;
4. По способу воспламенения рабочей смеси:
 - а) с воспламенением от искры (бензиновые и газовые);
 - б) с воспламенением топлива от сжатия (дизели).
6. По способу регулирования смеси при изменении нагрузки на двигатели:
 - а) с качественным регулированием, когда изменение состава смеси достигается изменением количества топлива при постоянном количестве воздуха (дизели, впрысковые бензиновые);
 - б) с количественным регулированием, когда состав смеси остается практически неизменным, а изменяется только количество смеси (карбюраторные двигатели);
7. По расположению цилиндров:
 - а) на вертикальные рядные;
 - б) на горизонтальные рядные;
 - в) двухрядные V образные;
 - г) оппозитные;
 - д) звездообразные.
8. По способу осуществления рабочего цикла:
 - а) 2-х тактные;

б) 4-х тактные.

9. По числу цилиндров:

а) одноцилиндровые;

б) многоцилиндровые.

10. По типу систем охлаждения:

а) с жидкостным охлаждением;

б) с воздушным охлаждением.

Двигатель внутреннего сгорания представляет собой совокупность механизмов и систем, выполняющих различные функции.

Кривошипно-шатунный механизм осуществляет рабочий цикл двигателя и преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала.

Механизм газораспределения предназначен для впуска в цилиндр свежего заряда (воздух или горючая смесь) и выпуска из цилиндра продуктов сгорания (отработавшие газы).

Система питания prepares горючую смесь.

Механизм регулирования изменяет подачу горючей смеси или топлива в соответствии с нагрузкой двигателя.

Система смазки обеспечивает подачу масла к рабочим поверхностям деталей для уменьшения трения и отвода тепла.

Система охлаждения отводит тепло от деталей двигателя, соприкасающихся с сильно нагретыми газами.

Система зажигания воспламеняет в нужный момент рабочую смесь.

Система пуска осуществляет пуск двигателя.

1.3 Основные понятия и определения

Чтобы пояснить принцип действия двигателя и усвоить необходимые в дальнейшем основные понятия и определения, обратимся к рисунку 1, на котором изображена схема работы кривошипно-шатунного механизма двигателя.

Если вращать коленчатый вал 1, то поршень 4, соединенный с ним при помощи пальца 3 и шатуна 2, будет перемещаться между верхней и нижней мертвыми точками, совершая возвратно-поступательное движение.

Верхней мертвой точкой (ВМТ) называется такое положение поршня в цилиндре, при котором расстояние от поршня до оси коленчатого вала будет наибольшим.

Нижней мертвой точкой (НМТ) называется такое положение поршня в цилиндре, при котором расстояние от поршня до оси колен-

чатого вала будет наименьшим.

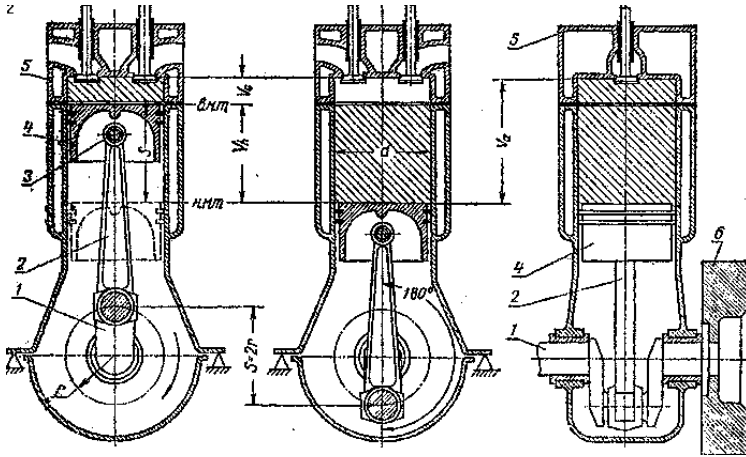


Рисунок 1 - Схема работы кривошипно-шатунного механизма двигателя:

1 - коленчатый вал; 2 - шатун; 3 - палец; 4 - поршень; 5 - головка; 6 - маховик

Расстояние S , которое проходит поршень при перемещении между верхней и нижней мертвыми точками, называется *ходом поршня*. У центрального кривошипно-шатунного механизма ход поршня равен двум радиусам r кривошипа коленчатого вала ($S = 2r$). При перемещении поршня на величину S коленчатый вал поворачивается на угол 180° . Объем V_c над поршнем, когда поршень находится в ВМТ, называется *объемом камеры сжатия* или *объемом камеры сгорания*.

Объем V_h , освобождаемый поршнем в цилиндре при перемещении от ВМТ до НМТ, называется *рабочим объемом цилиндра*.

Рабочий объем цилиндра подсчитывают по формуле:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S}{1000} \text{ л,}$$

где D - диаметр цилиндра, мм; S — ход поршня, мм.

Для многоцилиндровых двигателей произведение рабочего объема цилиндра V_h на число цилиндров i ($V_n = V_h i$) называется *литражом двигателя*.

Объем V_a , расположенный над поршнем, когда поршень находится в НМТ, называется *полным объемом цилиндра*. Нетрудно видеть, что полный объем цилиндра

$$V_a = V_c + V_h.$$

Отношение полного объема цилиндра V_a к объему камеры сжатия V_c называется *степенью сжатия* ε двигателя. Степень сжатия ε подсчитывают по формуле:

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

Величина ε показывает, во сколько раз уменьшится полный объем цилиндра при перемещении поршня от НМТ к ВМТ.

Смесь, поступающая в цилиндр двигателя с внешним смесеобразованием (карбюраторные, газовые и бензиновые впрысковые двигатели) и состоящая из воздуха и частичек топлива (жидкого или газообразного), называется *горючей смесью*. У дизелей в цилиндр поступает не горючая смесь, а *воздух*.

Горючую смесь (карбюраторные или газовые двигатели) или воздух (дизели), которые поступают в цилиндр тех или других двигателей, называют *свежим зарядом*.

Продукты, оставшиеся в цилиндре двигателя после сгорания и выпуска, называются *остаточными газами*.

У двигателей с внешним смесеобразованием (карбюраторные и газовые двигатели) свежий заряд (то есть горючая смесь), смешавшись с остаточными газами, образует *рабочую смесь*. У дизелей рабочая смесь получается после смешения свежего заряда (то есть воздуха), впрыснутого топлива и остаточных газов.

Продукты сгорания, удаляемые из цилиндра двигателя, называются *отработавшими газами*.

Для непрерывной работы двигателя внутреннего сгорания в его цилиндре в строгой последовательности должны происходить следующие процессы: заполнение свежим зарядом, сжатие газов, сгорание топлива, расширение газов (рабочий ход), удаление отработавших газов. После этого снова происходит заполнение цилиндра свежим зарядом, сжатие газов и т. д. Чередование совокупности этих процессов называется *рабочим циклом двигателя*.

Часть рабочего цикла, происходящая за время движения поршня от одной мертвой точки до другой, называется *тактом*. Если рабочий цикл двигателя совершается за два оборота коленчатого вала, в течение которых поршень сделает четыре хода (такта), то в этом случае двигатель будет называться *четырёхтактным*. При рабочем цикле, происходящем за один оборот коленчатого вала (то есть за два хода поршня или такта), двигатель будет называться *двухтактным*.

Чередование рабочих тактов в цилиндрах называют *порядком*

работы двигателя.

Контрольные вопросы:

1. Нарисуйте схему классификации тракторных и автомобильных поршневых двигателей внутреннего сгорания.
2. Перечислите основные механизмы и системы двигателя, расскажите о их назначении.
3. Дайте определения следующим параметрам: ход поршня, рабочий и полный объем цилиндра, объем камеры сгорания, степень сжатия.
4. Что называют свежим зарядом, горючей смесью, рабочей смесью, остаточными газами, отработавшими газами.
5. Какие процессы образуют рабочий цикл двигателя, и что понимается под двухтактным и четырехтактным рабочими циклами?
6. Что называют порядком работы двигателя?

2 ПРИНЦИПЫ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2.1 Рабочие процессы в четырехтактном двигателе

Процесс впуска. При перемещении поршня 8 от ВМТ к НМТ (рис. 2) через открытый впускной клапан 4 в цилиндр засасывается свежий заряд (такт впуска).

Воздух, проходя через воздухоочиститель 2, карбюратор 1, впускной трубопровод 5, каналы перед клапаном и через проходное сечение клапана, должен преодолеть значительное сопротивление.

Это сопротивление зависит от многих факторов, в частности от степени загрязненности воздухоочистителя, от величины открытия дроссельной заслонки (карбюраторные и газовые двигатели), от числа оборотов коленчатого вала двигателя. В силу этого давление p_a в цилиндре двигателя при впуске будет меньше атмосферного p_0 .

На диаграмме (рис. 4 а) в pV -координатах процесс впуска показан линией ga . В конце впуска давление p_a у карбюраторных двигателей (при работе с полностью открытой дроссельной заслонкой) находится в пределах 0,7-0,9 МПа у дизелей, в связи с отсутствием карбюратора, сопротивление при всасывании меньше, а давление p_a выше (0,75-0,95 МПа). Чем меньше давление p_a в конце впуска, тем меньше вес горючей смеси или воздуха, тем меньше мощность, развиваемая двигателем.

В некоторых двигателях при помощи специального нагнетателя (например, турбокомпрессора) увеличивают $p_{\text{в}}$, то есть весовое наполнение цилиндра горячей смесью или воздухом, и тем самым повышают мощность на 20-25 %.

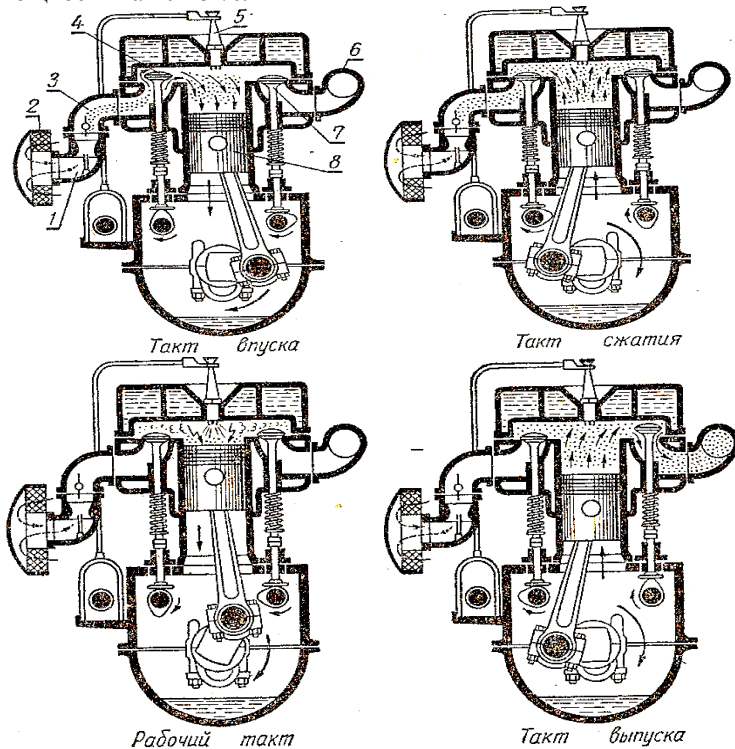


Рисунок 2 - Схема работы карбюраторного 4-х тактного двигателя

Температура газов, находящихся в цилиндре в конце впуска, лежит в пределах 298-398 °К (у дизелей эта температура меньше, чем у карбюраторных двигателей, имеющих подогрев горячей смеси) [1, 8].

Процесс сжатия. При перемещении поршня 8 от НМТ к ВМТ (такт сжатия) впускной клапан 4 закрывается и поршень начинает сжимать газы, находящиеся в надпоршневом пространстве (рис. 2).

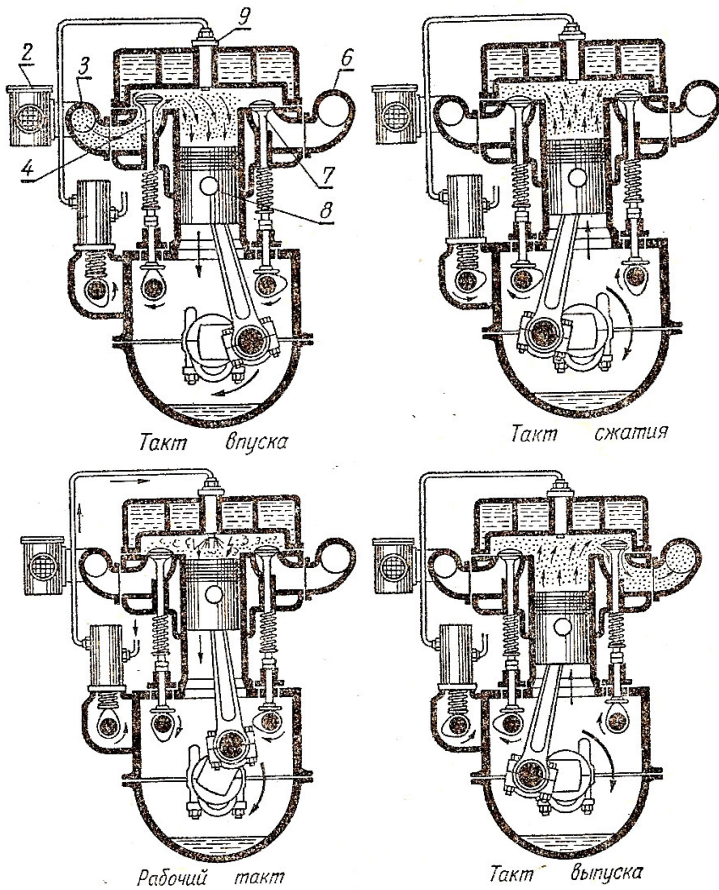


Рисунок 3 - Схема работы дизельного 4-х тактного двигателя

ля

Показатели работы двигателя в сильной мере зависят от степени сжатия; с увеличением ее до некоторого предела мощность и главным образом экономичность повышаются. При увеличении степени сжатия температура и давление газов в конце сжатия сильно возрастают. У карбюраторных и газовых двигателей чрезмерное повышение температуры и давления (при данном числе оборотов коленчатого вала) будет содействовать возникновению *детонационного сгорания*.

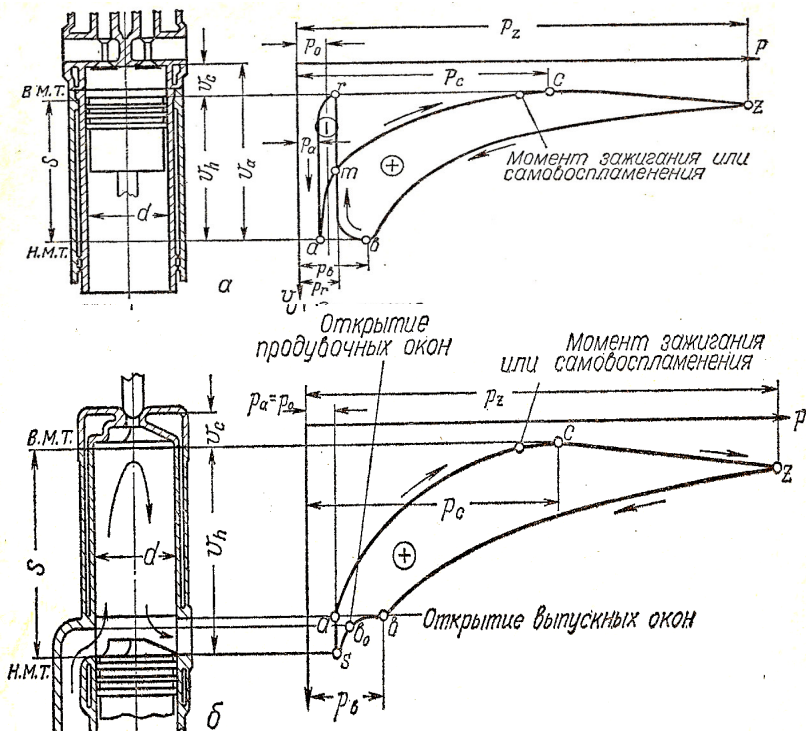


Рисунок 4 - Индикаторные диаграммы четырехтактного (а) и двухтактного (б) двигателей

Указанное обстоятельство ограничивает величину степени сжатия карбюраторных и газовых двигателей, которая в зависимости от октанового числа топлива, числа оборотов, формы камеры сгорания, металла, из которого изготовлены головка и поршень, и ряда других факторов находится в пределах 5-12. У дизелей топливо впрыскивается в цилиндр вблизи ВМТ. Для своевременного самовоспламенения частичек топлива необходимо, чтобы, при хорошем смесеобразовании (то есть при хорошем распыливании топлива и его перемешивании с воздухом), температура газов в цилиндре была достаточно высокой.

Исходя из этого, степень сжатия у дизелей колеблется от 15 до 22. Дальнейшее увеличение степени сжатия ограничивается значительным повышением нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма, а это сопровождается повышением износов трущихся поверхностей и увеличением потерь на трение.

Изменение давления газов в процессе сжатия показано на диаграмме (рис. 4, а) линией *ac*. В зависимости от величины *s* давление p_c в конце процесса сжатия карбюраторных и газовых двигателей находится в пределах от 0,6 до 1,5 МПа, а у дизелей - от 3,0 до 4,0 МПа.

Температура газов в конце сжатия у карбюраторных и газовых двигателей повышается до 500-700° К, а у дизелей - до 750-950° К.

Процесс смесеобразования и сгорания. У карбюраторных и газовых двигателей воздух, просасываемый через карбюратор или смеситель, перемешивается с топливом в необходимой пропорции. Подготовка смеси продолжается при ее сжатии. В конце процесса сжатия (за 20- 45° поворота коленчатого вала до ВМТ) рабочая смесь будет воспламенена электрическим разрядом, образующимся в искровой зажигательной свече 5 (рис. 2).

У дизелей топливо впрыскивается за 4-15° до ВМТ и поэтому период смесеобразования сильно сокращается. Смесеобразование в дизелях осуществляется различными способами. В зависимости от принятого способа смесеобразования эти двигатели классифицируются на однокамерные (дизели с неразделенной камерой) и многокамерные (дизели с разделенной камерой).

У однокамерных дизелей топливо может подаваться в объем сжатых газов, находящихся над поршнем; в этом случае смесеобразование называют *объемным* (рис. 5, а).

У ряда однокамерных дизелей основная часть топлива (до 95%) подается на стенки камеры и поршня (рис. 5, б), а остальное топливо - в объем сжатых газов; такое смесеобразование называют *плечным*.

При соприкосновении с нагретой стенкой топливная пленка постепенно испаряется и хорошо перемешивается с газами; топливо, впрыснутое в объем, самовоспламеняется и вместе с парами остального топлива сгорает. Распыливание и перемешивание топлива в однокамерных дизелях производится за счет кинетической энергии, сообщенной топливу при впрыске, и вихревых движений газов. Давление впрыска у однокамерных дизелей находится в пределах 15,0-30,0 МПа; у отдельных дизелей давление впрыска может достигать 100-220 МПа.

В предкамерных дизелях предкамера 3 (с объемом 25-40% от V_d) сообщается с основной камерой сгорания (рис. 5, в) одним или несколькими отверстиями. Топливо впрыскивается в предкамеру и там частично (20-30%) сгорает, давление в предкамере возрастает [7-10].

Перепад давлений вызовет интенсивное перетекание газов из камеры 3 в камеру сгорания, что способствует хорошему распыливанию и перемешиванию еще не сгоревшего топлива с воздухом. Поэтому в предкамерных дизелях топливо впрыскивается при сравнительно

низком давлении – 7,5-13,0 МПа.

В вихрекамерных дизелях (рис.5, г) хорошему смесеобразованию способствуют вихревые потоки воздуха, создаваемые во время процесса сжатия в вихревой камере 4. Давление впрыска у этих дизелей находится в пределах 8,0-13,0 МПа.

Частицы впрыснутого топлива, соприкасаясь с газами, нагреваются до температуры, при которой происходит самовоспламенение топлива.

Период от начала впрыска топлива до начала самовоспламенения называется *периодом задержки самовоспламенения*. Если ухудшится распыливание, понижается температура газов в цилиндре, уменьшается цетановое число топлива, то период задержки самовоспламенения увеличивается.

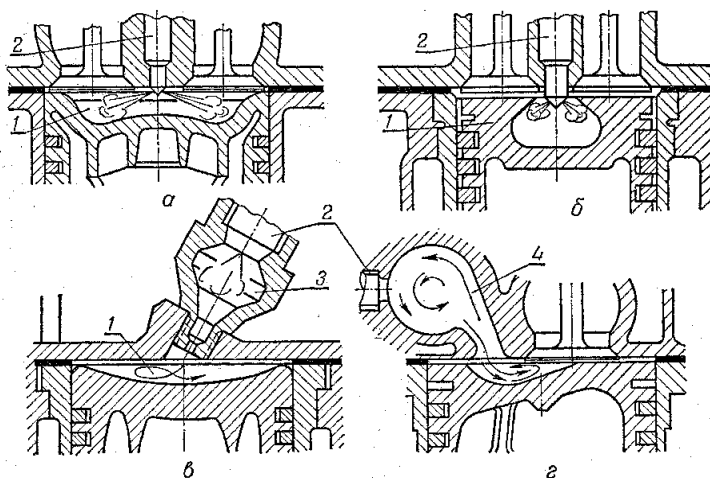


Рисунок 5 - Схемы смесеобразования однокамерных (а, б) и двухкамерного и вихрекамерного (г) дизелей:

1 - камера сгорания; 2 - форсунка; 3 - предкамера; 4 - вихревая камера

Увеличение периода задержки самовоспламенения крайне нежелательно, потому что при этом в камере сгорания накапливается значительное количество топлива; накопившееся топливо сгорает почти одновременно, вызывая резкое повышение давления («жесткая работа»).

Однокамерные дизели обладают относительно большей экономичностью, повышенными пусковыми качествами и некоторыми дру-

гими, менее значительными преимуществами. Первые два преимущества объясняются компактностью камеры и связанным с этим уменьшением потерь тепла.

Однокамерные дизели с объемным смесеобразованием имеют следующие недостатки: повышенную жесткость работы и, как следствие этого, повышенный износ деталей; худшую приспособляемость к изменениям режима работы; повышенное давление впрыска и др. Кроме того, топливо для этих двигателей должно быть более высокого качества.

Однокамерные дизели с пленочным смесеобразованием практически свободны от этих недостатков и потому получают преимущественное распространение.

Двухкамерные дизели уступают однокамерным по экономичности и пусковым качествам, но превосходят последние по остальным показателям.

У карбюраторных двигателей температура газов в конце сгорания повышается до $2200-2700^{\circ}\text{K}$, а у дизелей - до $1900-2200^{\circ}\text{K}$. В результате резкого повышения температуры повышается и давление газов над поршнем. Изменение давления газов в период сгорания показано на диаграмме (рис. 4, а) линией c_2 .

Давление p_z в конце процесса сгорания в карбюраторных двигателях обычно достигает $2,0-4,0$ МПа, а в дизелях – $5,0-8,0$ МПа.

Процесс расширения. Под давлением газов поршень 8 перемещается от ВМТ к НМТ (такт расширения, или рабочий такт), совершая работу (рис. 2). Давление газов в процессе расширения понижается, как это показано на диаграммах линией ζ_b (рис. 3), до значения p_w , которое у карбюраторных двигателей составляет $0,3-0,4$ МПа, а у дизелей – $0,2-0,3$ МПа.

Одновременно с падением давления газов понижается температура; у карбюраторных двигателей температура в конце такта расширения колеблется от 1500 до 1800°K , а у дизелей эта температура несколько ниже.

Когда поршень 8 будет находиться вблизи НМТ, откроется выпускной клапан 7 и отработавшие газы начнут выходить через трубопровод 6 в атмосферу.

Процесс выпуска. При перемещении поршня 8 от НМТ к ВМТ (такт выпуска) отработавшие газы будут вытесняться из цилиндра (рис. 2). В связи с тем, что проходное сечение выпускного клапана, каналы в головке и выпускной трубопровод оказывают некоторое сопротивление, давление газов над поршнем будет равно $0,1-0,12$ МПа. На диаграмме (рис. 4, а) процесс выпуска изобразится линией br .

Температура газов в конце выпуска в зависимости от числа оборотов и типа двигателя может колебаться в пределах 700-1250° К.

2.2 Рабочие процессы в двухтактном двигателе

Рассмотрим, как протекает рабочий цикл в двухтактном двигателе. Предположим, что поршень находится в НМТ, цилиндр двигателя заполнен свежим зарядом и остаточными газами.

Если двигатель имеет внутреннее смесеобразование (двухтактный дизель), то вблизи ВМТ топливный насос через форсунку впрыскивает в камеру сгорания топливо, которое самовоспламеняется от соприкосновения с сильно нагретыми газами.

В двухтактном двигателе с внешним смесеобразованием (например, в карбюраторном двигателе) при перемещении к ВМТ поршень сжимает рабочую смесь (рис.6 а). Процесс сжатия на графике (рис. 4б) показан линией *ac*. Воспламенение топлива от электрического разряда в запальной свече 1 произойдет, когда поршень будет находиться вблизи ВМТ. В результате сгорания топлива температура и давление газов резко возрастут и поршень от ВМТ начнет перемещаться к НМТ (рис. 6 б). Изменение давления газов при этом показано линией *сгб* (рис. 4, б).

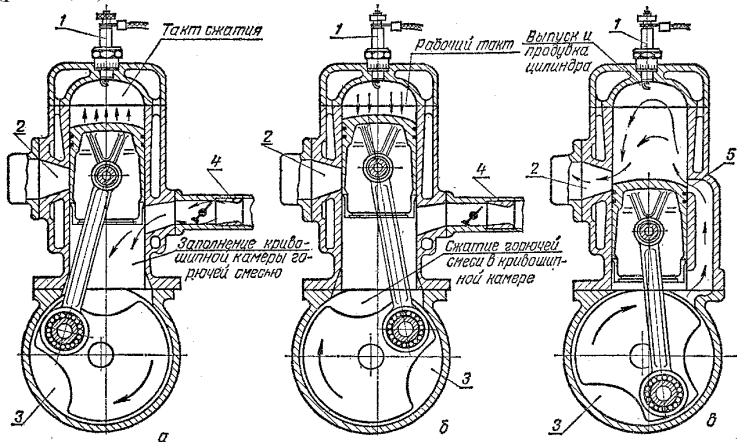


Рисунок 6 - Схема работы двухтактного поршневого двигателя внутреннего сгорания:

а - такт сжатия; б - рабочий такт; в - выпуск и продувка; 1 - свеча зажигания; 2 - выпускное окно; 3 - картер; 4 - карбюратор; 5 - продувочное окно

Не доходя до НМТ поршень откроет выпускные окна 2 (рис. 6, в), и отработавшие газы через выпускной трубопровод будут выходить в атмосферу. Давление газов над поршнем, как это показано на рисунке 4 б (кривая bb_0), начнет резко понижаться.

Когда давление газов над поршнем станет близким к атмосферному, поршень откроет продувочные окна 5, через которые свежий заряд, сжатый поршнем в картере 3, начнет поступать в цилиндр и вытеснять из него отработавшие газы. Этот процесс, изображенный на рисунке 4, б линией b_{0s} , называется *процессом продувки*.

Как изображено на рисунке 6, в, свежий заряд, вытесняя отработавшие газы, описывает петлю; поэтому такую продувку называют *петлевой*. При перемещении поршня от НМТ к ВМТ поршень перекроет вначале продувочное окно 5, а затем и выпускное 2. После этого поршень начнет сжимать остаточные газы и свежий заряд.

Во время перемещения поршня от НМТ к ВМТ в картер карбюраторного двигателя через карбюратор 4 засасывается горючая смесь (у дизелей - воздух), необходимая для последующей продувки и зарядки цилиндра. Двигатели с таким рабочим процессом называют двухтактными с кривошипно-камерной петлевой продувкой.

Кривошипная камера, используемая у этих двигателей как насос для продувки и зарядки цилиндра, не обеспечивает подачу свежего заряда в необходимом количестве. Кроме того, при продувке цилиндра через выхлопные окна происходит утечка свежего заряда, что особенно нежелательно для двигателей с внешним смесеобразованием.

Завихрения, образующиеся в цилиндре при петлевой продувке, приводят к перемешиванию отработавших газов со свежим зарядом и к ухудшению очистки цилиндра.

Поэтому, несмотря на очень простое устройство таких двигателей (отсутствует довольно сложный механизм газораспределения), они по многим показателям не удовлетворяют современным требованиям и на тракторах и автомобилях применяются редко.

В некоторых двухтактных двигателях выпуск отработавших газов происходит через клапаны, а свежий заряд, подаваемый специальным насосом, поступает в цилиндр через окна. Такие двухтактные двигатели обладают вполне приемлемыми показателями работы, но сложны по конструкции.

Рабочий цикл двухтактного дизеля протекает аналогично рабочему циклу двухтактного карбюраторного двигателя и отличается в основном тем, что у дизеля в цилиндр поступает не горючая смесь, а воздух и в конце процесса сжатия впрыскивается топливо, которое затем самовоспламеняется.

2.3 Число цилиндров и их расположение

Одноцилиндровые двигатели. При работе одноцилиндрового двигателя только в течение одного рабочего такта, когда в цилиндре двигателя происходят процессы сгорания и расширения, давление газов передается через поршень, поршневой палец и шатун коленчатому валу, заставляя его вращаться.

В четырехтактном двигателе при трех остальных тактах, а в двухтактном - при втором такте давление газов в цилиндре противодействует вращению коленчатого вала. Поэтому для бесперебойного действия одноцилиндрового двигателя (четырёхтактного или двухтактного) необходимо во время всех нерабочих тактов принудительно вращать коленчатый вал и перемещать поршень в цилиндре.

Вращение коленчатого вала во время нерабочих тактов происходит за счет кинетической энергии, аккумулированной в период рабочего такта движущимися частями двигателя, а в основном - его *маховиком*.

Количество кинетической энергии, которое аккумулируется маховиком двигателя, зависит от момента инерции и числа оборотов маховика. Чем больше (при прочих равных условиях) момент инерции маховика, тем меньше колебания угловой скорости коленчатого вала за цикл, то есть тем меньше степень неравномерности вращения коленчатого вала. С увеличением момента инерции маховика облегчается работа тракторного двигателя при разгоне машинно-тракторного агрегата и преодолении кратковременных перегрузок. Однако увеличение момента инерции маховика связано с увеличением его веса и веса всего двигателя, а это нежелательно.

Как было сказано ранее, у четырехтактного двигателя три такта являются нерабочими, а у двухтактного - только один. Поэтому для достижения одной и той же степени равномерности вращения коленчатого вала момент инерции маховика четырехтактного двигателя должен быть больше, чем двухтактного.

При вращении коленчатого вала поршень двигателя перемещается между мертвыми точками неравномерно. Ускоренное или замедленное движение поршня приводит к возникновению *силы инерции возвратно-движущихся частей*. Величина и направление этой силы в основном зависят от массы возвратно-движущихся частей, числа оборотов, радиуса кривошипа и положения коленчатого вала в данный момент (угол поворота вала φ). При нахождении поршня в ВМТ величина силы инерции возвратно-движущихся частей достигает максимального значения.

Кроме того, в связи с наличием неуравновешенных вращающихся частей возникает *центробежная сила инерции*, всегда направленная от центра вращения коленчатого вала по радиусу кривошипа. Величина этой силы зависит от массы неуравновешенных вращающихся частей, числа оборотов и радиуса кривошипа.

Обе силы передаются через опоры двигателя остову трактора или автомобиля и вызывают вибрацию всей машины. Вибрации приводят к поломкам и преждевременному износу ряда деталей, нарушают нормальную работу приборов, ухудшают условия труда и т. п.

Многоцилиндровые двигатели. При одних и тех же значениях N_e , p_e , n увеличение числа цилиндров i означает уменьшение размеров D и S . Вместе с ними будут уменьшаться массы возвратно-движущихся и неуравновешенных вращающихся частей, радиус кривошипа, а, следовательно, и силы инерции.

В карбюраторных двигателях с уменьшением D уменьшается возможность возникновения детонации, что позволяет несколько повысить степень сжатия ϵ . Одновременно с этим увеличение i приводит к увеличению числа деталей двигателя, а это усложняет его конструкцию, изготовление и ремонт.

Многоцилиндровые тракторные и автомобильные двигатели выполняются с *однорядным (линейным)* и *двухрядным* расположением цилиндров (рис. 7, а и б).

При двухрядном расположении на каждую шатунную шейку коленчатого вала приходится два цилиндра, оси которых расположены под углом друг к другу (*V-образные двигатели*).

К преимуществам двухрядного расположения цилиндров можно отнести меньшую длину, большую жесткость конструкции и относительно меньший вес двигателя; к недостаткам - большую ширину двигателя, некоторое усложнение конструкции и др.

Преимущественное распространение на тракторах и автомобилях получили однорядные четырех- и шестицилиндровые двигатели (из двухрядных на автомобилях - восьмицилиндровые двигатели). Поэтому дальнейшее рассмотрение будет касаться в основном многоцилиндровых однорядных двигателей.

С увеличением числа цилиндров увеличивается и количество рабочих тактов за цикл. Например, в двухцилиндровом двигателе за цикл будет уже два рабочих такта, в четырехцилиндровом - четыре, а в шестицилиндровом - шесть.

Наибольшая равномерность вращения коленчатого вала будет достигнута при условии, если рабочие такты будут происходить через равные угловые интервалы. Угловой интервал определяется делением

продолжительности цикла, выраженной в градусах, на число цилиндров.

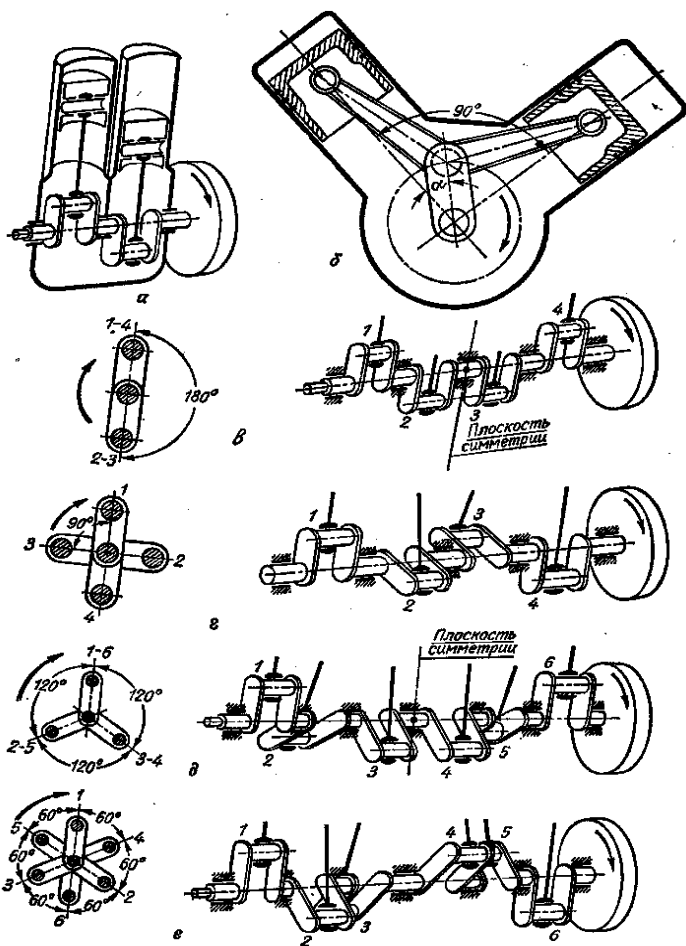


Рисунок 7 - Схемы расположения цилиндров и кривошипов коленчатых валов поршневых ДВС:

а - однорядный двухцилиндровый; б - двухрядный двухцилиндровый (V-образный); в - однорядный четырехцилиндровый; г - однорядный четырехцилиндровый двухтактный; д - однорядный шестицилиндровый четырехтактный; е - однорядный шестицилиндровый двухтактный; 1 - 6 - шейки кривошипов

Так, например, угловой интервал между рабочими тактами для четырехтактного шестицилиндрового двигателя - $720^\circ : 6 = 120^\circ$, а для двухтактного - $360^\circ : 6 = 60^\circ$. Смещением колен коленчатого вала на величину углового интервала достигается равномерное распределение рабочих тактов в течение цикла.

Силы инерции, возникающие при работе одно-, двух- и трехцилиндровых двигателей, можно полностью уравновесить довольно сложными уравновешивающими устройствами, заметно увеличивающими вес двигателя.

В четырехтактных двигателях с числом цилиндров более трех можно достигнуть хорошей уравновешенности без применения специальных уравновешивающих устройств, симметрично расположив колена вала относительно плоскости, перпендикулярной оси вала и проходящей через его середину («зеркальное» расположение колен относительно этой плоскости). При таком расположении колен вала (рис. 7, в) силы инерции будут взаимно уравновешиваться (частично или полностью).

В двухтактных четырех- и шестицилиндровых двигателях при достижении необходимой равномерности вращения нельзя получить зеркального расположения колен вала (рис. 7, з и е), а следовательно, и удовлетворительной уравновешенности. Поэтому в двухтактных четырех- и шестицилиндровых двигателях обычно применяется довольно сложное уравновешивающее устройство.

При проектировании тракторных и автомобильных двигателей выбирают такое расположение колен, при котором будут достигнуты наилучшие показатели по равномерности вращения и уравновешенности.

Например, однорядные четырехтактные четырех- и шестицилиндровые двигатели выполняются с расположением колен вала, показанным на рисунке 7, в и д (зеркальное расположение колен вала).

При этом четырехцилиндровые двигатели (рис. 7, в) имеют вполне удовлетворительную уравновешенность, а рабочие такты следуют через каждые 180° с порядком работы цилиндров 1—2—4—3 и 1—3—4—2. Оба порядка работы равноценны.

При работе шестицилиндровых двигателей (рис. 7, д) практически полностью уравновешены все силы инерции, возникающие в кривошипно-шатунном механизме; угловой интервал между рабочими тактами равен 120° . Порядок работы, обеспечиваемый указанным расположением колен вала (рис. 7, д) и механизмом газораспределения, обычно осуществляется в последовательности 1—5—3—6—2—4.

Порядок работы двухрядных восьмицилиндровых (V-образных)

двигателей таков: 1—5—4—2—6—3—7—8.

На рисунке 8 показаны таблицы чередования тактов при работе четырехтактных четырех- и шестицилиндровых двигателей.

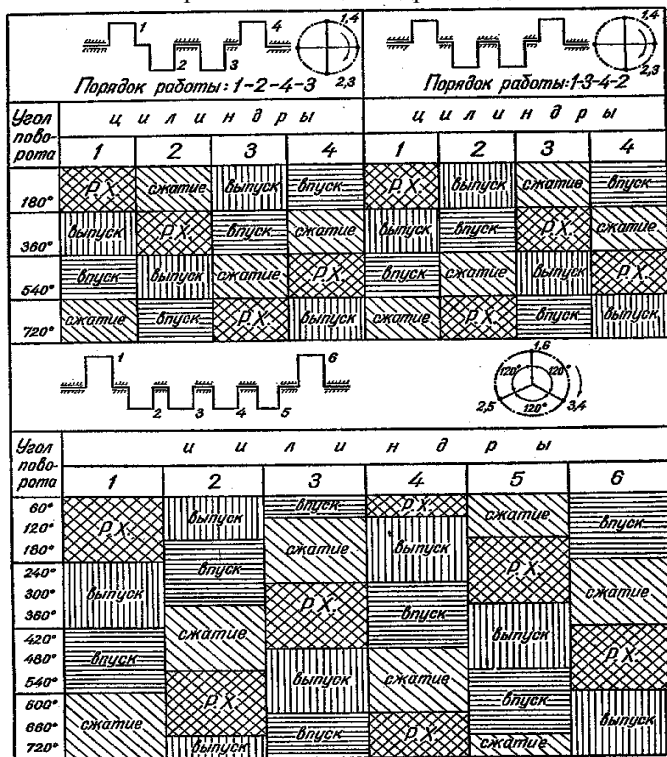


Рисунок 8 - Таблицы чередования тактов при работе четырехтактных четырех- и шестицилиндровых ДВС

Контрольные вопросы:

1. Расскажите, как протекают процессы впуска, сжатия, сгорания, расширения и выпуска при четырех- и двухтактных циклах.

2. Перечислите преимущества и недостатки одноцилиндровых двигателей.

3. Перечислите преимущества и недостатки многоцилиндровых двигателей.

4. Как осуществляется выбор колен кривошипа при проектировании двигателей?

3 ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

3.1 Основные сведения о рабочем теле

Процесс превращения теплоты топлива в работу в двигателях внутреннего сгорания осуществляется с помощью рабочего тела. Термином «рабочее тело» определяется вещество или смесь веществ, необходимых для осуществления рабочего цикла. Качественный и количественный состав рабочего тела в двигателях в течение цикла не остаётся постоянным. Это обусловлено различными обстоятельствами. Так, количественные изменения вызываются перетеканием рабочего тела из впускных и выпускных трубопроводов в цилиндры двигателя (и наоборот), утечками через неплотности ЦПГ, подачей топлива во впускной трубопровод или в цилиндры. Процессы окисления (горения) основных компонентов топлива приводят к существенным качественным изменениям в составе рабочего тела. Так, если в тактах впуска и сжатия рабочее тело может рассматриваться как чистый (атмосферный) воздух (дизели) или смесь паров топлива с воздухом (двигатели с внешним смесеобразованием), то в начале горения – это уже смесь воздуха, паров и капель жидкого топлива с образовавшимися продуктами сгорания. В общем случае рабочее тело состоит из воздуха (состоящего из 21 % по объёму кислород (окислитель), 79 % азот и инертных газов), топлива и продуктов сгорания. Наиболее важным компонентом рабочего тела является топливо как носитель энергии. В качестве топлива используются лишь те горючие вещества, которые легко перемешиваются с воздухом, а в процессе сгорания не образуют твёрдого зольного остатка [1, 2, 7-10, 15-21]

Основными компонентами любого топлива являются углерод (C), водород (H), кислород (O). Иногда в небольших количествах содержатся сера (S) и азот (N), их наличие в топливе ограничено требованиями стандартов и при выполнении тепловых расчётов ДВС ими обычно пренебрегают.

В теории двигателей элементарный состав топлива – элементарный химический состав, записывается в виде [18, 19]:

$$C + H + O = 1, \quad (1)$$

где C , H , O – долевое содержание соответствующих компонентов (углерода, водорода, кислорода) в единице массы топлива.

В процессе впуска в дизельном двигателе в цилиндр поступает свежий заряд воздуха, а в бензиновом – смесь воздуха с топливом.

Количество свежего заряда рабочего тела в кмольях поступившего в цилиндр определяется по уравнению:

для дизеля -
$$M_1 = \alpha L_o, \quad (2)$$

для бензиновых двигателей -
$$M_1 = \alpha L_o + \frac{1}{m_T}, \quad (3)$$

для газовых двигателей -
$$M_1 = 1 + \alpha L_o, \quad (4)$$

где L_o - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, кмоль возд./кмоль топл.; α - коэффициент избытка воздуха, представляющий собой отношение действительного количества воздуха (L_d), поступившего в цилиндр двигателя, к теоретически необходимому количеству воздуха для сгорания топлива (L_o).

$$\alpha = \frac{L_d}{L_o}. \quad (5)$$

Если $L_d < L_o$ то $\alpha < 1$ и смесь получается богатой: Этот состав характерен для бензинового двигателя.

При $\alpha = 0,65 \dots 0,95$ получаются максимальные мощность и скорость горения при неполном сгорании топлива из-за недостатка воздуха.

При $L_d = L_o$ $\alpha = 1$ и получается нормальная (стехиометрическая) смесь. Эта смесь является переходной между мощностным ($\alpha = 0,65$) и экономичным ($\alpha = 1,05$) составами.

При $L_d > L_o$ $\alpha > 1$ получается бедная смесь. Этот состав характерен для всех видов двигателей: для бензиновых и газовых ($\alpha = 1,05 \dots 1,3$) ипользуется на средних нагрузках и обеспечивает более экономную работу, для дизелей, из-за внутреннего смесеобразования и малого отрезка времени на смесеобразование, величина α всегда больше 1 и лежит в пределах 1,5...1,8.

Разница величин M_1 между дизельными и бензиновыми двигателями на величину $1/m_T$ происходит из-за занятия некоторого объёма испарившегося бензина в процессе впуска.

В процессе сжатия к свежему заряду рабочего тела подмешиваются продукты сгорания, оставшиеся в цилиндре после предыдущего цикла.

Вследствие сгорания топлива химический состав и физические свойства (температура, давление, теплоемкость) рабочего тела изменяются.

В теоретических циклах в качестве рабочего тела используется идеальный газ, остающийся неизменным в течение рабочего процесса.

3.2 Теоретические циклы двигателей

3.2.1 Некоторые элементарные положения

Первый и второй законы термодинамики применимы ко всем тепловым машинам, в том числе и к двигателям. Первый закон термодинамики, известный как закон сохранения энергии, отрицает возможность создания постоянно действующего двигателя (или некоего термодинамического «черного ящика»), который производил бы работу без затраты энергии. Первый закон термодинамики требует равенства количества подводимой к машине и отведенной от нее энергии (в любой форме). Рассмотрим энергию топлива (бензин и воздух), подводимого к двигателю внутреннего сгорания с искровым зажиганием. Бензин и воздух соединяются в процессе горения, образовавшиеся горячие газы приводят в движение двигатель. Из всей энергии, содержащейся в топливе, около одной трети преобразуется в полезную работу двигателя, другая треть отводится системой охлаждения, а оставшаяся треть энергии как низкопотенциальная тепловая энергия выбрасывается с отработавшими газами. При прекращении подачи бензина двигатель останавливается. Этот пример - прямое проявление первого закона термодинамики, в основу которого положены различные опытные данные [19].

Второй закон термодинамики, возможно, менее понятен. Одна из формулировок второго закона гласит, что невозможно создать периодически действующую систему с потреблением теплоты из некоего резервуара и превращением ее полностью в работу. Первый закон термодинамики говорит о том, что полученная работа никогда не может быть больше подводимой теплоты, в то время как второй закон уточняет это положение и утверждает, что работа должна быть всегда меньше. Применительно к бензиновому двигателю внутреннего сгорания второй закон термодинамики отрицает возможность превращения всей подводимой энергии, содержащейся в топливе, в полезную работу. Некоторая часть этой энергии должна непременно теряться в виде теплоты, отводимой системой охлаждения или отработавшими газами.

3.2.2 p , V - и T , S -диаграммы

Процессы, протекающие даже в самой простейшей тепловой машине, настолько сложны, что нет возможности точно рассчитать происходящее. Вместо этого принимается некая теоретическая модель, в которой идеализированы некоторые условия протекания процессов с тем, чтобы в какой-то степени иметь возможность провести анализ работы машины. В этом случае работа большинства типов машин мо-

жет быть упрощена предположением о последовательно повторяющихся термодинамических процессах, называемых циклом. Обычно каждый процесс рассматривается в отдельности и предполагается, что изменения термодинамических функций происходят по мере перехода рабочего тела из одного состояния в другое, при этом одна из функций остается постоянной. Важными термодинамическими функциями являются: давление (p), объем (V), температура (T), внутренняя энергия (U), энтальпия (J) и энтропия (S). Цикл, состоящий из последовательных процессов, в каждом из которых одна из термодинамических функций остается постоянной, а другие меняются, может быть изображен графически по-разному. Два таких способа значительно облегчают анализ работы тепловых машин. Это p, V - и T, S -диаграммы.

Указанные диаграммы являются важными, поскольку площадь на p, V -диаграмме представляет собой произведенную работу, а площадь на T, S -диаграмме - передаваемую теплоту. В качестве примера рассмотрим рисунок 9, где показан поршень в закрытом цилиндре [19].

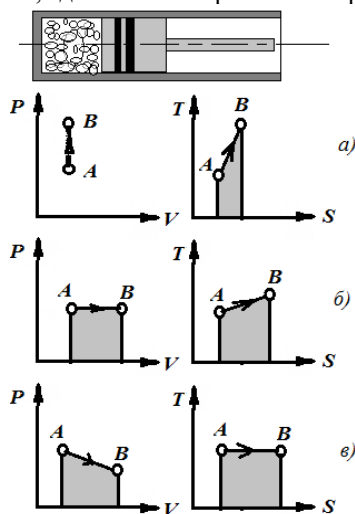


Рисунок 9 - Термодинамические процессы в p, V - и T, S -диаграммах:

а - нагрев при постоянном объеме; б - нагрев при постоянном давлении; в - нагрев при постоянной температуре

В объеме между поршнем и торцом цилиндра находится некоторое количество газа, можно принять, что такому положению соответствует точка A на p, V и T, S -диаграммах. Если теперь газ будет на-

греваться через стенку цилиндра от некоего внешнего источника, то возможны различные случаи. При неподвижном поршне объем остается постоянным; нагревание газа приводит к повышению его давления и температуры, в этом случае работа не производится (рис. 9, а).

Если поршень будет иметь возможность свободно передвигаться, а процесс подвода теплоты регулироваться таким образом, чтобы давление или температура оставались постоянными, то рассматриваемый процесс изобразится на рисунке 9 б и в. В обоих этих случаях газ совершает работу за счет увеличения занимаемого объема, поскольку в систему подводится дополнительное количество теплоты.

Цикл Карно

Цикл Карно - это термодинамический цикл, состоящий из четырех последовательных процессов (рис. 10). Для рассмотрения работы двигателя по идеальному циклу Карно предположим, что имеется поршень и цилиндр (см. рис. 10).

Далее предположим, что цилиндр полностью изолирован, а поршень имеет возможность перемещаться в цилиндре без трения; кроме того, будем считать, что утечки рабочего тела из цилиндра отсутствуют. По нашему желанию головка цилиндра может быть принята либо с очень высокой теплопроводностью, либо быть полностью теплоизолированной. Предположим, что в начале цикла поршень находится в нижней мертвой точке; объем между поршнем и оболочкой цилиндра максимальный. Давление и температура рабочего тела минимальны; на рисунке 10а это соответствует точке 1. Пусть теперь поршень движется к головке цилиндра, при этом происходит сжатие рабочего тела, что на рисунке 10а показано процессом 1-2. В этом случае предполагается, что материал головки цилиндра обладает высокой теплопроводностью, а коэффициент теплопередачи бесконечно большой, вследствие этого процесс протекает изотермически (при постоянной температуре). Работа, затраченная на сжатие газа, и отведенная от него теплота показаны заштрихованными площадями соответственно на p , V - и T , S -диаграммах. Поскольку процесс изотермический, количество отведенной теплоты в точности равно затраченной работе. Для второго процесса - изоэнтропического сжатия (рис. 10 б) считается, что головка цилиндра полностью теплоизолирована [19].

При движении поршня по направлению к головке цилиндра теплота не может быть отведена от газа, поэтому в идеальном случае энтропия остается постоянной. Этот процесс протекает с уменьшением объема и увеличением давления и температуры газа. Работа, произведенная над газом, показана заштрихованной площадью на p , V -

диаграмме, а передачи теплоты в этом процессе нет. Два оставшихся процесса расширения - изотермическое (3-4) и изоэнтропическое (4-1) показаны соответственно на рисунке 10в и з.

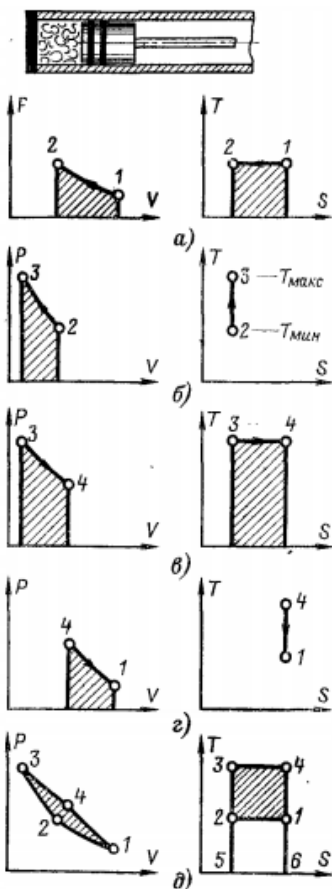


Рисунок 10 - Цикл Карно:

а - изотермическое сжатие; б - изоэнтропическое сжатие; в - изотермическое расширение; г - изоэнтропическое расширение; д - цикл Карно в p, V - и T, S -диаграммах.

В результате объединения этих четырех процессов получится цикл в p, V - и T, S -координатах, показанный на рисунке 10д. Заштрихованная площадь, ограниченная линией 1-2-3-4 на p, V -диаграмме, представляет собой полезную работу за цикл. Аналогично площадь 4-

3-5-6 на T, S -диаграмме характеризует подведенную в цикле теплоту.

Площадь 1-2-3-4 - теплота, превращенная в работу, а площадь 1-2-5-6 - теплота, отводимая от цилиндра за цикл. Из этой диаграммы ясно, почему цикл Карно имеет наибольший из возможных термический кпд. При заданных температурных условиях, т. е. при заданных значениях T_{\max} и T_{\min} , невозможны циклы с большим отношением площадей 1-2-3-4 и 4-3-5-6, следовательно, термический кпд должен быть наибольшим.

$$\eta = \frac{W}{Q} = \frac{\text{пл.1-2-3-4}}{\text{пл.4-3-5-6}}.$$

В термодинамическом анализе должны использоваться абсолютные температуры. В T, S -диаграмме за нулевую температуру принята температура, равная - 273° С (0 К); вследствие этого, если требуется отвести теплоту, эквивалентную площади 1-2-5-6, то она может быть значительной. Очевидно, что кпд цикла Карно (и это вообще относится ко всем двигателям) может быть повышен либо путем увеличения температуры T_{\max} , либо уменьшением температуры T_{\min} . Предельное значение максимальной температуры T_{\max} ограничено конструкционными материалами двигателя и называется термическим пределом. За наименьшее возможное значение минимальной температуры T_{\min} принимается температура охлаждающей воды или воздуха, обычно находящихся при окружающих атмосферных условиях. Сконструировать двигатель, работающий по циклу Карно, практически невозможно: нет конструкционных материалов с совершенными теплоизоляционными и теплопередающими свойствами; движение поршней в цилиндрах происходит с трением и имеются потери, связанные с утечками газа. Однако наибольшие трудности возникают из-за малой разницы в углах наклона кривых на p, V диаграмме, описывающих изотермические и изоэнтропические процессы в газе (например, в воздухе), вследствие этого ничтожно мала площадь на p, V -диаграмме (рис. 10 д), если только не используются давление в несколько миллионов атмосфер и ход поршня - несколько метров. При таких предельных параметрах двигатель становится громоздким, тяжелым и совершенно неспособным производить работу на преодоление собственного трения.

Циклом теплового двигателя называют круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу. Преобразование тепловой энергии в механическую работу в двигателях внутреннего сгорания является сложным процессом и эта сложность затрудняет общий анализ процессов при помощи термодинамических соотношений. Кроме того, каждый параметр зависит от большого числа фак-

торов (до 10...20), что не позволяет математически решить данный процесс. Поэтому, чтобы оценить степень совершенства протекания процессов по превращению тепловой энергии в работу используются теоретические (термодинамические) циклы [19].

При рассмотрении теоретических циклов принимаются следующие допущения:

1) Циклы являются замкнутыми с постоянным количеством рабочего тела;

2) Процессы сжатия и расширения происходят без теплообмена, т.е. адиабатно;

3) Процесс сгорания заменяется подводом к циклу теплоты Q_1 .

По характеру подвода теплоты в двигателях внутреннего сгорания используются следующие циклы:

а) циклы с подводом теплоты при постоянном объеме ($V=const$) (цикл Отто), применяемые в бензиновых и газовых двигателях;

б) циклы с подводом теплоты при постоянном давлении ($P=const$) (цикл Дизеля) используются в тихоходных двигателях с самовоспламенением топлива распыленного сжатым воздухом (компрессорные дизели). Двигатели с таким циклом в настоящее время не выпускают;

в) циклы со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера или Сабатэ) в котором теплота сообщается как при постоянном объеме, так и при постоянном давлении. Этот способ сообщения теплоты рабочему телу близок к характеру протекания процессов сгорания в современных дизельных двигателях.

Указанные допущения значительно упрощают механизм расчета параметров цикла и позволяют получить необходимые уравнения. При использовании этих уравнений на реальных двигателях вводятся соответствующие коэффициенты, позволяющие с высокой степенью точности решить реальные процессы.

Для характеристики и сравнительного анализа циклов рассмотрим их графические изображения в координатах $P-V$ (рис. 11).

Каждой точке (a, c, z, b) цикла соответствует объем, давление и температура.

Например, для точки С: V_{at}, P_a и T_a . Для точки В: V_b, P_b и T_b и т.д.

Уравнение, устанавливающее взаимосвязь между этими показателями, называется термическим уравнением системы. В общей виде это уравнение может быть записано так.

$$F(V, P, T) = 0$$

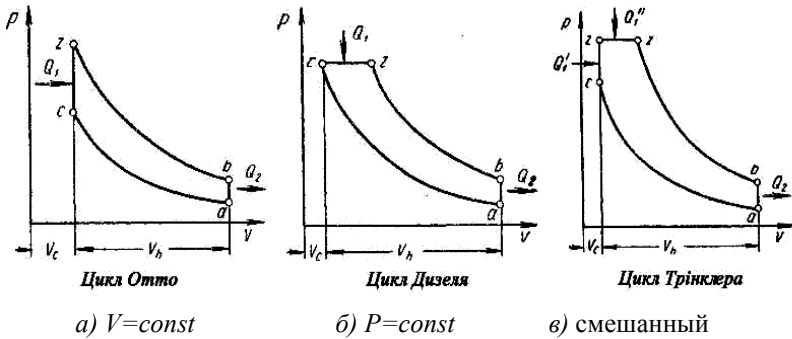


Рисунок 11 - Теоретические циклы двигателей

Число независимых параметров, однозначно определяющих равновесное состояние системы, будет равно двум из трех, так как любой из трех параметров является однозначной функцией двух заданных, а поэтому задачей теории двигателей является определение одного из параметров по двум остальным.

Для характеристики и анализа циклов используются следующие параметры:

а) степень сжатия ε ;

б) степень повышения давления $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ - показывающая во

сколько раз увеличилось давление в цилиндре в результате подвода теплоты при $V=const$;

в) степень предварительного расширения $\rho = \frac{V_z}{V_c}$, показываю-

щая во сколько раз увеличатся объём в цилиндре в результате подвода теплоты при $P=const$;

г) степень последующего расширения $\delta = \frac{V_o}{V_z}$, показывающая во

сколько раз увеличился объём цилиндра в результате адиабатного расширения рабочего тела по линии z-в.

Учитывая, что $V_o = V_a$, а $V_z = V_c$, величину степени расширения можно выразить:

$$\delta = \frac{V_o}{V_c \rho} = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (6)$$

Термодинамический цикл двигателя Стирлинга

В настоящее время из поршневых двигателей с внешним подводом теплоты наибольшее внимание уделяется двигателям Стирлинга. Объясняется это возможностью достижения в термодинамическом цикле Стирлинга термического кпд, равного кпд цикла Карно. Кроме того, источником теплоты для двигателя Стирлинга может служить любой источник, генерирующий теплоту при температуре 500 К и выше. В качестве источника теплоты могут быть использованы продукты сгорания любых видов органических ископаемых и синтетических топлив, солнечная, геотермальная и ядерная энергия. Все это, а также возможность применения двигателя Стирлинга, помимо традиционных областей использования, для подводных и космических аппаратов, автомобилей и т. д., привлекает к нему внимание. Уже сейчас параметры двигателя Стирлинга по экономичности, удельной мощности такие же, как у современных дизелей, а по токсичности и шуму ниже.

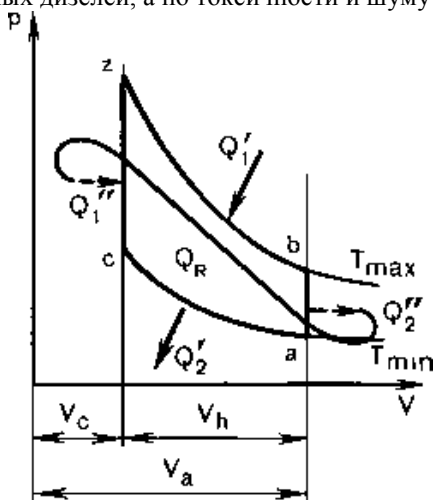


Рисунок 12 - Термодинамический цикл Стирлинга

В основе работы двигателя Стирлинга лежит термодинамический цикл, показанный на рисунке 12. Этот цикл состоит из следующих процессов: сжатия с отводом теплоты; подвода теплоты; расширения с подводом теплоты; отвода теплоты. Изотермическое сжатие происходит при минимальной температуре цикла, изотермическое расширение - при максимальной температуре.

Термодинамический цикл Стирлинга реализовать в машине с непрерывным движением поршней невозможно. Используя известные

приводные механизмы, можно достичь большего или меньшего приближения к термодинамическому циклу Стирлинга.

3.3 Термический КПД теоретических циклов

Отношение произведенной работы W к подведенной энергии Q есть термический КПД цикла. В большинстве случаев очень важно максимизировать КПД, поскольку он характеризует часть полезной энергии, содержащейся в литре горючего (бензина или нефти). Поэтому, принимая во внимание то обстоятельство, что по второму закону термодинамики термический КПД цикла всегда меньше единицы, важно стремиться к его максимальному возможному значению [1, 2, 7-12, 19].

Термический КПД цикла Карно.

Для любых заданных условий максимальный термический КПД зависит только от максимальной и минимальной температур цикла и определяется формулой:

$$\eta_{\max} = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}}.$$

Данное выражение является очень важным и имеет особое название - КПД цикла Карно. Это максимально возможное значение термического КПД достигается при передаче теплоты к системе и от нее соответственно при температурах T_{\max} и T_{\min} .

Термический КПД теоретического цикла оценивает экономичность цикла и определяется как отношение теплоты Q_2 , превращенной в полезную работу газов к подведенной теплоте Q_1 .

$$\eta_t = \frac{Q_2}{Q_1}.$$

При этом $Q_2 < Q_1$ на величину тепловых потерь.

В теоретическом цикле эти потери определяются величиной теплоты отданной в холодный источник. Тогда в соответствии со вторым законом термодинамики

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}. \quad (7)$$

Для цикла при $V = \text{const}$ (рис. 11а) подведенная теплота Q_1 и отведенная Q_2 пропорциональны количеству рабочего тела ($M=1$ кмоль), его теплоёмкости C_v при постоянном объёме и соответствующих разностям температур:

$$\begin{aligned} Q_1 &= MC_v(T_z - T_c) = C_v(T_z - T_c), \\ Q_2 &= MC_v(T_g - T_a) = C_v(T_g - T_a). \end{aligned}$$

Из термодинамики известно, что температуры цикла можно выразить через начальную температур T_a :

$$T_c = T_a \varepsilon^{\kappa-1};$$

$$T_z = T_c \lambda = T_a \varepsilon^{\kappa-1} \lambda;$$

$$T_g = \frac{T_z}{\varepsilon^{\kappa-1}} = \frac{T_a \varepsilon^{\kappa-1} \lambda}{\varepsilon^{\kappa-1}} = T_a \lambda.$$

где κ - показатель адиабаты, характеризующий рабочее тело ($\kappa = 1,4$ для воздуха и $1,3$ для продуктов сгорания).

После подстановки в (7) и преобразования получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (8)$$

Анализ уравнение (8) показывает, что термический КПД зависит от степени сжатия ε и показателя адиабаты κ . С увеличением ε и κ термический КПД возрастает (рис. 13), причем наиболее активный рост происходит до $\varepsilon = 9,0$. При дальнейшем повышении ε увеличение замедляется.

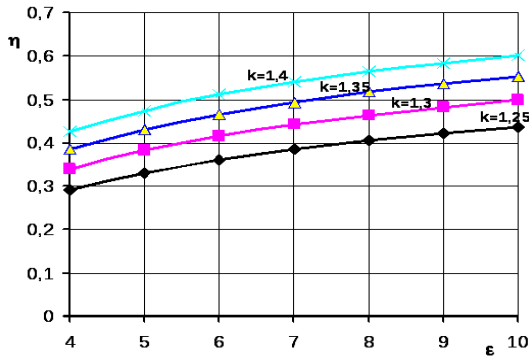


Рисунок 13 - Зависимость термического КПД η_t от степени сжатия в цикле при $V=const$

Исходя из этого наиболее целесообразной степенью сжатия для современных бензиновых двигателей является $7...9$.

Для смешанного цикла (рис. 11б) количество подведенной теплоты определяется из уравнения:

$$Q_t = Q_v + Q_p$$

где Q_v - теплота, подведенная при $P=const$; Q_p - теплота, отведенная при $V=const$.

Количество отведенной теплоты:

$$Q_2 = C_v(T_g - T_a).$$

Заменяем все температуры через начальную T_a , проведя преобразования и подставив полученные значения в исходное уравнение (7), получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1)]}. \quad (9)$$

Из уравнения (9) видно, что термический КПД цикла со смешанным подводом теплоты зависит от показателя адиабаты κ степени сжатия ε , степеней повышений давления λ и предварительного расширения ρ , увеличиваясь при росте κ и λ , и уменьшаясь при увеличении ρ .

Уравнение (9) является универсальным. Из него можно получить уравнение для всех циклов.

Для цикла $V = \text{const}$, $\rho = 1$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}.$$

Для цикла $P = \text{const}$, $\lambda = 1$

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} \kappa (\rho - 1)}.$$

Величины λ и ρ являются параметрами перехода одного цикла в другой и характеризуют соотношение долей теплоты подведенной при $V = \text{const}$ и $P = \text{const}$.

Если вся теплота подводится при $V = \text{const}$, то величина термического КПД получается максимальной, равной 0,65 при $\lambda = 2,75$ и $\rho = 1$. С уменьшением подвода теплоты КПД снижается.

При 100 % подводе теплоты и при $P = \text{const}$ величина КПД минимальная - 0,52.

Для получения наиболее экономичной работы дизельных двигателей необходимо большую часть теплоты в цикле подводить при $V = \text{const}$. Если не требуется снизить давление в конце сгорания, то необходимо большую часть теплоты сообщать при $P = \text{const}$. При этом экономичность цикла снижается.

Сравнение всех циклов по экономичности показывает, что при одинаковых значениях Q , ε и κ цикл при $V = \text{const}$ имеет наибольшую величину КПД, по сравнению с циклом со смешанным подводом теплоты и циклом с сообщением теплоты при $P = \text{const}$. Однако двигатели со смешанным подводом теплоты в реальных условиях работают с более высокими степенями ε и поэтому величина их термического КПД и экономичности выше бензиновых двигателей.

3.4 Действительный цикл двигателя

Действительный цикл реального двигателя представляет совокупность периодически повторяющихся тепловых, химических и газодинамических процессов, в результате осуществления которых термохимическая энергия топлива преобразуется в механическую работу.

В отличие от теоретического цикла действительный цикл протекает следующим образом [1, 2, 7-12, 15-21]:

- цикл разомкнут в точке r (рис. 14а) и совершается каждый раз с новой порцией рабочего тела;
- процесс подвода теплоты происходит в результате сгораний топлива с изменениями теплоёмкости, химического состава и физических параметров;
- на процессы впуска и выпуска рабочего тела затрачивается работа цикла;
- процессы сжатия и расширения происходят политропно с теплообменом между рабочим телом и стенками цилиндра.

Графически действительный цикл изображается либо в координатах давление-объём ($P - V$) (рис. 14а и б), либо в координатах: давление-угол поворота коленчатого вала ($P - \alpha$) (рис. 14в).

Такие графические зависимости действительного цикла называются индикаторными диаграммами.

Индикаторные диаграммы снимаются непосредственно с рабочего пространства цилиндра двигателя с помощью электронных или пневмоэлектрических индикаторов.

Действительный цикл четырехтактного двигателя совершается за четыре хода поршня или за два оборота коленчатого вала и включает следующие процессы (рис. 14а, б): сжатие ($a-c$), сгорание ($c-z$), расширение ($z-b$), выпуск ($b-r$), впуск ($r-\phi$).

Площади индикаторных диаграмм действительных циклов бензинового и дизельного двигателей (рис. 14а, б) меньше площадей теоретических циклов. Эта разница зависит от углов опережения зажигания или подачи топлива, от характера протекания процесса сгорания, а также от начала открытия впускного клапана. Всё это учитывается коэффициентом полноты (скругления) ϕ диаграммы. Величина $\phi = 0,95 - 0,97$ для бензиновых двигателей и $\phi = 0,92 \dots 0,95$ для дизелей.

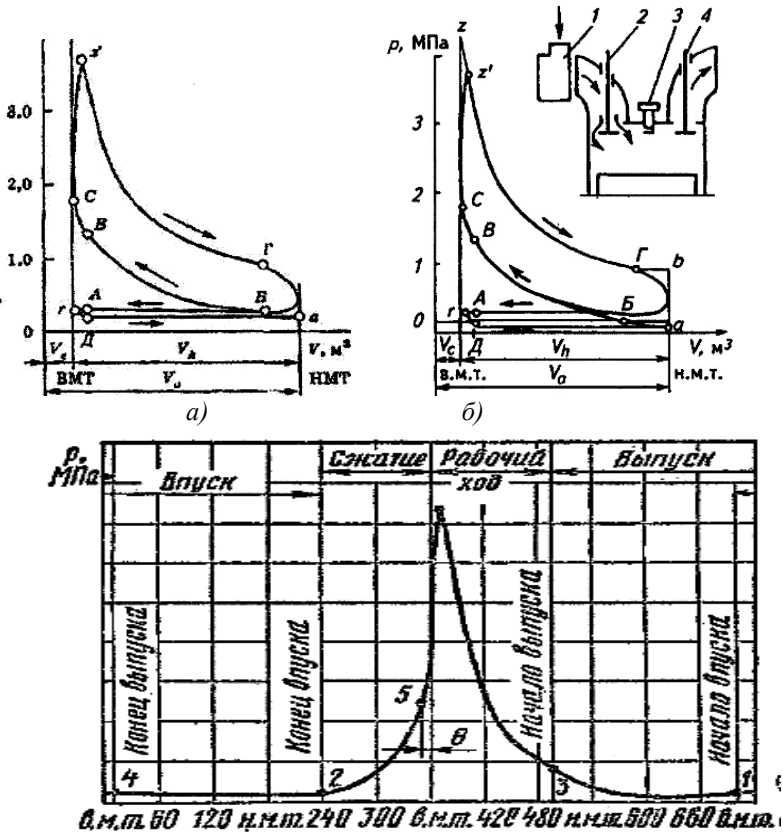


Рисунок 14 - Индикаторные диаграммы двигателя:

а - бензинового ДВС; б - дизельного ДВС; в - бензинового ДВС в координатах $P-\alpha$

По индикаторной диаграмме в координатах $P - V$ удобно проводить термодинамический анализ по определению индикаторной работы L_b , среднего индикаторного давления P_b , индикаторной мощности N_b , индикаторного кпд, температур и давлений газов в любой точке, и других параметров рабочего процесса. В координатах $P-\varphi$ удобно анализировать процессы сгорания и динамику сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.

Индикаторная диаграмма может быть построена на основании теплового расчета двигателя путем определения параметров отдель-

ных процессов. Расчет действительных рабочих циклов позволяет ознакомиться с явлениями и процессами протекающими в цилиндре двигателя и наметить пути улучшения экономичности и совершенства конструкции.

Знание процессов действительного рабочего цикла позволяет определить значения основных параметров проектируемого двигателя для заданных условий его работы, оценить влияние отдельных факторов на показатели цикла в целом. По заданной мощности определяют рабочий объём цилиндра и основные размеры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня), что является основным назначением теплового расчета ДВС.

Контрольные вопросы:

- 1. Дайте определение термина "рабочее тело".*
- 2. Дайте определение коэффициента избытка воздуха.*
- 3. Какие термодинамические функции используются для оценки работы ДВС?*
- 4. Какие допущения принимаются при рассмотрении теоретических циклов?*
- 5. Какие циклы по характеру подвода теплоты используются в двигателях внутреннего сгорания?*
- 6. Какие параметры используются для характеристики и анализа циклов?*
- 7. Что такое термодинамический КПД цикла?*
- 8. Что такое действительный цикл реального двигателя?*
- 9. Индикаторные диаграммы двигателя и их характеристики.*
- 10. Для каких целей используется индикаторная диаграмма в координатах $P - V$?*

4 ПРОЦЕСС ВПУСКА

4.1 Давление в процессе впуска

Процесс впуска служит для заполнения рабочего объёма цилиндра свежим зарядом рабочего тела при движении от ВМТ до НМТ при открытом впускном клапане. Основным фактором, определяющим процесс впуска, является давление P_a (рис. 15).

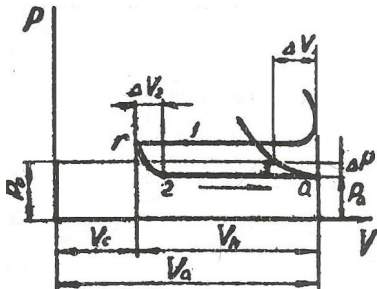


Рисунок 15 - Диаграмма впуска

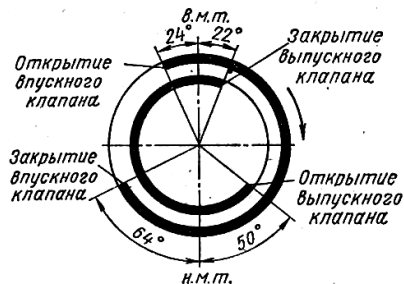


Рисунок 16 - Круговая диаграмма фаз газораспределения

В начале впуска давление остаточных газов $P_r > P_o$ и свежий заряд не поступает в цилиндр до получения неравенства $P_a < P_o$ (точка 2), в результате чего происходит потеря части рабочего объема ΔV_h . Для компенсации этой потери в двигателе проводится опережение открытия впускного клапана в точке 1 до прихода поршня в ВМТ за $10...30^\circ$. Это позволяет при достижении давлением впуска величины P_a иметь более полное открытие клапана и лучше заполнить цилиндр свежим зарядом [1, 2, 7-12, 15-21]:.

При расчетах процесса впуска принимают давление впуска постоянным за весь процесс и равным P_a .

В действительности давление изменяется по сложной кривой с достижением минимального значения при $20...60^\circ$ после ВМТ.

Закрытие впускного клапана происходит с запаздыванием на $30...80^\circ$ после НМТ. При этом за счёт скоростного напора инерционных и волновых движений заряда, несмотря на движение поршня вверх, происходит дозарядка цилиндра в объеме ΔV_3 . На режимах максимальной мощности работы двигателей при правильно выбранных параметрах впускной системы дозарядка цилиндра составляет $10...15\%$.

Для наглядности и лучшего понимания процесса впуска его продолжительность отмечена на круговой диаграмме фаз газораспределения (рис. 16).

Численное значение давления впуска можно определить по уравнению:

$$P_a = P_o - \Delta P \quad (10)$$

где ΔP - величина сопротивления впускной системы (воздухоочистителя, впускного трубопровода и клапана), МПа.

В результате решения уравнения Бернулли для двух уровней: вход воздуха в воздухоочиститель - вход заряда в цилиндр, величина ΔP может быть определена по уравнению:

$$\Delta P = (\beta^2 + \xi) \cdot \frac{\omega_{\text{ен}}^2}{2} \cdot \rho \cdot 10^{-6}, \quad (11)$$

где β - коэффициент затухания скорости заряда при входе из проходного сечения клапана в цилиндр; ξ - коэффициент гидравлического сопротивления впускной системы; ρ - плотность воздуха, кг/м³;

$$\rho = \frac{P_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o},$$

где P_o - давление свежего заряда, поступающего в цилиндр двигателя, МПа (равное атмосферному - 0,1013 МПа); R_g - универсальная газовая постоянная (287); T_o - температура свежего заряда при поступлении в цилиндр (при расчетах принимается равным +20 °С или 293 К); $\omega_{\text{ен}}$ - скорость движения заряда в проходном сечении клапана (50...100 м/с), которую можно определить по формуле:

$$\omega_{\text{ен}} = 27 + 0,017 \cdot n,$$

где n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

При расчетах обычно принимают эти коэффициенты в целом:

$(\beta^2 + \xi) = 2,5 \dots 4,0$ или рассчитывают по уравнению:

$$(\beta^2 + \xi) = 2,0 + 3,3 \cdot 10^{-4} \cdot n.$$

С учетом конструктивных размеров двигателя величина ΔP определяется из уравнения:

$$\Delta P = C \cdot \frac{n^2}{f_{\text{кл}}^2},$$

где C - постоянный коэффициент, учитывающий размеры деталей КШМ двигателя; $f_{\text{кл}}$ - среднее проходное сечение клапана, м².

Следовательно, потери давления окружающего воздуха при впуске свежего наряда прямо пропорциональны квадрату частоты вращения и обратно пропорциональны квадрату площади проходного сечения впускного клапана.

При тепловых расчетах двигателя величину P_a обычно определяют по эмпирическому уравнению вида:

$P_a = (0,8 \dots 0,9) P_o = 0,385 \dots 0,927$ с меньшими значениями карбюраторных двигателей из-за наличия карбюратора.

Приблизительно P_a можно определить по уравнению:

$$P_a = 0,105 - 5,5 \cdot 10^{-6} \cdot n$$

4.2 Температура заряда в конце впуска

В процессе прохождения свежего заряда по впускной системе он нагревается на величину Δt и к моменту входа в цилиндр получает температуру [1, 2, 7-12, 15-21]:

$$T_o' = T_o + \Delta t,$$

где $T_o = 293K$ - температура окружающей среды при нормальных условиях.

Величина Δt зависит от нагрузки, частоты вращения, типа охлаждения и конструкции впускной системы и лежит в пределах $0...25$ °С для бензиновых двигателей и $20...40$ °С для дизелей.

Меньшие значения для бензиновых двигателей вызваны наличием испарения топлива в смеси в процессе впуска. Величину подогрева можно определить по уравнениям:

$$\Delta t = 40 - 0,0067 \cdot n \text{ - для бензиновых двигателей;}$$

$$\Delta t = 60 - 0,00133 \cdot n \text{ - для дизелей.}$$

После входа в цилиндр свежий заряд перемешивается с остаточными газами, нагревается и принимает значение T_o .

Если выразить температуру через термодинамические зависимости, то температура заряда в конце впуска может быть выражена:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \quad (12)$$

где T_r - температура остаточных газов, К; γ - коэффициент остаточных газов.

Значения T_a находятся в пределах $320...380$ К для бензиновых современных двигателей и $310...350$ К для дизелей.

4.3 Коэффициент остаточный газов

К моменту поступления свежего заряда в цилиндре двигателя содержатся остаточные газы в количестве M_r в объёме $V_r = V_c$. Эти газы, смешиваясь со свежим зарядом, повышают его температуру, уменьшают плотность и количество и загрязняют его.

При конструировании двигателей необходимо стремиться к уменьшению остаточных газов.

Основным мероприятием, снижающим количество M_r , является опережение открытия выпускного клапана за $30...80^\circ$ до прихода поршня в ВМТ в процессе расширения и запаздывания закрытия на $10...30^\circ$ после ВМТ [1, 2, 7-12, 15-21].

Степень очистки пространства цилиндра двигателя от остаточных газов оценивается коэффициентом остаточных газов:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_l}. \quad (13)$$

Из уравнения состояния рабочего тела в точке r

$$P_r V_r = M_r R T_r,$$

определяем количество остаточных газов

$$M_r = \frac{P_r V_r}{R T_r} = \frac{P_r V_c}{R T_r}.$$

Из уравнения состояний окружающей среды

$$P_o V_o = M_o R T_o,$$

и коэффициента наполнения $\eta_v = M_l / M_o$ определим количество свежего заряда M_l при $V_c = V_h$

$$M_l = \frac{P_o V_h}{R T_o \eta_v}.$$

Подставив в уравнение (13) значения M_r и M_l получим: -

$$\gamma = \frac{P_r V_c}{R T_r} \cdot \frac{R T_o \eta_v}{P_o V_h}.$$

учитывая, что

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{1 - \varepsilon},$$

получим:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{P_r T_o}{P_o T_r \eta_v}. \quad (14)$$

где P_r - давление остаточных газов в цилиндре, МПа.

$$P_r = P_o + 3,3 \cdot 10^{-6} \cdot n.$$

Из уравнения следует, что γ уменьшается при повышении степени сжатия, температуры остаточных газов T_r и коэффициента наполнения и при понижении давления остаточных газон P_r .

Величина γ лежит в пределах – 0,06..0,12 для бензиновых двигателей; 0,04...0,1 для газовых и 0,03...0,06 для дизелей. Отсюда следует, что наибольшее влияние на коэффициент наполнения оказывает степень сжатия.

4.4 Коэффициент наполнения

В связи с тем, что давление в цилиндре в процессе впуска меньше атмосферного, а температура выше, действительное количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя, меньше того количества, которое могло бы разместиться в рабочем объёме цилиндра, при давлении и температуре окружающей среды. Оценка степени совершенства наполнения цилиндра свежим зарядом производится коэффициентом наполнения [1, 2, 7-12, 15-21]:

$$\eta_v = M_1 / M_o \quad (15)$$

где M_1 - количество заряда поступившего в цилиндр двигателя при давлении P_a и температуре T_a ; M_o - количество заряда из условия окружающей среды P_o и T_o .

Учитывая, что
$$M_o = \frac{P_o V_a}{RT_o}$$

и
$$M_1 = \frac{P_a V_a}{RT_o} \cdot \frac{1}{1 - \varepsilon}$$

Коэффициент наполнения будет определяться:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{T_a} \cdot \frac{T_o}{P_o} \cdot \frac{1}{1 + \gamma} \quad (16)$$

Коэффициент наполнения является важным параметром рабочего процесса и при проектировании двигателей необходимо стремиться к его большему значению. Значения при работе двигателей на полной нагрузке лежат в пределах: 0,70...0,90 для бензиновых двигателей и 0,80...0,95 для дизелей.

Основным фактором, влияющим на величину η_v , является давление конца впуска P_a (рис 17).

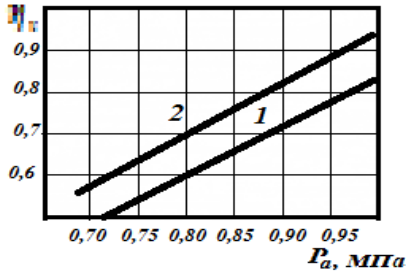


Рисунок 17 - Зависимость коэффициента наполнения η_v от давления в конце впуска P_a :

1 - бензинового двигателя; 2 - дизеля

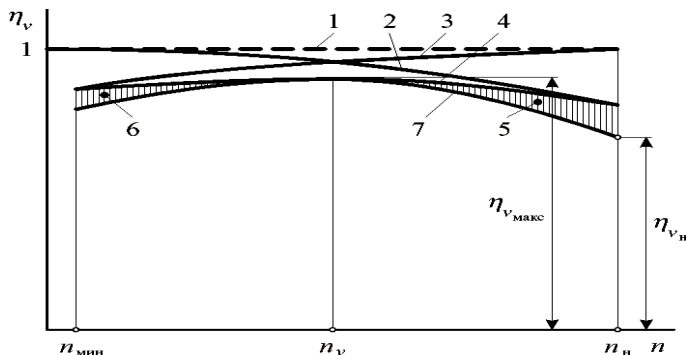


Рисунок 18 - Зависимость коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала:

1 – при отсутствии каких-либо потерь; 2 – при наличии потерь, обусловленных гидравлическими сопротивлениями впускной системы; 3 – при наличии потерь, обусловленных нагревом свежего заряда; 4 – с учётом влияния гидравлических сопротивлений системы и нагрева заряда; 5 – потери, обусловленные недозарядкой цилиндра при высокой частоте вращения; 6 – потери, обусловленные выталкиванием части заряда из цилиндра при низкой частоте вращения; 7 – с учётом влияния всех факторов

Зависимость η_v от частоты вращения n коленчатого вала двигателя (рис. 18) показывает, что его максимальное значение получается при частоте 4500 мин^{-1} , соответствующей максимальной мощности двигателя. При этой частоте двигатель имеет оптимальные значения фаз газораспределения. Уменьшение η_v при снижении частоты вращения происходит из-за уменьшения дозарядки цилиндра и выброса части рабочего тела.

Повышение частоты вращения вызывает снижение η_v из-за отклонения фаз газораспределения от оптимального значения и увеличения сопротивления впускной системы.

Уменьшение коэффициента наполнения от нагрузки определяется типом двигателя.

В бензиновом двигателе нагрузка регулируется изменением положения дроссельной заслонки (количеством смеси). При увеличении нагрузки дроссельная заслонка открывается, сопротивление на впуске уменьшается и количество подаваемой в цилиндр двигателя горючей смеси увеличивается, в связи с чем повышается давление конца впуска и температура двигателя. Повышение давления P_o приводит к соответствующему увеличению коэффициента наполнения. При этом, по-

сколькx давление и температура остаточных газов практически не зависят от нагрузки, а вследствие увеличения количества свежего заряда его подогрев, несмотря на повышение температуры деталей, почти не изменяется, зависимость между коэффициентом наполнения и нагрузкой в бензиновом двигателе близка к линейной (рис 19).

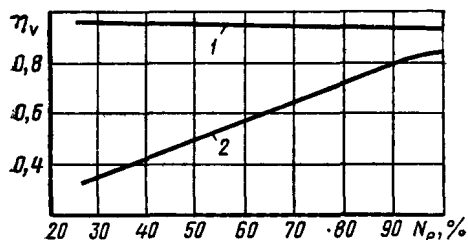


Рисунок 19 - Зависимость коэффициента наполнения от нагрузки

В дизелях нагрузка регулируется количеством впрыснутого топлива (качеством смеси). Поэтому сопротивление впускного тракта в дизелях в зависимости от нагрузки не изменяется, а изменяется лишь подогрев свежего заряда. При повышении нагрузки подогрев свежего заряда увеличивается, что приводит к некоторому снижению коэффициента наполнения. При снижении нагрузки, наоборот, подогрев уменьшается и, соответственно, растет коэффициент наполнения. Следует заметить, что изменение коэффициента наполнения в зависимости от нагрузки в дизелях, по своим абсолютным значениям сравнительно незначительна, и в ряде случаев можно считать, что коэффициент наполнения не зависит от нагрузки.

4.5 Организация газодинамического наддува в многоцилиндровых двигателях

Периодичность движения поршня и открытия клапанов порождают во впускном трубопроводе колебания давления газов. При открытии впускного клапана в зоне горловины возникает волна разрежения, которая со скоростью звука распространяется до открытого конца трубопровода, где оказывает возмущающее воздействие на воздушный поток. Вследствие этого во входном сечении трубопровода возникает волна давления движущаяся к клапану [1, 2, 7-12, 15-21]/

Характер колебания давления во впускном трубопроводе (в зоне впускного клапана) имеет волнообразный вид. При этом повышенное

давление p_0 (или p_k при наддуве) у впускного клапана достигается в конце процесса впуска непосредственно перед закрытием клапана (рис. 20).

В результате повышается перепад ($p_0 - p$) между давлением во впускном трубопроводе и давлением p в цилиндре, что повышает эффект дозарядки цилиндра свежим зарядом.

Этот эффект можно усилить, если повысить амплитуду колебания давлений во впускном трубопроводе путем настройки системы впуска на явление резонанса, то есть, на совпадение или на кратность частот свободных и вынужденных колебаний давления во впускном трубопроводе.

Настройка системы осуществляется путем подбора диаметра и длин впускных трубопроводов, а также установкой резонансных ёмкостей в многоцилиндровых двигателях.

На рисунке 20 пунктиром обозначены давления во впускном трубопроводе p_k и в цилиндре p применительно к случаю ненастроенной системы, а сплошными линиями – к системе с настройкой [18].

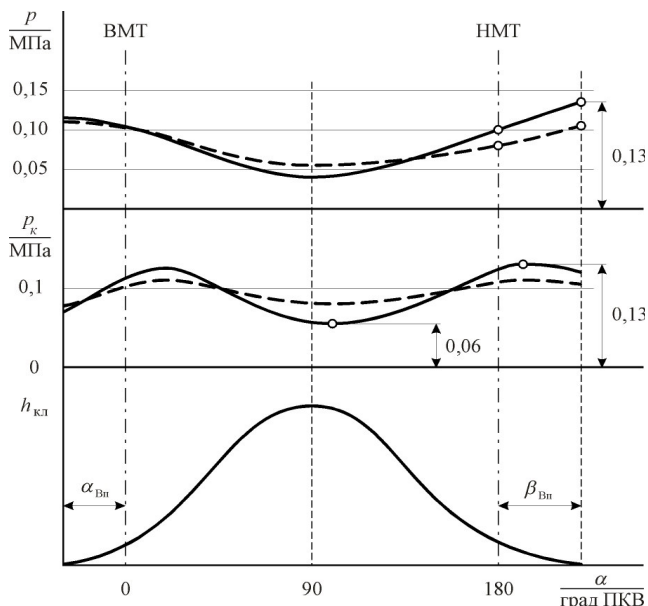


Рисунок 20 - Изменение давления во впускном трубопроводе p_k и в цилиндре p в процессе впуска до (---) и после (—) настройки системы впуска двигателя: $h_{кл}$ – перемещение впускного клапана

Как видно, в настроенной системе амплитуда колебания давлений p_k возрастает с 0,0125 МПа до 0,035 МПа в настроенной системе. В результате этого давление в цилиндре в момент закрытия впускного клапана увеличивается с 0,105 до 0,130 МПа, что приводит к увеличению коэффициента наполнения и мощности двигателя на $\approx 10 \dots 12 \%$.

Подобное явление называют резонансным (динамическим) наддувом, но достигается оно без повышения среднего давления во впускном трубопроводе в отличие от наддува с использованием надувочных агрегатов (компрессоров). При этом эффект улучшения наполнения реализуется в ограниченном диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя.

Улучшение наполнения, как показывают исследования, достигается ещё и потому, что колебания давления и объёмной скорости потока у клапанов способствуют уменьшению потерь давления в канале впускного клапана.

Контрольные вопросы:

- 1. Расскажите о процессе впуска и какие факторы являются для него определяющими?*
- 2. Поясните процесс впуска с использованием круговой диаграммы фаз газораспределения.*
- 3. Как изменяется давление в процессе впуска и какие факторы оказывают влияние на него?*
- 4. Как изменяется температура в процессе впуска и какие факторы оказывают влияние на неё?*
- 5. Коэффициент остаточных газов и методы его снижения в двигателях.*
- 6. Коэффициент наполнения цилиндра и методы его повышения.*
- 7. Процесс газодинамического наддува, его особенности и способы повышения эффективности.*

5 ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

5.1 Теплообмен в процессе сжатия

Процесс сжатия обеспечивает улучшение смесеобразования, воспламенения и сгорания рабочей смеси путем повышения давления и температуры смеси. Он протекает на политропе OC (рис. 21) при ходе поршня от НМТ до ВМТ (политропа от греч. polys - многий, многочисленный и tropos - поворот, направление - термодинамический

процесс, во время которого удельная теплоёмкость газа остаётся неизменной) [1, 2, 7-12, 15-21].

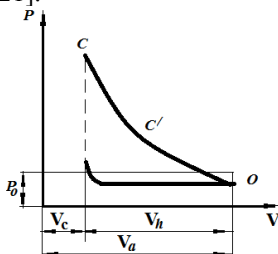


Рисунок 21 - Политропа сжатия

Характер теплообмена между свежим зарядом и стенками цилиндра происходит следующим образом. В начале сжатия (участок OC) температура заряда ниже температуры стенок цилиндра и теплота передается от стенок к рабочему телу. Текущий показатель политропы сжатия n_1 в этом случае больше показателя адиабаты $\kappa = 1,41$.

Примерно на половине хода сжатия в точке C' температуры смеси и стенок выравниваются и наступает мгновенный адиабатный процесс при $n_1 = \kappa$. При дальнейшем сжатии температура заряд становится больше температуры стенок, и поток идет от заряда в стенки при $n_1 < \kappa$. Вследствие сложности термодинамических расчетов с переменным показателем политропы n_1 в тепловом расчете политропу сжатия определяют по среднему значению.

Опытами установлено, что количество теплоты, передаваемое от рабочего тела стенкам на участке $C'C$ всегда больше количества теплоты, переданной на участке OC' , поэтому величина n_1 всегда меньше κ , а ее величина характеризует степень теплообмена между зарядом к стенкам и указывает на величину потерь теплоты. Чем меньше n_1 тем больше потерь и наоборот.

С достаточной степенью точности величину n_1 можно определить по уравнению

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n},$$

где n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Величина n_1 для современных двигателей находится в следующих пределах: для бензинового двигателя - 1,34...1,39, для дизеля - 1,36...1,40.

Уменьшение n_1 для бензиновых двигателей объясняется поглощением теплоты при испарении топлива.

5.2 Параметры рабочего тела в конце процесса сжатия

К основным параметрам конца процесса сжатия относятся: давление P_c , температура T_c , степень сжатия ε . Давление в конце сжатия P_c можно определить из уравнения политропы $PV^{n_1} = const$.

Для политропы OC можно записать [1, 2, 7-12, 15-21]:

$$P_c = P_a \left(\frac{V_h}{V_a} \right)^{n_1} = P_a \varepsilon^{n_1}. \quad (17)$$

Температуру в конце сжатия определяют из уравнения политропы в виде: $PV^{n_1-1} = const$.

$$T_c = N_a \left(\frac{V_h}{V_a} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1}. \quad (18)$$

Из уравнений (17, 18) следует, что давление и температура рабочего тела в конце сжатия зависят, в основном, от степени сжатия и характера теплообмена n_1 . Из назначения процесса сжатия величины P_c и T_c должны быть высокими, что возможно за счет увеличения ε . Из теоретических циклов известно, что увеличение ε вызывает улучшение экономичности. Указанные факторы вступают между собой в противоречие. Увеличение P_c вызывает рост нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма, рост износа и механических потерь, что сводит на нет улучшение экономичности. Поэтому величина P_c поддерживается в пределах 0,9...1,6 МПа для бензиновых двигателей и 3,5...5,0 МПа для дизелей.

Температура T_c выбирается из условия надежного самовоспламенения топлива в дизелях и невозможности самовоспламенения бензина в бензиновом двигателе. Для дизелей температура воздуха должна превышать температуру самовоспламенения топлива на 200...300 °С и лежать в пределах 750...900 К. В бензиновых двигателях - 650...800 К при температуре самовоспламенения бензина 500...860 °С. Степень сжатия ε для бензиновых двигателей зависит от сорта топлива, качества смеси, скоростного и нагрузочного режимов, назначения двигателя, размеров цилиндра, формы камеры сгорания и способа смесеобразования.

Для двигателей грузовых автомобилей величина ε из-за внешних нагрузок лежит в пределах 6,5...6,6. Уменьшение диаметра цилиндра, увеличение вихревого движения заряда, применение алюминиевых сплавов позволяет повысить степень сжатия. Наиболее оптимальной величиной степени сжатия для современных автомобильных дизельных двигателей из динамических и экономических условий яв-

ляется 16,5...17,0.

Контрольные вопросы:

1. *Что такое политропа сжатия?*
2. *Какие факторы влияют на параметры рабочего тела при сжатии?*
3. *Что является ограничением для увеличения температуры рабочего тела при сжатии?*
4. *Какое влияние оказывает степень сжатия на параметры рабочего тела?*

6 ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

В процессе сгорания скрытая химическая энергия топлива превращается в тепловую энергию рабочего тела.

Основные требования к процессу сгорания могут быть сформулированы тремя положениями [1, 2, 7-12, 15-21]:

- наиболее полное сгорание топлива;
- наилучшее использование кислорода воздуха;
- оптимальное протекание сгорания во времени.

Эти требования вызываются стремлением получить высокий кпд (малый удельный расход топлива) и большую удельную мощность двигателя.

Обычно расчёт газообразных продуктов сгорания производится в кг-молях на кг сжигаемого топлива. Принимается, что во всех приведенных ниже случаях сажа не образуется.

Общее количество продуктов сгорания, приходящихся на один кг сжигаемого топлива, зависит от коэффициента избытка воздуха и типа двигателя (дизель или двигатель с внешним смесеобразованием).

Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда $\alpha = 1$).

Количество продуктов сгорания определяется соотношением

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда $1 > \alpha > \alpha_{\text{крит}} \approx 0,67$).

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда $\alpha > 1$) и дизели (случай, когда $\alpha > \alpha_{\text{д}}$).

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

При сгорании H кг водорода увеличивается число молей продуктов сгорания на величину $H/4$.

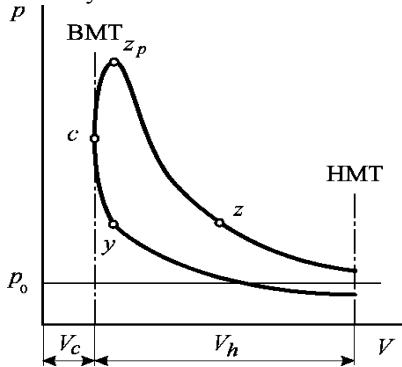


Рисунок 22 - Индикаторная диаграмма давления рабочего тела в процессе сгорания: p – давление рабочего тела

При неполном сгорании углерода с образованием оксида углерода, также увеличивается число молей на величину $a/24$. Таким образом, в процессе сгорания топлива происходит увеличение числа молей рабочего тела и, соответственно, продуктов сгорания.

Отношение числа молей продуктов сгорания к числу молей свежего заряда называется **химическим (или теоретическим) коэффициентом молекулярного изменения**:

$$\mu = \frac{M_2}{M_1}. \quad (19)$$

6.1 Смесеобразование и сгорание в бензиновых двигателях

6.1.1 Процесс смесеобразования в двигателях с искровым зажиганием

Пределы воспламеняемости горючей смеси (концентрационные пределы распространения пламени). В конце процесса сжатия, к моменту воспламенения, карбюрированная смесь (смесь воздуха и паров топлива) является однородной по составу или гомогенной. Опыт показывает, что гомогенная смесь может быть воспламенена электрической искрой лишь в том случае, когда её качественный состав находится в

определённых пределах, называемых пределами воспламеняемости горючей смеси (концентрационными пределами распространения пламени) [1, 2, 7-12, 15-21].

Вне этих пределов смесь становится невоспламеняемой (пламя по такой смеси не распространяется). Состав гомогенной смеси, при котором вследствие её обеднения топливом наступает явление невоспламеняемости, называется *низшим пределом воспламеняемости* (или *пределом воспламеняемости по обеднению*). Состав же смеси, при котором вследствие обогащения её топливом наступает явление невоспламеняемости, называется *высшим пределом воспламеняемости* (или *пределом воспламеняемости по обогащению*). Эти пределы зависят от свойств топлива и окислителя, а также от параметров состояния смеси (температуры, давления и др.).

Пределы воспламеняемости выражаются в процентах концентрации топлива в горючей смеси по массе или по объёму. Можно выражать пределы воспламеняемости и через численные значения коэффициента избытка воздуха α .

Так, для бензино-воздушных смесей при нормальных условиях низший предел воспламеняемости по массе колеблется между 1 и 5 %, что соответствует значениям $\alpha = 1,5 \dots 1,3$, а высший предел воспламеняемости соответствует 14...18 % концентрации бензина по массе, или численным значениям $\alpha = 0,6 \dots 0,4$.

Процесс смесеобразования служит для перемешивания топлива с воздухом, так, чтобы к каждой частице топлива было подведено количество кислорода необходимое для полного сгорания топлива с наибольшим выделением теплоты. В процессе смесеобразования происходит приготовление горячей смеси и с помощью систем питания двигателя происходит регулирование её состава и количества в зависимости от режима работы двигателя. Для двигателей работающих на бензине, первоначальный процесс приготовления смеси осуществляется в карбюраторе. Процесс карбюрации включает в себя: движение воздуха через карбюратор и по впускному тракту двигателя; движение топлива по каналам и через жиклёры; течение топлива или эмульсии из распылителей; распыливание; испарение и перемешивание топлива с воздухом.

В процессе карбюрации желательно получать однородную горючую смесь состоящую из воздуха и паров топлива. Сложность получения такой смеси определяется тем, что топливо и воздух начинают смешиваться при двухфазном состоянии топлива (паровом и жидком). При этом осуществляются молекулярная и турбулентная диффузия взаимного проникновения молекул и малых объёмов топлива и возду-

ха при малых отрезках (0,035...0,037 с) времени. Трудность образования однородной смеси заключается также и в том, что соотношение объемов испарившегося топлива и воздуха составляет 1:50 против 1:1 для газового топлива. Приготовление смеси осуществляется в карбюраторе. Бензин из бака поступает, в поплавковую камеру. Регулирование уровня топлива в камере осуществляется поплавком и закрытием запорного клапана. Из поплавковой камеры топливо через калиброванное отверстие (жиклер) поступает в распылитель. Для улучшения истечения и распыления топлива устье распылителя расположено в узком месте диффузора. Для предотвращения вытекания топлива, при неработающем двигателе, и при наклонном положении карбюратора, устье распылителя расположено на 2...5 мм выше уровня топлива в поплавковой камере.

Топливо из распылителя поступает в диффузор при давлении 150...200 мм. вод. ст. и при скорости воздуха 8...10 м/с.

В начальной стадии топлива имеет капельный характер (диаметр капли до 2 мм). При максимальной скорости топлива 5...6 м/с и воздуха 125...150 м/с средний диаметр капель достигает размера 0,01...0,025 мм и может считаться предельным, так как дальнейшее улучшение степени распыления очень незначительно изменяет величину поверхности испарения капель. При движении капель по карбюратору они перемешиваются с воздухом, испаряются и образуют паровоздушную смесь. При поступлении смеси во впускной трубопровод, в силу изменения направления движения, часть топлива (20-30 %) оседает на стенках впускного трубопровода и образует пленку, медленно движущуюся по направлению к цилиндрам двигателя. Из-за вихревого движения поверхность пленки принимает волновой профиль, что увеличивает испаряющуюся поверхность. Исследованиями установлено, что скорость движения пленки в 30...40 раз меньше скорости движения воздуха и составляет 1,0...2,0 м/с.

Для улучшения испарения топлива с пленки производится подогрев впускного трубопровода отработавшими газами или жидкостью системы охлаждения. Образование пленки и различная длина трубопровода от карбюратора до цилиндра приводят к тому, что в различные цилиндры поступает смесь неодинакового состава

При наличии одного карбюратора цилиндры, расположенные близко к карбюратору, имеют богатую смесь по сравнению с отдаленными. Величина неравномерности зависит от большого числа факторов и лежит в пределах 5...15 %.

Поступившая в цилиндр двигателя смесь состоит из воздуха, паров (60...80 %) капельного топлива. При пуске холодного двигателя

в цилиндры в виде пленки поступает до 95 % топлива, при работе полностью прогретого двигателя - не более 2...3 % только иногда 10 %.

Во время пуска двигателя (кривая 2 рис. 23) смесь должна быть значительно обогащена ($\alpha=0,2...0,3$), так как при этом будет плохое испарение топлива и часть паров конденсируется на стенках цилиндра.

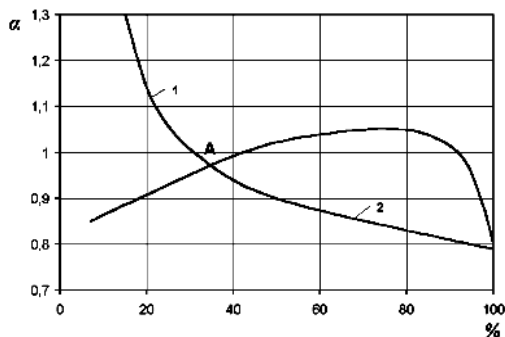


Рисунок 23 - Дроссельные характеристики карбюраторов

При холостом ходе в цилиндры двигателя следует подавать наибольшее количество смеси ($\alpha=0,3...0,7$), это необходимо для хорошей воспламеняемости смеси и устойчивой работы двигателя при большом количестве остаточных газов в цилиндрах (до 50 % от количества свежей смеси).

Основное время (70...80 %) двигатель работает на режимах средних нагрузок. Поэтому для этого режима наиболее целесообразно использовать бедную смесь ($\alpha=1,05...1,25$) обеспечивая лучшие экономические показатели работы двигателя. Для получения максимальной мощности двигателю необходимо работать на богатой смеси ($\alpha=0,65...0,95$) обеспечивающей наибольшие скорости сгорания и высокое давление газов.

При резком переводе двигателя со средних нагрузок на максимальные необходимо обогащение смеси ($\alpha=0,7...0,8$).

Из характеристики (рис. 23) видно, что простейший карбюратор (линия 1) обеспечивает только один режим - режим максимальной мощности. Для получения от простейшего карбюратора желательной характеристики 2, при которой достигается нормальная работа двигателя, необходимы дополнительные устройства в виде:

а) воздушной заслонки с клапаном для получения богатой смеси при пуске. Клапан предотвращает чрезмерное обогащение при начале работы двигателя на холостом ходу;

б) системы холостого хода, обеспечивающей получение необходимого состава при работе двигателя на холостом ходу;

в) главной дозирующей системы, регулирующей состав и количество смеси, и др.

6.1.2 Сгорание в двигателях с впрыскиванием топлива

Наибольшей скоростью горения (рис 24) обладают несколько обогащённые смеси. Богатые и бедные смеси, наоборот, горят медленно. И в смесях, качественный состав которых находится за концентрационными пределами воспламеняемости, распространения пламени не происходит. Скорость сгорания оказывает существенное влияние на характер протекания индикаторной диаграммы [18].

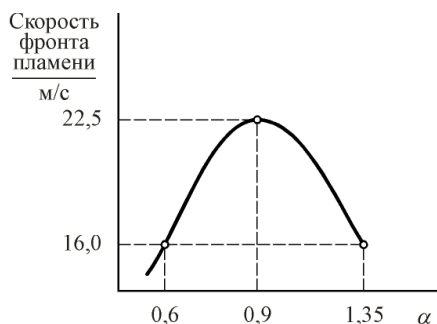


Рисунок 24 - Влияние состава смеси на скорость сгорания

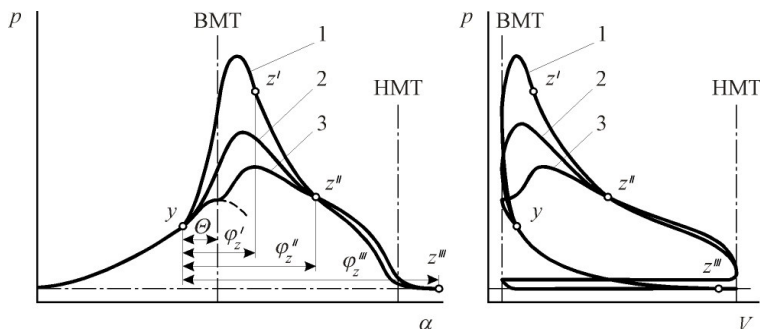


Рисунок 25 - Влияние состава смеси на характер протекания индикаторной диаграммы: 1 - $\alpha = 0,9$; 2 - $\alpha = 0,6$; 3 - $\alpha = 1,4$

Индикаторные диаграммы, приведенные на рисунке 25, соот-

ветствуют различным значениям α , а, стало быть, и различным скоростям сгорания. Видно, что при составе смеси, характеризуемом $\alpha \approx 0,9$, индикаторная диаграмма получается наиболее полной, а продолжительность сгорания – наименьшей ($\phi^I/z < \phi^{II}/z < \phi^{III}/z$).

Таким образом, при $\alpha \approx 0,9$ может быть получена наибольшая L_i , а также и N_i .

Влияние состава смеси на индикаторные показатели двигателя

Если при неизменной частоте вращения коленчатого вала двигателя, неизменном тепловом состоянии, при полностью открытой дроссельной заслонке, а также наивыгоднейшем угле опережения воспламенения замерять индикаторную мощность и удельный индикаторный расход топлива при различных по качеству составах смеси, то обнаруживается характерная зависимость этих величин от состава смеси (рис. 26).

Зависимость названа характерной потому, что она свойственна всем двигателям с внешним смесеобразованием. Следовательно, можно говорить об определенной закономерности изменения индикаторных показателей работы двигателей такого типа от качественного состава горючей смеси.

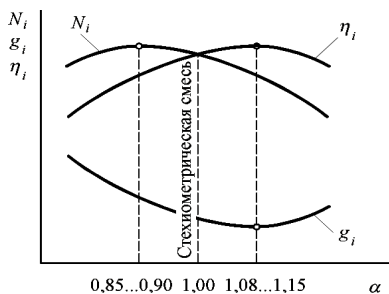


Рисунок 26 - Влияние состава смеси (α) на индикаторные показатели двигателя

Согласно этой закономерности максимальная мощность достигается всегда при некотором обогащении смеси, точнее при $\alpha \approx 0,85 \dots 0,90$, что вытекает из развёрнутого уравнения для индикаторной мощности.

$$N_i = \frac{P_i V_h n i}{30 \tau},$$

где P_i - среднее индикаторное давление, МПа; n - частота вращения коленчатого вала ДВС, мин^{-1} ; i - количество цилиндров; τ - тактность.

$$P_i = \frac{\eta_i H_u \eta_v \rho_o}{\alpha L'_o + 1}. \quad (21)$$

Тогда индикаторная мощность

$$N_i = \frac{\eta_i \eta_v \rho_o V_i n_i}{30\tau} \cdot \frac{H_u}{\alpha L'_o + 1}, \quad (22)$$

где η_i - индикаторный кпд; H_u - низшая теплотворная способность топлива, Дж; η_v - коэффициент наполнения цилиндров; ρ_o - плотность свежего заряда, кг/м³; L_o - теоретическое количество воздуха, кг.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха, как следует из приведенного выражения, приводит к увеличению теплотворности смеси. Этим и объясняется рост индикаторной мощности двигателя при уменьшении α до 1. Дальнейшее уменьшение α до значения 0,85...0,9 также обуславливает повышение N_i .

Объясняется это тем, что существенно возрастает скорость горения смеси. Последующее обогащение смеси приводит к резкому снижению N_i . Это явление объясняется возрастающей неполнотой сгорания топлива.

Максимальное значение индикаторного кпд достигается всегда при небольшом обеднении смеси, точнее, при $\alpha = 1,05...1,08$. Это объясняется тем, что при небольшом обеднении смеси топливо сгорает полностью.

Уменьшение η_i при более богатых смесях вызвано ростом неполноты сгорания, а также тем, что при $\alpha < 0,85$ происходит уменьшение скорости сгорания. Рассмотренная эмпирическая закономерность указывает на то, что наибольшие значения N_i и η_i не могут быть получены при одном и том же составе смеси. Знание этой закономерности позволяет правильно конструировать и регулировать систему питания двигателя (в частности, карбюратор).

Влияние угла опережения зажигания на мощность и экономичность двигателя с внешним смесеобразованием

Под оптимальным углом опережения зажигания θ_{opt} понимается такой, при котором эффективная мощность (N_e) максимальна и эффективный удельный расход топлива (g_e) при прочих равных условиях получается наименьшим.

Обычно θ_{opt} определяется посредством снятия регулировочных характеристик двигателя по углу опережения зажигания (рис. 28).

Мощность, как функция θ , отображается выпуклой кривой, а g_e , наоборот, – вогнутой. Падение мощности при значениях $\theta > \theta_{opt}$ объясняются повышением затрат энергии на сжатие уже горячего ра-

бочего тела (увеличивается работа сжатия вследствие повышения текущего давления в процессе) [18].

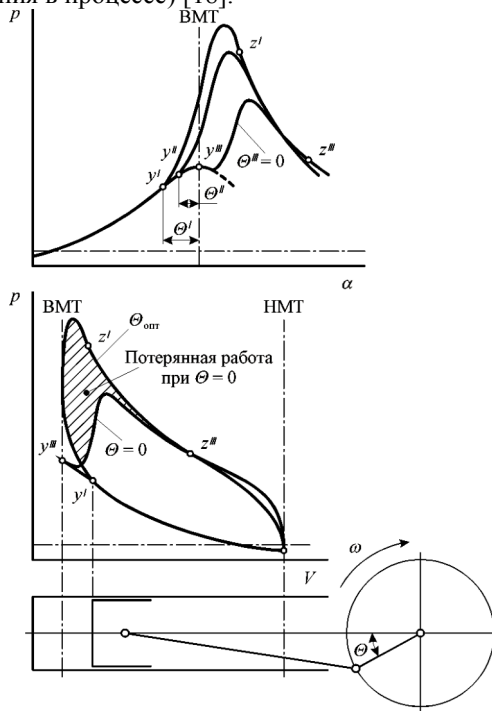


Рисунок 27 - Влияние угла опережения зажигания на индикаторную диаграмму двигателя

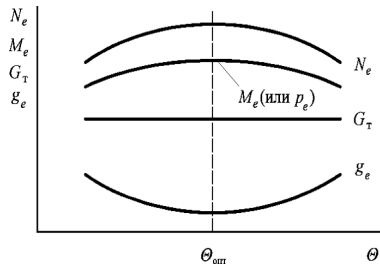


Рисунок 28 - Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания ($n = \text{const}$)

При $\Theta < \Theta_{opt}$, наоборот, уменьшается работа, совершаемая при

расширению рабочего тела. Кроме того, процесс сгорания переносится на линию расширения (идёт слишком позднее выделение теплоты). Названными причинами объясняется и характер протекания зависимости оптимального эффективного расхода топлива.

Из практики испытания двигателей известно, что до прихода поршня в ВМТ сгорает от 30 до 40 % топлива. Это положение может быть использовано для выбора значения θ_{opt} при тепловом расчёте двигателя. Все те факторы, которые влияют на скорость сгорания, оказывают влияние и на θ_{opt} .

К этим факторам относятся, прежде всего: частота вращения коленчатого вала (степень турбулентности заряда), коэффициент избытка воздуха, степень сжатия и количество остаточных газов в смеси.

Влияние частоты вращения. С увеличением частоты вращения увеличивается степень турбулентности рабочей смеси, что способствует увеличению средней скорости сгорания и, следовательно, уменьшению абсолютной продолжительности процесса сгорания [18].

Однако относительная продолжительность сгорания, измеряемая углом поворота коленчатого вала, с увеличением n увеличивается:

$$\phi z = bntz ,$$

где tz – временная продолжительность сгорания, с.

С увеличением ϕz увеличивается θ_{opt} (рис. 29).

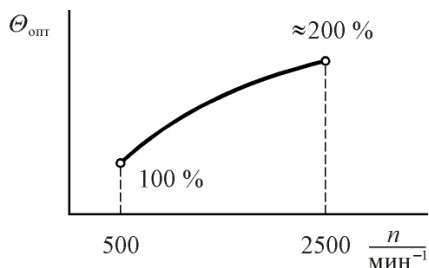


Рисунок 29 - Влияние частоты вращения вала на величину оптимального угла опережения зажигания

Влияние дросселирования. По мере дросселирования (прикрытия дроссельной заслонки) свежая горючая смесь все более разбавляется (загазовывается) остаточными газами и скорость её сгорания уменьшается. Поэтому с уменьшением нагрузки θ необходимо увеличивать (рис. 30).

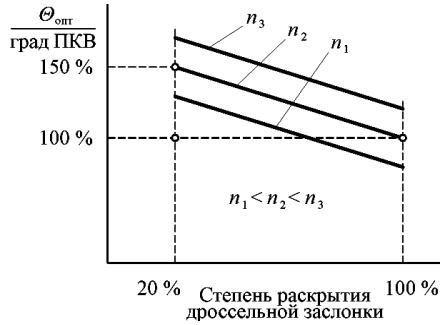


Рисунок 30 - Влияние дросселирования на величину оптимального угла опережения зажигания

Влияние состава смеси (α). Как уже говорилось, максимальная скорость сгорания достигается при $\alpha \approx 0,9$, при меньших и больших значениях α скорость сгорания уменьшается. Это требует увеличения θ (рис. 31).

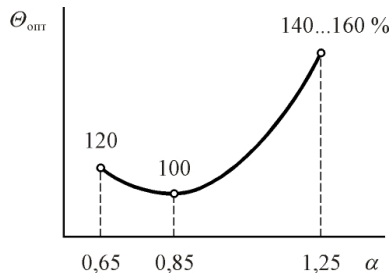


Рисунок 31 - Влияние состава смеси на величину оптимального угла опережения зажигания

Влияние степени сжатия на величину оптимального угла опережения зажигания. С увеличением степени сжатия улучшаются условия для начала и развития процесса сгорания. Благодаря этому повышается скорость сгорания, что обуславливает уменьшение $\theta_{\text{опт}}$ (рис. 32).

Воспламенение смеси в цилиндре двигателя не от электрической искры, а от нагретой поверхности какой-либо детали называется преждевременным воспламенением. К такому воспламенению может привести чрезмерный нагрев электродов свечи, головок выпускных клапанов, а также нагрев частиц нагара на днище поршня или стенках головки цилиндра [1, 2, 7-12, 15-21].

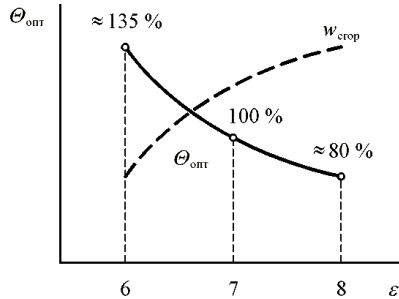


Рисунок 32 - Влияние степени сжатия на оптимальный угол опережения зажигания

При преждевременном воспламенении наблюдается резкая флуктуация (неравномерность) циклов. Внешними признаками являются: глухие стуки, тряска двигателя, падение мощности, увеличение удельного расхода топлива, перегрев двигателя.

Экспериментально установлено, что нормальная температура электродов свечи находится в пределах от 580 до 850 °С. При меньших температурах наблюдается отложение нагара на изоляторе, а при больших температурах – преждевременное воспламенение, оплавление электродов и растрескивание изолятора. Свечи подбирают по калильному числу, величиной которого комплексно характеризуется длина нарезной части, длина юбки изолятора и глубина гнезда под свечу.

6.1.3 Детонация

Развитие двигателей идёт по пути уменьшения удельного расхода топлива и увеличения удельной мощности. Основным средством для повышения экономичности и удельной мощности в двигателях с внешним смесеобразованием является увеличение степени сжатия. Второй путь – применение наддува. Однако при использовании названных путей развития появляется препятствие. Связано оно с необходимостью преодоления опасного для двигателей явления – **детонации** [18, 20]

Детонацией называется ненормальное (чрезмерно быстрое, характеризующееся высокой скоростью распространения пламени), взрывное сгорание в двигателях лёгкого топлива с воспламенением от электрической искры. При детонации и отсутствии её характер протекания среднего индикаторного давления и удельного эффективного расхода топлива изменяется. Величину степени сжатия ϵ_{np} , при кото-

рой возникает явление детонации, называют предельной степенью сжатия.

Несколько большее значение ε , при котором еще допустима работа двигателя с детонацией, называют наивысшей полезной степенью сжатия $\varepsilon_{н.п.}$.

Внешние признаки детонации:

1. Слышен звонкий металлический стук;
2. Двигатель работает жёстко и неровно, наблюдается тряска двигателя;
3. В отработавших газах периодически появляются дым и искры. Пламя отработавших газов в темноте имеет удлинённый язык, окрашенный в желто-оранжевый цвет;
4. Падает частота вращения вала двигателя;
5. Перегреваются поршни, головка цилиндров, впускные клапаны и цилиндры. Наблюдается это по повышению температуры охлаждающей жидкости, которая нередко закипает. Повышается температура картерного масла.

Последствия детонации:

1. Падает мощность двигателя;
2. Повышается удельный расход топлива;
3. Резко понижается надёжность двигателя вследствие быстрого износа и разрушения ответственных деталей (клапанов, поршней, колец).

Детонация может стать причиной следующих явлений:

1. Задиры поршня и зеркала цилиндров вследствие выбора зазора из-за перегрева, в неблагоприятных условиях возможно заклинивание поршня с отрывом шатуна и прободением картера или головки цилиндров;
2. Обгорание или даже прогорание поршней, головок цилиндров и клапанов;
3. Растрескивание и выкрашивание антифрикционного слоя подшипников;
4. Разрушение свечей вследствие обгорания и оплавления электродов и растрескивания изоляторов с последующим выкрашиванием.

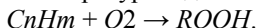
Перечисленные последствия детонации позволяют отметить, что детонация недопустима в двигателях.

Отечественные (советские) учёные А. С. Соколик и А. Н. Воинов обнаружили, что при детонации образуется второй очаг воспламенения. Новый фронт пламени распространяется с огромной скоростью, порядка 1000...2000 м/с, то есть, со скоростью в 100 раз большей, чем при отсутствии детонации. Ими также были зафиксированы ударные

волны. Движение ударных волн на индикаторной диаграмме отображается всплесками давления. Металлический звук при детонации возникает вследствие удара волн о стенки цилиндра. Стенка играет роль камертона. При детонации начальный период сгорания протекает нормально. Лишь затем оно приобретает взрывной (неуправляемый) характер. В зависимости от того, на каком участке возникает новый очаг воспламенения, возникает сильная или слабая детонация [18].

Теория пероксидов

Пероксиды, или гидроперекиси – нестойкие органические соединения, получающиеся в результате окисления молекул углеводородов при соответствующих температуре и давлении: [18, 20]



Существует критическая концентрация гидроперекисей. При достижении определенных критических значений температуры и плотности несгоревшей части смеси (для данного топлива) происходит распад гидроперекисей с образованием активных центров и последующим детонационным сгоранием:



где $RO \cdot$ и $\cdot OH$ – активные центры (часть молекул и атомов имеющих свободную валентность).

Все факторы, увеличивающие концентрацию гидроперекисей в несгоревшей части сжатой смеси и вызывающие их внезапный распад, способствуют возникновению детонации.

Образование волны сжатия нормальным пламенем

Опытами точно установлено, что при положительно ускоренном движении фронта пламени им излучаются элементарные волны сжатия (звуковые волны). Вследствие непрерывного повышения температуры среды скорость последующих элементарных волн больше скорости предыдущих. Таким образом, элементарные волны нагоняют друг друга, суммируются и образуют суммарную волну сжатия (рис. 33). Следовательно, фронт пламени действует подобно поршню [18].

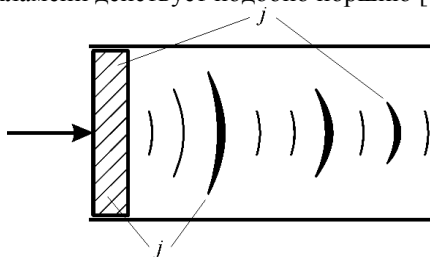


Рисунок 33 - Схема образования суммарных волн сжатия

Вследствие прохождения предпламенных процессов окисления несгоревшая часть смеси становится очень «восприимчивой» к воспламенению. Однако, степень этой восприимчивости неодинакова в разных областях несгоревшей смеси. Если амплитуда проходящей волны сжатия достаточна для того, чтобы вызвать самовоспламенение, то в местах наибольшей «подготовленности» несгоревшей части смеси к воспламенению волна сжатия образует очаг воспламенения.

От этого очага воспламенения новый фронт пламени распространяется по среде химически очень активной, и, поэтому, с гораздо большим ускорением, чем основной фронт пламени. По этой причине рождаются вторичные, более мощные, волны сжатия. Их называют ударными волнами. При отражении от стенок ударные волны сжатия превращаются в детонационные, если проходят по несгоревшей части смеси.

Значение амплитуды, при которой в несгоревшей части смеси образуется новый очаг воспламенения, называется волной критического сжатия.

Эксплуатационные факторы, влияющие на детонацию

1. Дросселирование

Если детонация небольшая, то, прикрыв дроссельную заслонку, можно ликвидировать детонацию, так как с прикрытием заслонки уменьшается плотность эффективных центров из-за уменьшения количества поступающего свежего заряда. Снижается скорость сгорания топливовоздушной смеси.

2. Угол опережения зажигания.

При изменении угла опережения зажигания характер протекания $\Delta p_{кр}$ как функции ϕ остаётся неизменным, а Δp меняется (смещается по фазе). Следовательно, отклонение угла опережения зажигания от определённого значения может послужить причиной возникновения детонации.

3. Частота вращения вала. При уменьшении оборотов вала двигателя увеличивается время на образование гидроперекисей. Значит, при прочих равных условиях возможность возникновения детонации повышается. Повышение оборотов приводит к росту интенсивности вихревых движений, увеличивается скорость сгорания. Это снижает вероятность возникновения детонации.

3. Коэффициент избытка воздуха.

При $\alpha \approx 0,9$ достигается наибольшая скорость сгорания. Следовательно и склонность к детонации также будет наибольшей. Обедняя смесь или же ещё больше обогащая её, можно уменьшить склонность двигателя к детонации. На практике стремятся понизить α , так как при

его увеличении «растягивается» процесс сгорания, и повышается вероятность перегрева двигателя, что может явиться причиной возникновения детонации.

4. Род топлива.

Род применяемого топлива существенно влияет на детонацию. Антидетонационные качества топлив принято оценивать октановым числом. Октановое число определяется по процентному содержанию изооктана в стандартной смеси топлив (изооктан и *n*-гептан), обеспечивающей при прочих равных условиях такой же уровень детонации, как и исследуемое топливо.

Конструктивные факторы, влияющие на детонацию

1. Степень сжатия.

Увеличение степени сжатия повышает склонность двигателя к детонации, так как с повышением ε снижается $\Delta p_{кр}$, увеличивается скорость сгорания и увеличивается Δp .

2. Диаметр цилиндра.

С увеличением диаметра цилиндра склонность двигателя к детонации повышается. При меньшем диаметре цилиндра:

а) сокращается время для образования суммарных волн сжатия, так как путь, проходимый пламенем, уменьшается;

б) уменьшается амплитуда волн сжатия вследствие потерь энергии из-за многократного отражения волны от стенок;

в) возрастает эффект охлаждения заряда от стенок.

3. Материал поршня и головки цилиндра.

Замена чугунного поршня поршнем из алюминиевого сплава позволяет повысить ε на 0,5...1 единиц. Объясняется это тем, что алюминиевые сплавы являются хорошими проводниками теплоты. Поэтому средняя температура головки поршня из алюминиевого сплава намного ниже температуры чугунного. Этот факт способствует хорошему охлаждению несгоревшей части смеси.

4. Охлаждение выпускного клапана.

Температура выпускных клапанов в автомобильных двигателях с внешним смесеобразованием достигает 600...800 °С. Для понижения температуры клапаны охлаждают металлическим натрием. Благодаря этому температура головки клапана снижается примерно на 100 °С (охлаждаемые клапаны использовались в двигателе ЗИЛ-130, где с введением охлаждения удалось понизить температуру клапана на 100 °С). Введение охлаждения клапанов благоприятно сказывается на возможности повышения $\varepsilon_{пр}$. Кроме того, увеличивается примерно в 3 раза срок службы клапана.

5. Форма камеры сгорания.

Для снижения вероятности возникновения детонации к форме камеры сгорания предъявляются следующие требования:

- путь, проходимый фронтом пламени, должен быть как можно короче, то есть, камера сгорания должна быть компактной;
- горючую смесь следует воспламенять в наиболее нагретой зоне камеры сгорания, например, около выпускного клапана;
- должно быть предусмотрено охлаждение смеси, сгорающей в последнюю очередь.

Время прохождения фронтом пламени камеры сгорания должно быть как можно меньше, чтобы концентрация гидроперекисей не успела возрасти до критического значения. С этой целью свечи располагают ближе к центру камеры сгорания и в наиболее нагретой зоне камеры. Применение нескольких свечей зажигания, например, двух, также сокращает путь, который должно пройти пламя для завершения сгорания.

Плоскоовальная камера сгорания (рис. 34) наиболее распространена в Европе. Она имеет хорошую антидетонационную характеристику, но отличается сравнительно невысоким коэффициентом наполнения.

Полусферическая камера сгорания (рис. 35), позволяет получить высокий коэффициент наполнения и даёт возможность форсирования двигателя по частоте вращения вала. Однако, имеется сложность привода клапанов газораспределения.

На рисунке 36 приведена конструктивная схема цилиндрической камеры сгорания с завихрителем.

На рисунке 37 показана шатровая камера сгорания с завихрителем и однорядным расположением клапанов, а на рисунке 38 – клиновидная камера сгорания.

При переходе от клиновой камеры сгорания к камере сгорания с осевым вихрем (рис. 39), удалось снизить октановое число применяемого бензина на 4...5 единиц. Это позволило уменьшить степень сжатия с 11 до 10 и получить при этом хорошие результаты. В частности, значительно снизилась флуктуация процессов сгорания.

Известна камера сгорания с предкамерным форкамерно-факельным воспламенением горючей смеси (рис. 40). В ней в основную камеру сгорания поступает бедная смесь, а в предкамеру – богатая [18].

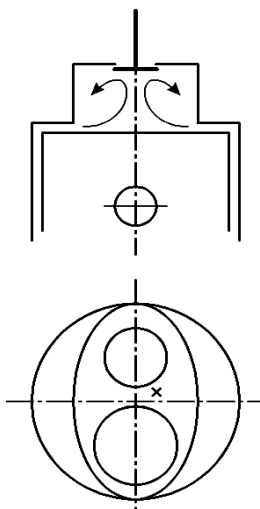


Рисунок 34 - Плоскоовальная камера сгорания

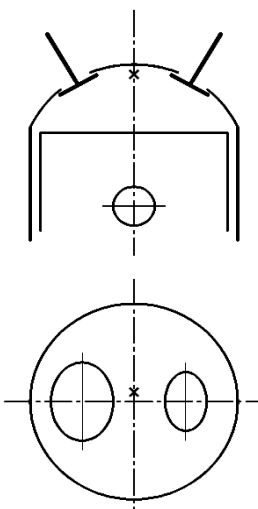


Рисунок 35 - Полу-сферическая камера сгорания

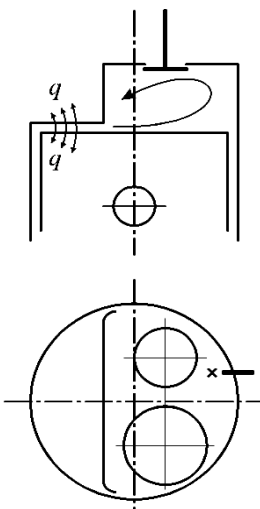


Рисунок 36 - Цилиндрическая камера сгорания

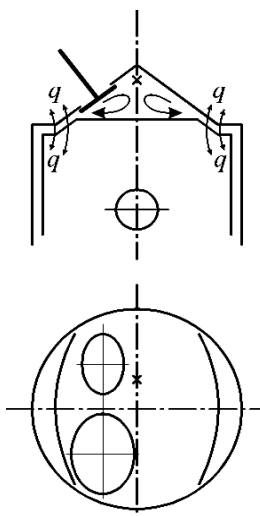


Рисунок 37 - Шатровая камера сгорания с завихрителем

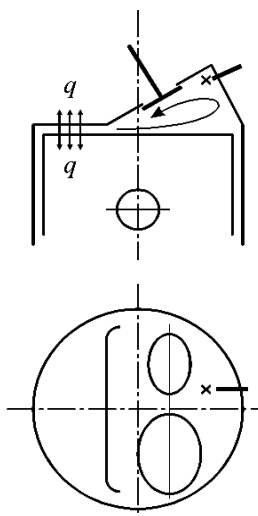


Рисунок 38 - Клиновая камера сгорания

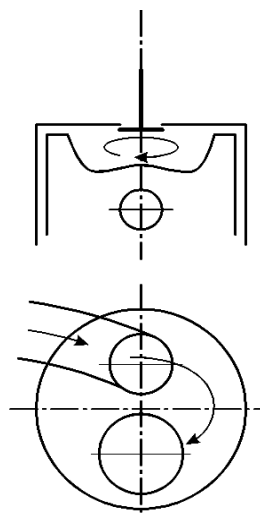


Рисунок 39 - Камера сгорания с осевым вихрем

Свеча зажигания устанавливается в предкамеру. Факел пламени, возникший в предкамере, выходит в основную камеру сгорания и поджигает в ней бедную смесь. Это обеспечивает надёжное воспламенение и экономичное сжигание бедных смесей на частичных нагрузках. В результате предельное значение коэффициента избытка воздуха может быть увеличено с 1,3...1,4 до 1,6...1,7. Предкамерное воспламенение даёт экономию расхода топлива на частичных нагрузках до 50 %.

6. *Впрыскивание лёгкого топлива* во впускной трубопровод или цилиндр двигателя позволяет увеличить степень сжатия без опасности повышения склонности двигателя к детонации.

Впрыскивание топлива производится незадолго до воспламенения и времени на окисление топлива отводится мало. Однако в этом случае усложняется топливоподающая аппаратура [18].

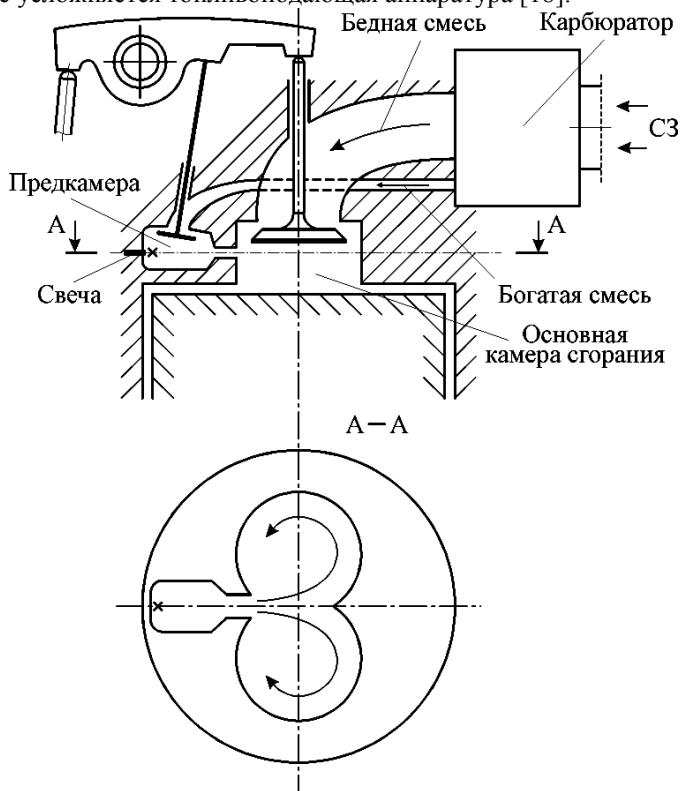


Рисунок 40 - Камера сгорания с предкамерным форкамерно-факельным воспламенением

В настоящее время двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод получают всё большее распространение. Впрыскивание топлива может осуществляться различными методами: централизованное впрыскивание (подача топлива осуществляется одной форсункой) и распределённый впрыск, когда топливо подаётся во впускной трубопровод посредством нескольких форсунок, каждая из которых установлена в непосредственной близости от впускного патрубка соответствующего цилиндра.

7. Впрыскивание воды. Для уменьшения склонности двигателя к детонации может быть использовано впрыскивание воды в цилиндр. Недостаток этого метода в том, что в этом случае возникает необходимость в применении дополнительной системы подачи жидкости в цилиндр. Кроме того, поверхность камеры сгорания подвергается коррозии [18].

6.1.4 Пути совершенствования процессов смесеобразования в двигателях с принудительным зажиганием смеси

Основными путями совершенствования процессов являются: организация послонного смесеобразования, форкамерно-факельного зажигания и централизованной системы впрыска топлива с автоматическим регулированием смеси [1, 2, 7-12, 15-21].

Послонное смесеобразование. Устойчивая работа двигателя на бензино-воздушной смеси возможна при изменении коэффициента избытка воздуха в пределах от 0,6 до 1,3. Работа двигателя на бедных смесях обеспечивает наилучшую экономичность при малой токсичности отработанных газов.

Гомогенные смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1,3$ плохо воспламеняются от электрической искры, а при $\alpha > 2$ вообще не поддерживают горения. Сжигание обедненных смесей может быть достигнуто расслоением заряда в объёме камеры сгорания. В этом случае в зоне свечи концентрируется легковоспламеняющаяся смесь с $\alpha = 0,85 \dots 0,95$ и образовавшийся в этой зоне фронт пламени зажигает остальную, более бедную смесь.

Расслоение заряда достигается созданием камеры сгорания специальной формы с направленным вихреобразованием движения смеси, созданием концентрации топлива у свечи зажигания. Для создания организованного и направленного движения заряда в двигателях с расслоением заряда используются впускной трубопровод специальной формы и частичное запираание впускных клапанов.

Впрыскивание бензина может производиться непосредственно в цилиндр под давлением 1,5...3,0 МПа, во впускной трубопровод под давлением 0,15...0,2 МПа. В процессе эксплуатации двигателей с впуском топлива в цилиндр выяснилось, что ввиду тепловых перегрузок и сажеобразования надежность форсунок недостаточна и поэтому она была перенесена на впускной трубопровод. Все современные двигатели имеют такую схему впрыска бензина. Эта система обеспечивает:

- более равномерное распределение топлива по цилиндрам;
- уменьшается сопротивление впускного тракта и снижается подогрев заряда;
- создаются условия для некоторого повышения степени сжатия благодаря поступлению в цилиндр более однородного состава смеси.

Все это позволяет увеличить мощность двигателя на 16...18 % а удельный расход топлива на среднескоростных режимах снизить на 15 %.

При впрыске топлива во впускной трубопровод форсунку стремятся разместить ближе к зоне впускного клапана, так, чтобы распыляемое топливо не оседало на стенках патрубка. При установке форсунок до разветвления патрубков впускной трубы одна и та же форсунка может быть использована для питания двух или более цилиндров. Возможен и вариант питания всех цилиндров двигателя одной форсункой (моновпрыск), подающей топливо в общую смесительную камеру откуда горючая смесь распределяется по патрубкам отдельных цилиндров.

6.1.5 Применение газового топлива в двигателях

В автомобилях используются пропан-бутановые и пропан-этановые смеси. Применение газового топлива вместо жидкого позволяет получить следующие преимущества [1, 2, 7-12, 15-21]:

1. Смесеобразование топлива с воздухом происходит проще и быстрее, так как компоненты имеют одинаковые агрегатные состояния.

2. При работе на газовом топливе происходит более полное сгорание топлива с меньшим содержанием токсичных веществ в отработавших газах.

3. Увеличивается срок службы двигателя до ремонта в 1,5...2,3 раза из-за отсутствия жидкой фазы топлива, смывающей масло со стенок цилиндра.

4. Применение газообразных топлив позволяет улучшить работу свечей и снизить расход масла из-за увеличения срока его работы в

2...4 раза, повысить надежность работы агрегатов системы питания.

Высокое содержание элементарного водорода в составе природного газа (до 25 %) обуславливает низкие пусковые качества двигателя в связи с тем, что при сгорании воздуха образуется повышенное содержание водяных паров и наблюдается замыкание электродов свечи зажигания капельками воды.

Наряду с отмеченными преимуществами газы имеют и недостатки. Дополнительные затраты на переделку системы топливоподачи. Уменьшение мощности двигателя на 6...8 % при работе на сжиженном газе и на 16...19 % при работе на сжатом газе из-за снижения коэффициента наполнения и более низкой теплоты сгорания.

Компенсация потери мощности при переводе двигателей на питание газом может быть достигнута за счет увеличения рабочего объема цилиндра и повышения степени сжатия. Двигатели предназначенные для работы только на газовом топливе имеют степень сжатия 8...9 и обеспечивают одинаковые мощностные и экономические показатели с бензиновыми двигателями. При переводе двигателя с бензина на газовое топливо должно быть предусмотрено устройство корректировки угла опережения зажигания. Кроме того, наличие пропана в воздухе вызывает кислородное голодание водителя. По санитарным нормам предельно-допустимая концентрация пропана в рабочей зоне водителя составляет 1800 мг/м^3 или 0,03 % по объему. Для того, чтобы можно было обнаружить присутствие пропана в воздухе к сжиженному газу добавляют резко пахнущий этилмеркаптан в количестве 2,5 г. на 100 литров газа.

Рабочий процесс двигателя при работе на газовом топливе протекает аналогично рабочему процессу при его работе на бензине. В то же время физико-химические свойства газовых топлив допускают значительно более широкие пределы качественного регулирования газозвудушных смесей по сравнению с бензо-воздушными. При этом обеспечивается устойчивая работа двигателя при большем обеднении смеси, чем в случае применения бензина. Способы приготовления газозвудушных смесей различаются тем, что при работе на бензине распыливание и испарение топлива происходит в карбюраторе или во впускном трубопроводе, газовое же топливо поступает в смесительное устройство в газообразном состоянии. В связи с более однородным составом, по сравнению с бензином, применение газовых топлив обеспечивает лучшие условия смешивания с воздухом, более равномерное распределение горючей смеси по отдельным цилиндрам и более полное сгорание при существенном снижении токсичных веществ в отработавших газах.

Применение водорода

Водород легко воспламеняется и горит с высокими скоростями при широком диапазоне состава смеси ($\alpha =$ от 0,2 до 10). Возможность качественного регулирования состава смеси, а соответственно и мощности двигателя обеспечивает улучшение эксплуатационной, топливной экономичности до 20 % и снижение токсичности обработавших газов. При его сгорании образуется водяной пар и незначительное (в 2...3 ниже бензиновых двигателей) количество окислов азота [20].

Однако практическое использование водорода связано с решением ряда проблем. Водород имеет наименьшую из известных газов плотность и легко проникает через очень малые зазоры. Проникая через клапаны во впускной и выпускной трубопроводы он является причиной возникновения взрывов. Сжатый водород занимает большой объем и поэтому существующие баллоны не могут быть использованы для его хранения. Жидкий водород занимает небольшой объем, однако теплоизоляция ёмкости очень громоздка и дорога. Для работы автомобиля в течение 8 часов требуется 4 кг водорода при массе баллонов 540 кг.

Кроме того жидкий водород проникает через металл и вызывает его разложение. К недостаткам водородного двигателя относятся также существенное снижение максимальной мощности и крутящего момента достигающих 30 % из-за меньшей в 1,7 раза теплотворной способности водородно-воздушной смеси по сравнению с топливо-воздушной. Стоимость водородного топлива намного превышает стоимость углеводородного. При получении водорода из угля примерно 1/3 сырья используется как топливо для его же производства, а жидкий водород по теплоте сгорания содержит только 25-30 % энергии, затраченной на его получение. Отсутствие экономически оправданных способов получения водорода, высокая опасность его применения и отмеченные недостатки сдерживают его применение в качестве топлива двигателей.

6.2 Смесеобразование и сгорание в дизелях

Смесеобразование в дизелях включает в себя следующие процессы: впрыск распыленного топлива, его прогрев, испарение и перемешивание с нагретым воздухом. Все эти процессы протекают непосредственно в камере сгорания за 20-30° до ВМТ при общей продолжительности 0,0005...0,06 с, что в 20-30 раз меньше времени на смесеобразование в карбюраторных двигателях. При этом процесс смесеобразования развивается с одновременным образованием очагов воспла-

менения топлива. Нагрев и сгорание топлива, взаимная диффузия паров и воздуха осуществляются в результате взаимодействия двух процессов: распространения в камере сгорания струи распыленного топлива и вихревого движения воздушного заряда. После воспламенения топлива возникает масштабная турбулентность заряда вследствие распространения волн давления от возникших очагов воспламенения.

В зависимости от характера испарения, перемешивания с воздушным зарядом и введения в зону горения основной массы впрыскиваемого в цилиндры топлива в дизелях различают: объёмный и объёмно-пленочный способы смесеобразования.

Общие требования к процессу смесеобразования и сгорания.

Процесс смесеобразования и сгорания в дизелях должен отвечать следующим основным требованиям:

1. Наиболее полное сгорание топлива на всех режимах работы двигателя, то есть, коэффициент выделения теплоты δ должен обеспечиваться как можно более высоким (полнота сгорания определяется по содержанию сажи, которой должно быть не более $0,6 \text{ г/м}^3$);

2. Наилучшее использование кислорода воздуха имеет место при работе двигателя на режиме максимальной мощности ($\alpha_d \rightarrow 1$; $\omega_d = 1/\alpha_d \rightarrow 100\%$);

3. Характер сгорания должен обеспечить реализацию как можно лучшей экономичности рабочего цикла при благоприятной динамике изменения давлений рабочего тела (сгорание должно быть «мягким»);

4. Лёгкий пуск при низких температурах;

5. Отсутствие осмоления при низких температурах, а также при работе двигателя на холостых и низких частотах вращения вала.

6.2.1 Объёмное смесеобразование

При объёмном смесеобразовании стремятся всё впрыскиваемое топливо мелко распылить и как можно равномернее распределить его по всему объёму камеры сгорания. В связи с этим в едином процессе такого способа смесеобразования выделим две существенные стороны: распыливание топлива и распределение его по объёму камеры сгорания [1, 2, 7-12, 15-21].

Распыливание топлива необходимо для увеличения суммарной поверхности капель распыленного топлива, что ускоряет их прогрев и испарение. При распыливании суммарная поверхность капелек распыленного топлива может в десятки раз превышать поверхность струи, вытекающей из соплового отверстия распылителя форсунки.

Вытекающая из сопла струя под действием начальных возмущений в канале сопла на выходе из него распределяется на отдельные

нити и капли и под влиянием сил поверхностного натяжения, а также аэродинамического сопротивления сжатого в камере сгорания воздуха приобретает форму факела.

Геометрические параметры распыленной топливной струи (факела) поясняются на рисунке 41. К ним относятся: длина (дальность) струи L , ширина переднего фронта B , угол конуса δ , образующийся в результате втекания воздуха внутрь струи в процессе её развития. Структура струи неоднородна. Центральная часть (ядро) струи – жидкость. По мере удаления от центра струя всё больше насыщается воздухом. Наибольшее количество распыленного топлива сосредоточено в головной части струи и, конечно, на её периферийной поверхности.

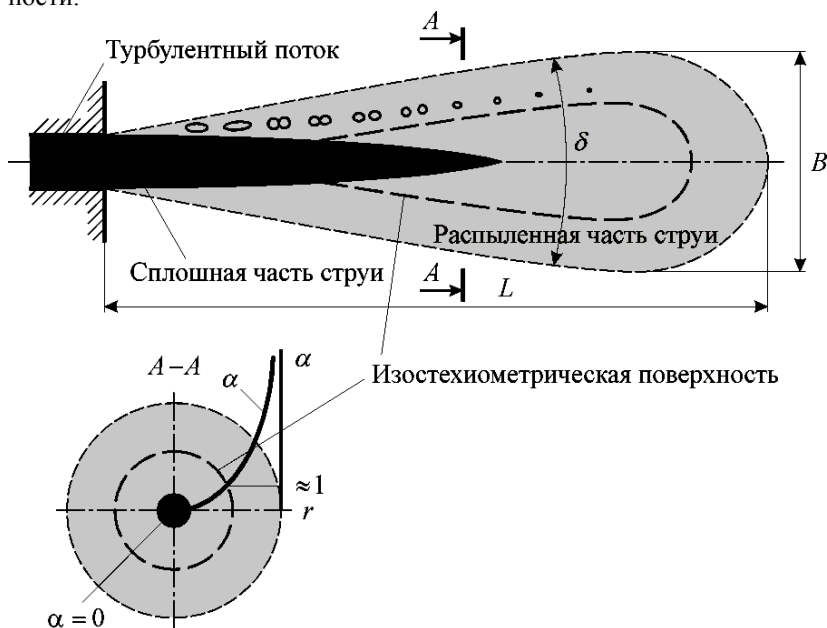


Рисунок 41 - Идеализированная схема распыленной топливной струи

Качество распыливания характеризуется мелкостью (средним диаметром) и однородностью капель.

Соотношение топлива и воздуха по сечению струи не остаётся постоянным (см. сечение $A - A$ на рис. 41).

Если в стержневой части (ядре) струи воздух отсутствует и, соответственно, $\alpha = 0$, то по мере увеличения радиуса (приближении к

периферии) уменьшается концентрация топлива, и коэффициент избытка воздуха повышается. Можно полагать, что на внешней поверхности струи, точнее, в непосредственной близости от неё $\alpha = \infty$. На рисунке 41 характер изменения α по сечению струи обозначен сплошной «жирной» линией. Учитывая названное обстоятельство внутри распыленной части струи можно выделить поверхность на которой соотношение между топливом и воздухом характеризуется $\alpha \approx 1,0$. Эту поверхность называют изостехиометрической поверхностью. На рисунке 41 она обозначена «жирным» пунктиром. С точки зрения качественного состава смеси на этой поверхности существуют благоприятные условия для формирования очагов горения, так как легко воспламеняются горючие смеси с α несколько меньшим единицы. Здесь интересно обратить внимание как раз на то обстоятельство, что с точки зрения качественного состава смеси наиболее благоприятные условия возникают не на наружной поверхности струи, а внутри неё и, если учитывать характер распределения температур в распыленной струе – в её головной части.

Критерием для определения степени дисперсности служит средний диаметр капелек распыленного топлива. Критерием для оценки однородности распыленного топлива могут служить пределы, между которыми находятся размеры диаметров капелек распыленного топлива. Особенно наглядно и удобно результаты распыливания топлива оцениваются по так называемым характеристикам распыливания (рис. 42). Эти характеристики представляют собой кривые распределения капелек топлива по их диаметрам [18].

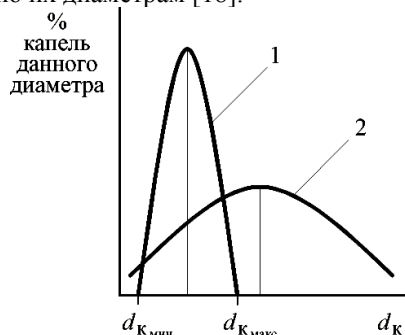


Рисунок 42 - Пример характеристик распыливания

Площади под характеристиками 1 и 2 одинаковы по величине. При этом необходимо принимать во внимание следующие правила:

1. Чем ближе максимум характеристики распыливания расположен к оси ординат, тем выше степень дисперсности распыленного топлива;

2. Чем меньше разность предельных диаметров капель ($d_{к\max} - d_{к\min}$), то есть, чем круче ветви характеристики, тем равномернее распылено топливо.

Влияние различных факторов на распыливание топлива.

Давление впрыскивания – основной фактор. Чем выше давление впрыскивания, тем выше дисперсность (мелкость) распыливания. В современных дизелях применяют $p_{впр} = 12...220$ МПа. Оптимальной считается $p_{впр} = 100...120$ МПа.

Диаметр сопла. Влияние диаметра сопла (см. рис. 43) проверяется при разном числе сопловых отверстий, но при одинаковой величине суммарного проходного сечения сопел. С уменьшением диаметра сопла повышается дисперсность распыливания.

Вязкость топлива. Чем выше вязкость, тем более грубым становится распыливание.

Противодавление впрыскиванию определяется плотностью, а стало быть, и давлением рабочего тела в конце процесса сжатия. В различных дизелях без наддува эта плотность примерно одинакова. Однако, в дизелях с наддувом плотность рабочего тела в конце сжатия гораздо выше. Это обстоятельство приводит к улучшению распыливания.

Распределение распыленного топлива по объёму камеры сгорания.

На равномерное распыливание топлива по всему объёму воздуха, заключенному в камере сгорания, оказывают влияние следующие факторы: форма топливной струи, её дальнобойность, завихривание воздуха, тип камеры сгорания.

Форма топливной струи (рис. 43), определяется конструкцией распылителя.

Многосопловый распылитель с цилиндрическими отверстиями (рис. 43 б) применяется при объёмном смесобразовании с непосредственным впрыскиванием топлива, а штифтовый распылитель (рис. 43 в) используется при наличии воздушного вихря (вихревые камеры). Для распределения топлива в плоскости между встречно движущимися поршнями нашёл применение распылитель с веерообразными топливными струями (рис. 43 г) [18].

Дальнобойность (глубина проникновения) топливной струи оказывает большое влияние на распределение топлива по камере сгорания. Глубина проникновения струи должна быть такой, чтобы её

вершина почти достигала стенки камеры сгорания для лучшего использования воздуха. При этом желательно, чтобы сгорание капелек топлива заканчивалось около стенки. Перемещение вершины струи зависит от времени (рис. 44).

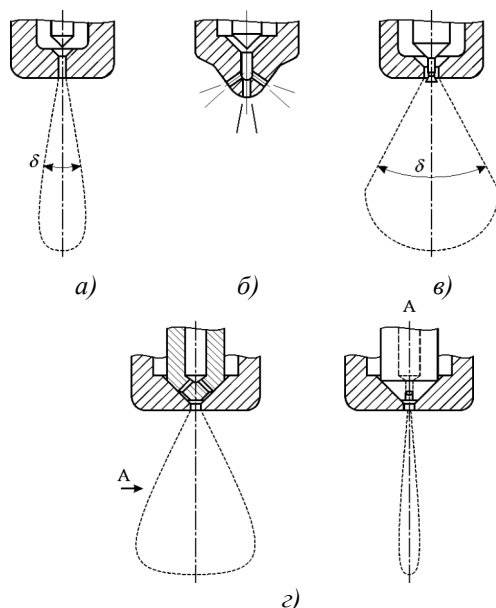


Рисунок 43 - Формы топливных струй (пояснения в тексте)

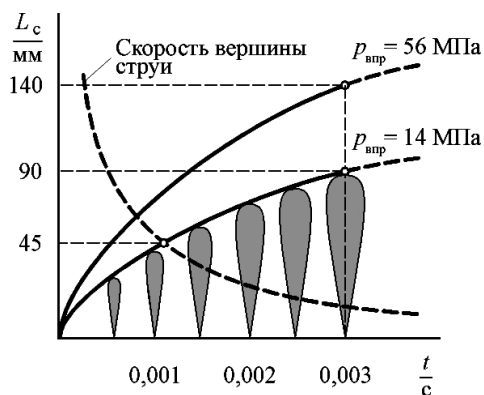


Рисунок 44 - Влияние давления впрыскивания на дальность топливной струи

Скорость вершины струи постепенно уменьшается вследствие роста аэродинамического сопротивления воздуха. На дальность струи основное влияние оказывают давление впрыскивания, диаметр сопловых отверстий и частота вращения вала топливного насоса.

Дальность топливной струи за определенный промежуток времени (0,001 с) характеризуется линейной зависимостью от частоты вращения вала топливного насоса. С увеличением давления впрыскивания дальность струи возрастает. С ростом диаметра сопловых отверстий струя становится компактнее и её дальность увеличивается.

Завихрение свежего заряда. Является одним из способов улучшения смесеобразования. Суть процесса заключается в закручивании воздушного вихря внутри цилиндра. Для определения необходимой интенсивности вращения воздушного вихря вокруг оси цилиндра при любом числе сопловых отверстий распылителя, расположенного в центре камеры сгорания, существует правило: за период (угол ПКВ) продолжительности впрыскивания воздушный вихрь должен повернуться на угол между топливными струями. Это правило позволяет ориентировочно определить необходимое вихревое отношение.

Чем меньше число сопловых отверстий, тем более интенсивным должен быть вихрь.

Таким образом, правильное согласование продолжительности впрыскивания топлива с интенсивностью завихрения воздуха имеет большое значение. Воздушные вихри могут быть созданы применением заширмленных клапанов (рис. 45), а также использованием тангенциальных и винтовых впускных каналов [18].

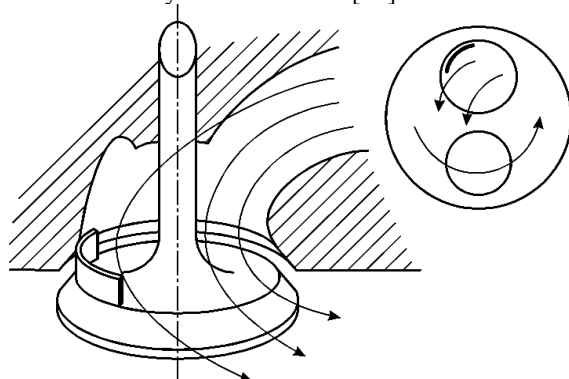


Рисунок 45 - Схема организации воздушного вихря при помощи заширмленного впускного клапана

6.2.2 Плёночное смесеобразование

Опыт создания камер сгорания с объёмным смесеобразованием показал, что при идеальной реализации условий объёмного смесеобразования двигатель работает жёстко, с высокими $p_{\text{макс}}$. Кроме того, работа часто сопровождается дымным выпуском.

Процесс смесеобразования происходит в воздухе объёма камеры сгорания (перемешивается 60...70 % поступающего топлива) и на стенках камеры в поршне (30...40 %). Топливо, поступающее в надпоршневое пространство первым проходит испарение, перемешивание, воспламенение, а топливо, поступающее на стенки - растекается в виде пленки толщиной 0,01...0,025 мм, прогревается, испаряется и подмешивается к основному составу смеси, полученному в объёме камеры сгорания. Благодаря этому происходит увеличение времени на смесеобразование и сгорание, что уменьшает жесткость процесса сгорания. Для улучшения смесеобразования предусматриваются вихревые движения воздуха вдоль оси цилиндра за счет тангенциального расположения впускных клапанов и радиального движения воздуха за счет вытеснения его из надпоршневого пространства в камеру в поршне.

Температура поверхности стенки камеры достигает 340°C , в результате чего плёнка нагревается, происходит послойное испарение топлива с её поверхности, смешивание с воздухом, воспламенение и сгорание (рис. 46). После воспламенения испарению способствует лучистая энергия пламени [18].

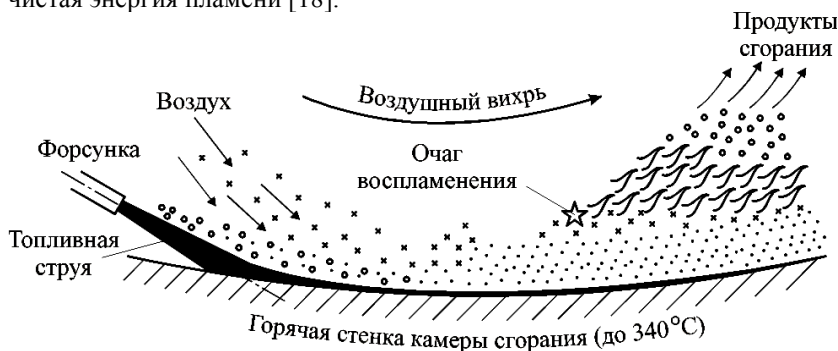


Рисунок 46 - Схема плёночного смесеобразования и сгорания

Можно различными способами воздействовать на скорость испарения, смешивания и сгорания с целью обеспечения оптимального протекания процесса тепловыделения.

Температура «холодного» воздуха в камере сгорания перед вос-

пламенением в двигателях без наддува находится в пределах 500...600 °С, а в наддувных – 700...800 °С.

6.2.3 Воспламенение и сгорание в дизелях

Воспламенение может произойти лишь в тех зонах, где пары топлива образуют с воздухом горючую смесь, находящуюся в пределах воспламеняемости (горючести). Очевидно, что зона необходимой концентрации топлива в смеси может образоваться лишь в тех областях камеры сгорания, где образуются пары впрыснутого и распыленного топлива. Эта зона всегда будет находиться где-то между ядром струи или топливной пленки и областью перехода смеси в воздух [18].

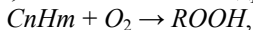
Кинематографирование пространства камер сгорания в дизелях показывает, что начальные очаги самовоспламенения почти всегда формируются локализовано вблизи внешних границ головной части распыленной топливной струи. Как правило, число таких очагов не меньше, чем число топливных струй.

От этих очагов пламя быстро распространяется сначала по объёму, охваченному топливными струями, а затем, по мере смешивания распыленного, испарившегося и горящего топлива с воздухом, по всей камере сгорания.

В дизелях, в отличие от бензиновых двигателей, предел воспламеняемости по среднему составу смеси значительно шире и воспламенение топлива происходит при более высоком среднем численном значении коэффициента избытка воздуха (вплоть до $\alpha \approx 6...8$), так как в пространстве, охваченном распыленной струей, всегда найдутся зоны с благоприятным для самовоспламенения составом смеси ($\alpha \approx 0,9...1,0$).

Процесс самовоспламенения.

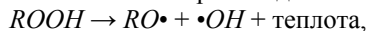
Процесс самовоспламенения (инициирование реакции) можно объяснить следующей теорией (цепная теория). Часть молекул топлива под влиянием повышенной температуры и плотности воздуха вступает в соединение с молекулами кислорода, образуя перенасыщенные кислородные соединения, так называемые гидроперекиси



где $ROOH$ – общая формула гидроперекисей.

Эти соединения устойчивы лишь в узких пределах температур и плотностей. Вне этих пределов перекиси распадаются с освобождением больших количеств теплоты и образованием свободных радикалов (осколков молекул) и атомов.

Расщепление $ROOH$ легко происходят по связи $O - O$



где $RO \cdot$ – алкоксильный радикал.

Распад гидроперекисей при критических значениях температуры и давления приводит к образованию начальных активных центров, свободных радикалов и атомов, которые начинают цепную реакцию. Распад гидроперекисей, то есть, собственно воспламенение, происходит практически мгновенно.

Для воспламенения топлива в дизелях его необходимо нагреть до температуры самовоспламенения. Температурой самовоспламенения топлива называется низшая температура, при которой происходит воспламенение топлива без помощи какого-либо специального внешнего источника зажигания (постороннее пламя, раскалённое тело, электрическая искра и т. д.).

Для осуществления самовоспламенения требуется некоторое время. Период от начала впрыскивания топлива в камеру сгорания до момента его самовоспламенения называется *периодом задержки воспламенения*. Приблизительно принято считать началом процесса сгорания в дизеле момент отрыва линии сгорания от линии сжатия индикаторной диаграммы.

Период задержки воспламенения.

Время задержки воспламенения в дизеле имеет большое значение для последующего сгорания топлива, особенно при объёмном смесеобразовании.

Причина жёсткой работы дизеля заключается в следующем.

При большой задержки воспламенения к моменту самовоспламенения в камере сгорания накапливается значительная часть впрыскиваемого за один цикл топлива, а, следовательно, к моменту воспламенения топлива образуется большое количество перекисей. Поэтому в момент инициирования реакции горения генерируется большое число начальных активных центров. Это определяет бурное развитие цепного процесса в начальной стадии сгорания.

6.2.4 Камеры сгорания дизелей

Назначение камеры сгорания заключается в том, чтобы обеспечить наиболее полное и с оптимальной скоростью превращение химической энергии топлива в тепловую энергию [1, 2, 7-12, 15-21].

Камеры сгорания дизелей могут быть классифицированы по нескольким признакам.

1. *По способу смесеобразования и сгорания.* В настоящее время различают камеры с объёмным, плёночным и смешанным (объёмно-плёночным) смесеобразованием.

2. *По конструктивному исполнению* камеры делятся на неразде-

лённые, полуразделённые (камеры в поршне) и разделённые.

3. По способу завихривания воздушного заряда. Классификация поясняется схемой, приведенной на рисунке 47.

4. По способу впрыскивания топлива камеры сгорания делятся на камеры с непосредственным впрыскиванием и впрыскиванием топлива во вспомогательную камеру.

5. По роду используемого топлива камеры сгорания классифицируют на одно- и многотопливные.

6. По способу воспламенения топлива различают камеры с самовоспламенением и с принудительным воспламенением топлива (например, MAN FM процесс).

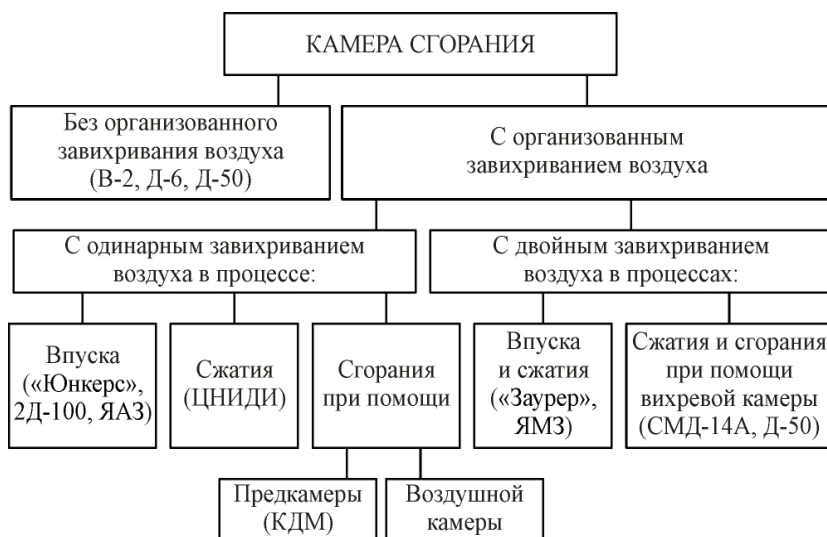


Рисунок 47 - Схема классификации камер сгорания по способу завихривания воздушного заряда

Каждая из камер сгорания (рис. 48 – 53) характеризуется определёнными численными значениями показателей, влияющих на рабочий цикл двигателя.

Одними из основных показателей являются геометрические формы и размеры камер сгораний и поршней, расположение впускных и выпускных клапанов и их размеры, расположение топливных форсунок и направление впрыска топлива, наличие дополнительных элементов (рис. 50), улучшающих процесс смесеобразования и сгорания.

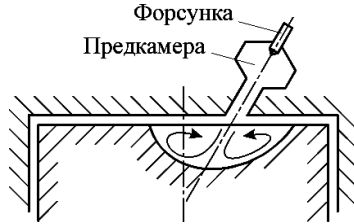


Рисунок 48 - Разделенная камера сгорания с предкамерой

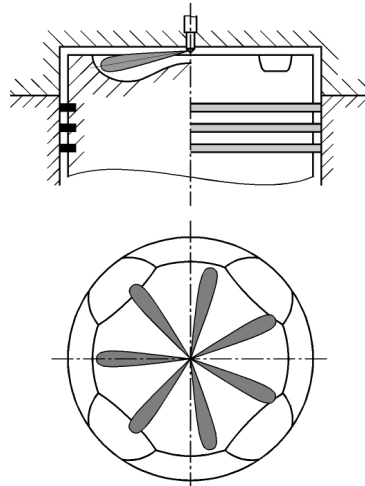


Рисунок 49 - Неразделенная камера сгорания с непосредственным впрыскиванием

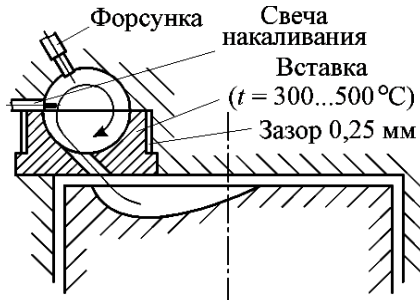


Рисунок 50 - Разделенная камера сгорания с вихревой камерой

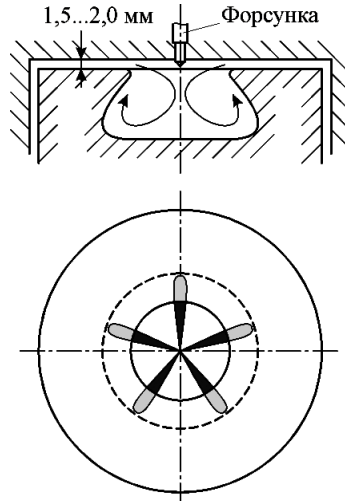


Рисунок 51 - Полуразделённая камера сгорания ЦНИДИ

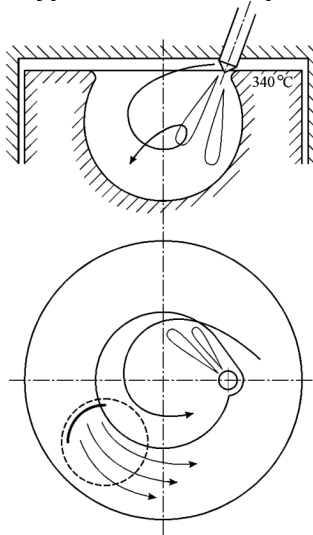


Рисунок 52 - Полуразделённая камера сгорания с плёночным смесеобразованием

При FM-процессе в камере сгорания напротив форсунки установлена свеча с длинным электродом (рис. 53), к которому по канавке подводится часть впрыскиваемого на стенку топлива [11], и где обра-

зуется смесь, близкая к стехиометрическому составу [18].

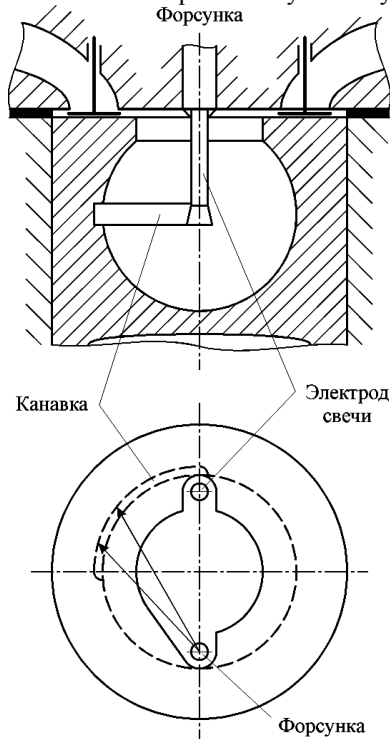


Рисунок 53 - Полуразделённая камера сгорания с FM-процессом

Этот состав мало зависит от режимов работы двигателя. Применение FM - процесса позволило снизить степень сжатия до 14...17, уменьшить $p_{\text{макс}}$, снизить дымность и токсичность отработавших газов.

6.2.5 Применение газового топлива в дизелях

Перевод дизельного двигателя на газообразное топливо осуществляется двумя методами. Первый метод заключается в переоборудовании дизельного двигателя в газовый с искровым зажиганием. Для этого снижают степень сжатия в цилиндрах двигателя до 8,0...9,0, устанавливают систему зажигания и газобаллонное оборудование. Двигатель в этом случае работает так же, как и карбюраторный. Работа его на дизельном топливе исключается.

Преимущества этого метода: повышение мощности двигателя и

уменьшение выброса токсичных веществ с отработавшими газами, недостатки: серьезные конструктивные переделки двигателя.

Второй метод (газодизельный) предполагает одновременное использование дизельного и газообразного топлива при работе двигателя. Для подачи газообразного топлива в этом случае двигатель дооборудуют газобаллонной установкой.

Газ через смеситель подается во впускной трубопровод и в смеси с воздухом засасывается в цилиндры двигателя. В конце такта сжатия в цилиндры впрыскивается дизельное топливо, которое выполняет роль искры зажигания и его количество составляет до 20 % от расхода при обычном дизельном процессе. Этот метод не требует коренного изменения конструкции двигателя и позволяет получать высокую мощность, экономичность двигателя и одновременно резко снизить содержание сажи в отработавших газах.

6.3 Состав и количество продуктов сгорания

Количество воздуха в бедной смеси ($\alpha > 1$) обеспечивает полное сгорание элементов топлива: углерода в углекислый газ (CO_2), воздуха - в пары воды (H_2O), с наличием кислорода (O_2) и инертного азота (N_2). Тогда общее количество отработанных газов можно определить по уравнению [20]:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2},$$

где M_{CO_2} - количество продуктов сгорания углерода, кмоль;
 M_{H_2O} - количество продуктов сгорания водорода, кмоль; M_{O_2} - количество избыточного кислорода, кмоль; M_{N_2} - количество инертного азота, кмоль;

Из уравнения сгорания C и H известно, что количество

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \quad M_{O_2} = \frac{O}{32}.$$

Где числовые значения, это значения компонентов при сгорании 1 кг топлива.

Тогда количество отработанных газов будет определяться:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_o.$$

Поскольку в воздухе содержится 21 % кислорода, то выражение $(\alpha - 0,21)L_o$ - характеризует избыточный воздух не участвующий в сгорании. Это выражение справедливо и для дизельных двигателей.

В богатой смеси ($\alpha < 1$ т.е. $0,85 \dots 0,95$) недостаток воздуха указывает на невозможность полного сгорания топлива. Поэтому в отработанных газах имеются продукты неполного сгорания углерода (окись углерода) и несгоревшего водорода, в этом случае, исходя из уравнения сгорания, количество отработавших газов будет определяться:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792L_o. \quad (23)$$

Для газового топлива расчет проводится с учетом молекулярного состава смесей газов:

$$M_2 = \sum \left(n + \frac{m}{2} \right) + (\alpha - 0,21)L_o, \quad (24)$$

где n - число молекул углерода; m - число молекул водорода.

Для сжатого газа CH_4 - $n = 1$, $m = 4$; для сжиженного газа, состоящего из 52 % пропана, C_3H_8 - $n = 3$, $m = 8$, и 48 % бутана C_4H_{10} - $n = 4$, $m = 10$.

Для оценки относительного изменения кмолей продуктов сгорания используется коэффициент молекулярного изменения, представляющий собой отношение количества газов в конце сгорания к количеству заряда в конце процесса сжатия:

$$\mu = \frac{M_2}{M_1}. \quad (25)$$

Величина коэффициента молекулярного изменения для жидких топлив всегда больше единицы и находится в пределах $1,02 \dots 1,12$ для бензиновых двигателей и $1,02 \dots 1,06$ - для дизелей.

При сгорании газообразных топлив объем продуктов сгорания всегда меньше объема свежего заряда, поэтому коэффициент молекулярного изменения меньше единицы и находится в пределах $0,92 \dots 0,98$.

6.4 Температура и давление газов в конце процесса сгорания

В результате осуществления процесса сгорания не вся теплота топлива (H_u) выделяется в цилиндре. Основными причинами потерь теплоты являются: неполнота сгорания топлива вследствие несовершенства смесеобразования; потери теплоты на теплообмен со стенками камеры сгорания; утечки части заряда через неплотности поришневых колец и конденсация топлива на стенках цилиндра; потери теплоты на изменение теплоемкости рабочего тела при повышении температуры; поглощение части теплоты на диссоциацию (расщепление) мо-

лекул [1, 2, 7-12, 15-21].

Всё это приводит к тому, что количество выделившейся теплоты будет равно:

$$Q_1 = H_u - \Delta Q,$$

где ΔQ - суммарные потери, кДж/кг.

$$\Delta Q = 119950(1 - \alpha)L_o.$$

Величину тепловых потерь ΔQ в общем виде учитывают коэффициентом активного тепловыделения, представляющего собой отношение выделившейся теплоты Q_1 к подведённой H_u

$$\xi = \frac{Q_1}{H_u}.$$

Откуда

$$Q_1 = \xi \cdot H_u.$$

Коэффициент ξ выбирают на основании опытных данных в соответствии с типом двигателя, его быстроходности, условий охлаждения, конструкции камеры сгорания. Чем совершеннее процесс смесеобразования и выше скорость распространения фронта пламени, тем выше ξ . В этой связи при обеднении или обогащении смеси скорость увеличивается и ξ будет ниже, хотя диссоциация газов снижается. При поздних углах зажигания (или впрыска топлива) возрастает догорание на линии расширения и ξ уменьшается. С увеличением частоты вращения относительная теплоотдача в стенки уменьшается, но более значительное влияние оказывает догорание на линии расширения и ξ снижается. Повышение степени сжатия и выбор рациональной формы камеры сгорания обеспечивают повышение ξ . С учетом рассмотренных факторов коэффициент активного тепловыделения при работе двигателей с полной нагрузкой лежит в пределах: для карбюраторных двигателей - 0,85...0,90, газовых - 0,75...0,85, дизельных - 0,75...0,85 и может быть определен по эмпирическим уравнениям:

$$\xi = 0,96 - 2 \cdot n \cdot 10^{-5} \text{ - для карбюраторных двигателей;}$$

$$\xi = 1 - n \cdot 10^{-4} \text{ - для дизелей.}$$

Однако коэффициент тепловыделения может быть рассчитан при известных потерях тепла в реальном двигателе

$$\xi = \frac{[H_u - (Q_{HC} + Q_{dnc} + Q_{CO} + Q_{OG})]}{H_u}, \quad (26)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; Q_{HC} – потери теплоты на неполноту сгорания, кДж/кг; Q_{dnc} – потери теплоты на диссоциацию продуктов сгорания, кДж/кг; Q_{CO} – суммарные потери тепла

на нагрев головки блока, гильзы цилиндров и через стенки в систему охлаждения двигателя, кДж/кг; $Q_{ог}$ – потери теплоты с отработавшими газами, кДж/кг.

Выделившаяся в процессе сгорания теплота Q_d в соответствии с первым законом термодинамики идет на: изменение внутренней энергии газов и на совершение работы.

Для цикла со смешанным подводом теплоты (рис. 54) это уравнение имеет вид:

$$Q_d = U_z - U_c + L_{z'z}$$

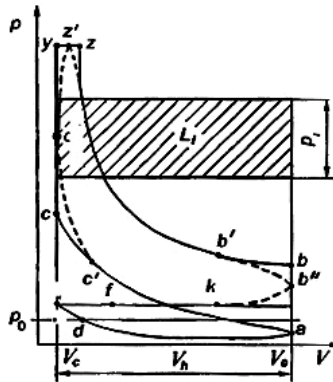


Рисунок 54 - Расчетная схема процесса сгорания

Внутренняя энергия рабочего тела в точках z и C равна:

$$U_z = mC'_v (M_2 + M_r) \cdot T_z,$$

$$U_c = mC_v (M_1 + M_r) \cdot T_c,$$

где mC'_v - средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания при $V=\text{const}$, кДж/кмоль град.; mC_v - средняя молярная теплоёмкость свежего заряда при $V=\text{const}$, кДж/кмоль град.; M_r – число молей остаточных газов.

Для расчета температуры газов в конце сгорания воспользуемся известными эмпирическими выражениями.

Уравнение сгорания можно записать

$$U_c + Q_{cz} = U_z,$$

где U_c – внутренняя энергия рабочего тела до сгорания; Q_{cz} – количество теплоты, сообщаемое рабочему телу в течение процесса сгорания (на участке «с – z» индикаторной диаграммы); U_z – внутрен-

няя энергия рабочего тела после сгорания (в точке z).

С учётом закона Джоуля, представив работу как процесс изменения теплоемкости газов, являющейся функцией температуры, изменяющихся по линейному закону и выразив их эмпирическими константами, получим

$$\mu C_{v0} = A + BT \text{ и } \mu C_{vz} = A + BTz,$$

где A, B – соответствующие эмпирические коэффициенты.

Для продуктов сгорания бензинового двигателя при $\alpha=0,8\dots1,0$

$$A = 18,42 + 1,61 \cdot \alpha,$$

$$B = (15,5 + 13,82) \cdot 10^{-4} \cdot T_z,$$

Для продуктов сгорания бензинового и дизельного двигателя при $\alpha=1,0\dots2,0$

$$A = 20,2 + \frac{0,92}{\alpha},$$

$$B = \left(15,5 + \frac{13,82}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z.$$

После подстановки выражения для μC_{vz} в уравнение сгорания имеем

$$\beta (A + BTz) Tz = S.$$

где S - параметры состояния рабочего тела в процессе впуска и сжатия

$$S = m C_{v_0} T_0 + \frac{\xi_T E}{(1 + \gamma) \left(\alpha L_0 + \frac{1}{m_{\text{мол}}} \right)},$$

где γ - коэффициент остаточных газов; ξ_T - коэффициент использования теплоты;

Коэффициентом использования теплоты ξ_T учитываются потери теплоты, обусловленные неполнотой сгорания топлива; потери теплоты в стенки, вызванные теплопередачей; несоответствие принятой схемы сгорания действительной кинетике процесса и частичная диссоциация продуктов сгорания под воздействием высоких температур. Для бензиновых двигателей принимают $\xi_T = 0,85\dots0,92$; для газовых – $0,8\dots0,85$.

E - тепловой эффект реакции сгорания топлива.

Тепловой эффект реакции зависит от состава смеси. Если $\alpha \geq 1$, то тепловой эффект реакции равен низшей теплоте сгорания топлива, то есть, $E_{\alpha \geq 1} = H_u$, МДж/ кг.

$m_{\text{мол}}$ - кажущаяся молекулярная масса топлива (для бензи-

нов - 110...120, для дизельных топлив - 180...200).

Таким образом, получили квадратное уравнение [18]

$$\beta B T_z^2 + \beta A T_z - S = 0$$

или

$$T_z^2 + \frac{A}{B} T_z - \frac{S}{\beta B} = 0.$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$T_z = -\frac{A}{2B} \pm \sqrt{\left(\frac{A}{2B}\right)^2 + \frac{S}{\mu B}}, \quad (27)$$

где μ - коэффициент молекулярного изменения.

Температура в конце сгорания лежит в пределах: для бензиновых двигателей в - 2400...2900 К, для газовых - 2200...2500 К, для дизелей - 1800...2000 К.

Теоретическое максимальное давление сгорания определяется из уравнения:

$$P_z = \mu \frac{T_z}{T_c}. \quad (28)$$

Действительное значение максимального давления с учетом частичного догорания на линии расширения и скругления индикаторной диаграммы в процессе сгорания для двигателей такого типа

$$P_{z0} = 0,85 P_z.$$

$$P_z = P_{z0} = \lambda P_c.$$

В дизелях

Значения максимальных давлений для современных двигателей лежат в пределах: для бензиновых - 3,0...4,5 МПа; для газовых - 2,5...4,0 МПа, для дизелей - 8,0...12,0 МПа.

Контрольные вопросы:

- 1. Расскажите о процессе сгорания, укажите требования, предъявляемые к нему.*
- 2. Опишите процесс смесеобразования в двигателях с искровым зажиганием, перечислите факторы влияющие на процесс.*
- 3. Опишите процесс смесеобразования в дизелях, перечислите факторы влияющие на процесс.*
- 4. Дайте классификацию камер сгорания.*
- 5. Что такое детонация, и какие факторы влияют на возникновение детонации, укажите способы ее предотвращения.*

6. Какие факторы влияют на температуру и давление в процессе сгорания?

7. В чем преимущества и недостатки объемного и объемно-пленочного смесеобразования?

8. Перечислите факторы, влияющие на распыливание топлива в цилиндре.

9. Перечислите причины жесткой работы дизеля.

7 ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Процесс расширения является основным процессом, при осуществлении которого тепловая энергия топлива преобразуется в работу. Он осуществляется по политропе zb (рис. 55) при ходе поршня от ВМТ к НМТ со следующим теплообменом. В первоначальный период расширения приток теплоты к газам вследствие интенсивного сгорания топлива значительно больше чем теплоотдача в стенку, поэтому текущий показатель политропы $n_2 < \kappa < 1,3$. По мере уменьшения интенсивности сгорания топлива выделенное тепло становится равным тепловым потерям в стенке $n_2 = \kappa$. Это происходит примерно через 50° поворота коленчатого вала после ВМТ [1, 2, 7-12, 15-21].

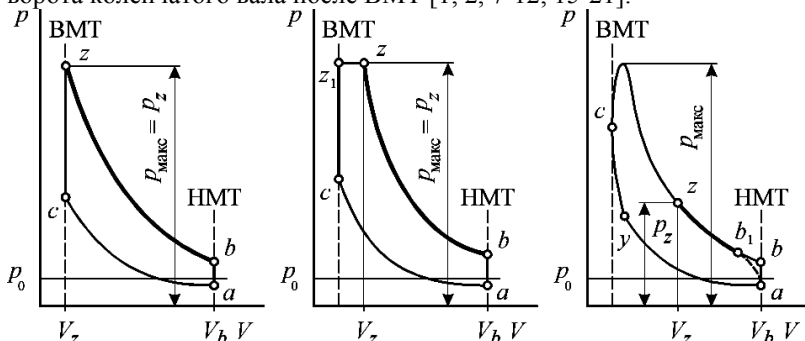


Рисунок 55 - Схемы « $p - v$ » диаграмм двигателей для циклов:

а) с изохорным сгоранием; б) со смешанным сгоранием; в) действительного цикла

При дальнейшем расширении тепловые потери превышают приток тепла от сгорания и величина $n_2 > \kappa$. В связи с трудностью точного расчета величины n_2 в каждый момент времени в тепловом расчете двигателя используется средний показатель политропы расширения, определенный по эмпирическому уравнению:

$$n_2 = 1,33 - \frac{130}{n}. \quad (29)$$

Теплоотдача от газа в стенки имеет место в течение всего процесса расширения, так как температура газа значительно выше температур стенок цилиндра, поршня и головки. Поэтому средний показатель политропы расширения всегда меньше показателя адиабаты и лежит в пределах: для бензиновых двигателей - 1,23...1,30, для газовых - 1,25...1,32; для дизелей - 1,18...1,28. Меньшие значения для дизелей объясняются более низкими температурами газов в процессе сгорания и расширения.

Для определения давления P_b в конце расширения используем уравнение политропы. $PV^{n_2} = const$.

Для точек z и b можно записать:

$$P_z V_z^{n_2} = P_b V_b^{n_2}.$$

откуда
$$P_b = P_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}.$$

Поскольку $\frac{V_z}{V_b} = \delta$ для дизелей и $\frac{V_z}{V_b} = \varepsilon$ для бензиновых двигателей

Тогда для дизелей
$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}. \quad (30)$$

для бензиновых -
$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}. \quad (31)$$

Температура в конце расширения определяется из уравнения политропы:

$$\frac{T_b}{T_z} = \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1}.$$

Откуда

для дизелей
$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}. \quad (32)$$

для бензиновых -
$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}. \quad (33)$$

Величины давлений и температур лежат в пределах: для бензиновых и газовых двигателей $P_b = 0,35...0,60$ МПа, $T_b = 1400...1700$ К, для дизелей - $P_b = 0,2...0,5$ МПа, $T_b = 1000...1400$ К

Контрольные вопросы:

1. Опишите процесс расширения с изохорным сгоранием, со смешанным сгоранием и действительного цикла.
2. Дайте объяснение, почему средний показатель политропы расширения всегда меньше показателя адиабаты.
3. Как изменяется давление температура в процессе расширения и какие факторы влияют на их значения?

8 ПРОЦЕСС ВЫПУСКА

Процесс выпуска служит для очистки цилиндра двигателя от продуктов сгорания с целью подготовки его для нового пикла. Он проходит в два этапа. Первый этап начинается на линии расширения в точке e (рис. 56) в момент открытия выпускного клапана за ... 40...70° до НМТ. Газы, находящиеся в цилиндре под давлением 8,1...1,0 МПа, вырываются в атмосферу со скоростями 600...700 м/с, создавая шум работы двигателя [1, 2, 7-12, 15-21].

За это время из цилиндра удаляется примерно половина отработавших газов.

Второй этап начинается в НМТ и заканчивается через 15...40° поворота коленчатого вала после НМТ. На этом этапе давление в цилиндре изобарно изменяется в пределах 0,11...0,12 МПа при температуре: для бензиновых двигателей - 900...1100 К, для газовых - 750...1000 К, для дизелей - 700...900 К.

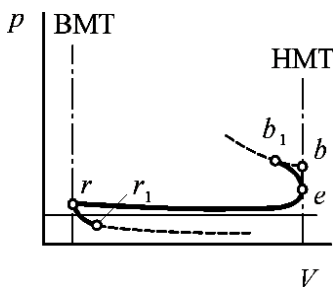


Рисунок 56 - Схема индикаторной диаграммы процесса выпуска

С увеличением степени сжатия температура рабочего тела в конце выпуска уменьшается. С увеличением коэффициента избытка воздуха температура T_r в дизелях уменьшается, а в двигателях с внешним смесеобразованием, наоборот, увеличивается (растягивается про-

цесс сгорания). С увеличением частоты вращения вала двигателя и степени наддува температура Tr увеличивается (эффект теплоотдачи ослабевает).

Температура Tr , вообще говоря, является функцией режима нагрузки. И, поскольку величина нагрузки на двигатель определяется величиной коэффициента избытка воздуха α , то $Tr = f(\alpha)$. Для приближённой оценки Tr можно использовать следующее соотношение:

$$Tr \approx 1,05 \dots 1,08 T_g, \quad (34)$$

где T_g – температура газов в выпускном коллекторе, К.

В литературе приводятся зависимости определяющие статистическую взаимосвязь Tr и α . Например,

$$Tr = a \cdot \alpha^b + c,$$

где a, b, c – эмпирические константы, численные значения которых зависят от способа смесеобразования (см. табл. 1).

Таблица 1

Численные значения констант a, b, c

Способ смесеобразования	a	b	c
Объемно-пленочное	832	-1,10	304
Струйное	830	-1,11	304
Объемно-пленочное в вихревой КС	676	-1,03	305

Продолжительность открытия выпускных органов $\theta_{вып}$ (рис. 57) определяется зависимостью, град ПКВ [18]:

$$\theta_{вып} = \beta_{вып} + 180 + \alpha_{вып}.$$

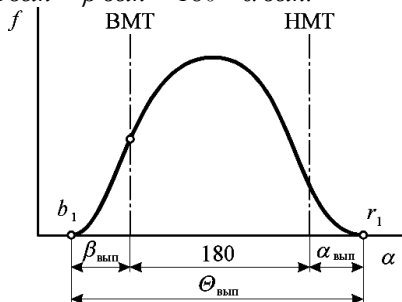


Рисунок 57 -Диаграмма изменения площади проходного сечения выпускного клапана

Для тракторных ДВС $\alpha_{вып} = 40 \dots 60$ град ПКВ, $\beta_{вып} = 10 \dots 20$ град ПКВ. Для автомобильных двигателей $\alpha_{вып} = 50 \dots 70$ град ПКВ, $\beta_{вып} = 10 \dots 30$ град ПКВ. Более высокие величины $\beta_{вып}$ относятся к быстроходным двигателям.

Контрольные вопросы:

1. Опишите процесс выпуска и дайте характеристику его основным этапам.
2. Как влияет степень сжатия на параметры рабочего тела при выпуске?
3. Какие факторы влияют на температуру газов в процессе выпуска?

9 ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Средним индикаторным давлением называют такое условное постоянное по величине давление, которое, действуя на поршень, совершает работу за один ход поршня, равную работе за весь рабочий цикл [1, 2, 7-12, 15-21].

Геометрически среднее индикаторное давление представляет собой высоту прямоугольника, достроенного в пределах рабочего объёма и равного по площади индикаторной диаграмме. Для теоретического цикла

$$P'_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{L_{z'-z} + L_{z-b} - L_{a-c}}{V_h}. \quad (35)$$

Выразив работу через параметры термодинамического цикла и давление в характерных точках цикла через давление конца такта сжатия получим:

для бензиновых и газовых двигателей

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (36)$$

для дизелей

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda (\rho - 1) \right]. \quad (37)$$

где $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ - степень повышения давления

$\delta = \frac{V_a}{V_z}$ - степень последующего расширения.

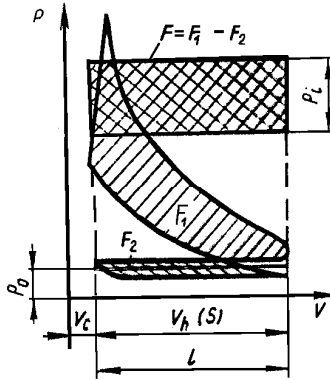


Рисунок 58 - Теоретический цикл и среднее индикаторное давление

Среднее индикаторное давление действительного цикла:

$$P_i = \varphi P_i^l,$$

где φ - коэффициент полноты диаграммы (коэффициент скругления диаграммы, величину которого выбирают в пределах 0,92...0,96).

Значения P_i при полной мощности для различных двигателей следующие: для бензиновых - 0,8...1,2 МПа, для газовых - 0,7...0,9 МПа, и для дизелей - 0,75...1,05 МПа..

Из приведенных данных видно, что рабочий процесс бензинового двигателя происходит более напряженно, по сравнению с другими двигателями при более рациональном использовании рабочего объема цилиндра.

Индикаторная мощность представляет собой работу газов за одну секунду. При осуществлении одного цикла мощность

$$N_i = \frac{L_i}{t}.$$

Продолжительность одного рабочего цикла.

$$t = \frac{60\tau}{2n}.$$

Тогда

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot 2n}{60\tau} = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{30\tau}.$$

Для многоцилиндрового четырехтактного двигателя индикаторная мощность в кВт равна:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120}. \quad (38)$$

где i - количество цилиндров.

Индикаторным кпд двигателя называется отношение индикаторной работы L_i к теплоте H_u , затраченной на получение этой работы. Для 1 кг топлива.

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u}.$$

Индикаторный кпд учитывает все виды потерь теплоты, включая и отдачу теплоты в холодный источник в соответствии со вторым законом термодинамики и характеризует экономичность рабочего процесса в относительных долях.

С учетом $L_i = P_i V_h$ для бензиновых двигателей и дизелей

$$\eta_i = 8,315 \frac{P_i \cdot M_1 \cdot T_o}{H_u \cdot P_o \cdot \eta_v}. \quad (39)$$

для газовых двигателей

$$\eta_i = 0,3712 \frac{P_i \cdot M_1 \cdot T_o}{H_u \cdot P_o \cdot \eta_v}. \quad (40)$$

Величина индикаторного кпд для различных двигателей лежит в следующих пределах: для бензиновых двигателей - 0,25...0,35, для газовых - 0,28...0,38 и для дизелей - 0,39...0,53.

Удельный расход топлива, г/(кВт.ч), определяется соотношением

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}. \quad (41)$$

9.1 Механические потери и эффективные показатели двигателя

Получаемая в цилиндрах двигателя индикаторная мощность не может быть полностью реализована в полезную работу двигателя из-за наличия механических потерь N_m .

Мощность механических потерь складывается из следующих составляющих [1, 2, 7-21]:

$$N_m = N_{mk} + N_{np} + N_{nk} + N_{co}, \quad (42)$$

где N_{mk} - мощность трения движущихся деталей (колец о стенки гильзы цилиндра, поршня, опор коленчатого вала), кВт; N_{np} - мощ-

ность привода вспомогательных механизмов, кВт; N_{nz} - мощность затрачиваемая на осуществление процесса газообмена, кВт; N_{co} - мощность затрачиваемая на преодоление сопротивления движению деталей кривошипно-шатунного механизма в воздушной среде картера, кВт.

При относительной доли составляющих

$$100\%=(62\dots75\%)+(12\dots17\%)+(13\dots15\%)+(5\dots10\%)$$

мощность механических потерь можно записать

$$N_m = \frac{P_m \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120}, \quad (43)$$

где P_m - среднее давление механических потерь, МПа.

Давление механических потерь зависит от частоты вращения вала двигателя, точнее, от средней скорости движения поршня, а также от типа двигателя и числа цилиндров:

$$P_m = a + b \cdot Cn$$

где $Cn = Sn/30 = 6\dots12$ м/с – средняя скорость поршня, меньшие значения которой относятся к тракторным двигателям, большие – к автомобильным; a – эмпирический коэффициент, характеризующий величину трения покоя; b – эмпирический коэффициент, характеризующий интенсивность нарастания потерь от увеличения средней скорости поршня [18].

Таблица 2

Численные значения эмпирических коэффициентов a и b

Тип двигателя	Число цилиндров	a	b	Примечание
Дизели 4-тактные: - с неразделенными и полуразделенными камерами;	4	0,105	0,012	$V_h \leq 1,7$ $D=90\dots120$ мм $D \geq 150$ мм
	4 и 6	0,09	0,012	
	8V	0,07	0,012	
	12	0,03	0,012	
- с вихревыми камерами;	4	0,105	0,0138	$D=90\dots120$ мм
	4 и 6	0,09	0,0138	
- с предкамерами	4	0,105	0,0156	
Двигатели бензиновые	4	0,08	0,0160	$S/D < 1$
	6	0,05	0,0150	
	8V	0,04	0,0135	

Эффективная мощность.

Мощность, снимаемая с фланца коленчатого вала двигателя и используемая для осуществления внешней работы, называется эффективной мощностью двигателя.

Эффективная мощность меньше индикаторной на величину мощности механических потерь в двигателе.

Таким образом,

$$N_e = N_i - N_m.$$

Тогда

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120}, \quad (44)$$

где P_e - среднее эффективное давление, (МПа) есть условное, постоянное по величине избыточное давление, которое действует на поршень в течение такта расширения и совершает работу, равную эффективной работе цикла.

$$P_e = \eta_m \cdot P_i$$

или

$$P_e = \frac{120 \cdot N_e}{V_h \cdot n \cdot i}, \quad (45)$$

где η_m - механический кпд.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{N_e}{N_i} = \left(1 - \frac{N_m}{N_i}\right), \quad (46)$$

где N_i - индикаторная мощность двигателя, кВт; N_e - эффективная мощность двигателя, кВт; P_e - среднее эффективное давление, МПа.

Эффективный крутящий момент двигателя

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n}. \quad (47)$$

Эффективный удельный расход топлива и коэффициент полезного действия. Расход топлива, приходящийся на единицу эффективной мощности двигателя за час, называется эффективным удельным расходом топлива.

Эффективный удельный расход топлива g_e получим, если массовый часовой расход топлива G_T разделим на эффективную мощность двигателя

$$g_e = \frac{G_T}{N_e}. \quad (48)$$

Статистические значения эффективных удельных расходов топлива при работе двигателей на номинальном режиме находятся в пределах:

- для дизелей - 210...240 г/(кВт.ч);
- для двигателей с внешним смесеобразованием - 250...320 г/(кВт.ч).

Наименьший удельный расход топлива достигнут в дизеле с турбонаддувом ($P_e = 2,14$ МПа). Он составил 184 г/(КВт.ч).

Эффективный удельный расход топлива связан с понятием эффективного коэффициента полезного действия. Под эффективным кпд понимается доля теплоты от всего количества теплоты, вводимой в цилиндр двигателя с топливом, превращаемая в эффективную работу. Обозначим эффективный кпд через η_e . Тогда

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e}. \quad (49)$$

Численные значения эффективного кпд для дизелей находятся в пределах 0,35...0,45; для двигателей с внешним смесеобразованием – 0,26...0,38.

9.2 Определение основных размеров двигателя

Под основными размерами двигателя понимаются диаметр цилиндра D и ход поршня S .

Пользуясь формулой для эффективной мощности, можно для рабочего объёма цилиндра написать выражение [1, 2, 7-12, 15-21]:

$$V_h = \frac{30\tau \cdot N_e}{P_e \cdot n \cdot i}. \quad (50)$$

С другой стороны,

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{S}{D},$$

где отношение S/D – важный конструктивный параметр (отношение хода поршня к его диаметру).

Откуда
$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}}. \quad (51)$$

Задавшись численным значением относительного хода поршня S/D , можно определить ход поршня

$$S = D \cdot (S/D).$$

Двигатели, у которых отношение S/D превышает единицу, называются длинноходными. Если это отношение меньше единицы, то двигатель относится к короткоходным.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра в современных двигателях находится в пределах 0,6...1,4. Самым короткоходным двигателем является Ford-Anglia ($S/D = 0,59$).

В последние годы наблюдается стремление к уменьшению от-

ношения S/D с целью уменьшения средней скорости поршня, что сопровождается снижением износа и потерь на трение.

С уменьшением S/D происходит:

- уменьшение габаритной высоты двигателя;
- снижение механических потерь вследствие уменьшения средней скорости изнашивания детали;
- улучшение условий размещения клапанов и создание предпосылок для увеличения их размеров;
- повышение коэффициента наполнения цилиндра двигателя из-за увеличения скоростей заряда на впуске;
- в связи с возможностями увеличения диаметров коренных и шатунных шеек и их перекрытия повышается жесткость коленчатого вала.

Степень уменьшения S/D определяется прохождением противовеса коленчатого вала двигателя под нижней кромкой поршней при положении их в НМТ.

Для устранения этого ограничения нижняя кромка юбки поршня имеет сферическую форму радиусом противовесов.

Для дизелей с непосредственным впрыском топлива, кроме этого величина отношения S/D лимитируется формой камеры сгорания и конечным объёмом над кольцевым вытеснителем днища. Минимальное значение S/D лежит в пределах 0,5...0,6.

С другой стороны при уменьшении S/D :

а) увеличивается габаритная длина однорядного двигателя и длина коленчатого вала. В результате применения V-образного расположения цилиндра длина двигателя сокращается примерно на 30 % по сравнению с однорядным двигателем при одинаковом числе цилиндров, а масса снижается на 20...25 %;

о) повышаются нагрузки на детали двигателя от сил давления газов и сил инерции;

в) увеличивается удельный расход топлива. Это вызвано большой поверхностью камеры сгорания, а также снижением механического КПД двигателя из-за относительно большой величины возвратно-поступательно движущихся масс деталей кривошипно-шатунного механизма и роста потерь на привод вспомогательного оборудования.

Длинноходовый двигатель имеет более выгодное отношение охлаждаемой поверхности к объёму камеры сгорания при положении поршня в ВМТ, что очень важно, так как в этот период цикла температура газов, определяющая потери теплоты, наиболее высокая. Сокращение теплоотдачи в этот период уменьшает общие потери теплоты и улучшает индикаторный КПД двигателя.

г) уменьшается высота камеры сгорания и ухудшается её форма, что в бензиновом двигателе приводит к повышению склонности к детонации, а в дизелях - к ухудшению условия смесеобразования. Для снижения выброса токсичных элементов в отработавших газах целесообразнее применять двигатели с компактной камерой сгорания и с более длинным ходом поршня. Поэтому в настоящее время отказываются от двигателей с очень низким отношением - S/D ;

д) исследованиями установлено, что величина S/D оказывает влияние на величину среднего эффективного давления P_e , с уменьшением S/D P_e снижается.

Контрольные вопросы:

1. *Что такое среднее индикаторное давление, индикаторная и эффективная мощность?*

2. *Что такое механический и эффективный КПД двигателя?*

3. *Как изменяются эффективная мощность и удельный расход топлива от режимов работы двигателя?*

4. *Какие размеры двигателя являются основными и как они влияют на его эффективность?*

10 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Под тепловым балансом двигателя внутреннего сгорания понимается распределение теплоты, вводимой в цилиндр двигателя с топливом, по видам затрат [1, 2, 7-12, 15-21].

Тепловой баланс может быть определён для реального двигателя опытным путём. Для проектируемого или модернизируемого двигателя тепловой баланс может быть приближённо составлен расчётом. При необходимости большей детализации теплового баланса невозможно обойтись без теоретических выкладок и расчётов.

Тепловой баланс идеального двигателя. Рассмотрим вначале тепловой баланс воображаемого двигателя, в котором осуществляется идеальный цикл.

На основании второго закона термодинамики только часть подведённой к рабочему телу теплоты возможно использовать для осуществления механической работы, то есть,

$$L = Q_1 - Q_2,$$

где Q_2 – теплота, отводимая в холодный источник, Дж/ч.

Таким образом, уравнение баланса теплоты идеального двигателя можно записать в следующем виде:

$$Q_1 = L + Q_2.$$

Доля теплоты Q_1 , использованной для осуществления механической работы оценивается в идеальном цикле термическим коэффициентом полезного действия η_T

$$L = \eta_T \cdot Q_1.$$

В системе координат $T - S$ (рис. 59) изображена диаграмма идеального изохорного цикла $a - c - z - b - a$. В изохорных процессах $c - z$ и $b - a$ к рабочему телу подводится и отводится соответственно теплота Q_1 и Q_2 .

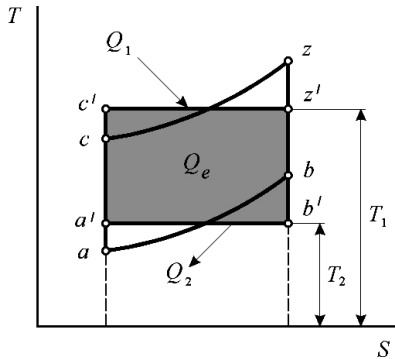


Рисунок 59 - Диаграмма идеального цикла с сообщением теплоты при $v = \text{Const}$ и эквивалентного ему цикла Карно

Заменим изохоры $c - z$ и $b - a$ эквивалентными изотермами $c' - z'$ и $b' - a'$, то есть, изотермическими процессами, в течение которых рабочему телу сообщается или отводится от него то же количество теплоты Q_1 и Q_2 . Очевидно, что для идеального цикла можно написать формулу термического КПД цикла Карно

$$\eta_T = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \quad (52)$$

где T_1 и T_2 – эквивалентные средние температуры, при которых к идеальному газу подводится и отводится от него теплоты Q_1 и Q_2 .

Поскольку температуры T_1 и T_2 практически всегда ограничены, термический КПД не может быть равен единице, то есть, только часть затраченной теплоты Q_1 может быть использована для осуществления механической работы. Это положение является одним из проявлений второго закона термодинамики [18].

На диаграмме теплового баланса двигателя (рис. 60) теплота Q_2 представляет собой потерю теплоты в холодный источник, вызванную действием второго закона термодинамики

$$Q_2 = (1 - \eta_T) \cdot Q_1.$$

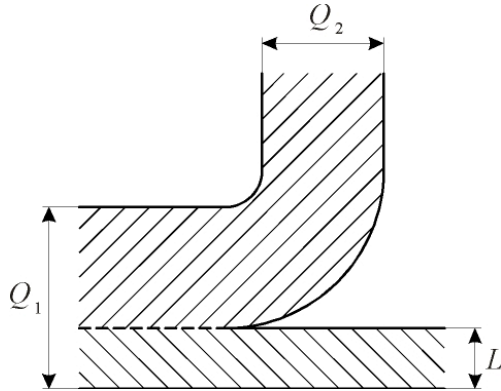


Рисунок 60 -Диаграмма теплового баланса идеального двигателя

Эта потеря принципиально может быть уменьшена согласно уравнению термического КПД цикла Карно только уменьшением отношения температур T_2/T_1 .

Тепловой баланс реального двигателя. Уравнение теплового баланса реального двигателя имеет вид

$$Q = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{н.сг}} + Q_{\text{ост}}, \quad (53)$$

где Q – теплота, вводимая в цилиндр двигателя с топливом; МДж/ч; Q_e – теплота, использованная для осуществления внешней эффективной работы; МДж/ч; $Q_{\text{охл}}$ – теплота, отведенная в систему охлаждения двигателя; МДж/ч; $Q_{\text{г}}$ – теплота, унесенная отработавшими газами; МДж/ч; $Q_{\text{н.сг}}$ – теплота, потерянная вследствие неполноты сгорания топлива; МДж/ч; $Q_{\text{ост}}$ – остаточная теплота, в которую входят трудно учитываемые тепловые потери (на лучеиспускание, часть механических потерь и др.), МДж/ч.

На диаграмме теплового баланса обозначены следующие составляющие теплового баланса реального двигателя (рис. 61):

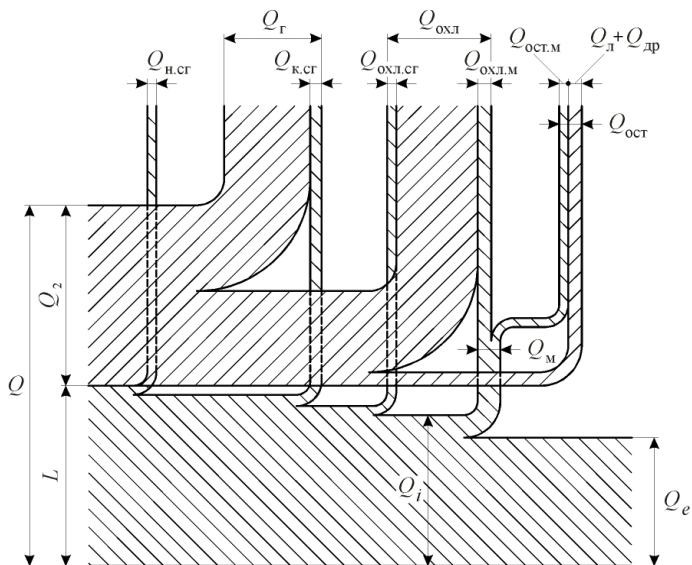


Рисунок 61 - Диаграмма теплового баланса реального двигателя (пояснения в тексте)

Q_2 – теплота, потеря которой обусловлена действием второго закона термодинамики, МДж/ч;

Q_i – теплота, эквивалентная индикаторной работе цикла, МДж/ч;

$Q_{к.сг}$ – теплота, потерянная вследствие конечной скорости сгорания, МДж/ч;

$Q_{охл.сг}$ – теплота, потерянная вследствие теплоотдачи в стенки в течение процессов сгорания и расширения, МДж/ч;

Q_i – теплота, эквивалентная индикаторной работе, МДж/ч;

Q_m – теплота механических потерь, МДж/ч;

$Q_{охл.м}$ – теплота трения, отведенная охлаждающим агентом, МДж/ч;

$Q_{ост.м}$ – теплота остальных механических потерь, МДж/ч;

$Q_l + Q_{др}$ – теплота, теряемая лучеиспусканием, и другие трудно учитываемые потери, МДж/ч.

Составляющие теплового баланса. Теплота, входящая в уравнение теплового баланса, чаще всего относится к одному часу работы двигателя.

Располагаемая теплота сгорания топлива

$$Q = H_u \cdot G_T, \text{ МДж/ч.}$$

Теплота, использованная для осуществления внешней эффективной работы

$$Q_e = \eta_e Q = \frac{3600}{g_e H_u} Q = \frac{3,6}{\frac{G_T}{N_e} H_u} = 3,6 N_e.$$

Теплота, отведённая в систему охлаждения

$$Q_{охл} = C_{охл} G_{охл} (t_{охл}^{III} - t_{охл}^I), \text{ МДж.}$$

где $C_{охл}$ – теплоёмкость охлаждающего агента, МДж/(кг.град); $G_{охл}$ – расход охлаждающего агента (вода, воздух и др.) через систему охлаждения, кг/ч; $t_{охл}^{III}$ и $t_{охл}^I$ – температуры охлаждающего агента на входе и выходе соответственно.

Теплота, унесённая отработавшими газами

$$Q_G = C_{pr} (G_B + G_T)(t_r - t_0), \text{ МДж/ч,}$$

где G_B и G_T – расходы воздуха и топлива, кг/ч; C_{pr} – теплоёмкость отработавших газов при постоянном давлении, МДж/(кг.град); t_r и t_0 – температуры, соответственно, отработавших газов на выходе из цилиндра и свежего заряда на входе в цилиндр двигателя, К.

Теплота, потерянная вследствие неполноты сгорания

$$Q_{н.сг} = \Delta H_u \cdot G_T, \text{ МДж/ч.}$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием при $\alpha < 1$

$$Q_{н.сг} = 4,13 (1 - \alpha) L_0 \cdot G_T, \text{ МДж/ч.}$$

Остаточная теплота

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{охл} + Q_G + Q_{н.сг}), \text{ МДж/ч.}$$

При помощи таблицы 3...7 иллюстрируется влияние некоторых факторов на тепловой баланс двигателей [18].

Таблица 3

Численные значения составляющих теплового баланса, %

Тип двигателя	Q_e	$Q_{охл}$	Q_G	$Q_{н.сг}$	$Q_{ост}$
Дизели	35...40	20...30	30...40	2...6	2...6
Бензиновые	26...33	15...25	30...55	2...25	5...10

Таблица 4

Влияние нагрузки на тепловой баланс дизеля

N_e , кВт	Составляющие теплового баланса, %			
	Q_e	$Q_{охл}$	Q_G	$Q_{ост}$
43,7	29,7	32,6	30,9	6,8
39,2	30,3	32,8	28,0	8,9
29,7	30,4	34,6	25,2	9,8

Таблица 5
Влияние нагрузки на тепловой баланс бензинового двигателя

Нагрузка, %	Составляющие теплового баланса, %		
	Q_e	$Q_{охл}$	$Q_{Г+Q_{ост}}$
100	33,5	26,5	40
80	34	28,2	37,8
60	34,1	21,8	34,1
40	33,5	35,5	31

Таблица 6
Влияние степени сжатия на тепловой баланс

Топливо	ϵ	Составляющие теплового баланса, %		
		Q_e	$Q_{охл}$	$Q_{Г+Q_{ост}}$
Бензин	3,8	26,1	28	45,9
	5,45	33,5	26,5	40
Этиловый спирт (95%)	3,8	26,9	24,4	48,7
	5,45	34,8	24,1	41,1
	7	38,3	23,9	37,8

Необходимо обратить внимание на то, что с увеличением ϵ резко уменьшается теплота, теряемая с отработавшими газами, а значит, уменьшается тепловая напряжённость двигателя.

Таблица 7
Влияние частоты вращения коленчатого вала на тепловой баланс дизеля

$n, \text{мин}^{-1}$	Составляющие теплового баланса, %			
	Q_e	$Q_{охл}$	$Q_{Г}$	$Q_{ост}$
1150	30,4	30,0	32,0	7,6
1250	29,7	32,6	31,0	6,7
1350	30,8	33,4	28,8	7,0

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение теплового баланса двигателя.
2. Перечислите составляющие теплового баланса двигателя.
3. Как осуществляется распределение теплоты в реальном двигателе?
4. Перечислите факторы, влияющие на тепловой баланс реального двигателя.

11 СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Удельная поршневая мощность. При анализе элементарной формулы мощности было отмечено, что стремление к уменьшению габаритов и массы двигателя может быть реализовано посредством повышения частоты вращения вала, увеличения среднего эффективного давления или за счёт того и другого. В таких случаях принято говорить, что двигатель форсируется соответственно по частоте вращения или по среднему эффективному давлению. Для оценки степени форсирования двигателя используется понятие удельной поршневой мощности [1, 2, 7-12, 15-21]:

$$N_n = \frac{N_e}{\sum F}, \text{ кВт/дм}^2, \quad (54)$$

где N_e – номинальная мощность двигателя, кВт;

$$\sum F = \frac{\pi D^2}{4} i - \text{суммарная площадь поршней, дм}^2.$$

После подстановки «развёрнутого» значения для номинальной мощности двигателя получаем

$$N_n = 10 \frac{P_e C_n}{\tau}. \quad (55)$$

Удельная поршневая мощность – это есть мощность, приходящаяся на один дм^2 площади поршня.

Среднее эффективное давление косвенно связано с величиной $p_{\text{макс}}$. Следовательно, поршневая мощность, так как она пропорциональна p_e и C_n , характеризует механическую напряжённость двигателя.

С другой стороны, среднее эффективное давление характеризует величину теплового потока через цилиндр в течение одного цикла, а величина n/τ пропорциональна числу циклов в единицу времени, следовательно, комплекс $(p_e n)/\tau$ определяет собой величину теплового потока через цилиндры двигателя в единицу времени. Таким образом, поршневая мощность в связи с тем, что она пропорциональна комплексу $(p_e n)/\tau$, характеризует теплонапряжённость двигателя (табл. 8).

- нефорсированные ($Nn < 11 \text{ кВт/дм}^2$);
- форсированные ($11 \leq Nn < 22 \text{ кВт/дм}^2$);
- высокофорсированные ($Nn \geq 22 \text{ кВт/дм}^2$).

Следует иметь в виду то обстоятельство, что в дизелях форсирование по мощности путём увеличения частоты вращения вала затруднительно в связи с ухудшением сгорания (неполнота сгорания и

затяжное сгорание).

Таблица 8

Удельная поршневая мощность двигателей

Тип двигателя	Удельная поршневая мощность N_p , кВт/дм ²
Четырёхтактные дизели (без наддува)	7,4...14,7
Двигатели с внешним смесеобразованием грузовых автомобилей и двухтактные дизели	11,0...18,4
Двигатели с внешним смесеобразованием легковых машин	14,7...22,0
Двигатели спортивных автомобилей с непосредственным впрыском топлива	44...48

Помимо этого, уменьшение диаметра цилиндра в дизелях затрудняет осуществление хорошего процесса смесеобразования (дозирование малых порций топлива, малые отверстия форсунок). Дизели поддаются форсированию увеличением pe посредством наддува.

Двигатели с внешним смесеобразованием, наоборот, легче поддаются форсированию увеличением частоты вращения, тогда как увеличению pe наддувом препятствует детонация.

Литровая мощность. Эффективная мощность, приходящаяся на один литр рабочего объёма двигателя называется литровой мощностью. Обычно приводимые данные по ней относятся к номинальному режиму.

Литровая мощность численно равна отношению мощности двигателя к суммарному рабочему объёму цилиндров (литражу)

$$N_l = \frac{N_e}{V_{hi}}. \quad (56)$$

Литраж двигателя V_{hi} равен сумме рабочих объёмов всех цилиндров двигателя.

Перепишем формулу (56) в следующем виде:

$$V_{hi} = \frac{N_e}{N_l}. \quad (57)$$

Отсюда видно, что при неизменной эффективной мощности двигателя увеличение его литровой мощности влечёт за собой уменьшение литража двигателя, а значит, его габаритов и массы, чем и определяется важное значение этого показателя, особенно для транс-

портных двигателей.

Подставляя в формулу (56) развёрнутое выражение для N_e , получаем

$$N_s = \frac{P_e n}{30\tau}. \quad (58)$$

Эта формула показывает, что литровая мощность определяется средним эффективным давлением, частотой вращения вала и тактно-стью двигателя. Произведение $P_e n$ характеризует величину сил инерции движущихся деталей и p_{\max} , поэтому N_l может рассматриваться как показатель механической напряжённости двигателя. Поскольку величина $(P_e n/\tau)$ косвенно отражает величину теплового потока через двигатель в единицу времени, постольку и N_l может рассматриваться как показатель теплонапряжённости. Следовательно, увеличение N_l связано с преодолением трудностей, возникающих при увеличении тепловых и механических нагрузок на двигатель. Среднее значение литровой мощности для массово выпускаемых двигателей находится в пределах 7,4...25,7 кВт/л. При этом меньшие значения относятся к тракторным дизелям, а большие – к двигателям с внешним смесеобразованием.

Связь между удельной поршневой и литровой мощностями.

Выведем выражение, связывающее удельную поршневую и литровую мощности.

$$N_s = \frac{N_n}{S}. \quad (59)$$

Таким образом, литровая мощность тем больше, чем меньше ход поршня, то есть, меньше размеры цилиндра.

Можно также написать

$$N_s = \frac{N_n}{\frac{S}{D} \cdot D} = \frac{N_n}{(0,6...1,4)D}.$$

Откуда видно, что при одинаковой механической и тепловой напряжённости двигателя и S/D литровая мощность зависит от диаметра цилиндра - при его уменьшении N_l увеличивается.

Из анализа приведённых соотношений следует, что при одинаковой механической и тепловой напряжённости при малых размерах цилиндра легче получить большую литровую мощность. Кроме того, N_l может служить показателем степени форсированности двигателя конкретной размерности или двигателей, имеющих одинаковые ходы поршней (при разных величинах ходов поршней сравниваемых двигателей удельная литровая мощность не может служить оценочным по-

казателем степени форсированности двигателей). Для этой цели следует пользоваться понятием удельной поршневой мощности.

Литровая и удельная масса двигателей. Сухая масса двигателя G_d , приходящаяся на один литр рабочего объёма, называется литровой массой двигателя. Она определяется делением сухой массы на литраж двигателя

$$g_l = \frac{G_d}{V_h i}. \quad (60)$$

В так называемую сухую массу двигателя не включают массы охлаждающей жидкости, масла, водяного и масляного радиаторов, выпускной трубы с глушителем, а также массы приборов.

Величина литровой массы зависит от различных показателей: удельных нагрузок на детали двигателя, качества конструкционных материалов (их прочностных характеристик, удельной массы) и совершенства конструкции.

Литровая масса есть показатель относительного конструктивно-го совершенства двигателя. При достаточной прочности и жёсткости деталей и, следовательно, надёжности и долговечности двигателя малая литровая масса говорит о совершенстве его конструкции с точки зрения количества металла, затраченного на один литр рабочего объёма.

Сухая масса двигателя, приходящаяся на один кВт номинальной мощности, называется удельной массой. Она определяется делением сухой массы на номинальную мощность двигателя

$$g_N = \frac{g_l}{N_d}. \quad (61)$$

Удельная масса двигателя является более общим показателем по сравнению с литровой массой. Удельная масса зависит не только от литровой массы, но и от литровой мощности.

Таблица 9

Средние значения g_l и g_N для массово выпускаемых отечественных автотракторных двигателей

Тип двигателя	g_l , кг/л	g_N , кг/кВт
Тракторные дизели (без наддува)	150...170	9,5...34,0
Автомобильные дизели	140...160	7,0...9,5
Автомобильные двигатели с внешним смесеобразованием	70...110	2,7...7,0

Таким образом, уменьшение удельной массы двигателя возможно путём снижения удельных нагрузок, применения высококаче-

ственных материалов, совершенствования конструкции, повышения среднего эффективного давления (например, снижением в дизелях α_d , применением наддува, повышением степени сжатия в двигателях с внешним смесеобразованием), форсирования двигателя по частоте вращения, перехода на двухтактный цикл.

Контрольные вопросы:

- 1. Дайте определение следующим параметрам: удельная поршневая мощность, литровая мощность, литровая и удельная масса двигателя.*
- 2. Какие факторы влияют на изменение удельной поршневой мощности*
- 3. Какие преимущества дает увеличение литровой мощности?*
- 4. Какие параметры двигателя характеризует литровая мощность?*
- 5. Какие факторы влияют на изменение литровой массы двигателя?*

12 ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Общие понятия о характеристиках

Назначение двигателя – производить механическую энергию, которая может быть использована для привода в действие какой-либо машины, агрегата или узла. Таким образом, приводимая двигателем в действие машина или силовая передача потребляет механическую энергию, и впредь мы будем именовать их потребителями механической энергии, или просто потребителями [1, 2, 7-12, 15-21].

В условиях эксплуатации потребителю от двигателя требуется различная мощность при разных скоростных режимах его работы. Особенно широкие пределы изменения мощности и частоты вращения вала наблюдаются при эксплуатации автомобильных и тракторных двигателей.

Нагрузка, частота вращения вала и регулировочные параметры двигателя определяются условиями эксплуатации потребителя и поэтому могут быть отнесены к основным эксплуатационным факторам.

К основным показателям работы двигателя относятся: мощность, крутящий момент, часовой и удельный расходы топлива.

Под режимами работы понимаются различные рабочие состояния двигателей, характеризующиеся определенной совокупностью их основных показателей. Обычно в качестве основных показателей, определяющих вид рабочего режима используется эффективная мощ-

ность N_e , крутящий момент M_e , частота вращения коленчатого вала двигателя n , удельный расход топлива g_e и тепловое состояние двигателя.

Если показатели, определяющие режим работы двигателя остаются в течение времени постоянными, то этот режим называется установившимся и характеризуется соотношениями:

$$\frac{dN_e}{d\tau} = 0; \quad \frac{dM_e}{d\tau} = 0; \quad \frac{dn}{d\tau} = 0.$$

В случае изменения хотя бы одного показателя режим работы двигателя становится неустойчивым.

К основным видам неустойчивого режима относятся: пуск и прогрев двигателя, разгон автомобиля, включение и выключение сцепления; переключение передач, торможение автомобиля. Отсюда следует, что неустойчивые режимы имеют место при переходе от одного рабочего состояния двигателя в другое. Этот период работы двигателя называется переходным и неустойчивые режимы характеризуются средними за период значениями показателей работы.

Работа двигателя на неустойчивом режиме сопровождается ухудшением протекания рабочего процесса, ухудшением условий смазки с увеличением трения. Все это приводит к падению мощности двигателя и ухудшению экономичности. В дизельном двигателе эти влияния сказываются меньше, чем в бензиновом.

Из сказанного следует, что при анализе работы двигателя нельзя ограничиваться изучением какого-либо одного, постоянного режима, а необходимо исследовать его работу на различных переменных режимах, встречающихся в условиях эксплуатации. В условиях эксплуатации двигателя происходит частое изменение режимов его работы и поэтому наиболее встречающиеся режимы являются неустойчивыми.

Характеристикой двигателя называется графическая зависимость основных показателей его работы от того или иного фактора. С помощью характеристики выявляется функциональная зависимость одного или многих показателей от другого, принятого в качестве независимого переменного (аргумента). Характеристики двигателя оценивают его работу, позволяют сравнивать между собой различные типы и марки двигателей, судить о качестве новых образцов, определить наилучшую эффективность его использования и назначения, давать оценку технического состояния, качества решения, результатов проведенной модернизации и рентабельности внедрения методов улучшения условий эксплуатации. Характеристики двигателей лежат в основе

определения тяговых качеств, грузоподъёмности, проходимости и скоростей движения автомобилей.

Таким образом, проектирование, изготовление, модернизация, эксплуатация и ремонт двигателей органически связаны между собой, контролируются и оцениваются характеристиками.

Характеристики получают обычно экспериментальными путями при испытании двигателя на тормозном стенде. Методика снятия характеристик регламентирована ГОСТ.

В зависимости от параметра, принятого в качестве независимого переменного, различают следующие основные характеристики: скоростные и холостого хода (независимая переменная - частота вращения n); нагрузочные (независимые переменные - среднее эффективное давление P_e или эффективная мощность N_e); регулировочные (независимые переменные - коэффициент избытка воздуха, угол опережения зажигания, температура охлаждающей жидкости и т.п.).

Совместная работа двигателя и потребителя

Особенно большое значение имеют характеристики с точки зрения совместной работы двигателя и потребителя (приводимая в действие машина или передача). Невозможно правильно подобрать двигатель к какому-либо конкретному потребителю не зная его (двигателя) характеристик. Выявлены типичная характеристика изменения максимальной мощности двигателя N_e (рис. 62) в зависимости от частоты вращения вала n и типичные кривые изменения мощности потребителя механической энергии $N_{\text{п}}$ (автомобиль, трактор) применительно к различным условиям их использования: $N^{\text{I}}_{\text{п}}$ – максимальное потребление мощности, $N^{\text{II}}_{\text{п}}$ – среднее и $N^{\text{III}}_{\text{п}}$ – малое (рис. 63) [18].

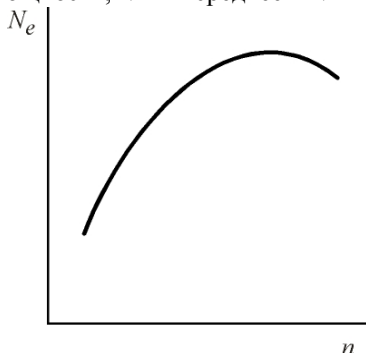


Рисунок 62 - Типичная характеристика двигателя по мощности

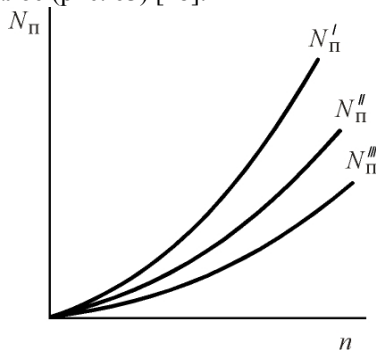


Рисунок 63 -. Типичная характеристика потребителя

Характеристика двигателя на рисунке 64 совмещена с характеристикой потребителя. Устойчивый режим работы системы «двигатель – потребитель», то есть, динамическое равновесие системы, устанавливается при равенстве мощностей. Точка a пересечения характеристик при частоте вращения n_a соответствует этому состоянию. При частоте вращения $n_1 < n_a$ мощность двигателя превышает мощность потребителя, и избыток мощности увеличивает кинетическую энергию системы, частота вращения вала системы будет повышаться до тех пор, пока не будет достигнуто состояние равенства мощностей (точка a).

Наоборот, при $n_2 > n_a$ недостаток мощности двигателя «покрывается» за счёт кинетической энергии системы, и частота вращения вала уменьшится до тех пор, пока опять не установится равенство мощностей.

Таким образом, при работе двигателя с потребителем устойчивый режим работы системы устанавливается автоматически, причём с увеличением мощности потребителя обороты уменьшаются, и наоборот [18].

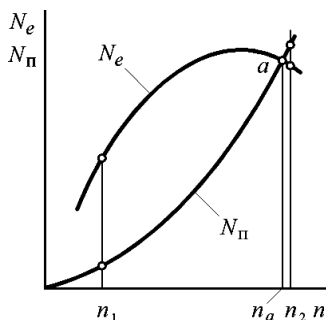


Рисунок 64 - Совмещенные характеристики двигателя и потребителя

Если мощность потребителя на каком-либо скоростном режиме уменьшается (кривая $N'_п$ на рис. 65 а), а по условиям работы желательно поддерживать частоту вращения n_a неизменной, то мощность двигателя должна быть уменьшена до нового значения $N'e$.

Точка a'' соответствует новому состоянию динамического равновесия системы. В двигателях предусмотрена возможность регулирования мощности. Регулирование величины мощности осуществляется увеличением или уменьшением подачи топлива (горючей смеси) в цилиндры двигателя. В дизелях принято регулировать подачу топлива поворотом плунжеров топливного насоса (качественное регулирова-

ние). В двигателях с внешним смесеобразованием подача горючей смеси регулируется посредством изменения положения дроссельной заслонки, поворотом её (количественное регулирование) [18].

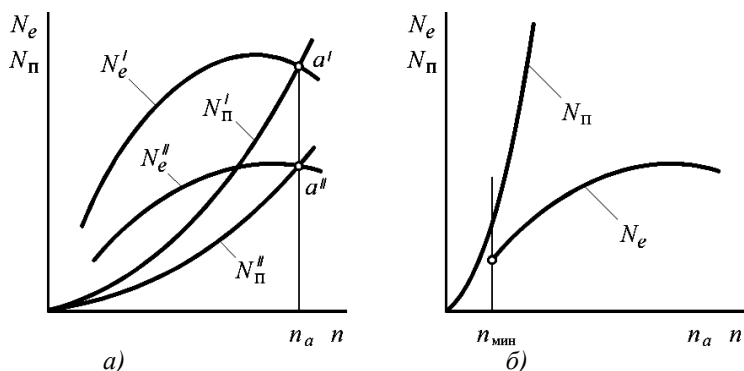


Рисунок 65 - Совмещённые характеристики двигателя и потребителя:

а) – уменьшение мощностей двигателя и потребителя при постоянной частоте вращения; б) – мощность потребителя больше мощности двигателя (заглохание двигателя)

Если мощность потребителя на рассматриваемом скоростном режиме увеличивается и достигает значений, превышающих значения мощности, развиваемой двигателем (кривая N_{Π} на рис. 65 б), то совместная работа двигателя и потребителя становится невозможной, так как двигатель на всех скоростных режимах развивает мощность меньшую, чем требуется потребителю. В этом случае частота вращения вала системы прогрессивно уменьшается до полной остановки двигателя (двигатель останавливается).

Анализ вопроса совместной работы двигателя с потребителем показывает, насколько важно иметь ясное представление о характеристике двигателя.

Скоростные характеристики двигателей

Скоростными характеристиками двигателя называют графическую зависимость мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Скоростные характеристики снимаются при постоянном положении топливрегулирующих органов (дроссельной заслонки и рейки топливного насоса), являясь основными характеристиками автомо-

бильных двигателей и служат для оценки эксплуатационных свойств двигателя при различных условиях работы автомобиля. С помощью этих характеристик проводится тяговой и динамический расчет автомобиля и определяются наиболее оптимальные режимы загрузки из условия мощности двигателя и его экономичности. На скоростной характеристике (рис. 66) можно отметить следующие характерные режимы:

n_{min} - минимальная устойчивая частота вращения под нагрузкой (600...1000 мин⁻¹ - для бензиновых двигателей, 250...800 мин⁻¹ - для дизелей);

$n_{M_{max}}$ - частота вращения, соответствующая максимальному значению крутящего момента двигателя;

$n_{g_e min}$ - частота, соответствующая минимальному удельному расходу топлива;

$n_{N_e max}$ - частота максимальной мощности двигателя.

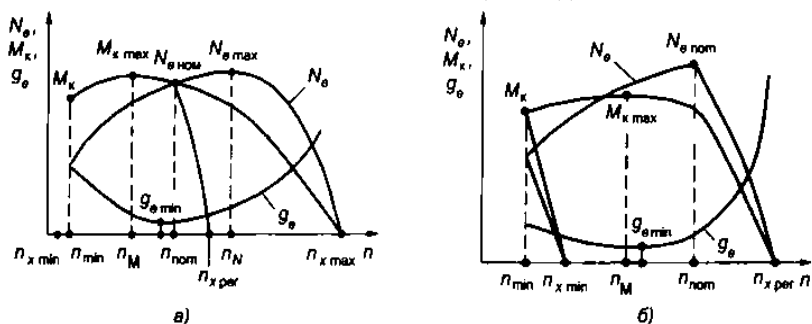


Рисунок 66 - Скоростная характеристика:

а - бензинового двигателя; б - дизеля

По скоростной характеристике двигателя можно оценить устойчивость его работы по коэффициенту приспособляемости. Отношение

$$K_M = \frac{M_{max}}{M_H}, \tag{62}$$

называется **коэффициентом приспособляемости двигателя к внешней нагрузке по крутящему моменту**. Коэффициент приспособляемости по моменту характеризует свойство двигателя преодолевать возросший момент сопротивления без необходимости включения низшей передачи. K_M является важным показателем работы двигателя. Он показывает, во сколько раз увеличивается крутящий момент двигателя при уменьшении частоты вращения от n_H до n_M под влиянием возрос-

шего момента сопротивления [1, 2, 7-12, 15-21].

Двигатели с внешним смесеобразованием характеризуются большим значением K_M . Для тракторных и автомобильных двигателей коэффициент приспособляемости по моменту K_M колеблется в пределах от 1,07 до 1,15 для дизелей и от 1,2 до 1,35 – для двигателей с внешним смесеобразованием. Изменением регулировки топливного насоса и специальной настройкой турбонагнетателя в дизелях могут быть достигнуты более высокие значения K_M . Так, например, может быть достигнут $K_M=1,5$.

Отношение

$$K_n = \frac{n_H}{n_M}, \quad (63)$$

называется *коэффициентом приспособляемости двигателя к внешней нагрузке по частоте вращения*. Этот коэффициент показывает, во сколько раз уменьшается частота вращения вала двигателя под воздействием возросшего момента сопротивления при изменении крутящего момента двигателя от M_H до M_{\max} . Следовательно, коэффициент приспособляемости по частоте вращения оценивает потерю скорости транспортной машины при тех же условиях и неизменном передаточном числе силовой передачи.

Двигатели с внешним смесеобразованием по сравнению с дизелями характеризуются большими значениями K_n . Для автотракторных двигателей этот коэффициент находится в пределах от 1,2 до 1,6 для дизелей и от 1,5 до 2,5 – для двигателей с внешним смесеобразованием. На основании опытных данных для двигателей типа ЗМЗ-53, ЗИЛ-508, ЗИЛ-117, «Форд» и некоторых других с рабочим объемом 9 л можно принять эмпирическую связь между параметрами K_n и K_M

$$K_n = \frac{0,75}{1,65 - K_M}.$$

Таким образом, чем больше K_M тем больше K_n .

Связь между коэффициентами приспособляемости по моменту и частоте вращения можно представить в виде

$$K_M = 1,65 - 0,75 \frac{1}{K_n}.$$

Увеличение коэффициента приспособляемости по моменту улучшает тяговую характеристику транспортной машины. Для городского автобуса требуются высокие ускорения при трогании с места и

малое число переключений передач. Этого можно достичь с двигателем обладающим высоким коэффициентом приспособляемости по моменту. При этом условии число передач может быть небольшим.

Для загородного автобуса требуется высокая средняя скорость. Поэтому падение оборотов (скорости) при возрастании сопротивления дороги не должно быть большим, то есть, коэффициент приспособляемости по частоте вращения должен быть меньше. В противном случае будет наблюдаться потеря скорости при увеличении сопротивления дороги.

Коэффициент приспособляемости по частоте вращения K_n имеет большое значение для процесса разгона машинно-тракторного агрегата. При трогании с места вследствие увеличения нагрузки происходит уменьшение оборотов вала двигателя, причём тем большее, чем больше масса машинно-тракторного агрегата.

Скоростная характеристика (рис. 67а, 68а), снятая при положениях дроссельной заслонки или рейки топливного насоса, соответствующих подаче топлива при максимальной мощности, называется внешней скоростной характеристикой. Внешняя характеристика указывает на границу возможной работы двигателя: выше кривых *a* (рис. 67 и 68) двигатель работать не может.

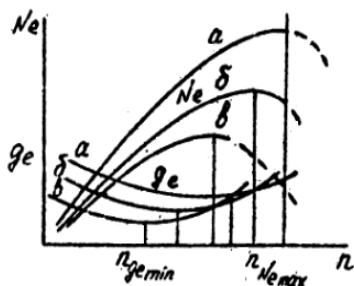


Рисунок 67 - Внешняя (а) и частичные (б, в) характеристики бензинового двигателя

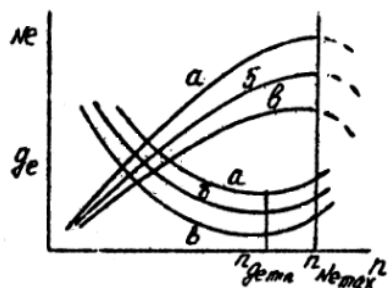


Рисунок 68 - Внешняя (а) и частичные (б, в) характеристики дизельного двигателя

Характеристики (рис. 67б, 68б,в), снятые при любом промежуточном положении топливо-регулирующих органах называются частичными. Частичных характеристик может быть неограниченное количество, а внешняя характеристика при данной регулировке топливо-регулирующих органов - только одна.

Минимальный удельный расход топлива на внешних характе-

ристиком получается на средних нагрузках. В связи с тем, что автомобиль в условиях эксплуатации основное время (70...60%) работает на средних нагрузках (60...70% от N_e), то использование этого положения позволяет улучшить эксплуатационную экономичность автомобиля.

Максимум мощности на частичных характеристиках для бензиновых и газовых двигателей сдвигается в сторону меньших частот вращения. Это происходит из-за увеличения сопротивления на впуске при прикрытии дроссельной заслонки, приводящем к ухудшению наполнения цилиндра свежим зарядом и увеличению механических потерь.

В дизельном двигателе, из-за качественного регулирования смеси не происходит смещения максимума мощности на частичных нагрузках в сторону меньшей частоты вращения (рис. 68б,в).

Минимальный удельный расход на частичных характеристиках для бензиновых и газовых двигателей смещается влево, аналогично смещению максимума мощности, а для дизелей - остается на одном режиме - минимального удельного расхода топлива для всех характеристик.

Если на скоростную характеристику нанести кривую изменения часового расхода топлива от частоты вращения на холостом ходу, то получим характеристику холостого хода двигателя (рис. 66а). Характеристику холостого хода снимают при изменении положения дроссельной заслонки и хода рейки. В бензиновом двигателе начальную точку этой характеристики снимают при прикрытой до упора дроссельной заслонке, а в дизеле - при положении рейки, обеспечивающее наименьшую устойчивую частоту вращения при работе двигателя с регулятором.

Характеристики холостого хода используются для регулировки карбюратора на минимальную частоту вращения на холостом ходу и установки упора пружины регулятора у дизелей.

Характеристика холостого хода позволяет оценить способность двигателя воспринимать нагрузку, и определять механический КПД двигателя. Удовлетворительной следует считать характеристику, при которой часовой расход топлива плавно увеличивается с повышением частоты вращения. При такой характеристике возможен сравнительно быстрый переход двигателя с холостого хода на нагрузочный режим.

Нагрузочные характеристики

Частичные скоростные характеристики позволяют оценить изменение показателей работы двигателя в зависимости от частоты вращения при постоянном положении топливно-регулирующих органов, т.е. они фиксируют только один режим для каждого положения дрос-

сельной заслонки или рейки топливного насоса. В условиях эксплуатации автомобиля при каждом положении топливно-регулирующих органов нагрузка двигателя может изменяться от холостого хода до максимальной мощности. Поэтому для выявления изменения показателей работы двигателя на различных нагрузках при постоянной частоте вращения снимают нагрузочные характеристики. Нагрузочная характеристика представляет зависимость часового и удельного расходов топлива от нагрузки двигателя (рис. 69, 70) и служит для оценки топливной экономичности, износостойкости и токсичности двигателя при разной степени его нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя [1, 2, 7-12, 15-21].

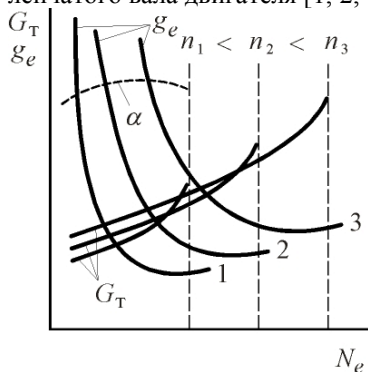


Рисунок 69 - Нагрузочные характеристики двигателя с внешним смесеобразованием

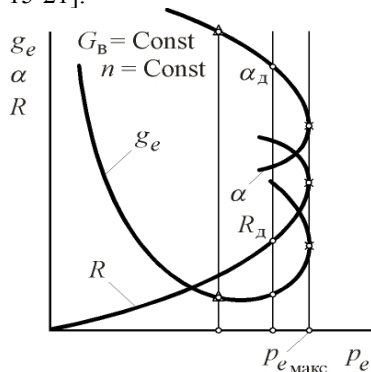


Рисунок 70 - Нагрузочные характеристики дизеля

Нагрузочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием (например, карбюраторного) снимается посредством регулирования количества подаваемой горючей смеси в цилиндры двигателя при неизменной частоте вращения и оптимальном угле опережения зажигания. Изменение количества подаваемой горючей смеси осуществляется поворотом дроссельной заслонки, а постоянство частоты вращения достигается соответствующим изменением момента сопротивления нагрузочного устройства.

Так как двигатель при эксплуатации работает в широком диапазоне частот вращения, то с двигателя снимают не одну, а несколько нагрузочных характеристик (n_1, n_2, n_3). Точки характеристики, снятые при полной подаче топлива, соответствуют условиям работы двигателя по скоростной характеристике при максимальной мощности.

Нагрузочная характеристика дизеля снимается посредством

изменения количества подаваемого в цилиндры двигателя топлива при сохранении неизменной частоты вращения вала. Изменение количества подаваемого топлива осуществляется перемещением рейки топливного насоса, а постоянство оборотов обеспечивается изменением момента сопротивления нагрузочного устройства.

Анализ изменения удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки показывает, что при холостом ходе $N_e=0$, а $g_c=$ бесконечности.

По мере уменьшения частоты вращения от n_1 к n_3 минимальный удельный расход сдвигается влево, достигает минимального значения при n_2 и затем начинает увеличиваться при n_3 , из-за ухудшения рабочего процесса вследствие уменьшения наполнения цилиндров и увеличения остаточных газов при значительном прикрытии дроссельной заслонки в карбюраторном двигателе и чрезмерного обогащения смеси в дизеле.

Регулировочные характеристики

Для определения условий, при которых получают оптимальные показатели двигателя, снимают регулировочные характеристики. В качестве независимой переменной (аргумента) в данных характеристиках может использоваться любой параметр двигателя: состав смеси, давление впрыска топлива форсункой, угол опережения зажигания или впрыска топлива форсункой, давление масла, температура охлаждающей жидкости и масла и т.д. Получаемые изменения данных параметров двигателя позволяют выбрать наиболее выгодный режим эксплуатации двигателя при максимуме мощности и минимуме удельного расхода топлива [1, 2, 7-12, 15-21].

Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием по составу смеси. Зависимость мощности и удельного расхода топлива, а также других показателей от качественного состава смеси, определяемого коэффициентом избытка воздуха либо от массового часового расхода топлива при полностью открытой дроссельной заслонке, постоянной частоте вращения вала и оптимальном угле опережения зажигания называется регулировочной характеристикой по составу смеси – рисунок 71.

Для любых численных значений расхода топлива расход воздуха применительно к характеристике по составу смеси остаётся величиной постоянной, так как остаётся неизменной частота вращения. Изменение массового расхода топлива производится регулировкой проходного сечения жиклёров, изменением продолжительности или давления впрыскивания (для двигателей с впрыскиванием топлива), а

также изменением давления в поплавковой камере карбюратора (для карбюраторных двигателей).

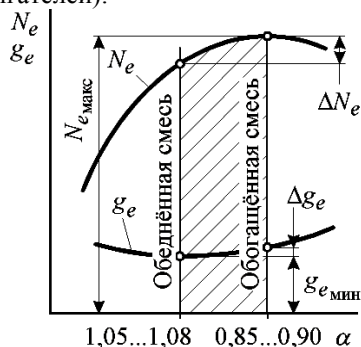


Рисунок 71 - Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием (карбюраторного) по составу смеси

Уменьшение мощности и увеличение удельного эффективного расхода топлива (для случая, когда регулировочная характеристика снимается при частоте вращения составляющей примерно 75 % от номинальной) относительно их экстремальных значений (рис. 71) определяются соотношениями $\Delta N_e \approx 10 \dots 15 \%$ от $N_{e\text{макс}}$; $\Delta g_e \approx 10 \dots 20 \%$ от $g_{e\text{мин}}$.

Экстремальные значения N_e и g_e всегда получаются при разных значениях коэффициента избытка воздуха. Область целесообразного регулирования состава смеси на рисунке 71 отмечена штриховкой.

Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием по углу опережения зажигания.

Зависимость мощности, удельного расхода топлива и других параметров от угла опережения зажигания при постоянной частоте вращения, неизменном положении дроссельной заслонки и неизменном качественном составе горючей смеси называется регулировочной характеристикой по углу опережения зажигания – рисунок 72.

Часовой расход топлива G_t при этом остаётся постоянным, поэтому экстремальные значения мощности и удельного расхода топлива достигаются при одном и том же угле опережения зажигания θ_{opt} , который называется оптимальным. Оптимальным с точки зрения получения наилучших мощностных и экономических показателей.

В реальных условиях использования двигателей при назначении угла опережения зажигания необходимо учитывать (и учитываются) также и другие обстоятельства. Например, токсичность ОГ, уровень $r_{макс}$ и т. п.

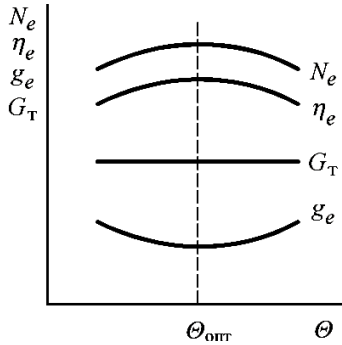


Рисунок 72 - Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием по углу опережения зажигания

Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения подачи топлива. Зависимость показателей работы двигателя от угла опережения подачи топлива при неизменном положении рейки топливного насоса и неизменной частоте вращения вала называется регулировочной характеристикой дизеля по углу опережения подачи топлива (рис. 73).

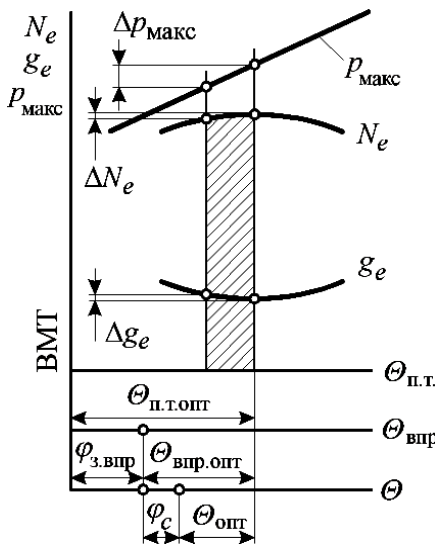


Рисунок 73 - Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения подачи топлива

Угол опережения подачи топлива $\theta_{ПТ}$ включает в себя период задержки впрыска $\phi_{ЭВПР}$, период задержки воспламенения ϕ_C и угол опережения воспламенения θ

$$\theta_{ПТ} = \phi_{ЭВПР} + \phi_C + \theta.$$

При эксплуатации дизелей в зимнее и летнее время требуются разные значения $\theta_{ПТ}$, поэтому на двигатели, как правило, устанавливается муфта «зима – лето», позволяющая изменять величину $\theta_{ПТ}$.

Некоторые дизели имеют автоматическое устройство изменения $\theta_{пт}$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. С целью уменьшения p_{\max} и Δp_{\max} пределы целесообразного регулирования углов опережения подачи топлива (на рис. 73 эти пределы отмечены штриховкой) смещаются в сторону уменьшения численных значений $\theta_{пт}$ от оптимальных.

Регулирование режимов работы двигателя

В процессе работы двигателя происходит частое и значительное изменение внешней нагрузки в связи с изменением сопротивлений автомобилю в процессе движения. При неизменном положении топливо-регулирующего органа изменение нагрузки приводит к соответствующему изменению частоты вращения, которое в ряде случаев может выходить за допустимые пределы вызывая нарушение рабочего процесса с остановкой двигателя или повышенным дымлением. Для предотвращения этого необходимо одновременно с изменением нагрузки изменять и величину подачи топлива за счет изменения положения рейки топливного насоса в дизелях, или дроссельной заслонки в карбюраторном двигателе. В простейшем случае, при незначительных резких изменениях нагрузки, это может осуществляться водителями. Однако в случаях частых и резких изменений нагрузок такое регулирование вызывает утомляемость водителя и имеет недостаточную точность. Поэтому для поддержания частоты вращения коленчатого вала двигателей в допустимых пределах применяют регуляторы частоты вращения. Под регуляторами понимают такие автоматические устройства, которые воспринимают отклонение частоты вращения от заданного значения и, воздействуя на органы управления подачи топлива, ограничивают возникновение отклонения и обеспечивают удовлетворительную работу двигателя.

Между крутящим моментом двигателя $M_{кр}$ и моментом сопротивления M_c существуют определенные соотношения характеризующие устойчивость скоростного режима двигателя при изменении внешних сопротивлений. Возможны два основных соотношения (рис. 74а,б).

Если в силу каких-либо причин частота вращения n изменилась до n_1 , то в случае (рис. 74) момент сопротивления M_c становится меньше крутящего момента двигателя, двигатель повышает частоту вращения до устойчивой величины n . При увеличении n до n_3 момент сопротивления становится больше крутящего момента двигателя, поэтому частота вращения будет снижаться и возвращаться в исходное устойчивое положение.

Таким образом, в случае (рис. 74а) двигатель при нарушении скоростного режима будет сам восстанавливать режим работы. Такая работа двигателя называется устойчивой и используется в карбюраторном двигателе.

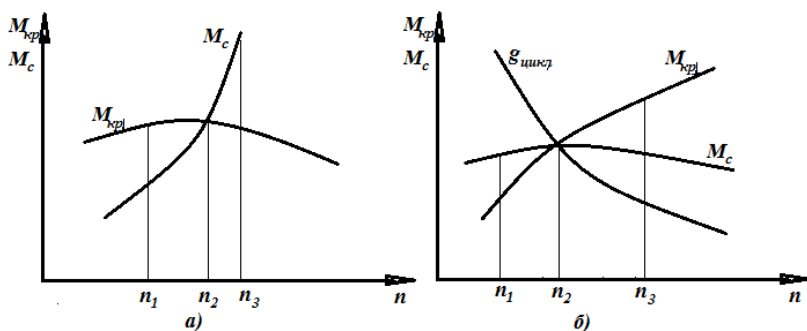


Рисунок 74 - Устойчивая (а) и неустойчивая (б) работа двигателя. Точки пересечения $M_{кр}$ и M_c в обоих случаях определяют устойчивую работу двигателя при частота вращения n

Повышенное сопротивление на впуске в карбюраторном двигателе позволяет работать без регулятора максимальной частоты вращения коленчатого вала. Однако при использовании мощных карбюраторных двигателей на грузовых автомобилях применяются ограничители вращения для предотвращения возможного превышения допустимой скорости движения автомобиля при работе его с недогрузкой, когда запас мощности двигателя оказывается достаточно большим.

Во втором случае (рис. 74б) при уменьшении n до n_1 , $M_c > M_{кр}$, что вызывает дальнейшее падение n вплоть до остановки. При увеличении n до n_3 создается избыток крутящего момента двигателя над моментом сопротивления, в результате чего частота увеличивается до разнородных величин. Такая работа двигателя называется неустойчивой и имеет место в дизельных двигателях.

Для устранения неустойчивой работы дизельного двигателя необходимо устанавливать регулятор, ограничивающий верхний и нижний пределы частоты вращения. Регулятор, воздействуя на рейку топливного насоса, изменяет величину цикловой подачи топлива (рис. 74б) так, что увеличение подачи топлива в зоне меньших частот вращения вызывает рост крутящего момента до M_c и даже выше. Уменьшение подачи топлива в зоне $n > n_2$ вызывает снижение крутящего момента. Все это обеспечивает устойчивую работу двигателя.

Условия работы двигателя могут характеризоваться необходимостью сохранения частоты вращения вала при меняющейся нагрузке (работа на генератор электрической энергии, на тракторах, комбайнах и т. д.).

Регулятор имеет назначение поддерживать постоянство заданного скоростного режима работы двигателя при всех возможных нагрузках.

Изменение показателей работы, вызываемое действием регулятора под влиянием переменной нагрузки на двигатель, называется регуляторной характеристикой. Очевидно, что машины могут работать оптимально при вполне определённых скоростях. С другой стороны, нагрузка также зависит от ряда причин. Отсюда требование: регулятор должен обеспечить в необходимых случаях сохранение неизменным скоростного режима независимо от нагрузки.

В зависимости от числа фиксируемых скоростных режимов, которые возможно осуществить в двигателе применением конкретного регулятора, их (регуляторы) можно подразделить на однорежимные (предельные), двухрежимные и многорежимные.

Однорежимный регулятор (рис. 75), обеспечивает при изменении нагрузки в широком диапазоне (например, мощность потребителя меняется от $N_{п}'''$ до $N_{п}'$ – см. рис. 75) устойчивую работу двигателя при практически постоянной частоте вращения вала, ограничивает максимальную частоту вращения вала двигателя при отсутствии нагрузки.

При этом возможна работа двигателя и по безрегуляторной ветви характеристики при $n < n_n$, если это будет обусловлено характером изменения мощности (или момента) потребителя.

Недостаток таких регуляторов состоит в том, что они обеспечивают в условиях меняющейся нагрузки реализацию только одного скоростного режима.

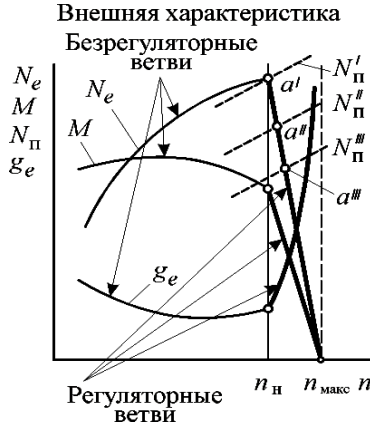


Рисунок 75 - Скоростная характеристика дизеля с однорежимным регулятором

Двухрежимный регулятор реализует функции однорежимного регулятора и, кроме того, обеспечивает устойчивую работу двигателя при минимальной частоте вращения коленчатого вала с изменением нагрузки в определённом диапазоне (рис. 76). Оба скоростных режима задаются оператором.



Рисунок 76 - Внешняя и частичные скоростные характеристики дизеля, снабжённого двухрежимным регулятором

На рисунке 76 обозначено следующее: $n_{\text{мин}}$ – минимальная рабочая частота вращения – наименьшая частота вращения вала при устойчивой работе двигателя по внешней скоростной характеристике в течение не менее 10 минут; $n_{\text{хх}}$ – минимальная частота вращения – наименьшая частота вращения вала при работе двигателя вхолостую, когда рычаг управления подачей топлива установлен на «наименьший скоростной режим».

Всережимный регулятор обеспечивает выполнение требований для одно- и двухрежимного регуляторов и, кроме того:

а) обеспечивает реализацию любого заданного скоростного режима при изменении нагрузки в широком диапазоне, что даёт возможность эксплуатировать трактор, комбайн или другую рабочую машину на оптимальных скоростях;

б) позволяет при недогрузке двигателя переходить на более выгодную пониженную частоту вращения вала, сохраняя неизменным скоростной режим работы машинного агрегата (за счёт манипулирования переключением передач), что сопряжено с уменьшением удельного эффективного расхода топлива и с увеличением срока службы двигателя (рис. 77).

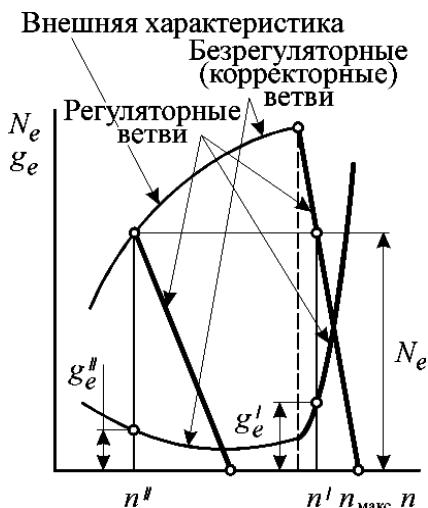


Рисунок 77 - Скоростные характеристики дизеля (для двух скоростных режимов), снабжённого всережимным регулятором

Поясним характер изменения удельного эффективного расхода топлива при переходе на пониженный скоростной режим.

$$g_e = \frac{3600}{\eta_i \eta_M H_u} = \frac{3600}{\eta_i H_u} \cdot \frac{N_e + N_M}{N_e}. \quad (64)$$

Можно принять, что при уменьшении оборотов индикаторный КПД η_i несколько увеличивается, особенно в дизелях, и значительно уменьшаются механические потери ($N''_M < N'_M$). Следовательно, снижается также g_e ($g_e' < g_e''$, см. рис.).

Второе преимущество – меньший износ подшипников и других деталей.

Как уже отмечалось, необходимая скорость трактора или комбайна для сохранения производительности машинного агрегата устанавливается соответствующим передаточным числом с помощью коробки передач.

Внешняя скоростная характеристика двигателя постоянной мощности. Двигатель постоянной мощности (ДПМ) обладает той особенностью, что его крутящий момент при работе по внешней скоростной характеристике является гиперболической функцией от частоты вращения (рис. 78).

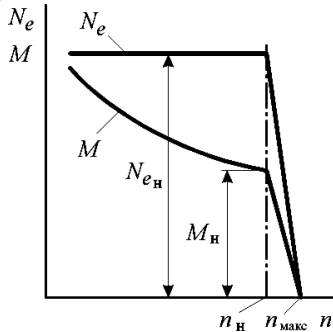


Рисунок 78 - Внешняя скоростная характеристика двигателя постоянной мощности

Характер изменения крутящего момента позволяет заключить, что такой двигатель обладает высокой приспособляемостью к нагрузке (имеет высокий K_M), что имеет большое значение для класса тяговых машин (например, бульдозеров).

Контрольные вопросы:

1. Перечислите основные показатели работы двигателя.
2. Дайте определение понятиям устойчивая и неустойчивая работа двигателя.

3. *Расскажите как осуществляется подбор двигателя к потребителю.*
4. *Что такое скоростная характеристика двигателя, как их получают и для чего они предназначены?*
5. *Какие коэффициенты приспособляемости существуют и что они характеризуют?*
6. *Что такое нагрузочная характеристика двигателя, как их получают и для чего они предназначены?*
7. *Что такое регулировочная характеристика двигателя, как их получают и для чего они предназначены?*
8. *Как осуществляется регулирование режимов работы двигателя?*
9. *Какие типы регуляторов режимов применяют в современных двигателях?*

13 УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Развитие автомобильных двигателей идет по пути повышения мощности, экономичности, уменьшения габаритных размеров, снижения массы и увеличения срока службы. Для выявления возможных путей повышения мощности двигателя используется уравнение:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120}. \quad (65)$$

Из уравнения следует, что мощность можно повысить за счет увеличения среднего индикаторного давления P_i характеризующего для данного двигателя величину индикаторной работы L_i получившейся в цилиндре в результате сгорания топлива H_u . Отсюда следует, что для увеличения P_i необходимо, в первую очередь, увеличить подачу топлива G_T . Но как известно из теорий горения, для обеспечения полного сгорания топлива необходимо соблюдение подачи соответствующей порции воздуха. В связи с тем, что размеры цилиндра в данном случае остаются неизменными, увеличение весового наполнения его можно обеспечить повышением плотности воздуха за счет сжатия в специальном компрессоре. Такой метод повышения мощности двигателя называется наддувом. На автомобильных двигателях применяется газотурбинный наддув.

Совокупность элементов турбины и компрессора в общем корпусе называется турбокомпрессором.

Суммарная масса турбокомпрессора не превышает 8 % массы

двигателя при частоте вращения роторов на минимальном режиме двигателя 150000...200000 мин⁻¹.

Подвод отработавших газов к турбине может осуществляться как отдельно от каждого цилиндра, так и от общего трубопровода.

В первом случае давление газов перед турбиной изменяется в широком диапазоне в зависимости от величины открытия выпускного клапана и положения поршня при выпуске. Такой вид наддува называется импульсивным.

Во втором случае колебания давления газов от отдельных цилиндров выравниваются в общем трубопроводе, поэтому процесс подвода газов к турбине происходит изобарно. Каждая система имеет свои преимущества и недостатки. В большинстве случаев импульсивная система обеспечивает минимальные потери энергии отработавших газов, поэтому она получила значительное распространение на дизелях. Основным её преимуществом является быстрое реагирование системы на резкое изменение нагрузки. К недостаткам системы относится снижение кпд турбины на 10...15 % из-за нестационарности потока и парциального подвода газов.

К положительным сторонам изобарного наддува относится снижение динамических потерь газов в трубопроводе и турбине, что приводит к улучшению работы и увеличению кпд. На автомобильных двигателях обычно используется система подвода газа к турбине, в которой одна группа цилиндров работает при импульсивном наддуве, а другая - при изобарном.

Применение газотурбинного наддува позволяет за счёт использования энергии отработавших газов повысить мощность двигателя на 35...40 % при улучшении экономичности на 4...6 %. Данный вид наддува можно использовать на всех двигателях. Увеличение мощности зависит от давления воздуха в компрессоре. В дизелях увеличение мощности ограничивается тепловыми и механическими нагрузками на детали кривошипно-шатунного механизма, что вынуждает снизить степень сжатия до 14..15 единиц. В бензиновом двигателе увеличение мощности ограничивается опасностью возникновения детонации, что также вызывает необходимость уменьшения степени сжатия. Размещение компрессора в карбюраторном двигателе может быть как перед карбюратором, так и за ним. В первом случае в компрессоре происходит сжатие воздуха, а во втором случае - горючей смеси. При размещении компрессора до карбюратора последний находится под давлением, а поэтому должен быть герметичным и иметь уменьшенные размеры. Запуск двигателя облегчен, так как температура воздуха, выходящего из компрессора, повышается.

Названные недостатки рассмотренных схем наддува послужили причиной создания других, в частности, комбинированных схем наддува. Рассмотрим некоторые из них.

На рисунке 79 показана схема, в которой газовая турбина и нагнетатель имеют механическую связь с поршневым двигателем, причём эта связь реализуется различными способами. В одном случае турбина и компрессор разобщены между собой (каждый из агрегатов имеет свою, обособленную связь с двигателем). В другом – турбоагнетатель механически связан с коленчатым валом [18].

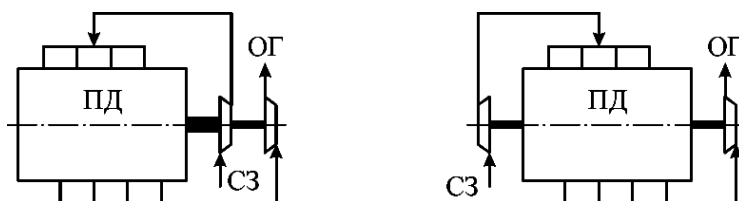


Рисунок 79 - Схемы наддува с механической связью компрессора и турбины с двигателем

Применение таких схем позволяет fuller использовать энергию выпускных газов (мощность турбины передается на двигатель). Производительность нагнетателя и давление наддува при использовании такой схемы не зависят от параметров рабочего тела на входе в турбину. Они определяются частотой вращения колеса компрессора.

Благодаря наличию механической связи компрессора с коленчатым валом двигателя такие установки обладают хорошими пусковыми качествами и хорошей приёмистостью. Их недостаток – конструктивная сложность.

Комбинированный наддув. Известны схемы наддува, в которых для повышения плотности подаваемого в цилиндр заряда одновременно используются компрессор с механическим приводом и компрессор, имеющий привод от газовой турбины. В таком случае наддув осуществляется посредством параллельной подачи сжатого заряда во впускной трубопровод (рис. 80), либо последовательной (ступенчатой рис. 81).

Применение двухступенчатого наддува позволяет реализовать высокие показатели, и улучшает приёмистость двигателя. Но всё количество подаваемого заряда последовательно проходит через рабочие полости каждого из компрессоров.

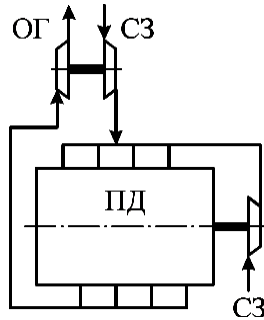


Рисунок 80 - Схема комбинированного наддува с параллельным сжатием заряда

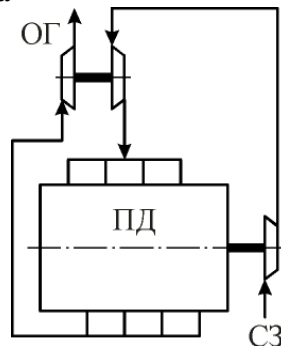


Рисунок 81 - Схема комбинированного наддува с последовательным (двухступенчатым) сжатием заряда

Это обстоятельство накладывает определённые требования к размерам их колёс.

При параллельной схеме наддува в каждом из нагнетателей сжимается и подаётся во впускной трубопровод лишь часть от подаваемого в цилиндр воздушного заряда. Это обуславливает меньшие размеры колёс нагнетателей.

Сжатие свежего заряда в компрессоре приводит к существенному росту его температуры (особенно при высоких степенях наддува). Поэтому для понижения температуры заряда применяют охладители. Отметим, что охлаждение заряда может быть осуществлено и внутри цилиндров двигателя (например, впрыскиванием воды).

Вместе с тем применение наддува вызывает необходимость решения ряда проблем, таких как повышение давления и температура газов при сгорании сопровождается увеличением выброса окислов азота.

Рабочий объем обуславливает практически пропорциональное изменение веса заряда, поступающего в цилиндры, что соответственно сказывается на мощности двигателя.

Из уравнения

$$V_n = V_h \cdot i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot i.$$

следует, что литраж двигателя может быть изменен за счёт диаметр цилиндра, хода поршня S и числа цилиндров i .

Увеличение диаметра цилиндра положительно влияет на рабочий процесс двигателя. В случае изменения D площадь теплопередачи изменяется пропорционально D^2 , а количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива - пропорционально D^3 . Поэтому относительная теплоотдача от газов в стенки в двигателях с большей размерностью снижается, что увеличивает использование теплоты.

В цилиндре большей размерности уменьшается относительная утечка заряда через поршневые кольца и улучшаются условия организации вихревого движения заряда.

Однако с увеличением D увеличивается масса шатунно-поршневой группы, что вызывает значительный рост сил инерции. Снижение теплоотдачи в стенки и увеличение пути пламени от искры до стенок цилиндров создают благоприятные условия для возникновения детонации.

В дизельных двигателях при увеличении D ухудшаются условия смесеобразования в наиболее удаленных зонах. Исходя из рассмотренных факторов диаметры современных двигателей ограничиваются величинами - 130...110 мм для карбюраторных двигателей и 105...145 мм для дизелей.

С увеличением хода поршня увеличивается его средняя скорость и механические потери.

Таким образом, к двигателю одновременно предъявляются противоположные требования - большой рабочий объём цилиндра и короткий ход поршня. Компромиссное решение - увеличение количества цилиндров.

Число цилиндров выбирают исходя из уравновешенности двигателя, равномерности крутящего момента и хода двигателя. Исходя из этого, современные двигатели имеют четырехцилиндровые модели с рядным расположением цилиндров и 6, 8 и 12 цилиндровые модели с V-образным расположением цилиндров. Дальнейшее увеличение числа цилиндров излишне удорожает двигатель и не может считаться рациональным.

Повышение частоты вращения. Теоретически повышение должно бы вызвать пропорциональное увеличение мощности. Практически этого не происходит из-за увеличения сопротивления на впуске, уменьшения кпд и роста механических потерь. Максимум мощности при повышении скоростного режима достигается при условии максимального значения индикаторного и механического кпд. Вследствие значительных трудностей, возникающих при повышении частоты вращения быстроходных современных автомобильных двигателей, в настоящее время она повышается довольно медленно и лежит в пределах 4300...6000 мин⁻¹ для двигателей легковых автомобилей; 3000...3500 мин⁻¹ - для карбюраторных двигателей грузовых автомобилей и 2100...2800 мин⁻¹ для дизельных двигателей грузовых автомобилей.

Улучшение экономичности двигателей

Экономия расхода топлива в условия сокращения добычи нефти и производства жидких топлив принимает в настоящее время актуальное значение. Все работы по совершенствованию рабочих процессов и конструкции двигателей должны быть направлены на решение вопросов улучшения экономичности работы двигателя. В вопросах улучшения экономичности двигателей можно наметить следующие основные направления [1, 2, 7-12, 15-21]:

- применение новых термодинамических циклов в двигателях внутреннего сгорания;
- замена одних типов двигателей другими;
- совершенствование конструкции двигателя;
- снижение механических потерь;
- повышение термодинамического кпд;
- управление моментом времени открытия клапанов;
- изменение систем регулировки топливной смеси;
- соблюдение регулировочных параметров в процессе эксплуатации и поддержание двигателя в нормальном техническом состоянии.

Двигатели внутреннего сгорания имеют сравнительно низкий индикаторный кпд ($\eta_i = 0,30 \dots 0,50$). Это происходит отчасти из-за отвода большого количества теплоты с отработавшими газами. Для использования теплоты отработанных газов может быть использован цикл Ренкена, в котором газы нагревают легкоиспаряющуюся жидкость и образующиеся пары подаются в турбину. Использование данного цикла фирмой MAN (США) позволило повысить мощность двигателя на 40 кВт и улучшить экономичность на 19 %. Применение дви-

гателя внешнего сгорания работающего по циклу Стирлинга на автомобиле Форд (США) позволило снизить расход топлива на 25 %.

В условиях эксплуатации автомобилей с дизелями экономия топлива достигает в среднем 30...40 % по сравнению с автомобилями с бензиновыми двигателями.

В значительной степени решение проблемы экономии топлива может быть решено применением газообразного топлива.

Совершенствование конструкции двигателя с целью улучшения экономичности должно идти по следующим направлениям: улучшение смесеобразования; применение впрыска бензина; использование различных добавок и топливу; применение наддува.

Если раньше наддув в бензиновых двигателях применялся с целью увеличения их мощности, то в настоящее время решающее значение при использовании наддува приобретает улучшение топливной экономичности. Это происходит там, где на одних и тех же мощностных показателях двигателя с наддувом имеют меньший рабочий объем. Следствием этого является более рациональная загрузка двигателя на частичных нагрузках, уменьшение газодинамических потерь, а также снижение массы двигателя, несмотря на установку агрегатов наддува. Повышению экономичности двигателей с наддувом способствует их устойчивая работа на переобедненных смесях, что позволяет увеличить эффективный кпд двигателя на 15 % при частичной нагрузке (25 % от $N_{e\ max}$).

Снижение механических потерь проводится по следующим путям:

- отключение цилиндров. Если при частичной нагрузке двигателя отключить один или несколько цилиндров, оставшиеся цилиндры работают с большей нагрузкой и лучшим эффективным кпд. При отключении четырех цилиндров из восьми механические потери уменьшаются в 1,5 раза - с улучшением экономичности до 40 % на режимах холостого хода, на 25 % при движении по шоссе и на 10 % на режимах плавного разгона автомобиля.

- отключение вентилятора охлаждения. Затраты мощности на привод вентилятора изменяются криволинейно от частоты вращения. При увеличении частоты вращения вентилятора на 10 % мощность привода увеличивается на 33 % при увеличении отвода теплоты на 7%. Поэтому в условиях пониженного температурного состояния двигателя необходимо отключать вентилятор. Исследования фирмы "Халит" (США) показали, что отключение вентилятора при частоте вращения двигателя 4000...6000 мин⁻¹ дает увеличение мощности двигателя на 2...5 кВт с улучшением экономичности и повышением температуры

охлаждающей жидкости от 41 % до 94 % при уменьшении потерь теплоты с охлаждающей жидкостью с 28 % до 21,5 %.

Основным фактором, определяющим топливную экономичность двигателя в процессе эксплуатации, является его техническое состояние, непрерывно изменяющееся в зависимости от режима, условий работы, периодичности и качества технического обслуживания и ремонта. Эти изменения характеризуются износом деталей, приводящим к изменению их размеров и геометрической формы, а также зазоров в сопряженных деталях, отложением нагара в камере сгорания, влияющим на процесс сгорания; увеличением сопротивления воздухоочистителя; приводящего к увеличению разрежения в впускном коллекторе и расхода топлива.

Увеличение зазора в цилиндропоршневой группе является одним из важных факторов, влияющих на экономичность двигателя из-за утечек части заряда из цилиндра. Изменение зазора в клапанах на 0,1 мм вызывает снижение мощности на 3...4 % при ухудшении экономичности на 2...3 %. Система питания оказывает наибольшее влияние на экономичность, так как более 13 % от общего числа неисправностей, вызывающих нарушения нормальной эксплуатации двигателя, приходится на эту систему, а расход топлива в связи с этим возрастает на 20...30 %. Повышение сопротивления воздухоочистителя в два раза за счет засорения уменьшает мощность и экономичность двигателя на 10...12 %.

Из-за нарушений в работе в системе зажигания расход топлива может на 50...80 % превышать оптимальные значения. Отклонение угла опережения зажигания на 10° от оптимального значения вызывает ухудшение экономичности на 10 %. Отказ в работе одной свечи в среднем ухудшает экономичность на 16 %. Отклонения от нормы зазора между электродами могут увеличить расход топлива на 2...3 %.

Осаждение нагара в камере сгорания ухудшает теплоотвод, способствует возникновению калильного зажигания и нарушению работы форсунок у дизелей. Все это снижает мощность двигателя и увеличивает расход топлива примерно на 15 %.

Контрольные вопросы:

- 1. Перечислите способы повышения мощности двигателя.*
- 2. Перечислите преимущества и недостатки газотурбинного наддува.*
- 3. Какие схемы наддува используются в современных двигателях?*
- 4. Поясните, как изменение диаметра и хода поршня влияют на*

показатели двигателя.

5. Перечислите направление повышения экономичности двигателей.

14 КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

При расчете цикла двигателя внутреннего сгорания определяются основные параметры и его размеры (давление, литраж, диаметр цилиндра, ход поршня), обеспечивающие получение заданной эффективной мощности и крутящего момента на номинальном режиме. Имея эти данные, можно рассчитать размеры основных деталей двигателя, гарантирующие его работоспособность, прочность, надежность и требуемый срок службы. Такой расчет может быть сделан лишь в результате кинематического и динамического анализа работы двигателя [20].

Динамика двигателей предусматривает изучение четырех основных вопросов:

- кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма;
- динамический анализ кривошипно-шатунного механизма;
- анализ уравновешенности поршневых двигателей и основные методы уравновешивания их;
- анализ крутильных колебаний коленчатого вала и методы их гашения.

Кинематический анализ позволяет выявить законы движения деталей кривошипно-шатунного механизма при известном законе движения кривошипа (коленчатого вала).

Динамический анализ дает возможность получить расчетные формулы для определения величины и характера изменения сил, действующих в основных деталях двигателя при его работе.

Анализ уравновешенности от сил инерции необходим для исследования колебаний двигателя на подвеске.

Расчет и анализ крутильных колебаний коленчатого вала помогает выявить резонансные скоростные режимы работы двигателя еще на стадии проектирования с целью избежания возможности их возникновения в рабочем диапазоне частот вращения вала.

Автомобильные и тракторные двигатели значительную часть времени работают на переходных скоростных режимах, для которых величина и характер изменения нагрузок на детали будут существенно отличаться. Это является одной из причин введения конструкторами значительных запасов прочности при расчете и конструировании основных деталей двигателя.

В автомобильных и тракторных двигателях применяются в основном следующие три конструктивные схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ) (рис. 82) [4, 20].

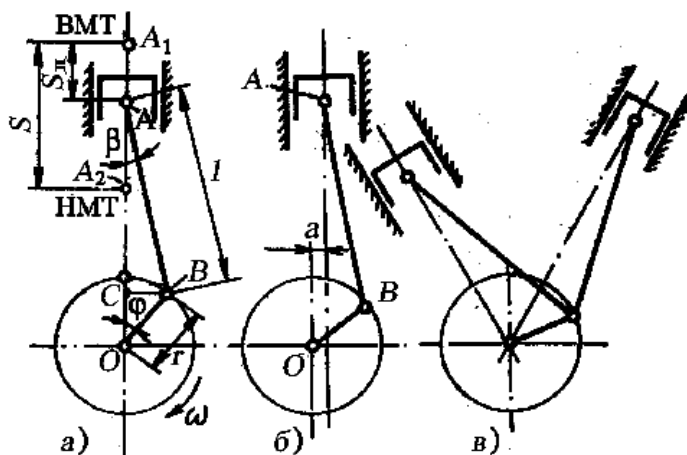


Рисунок 82 - Основные конструктивные схемы кривошипно-шатунных механизмов автомобильных и тракторных двигателей:

a - центральный КШМ, у которого ось цилиндра пересекается с осью коленчатого вала; б - смещенный КШМ, у которого ось цилиндра смещена относительно оси коленчатого вала на величину a ; в - V-образный КШМ (в том числе с прицельным шатуном), у которого два шатуна, работающие на левый и правый цилиндры, размещены на одном кривошипе коленчатого вала.

Наибольшее распространение в автомобильных и тракторных двигателях получил центральный КШМ, для которого и выполним кинематический и динамический анализы работы, необходимые для определения величины и характера изменения сил, возникающих в его элементах при работе двигателя.

Задачей кинематического анализа КШМ является установление законов движения поршня и шатуна при известном законе движения кривошипа.

При выводе основных закономерностей предполагаем, что вращение коленчатого вала осуществляется с постоянной угловой скоростью ($\omega = \text{const}$) не только в течение длительного времени, но и одного оборота. Такое допущение для современных быстроходных многоцилиндровых двигателей вполне реально, так как колебания угловой ско-

рости вращения коленчатого вала в течение одного оборота, вызываемые неравномерностью крутящего момента, при установившемся скоростном режиме работы двигателя незначительны.

При $\omega = \text{const}$ угол поворота вала пропорционален времени, что позволяет все кинематические величины выразить как функции одного аргумента - угла φ . Зависимость между углом поворота коленчатого вала φ и временем t выражается формулой

$$\alpha = \frac{360}{60} t = 6nt, \text{ град.} \quad (66)$$

где n - частота вращения вала, мин^{-1} ; φ - угол поворота кривошипа в рассматриваемый момент времени, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке. При $\varphi = 0$ поршень занимает крайнее положение A_1 - ВМТ., при $\varphi = 180^\circ$ поршень занимает положение A_2 - НМТ.; β - угол отклонения оси шатуна в плоскости его качания в сторону от оси цилиндра; отклонение в направлении вращения вала считается положительным, а в противоположном - отрицательным; $\omega = \pi n 30$ - угловая скорость вращения кривошипа; $r = OB$ - радиус кривошипа (расстояние между осями коренной и шатунной шеек кривошипа); $L = AB$ - длина шатуна (расстояние между осями поршневой и кривошипной головок шатуна); $\lambda = r/L$ - безразмерный параметр КШМ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна). Значение этого параметра для автомобильных и тракторных двигателей находится в пределах $1/3 \dots 1/4$, (т. е. $0,31 \dots 0,24$); $S = 2r = A_1A_2$ - полный ход поршня.

14.1 Кинематика кривошипно-шатунного механизма

Перемещение поршня. При повороте кривошипа на угол φ перемещение поршня от его начального положения в ВМТ определяется отрезком AA_1 и равно (рис. 82а) [4, 20]:

$$S_{\text{п}} = AA_1 = A_1O - AO = A_1O - (OC + CA).$$

Так как $A_1O = r + L$, и из прямоугольных треугольников $OСВ$ и ACB имеем $OC = OB \cos \varphi = r \cos \varphi$; $CA = AB \cos \beta = L \cos \beta$, то

$$S_{\text{п}} = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \varphi) \right]. \quad (67)$$

Из треугольников $OСВ$ и ACB имеем $r \sin \varphi = L \sin \beta$, откуда

$$\sin \beta = \frac{r}{\lambda} \sin \varphi = \lambda \sin \varphi.$$

Следовательно

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \beta)^{1/2}.$$

Это выражение является биномом Ньютона, разложив его в ряд и пренебрегая членами ряда выше второго, получим:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi.$$

Тогда

$$S_{II} = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda} \sin^2 \varphi \right]. \quad (68)$$

Подставив в выражение значение

$$\varphi = \frac{1 - \cos 2\varphi}{2},$$

тогда

$$S_{II} = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (69)$$

Это выражение описывает перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа φ и геометрических размеров КШМ λ .

Перемещение поршня в соответствии с уравнением (67) можно представить как сумму гармонических перемещений первого и второго порядков

$$S_n = S_{n1} + S_{n2},$$

где $S_{n1} = r(1 - \cos \varphi)$ – перемещение поршня первого порядка (если бы шатун имел бесконечно большую длину $l = \infty$, $r/\lambda = 0$), т. е. при учете лишь первого члена бинома;

$$S_{n2} = \frac{r\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \quad \text{– перемещение поршня второго порядка,}$$

т. е. дополнительное перемещение, зависящее от конечной длины шатуна и определяемое вторым членом разложения (рис. 83).

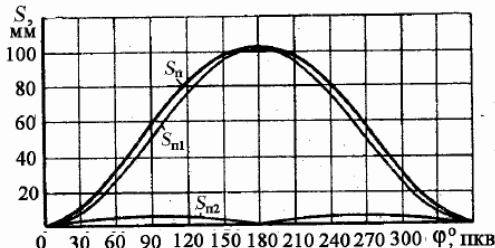


Рисунок 83. - Изменение перемещения поршня s_n в зависимости от угла поворота φ° поворота коленчатого вала

Из графика видно, что при повороте коленчатого вала на угол $\varphi=90^\circ$ (первая часть окружности) поршень проходит больше половины своего хода.

Отсюда следует, что при повороте кривошипа из положения ВМТ на первую четверть оборота ($\varphi = \pi/2$) поршень проходит больший путь, чем при повороте кривошипа на вторую четверть оборота на величину $r\lambda/2$. Это вызвано тем, что перемещение поршня складывается из двух слагаемых, первое из которых обуславливается перемещением шатуна вдоль оси цилиндра, а второе – отклонением шатуна от оси цилиндра (вращательное движение). Оба эти движения во время первой четверти оборота кривошипа вызывают перемещение поршня в одном направлении (перемещения складываются), а во время второй четверти оборота – в разных направлениях.

Скорость поршня. Выражение для определения скорости перемещения поршня как функцию угла поворота кривошипа можно получить путем дифференцирования по времени левой и правой части уравнения движения кривошипно-шатунного механизма:

$$\frac{dS_{II}}{dt} = r \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \frac{d\varphi}{dt}.$$

$$\frac{dS_{II}}{dt} = V_{II} \quad - \text{ скорость перемещения поршня, м/с; } \quad \frac{d\varphi}{dt} = \omega \quad - \text{ уг-$$

ловая скорость вращения кривошипа (в соответствии с принятыми ранее допущениями о постоянстве угловой скорости коленчатого вала). Следовательно, имеем

$$V_{II} = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (68)$$

Текущая скорость поршня V_a может рассматриваться как алгебраическая сумма гармонических скоростей первого и второго порядка:

$$V_{II} = V'_a + V''_a = \omega R \sin \varphi - \frac{\omega R \lambda \sin 2\varphi}{2}, \quad (69)$$

где $V'_a = \omega R \sin \varphi$ - гармонически изменяющаяся скорость поршня первого порядка, с такой скоростью двигался бы поршень, если шатун был бы бесконечно большой длины; $V''_a = \frac{\omega R \lambda \sin 2\varphi}{2}$ - гармонически изменяющаяся скорость поршня второго порядка, возникающая вследствие ограниченной длины шатуна.

Составляющие скорости поршня представляют гармонические функции угла φ , причем период гармонических колебаний как функ-

ции скорости поршня второго порядка в два раза меньше периода колебаний как периодической функции скорости поршня первого порядка.

Зависимость скорости перемещения поршня и ее составляющих от угла поворота кривошипа представлена на рисунке 84.

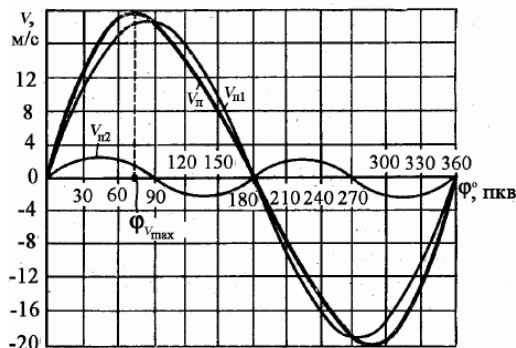


Рисунок 84 - Изменение скорости $v_{п}$ поршня в зависимости от угла φ° поворота коленчатого вала

Из выражения (69) и его графического изображения (рис. 84), можно определить, что наибольшее значение скорости поршня первого порядка $v_{п1\max} = r\omega$ соответствует углу $\varphi=90^\circ$, т. е. скорость поршня равна окружной скорости оси шатунной шейки кривошипа, а шатун при этом угле имеет только поступательное перемещение вдоль оси цилиндра. Однако эта скорость не является максимальной, а наибольшее значение скорости поршня $v_{п\max}$ соответствует углу $v_{п\max} \phi < 90^\circ$. При $\varphi = 0^\circ$ (ВМТ) и $\varphi = 180^\circ$ (НМТ) скорость поршня равна нулю, так как в этих точках изменяется направления движения поршня.

Скорость поршня можно определить графически непосредственно по схеме КШМ. Она пропорциональна отрезку, отсекаемому продольной осью шатуна на диаметре окружности кривошипа, перпендикулярном оси цилиндра (рис. 85).

Если D – мгновенный центр вращения шатуна (рис. 85), то

$$\frac{V_{п}}{V_{B}} = \frac{A_1 D \omega_D}{BD \omega_D} = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin(90^\circ - \beta)},$$

или

$$V_{п} = r\omega \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (70)$$

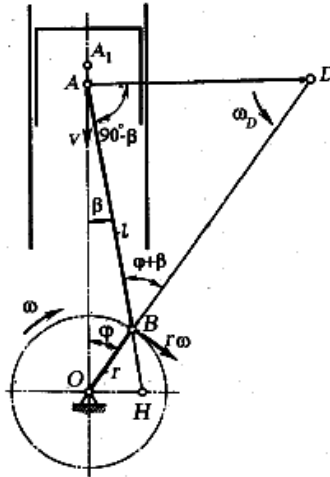


Рисунок 85 - Графическое определение скорости поршня

В инженерной практике для оценки быстроходности и долговечности автомобильных и тракторных двигателей пользуются значением средней скорости поршня

$$V_{cp} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} = \frac{2}{\pi} R\omega. \quad (71)$$

С увеличением средней скорости поршня повышается тепловая напряженность деталей двигателя (в первую очередь поршневой группы), увеличиваются силы инерции, нагружающие детали КШМ, а также износ подшипников коленчатого вала и цилиндров, увеличиваются скорости газов в органах газораспределения, вследствие чего повышается сопротивление в них. Средняя скорость поршня (в м/с) в автомобильных и тракторных двигателях ограничивается условиями надежной работы деталей поршневой группы и находится в пределах: автомобильные двигатели 9...16; тракторные двигатели 5...9.

Ускорение поршня. Выражение для определения ускорения поршня можно найти путем дифференцирования по времени выражения для скорости поршня:

$$J_{II} = r\omega \frac{d\varphi}{dt} \cos\varphi + \frac{\lambda r\omega}{2} \cdot 2 \frac{d\varphi}{dt} \cos\varphi, \quad (72)$$

откуда

$$J_{II} = r\omega(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi). \quad (73)$$

Из формулы (72) видно, что ускорение поршня складывается из двух составляющих:

$$J_{II} = J_{II1} + J_{II2},$$

где $J_{II1} = r\omega^2 \cos\varphi$ - ускорение поршня первого порядка;

$J_{II2} = \lambda r\omega^2 \cos 2\varphi$ - ускорение второго порядка.

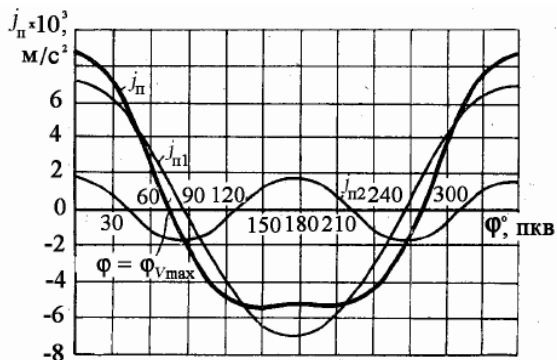


Рисунок 86 - Зависимость ускорения j_{II} поршня от угла φ° поворота коленчатого вала

Как видно из выражения (73) и его графического изображения (рис. 86), составляющие ускорения поршня представляют гармонические функции угла φ , причем период изменения ускорения первого порядка в два раза больше периода изменения ускорения второго порядка.

Ускорение поршня имеет экстремальные значения, когда $\sin\varphi = 0$ или при $1 + 4\lambda\cos\varphi = 0$. В первом случае экстремальные значения ускорения будут при $\varphi = 0$ (ВМТ) и $\varphi = \pi$ (НМТ). Во втором случае имеет место лишь при условии $\lambda > 1/4$.

Угол поворота кривошипа φ , при котором ускорение поршня равно нулю, равен углу, при котором скорость поршня имеет максимальное значение.

14.2 Кинематика шатуна

При вращении кривошипа шатун совершает сложное плоскопараллельное движение, которое можно рассматривать как сумму поступательного движения вместе с поршнем (с точкой А на рис. 87), кинематика которого рассмотрена, и углового движения относительно оси поршневого пальца, т. е. точки А [4, 20].

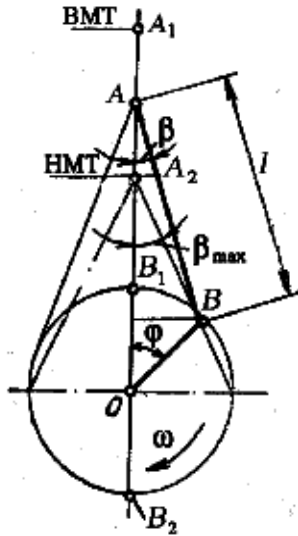


Рисунок 87 - Схема движения шатуна

Угловое перемещение шатуна от оси цилиндра β определяется из соотношения

$$\sin \beta = \left(\frac{R}{L} \right) \sin \varphi = \lambda \sin \varphi.$$

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi).$$

Угол β считается положительным, если шатун отклоняется от оси цилиндра в сторону вращения кривошипа коленчатого вала от ВМТ.

Наибольшие углы отклонения шатуна от оси цилиндра β_{\max} получаются при $\varphi = 90^\circ$ и 270° .

$$\beta_{90^\circ} = a \operatorname{rcsin} \lambda;$$

$$\beta_{270^\circ} = -a \operatorname{rcsin} \lambda.$$

По абсолютной величине β_{90° и β_{270° равны, что объясняется симметричностью механизма механизма по отношению к оси цилиндра.

Для современных двигателей $\beta = 12 \dots 18^\circ$.

Угловая скорость вращения шатуна вокруг пальца находится

$$\omega_{ш} = \frac{d\varphi}{dt} = \lambda \cdot \omega \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} = \lambda \cdot \omega \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} = \lambda \cdot \omega \cdot \cos \varphi, \quad (74)$$

где $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ - угловая скорость вращения коленчатого вала, c^{-1} .

При положениях поршня в ВМТ и НМТ, т.е. при значениях угла $\varphi = 0^\circ$ и 180° угловая скорость шатуна становится равной нулю.

Угловое ускорение шатуна находится дифференцированием по времени

$$\varepsilon_{ш} = \frac{d\omega_{ш}}{dt} = \omega \cdot \frac{d\omega_{ш}}{d\alpha} = \frac{\lambda(1 - \lambda^2)\omega^2 \sin \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} = -\lambda \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi. \quad (75)$$

Из выражения можно определить экстремальные (при $\varphi=90^\circ$ и 270°) и нулевые (при $\varphi=0^\circ$ и 180°) значения углового ускорения шатуна (рис. 88):

$$\varepsilon_{ш270^\circ} = \lambda \cdot \omega^2 \cdot (1 + 0,5\lambda^2);$$

$$\varepsilon_{ш90^\circ} = -\lambda \cdot \omega^2 \cdot (1 + 0,5\lambda^2).$$

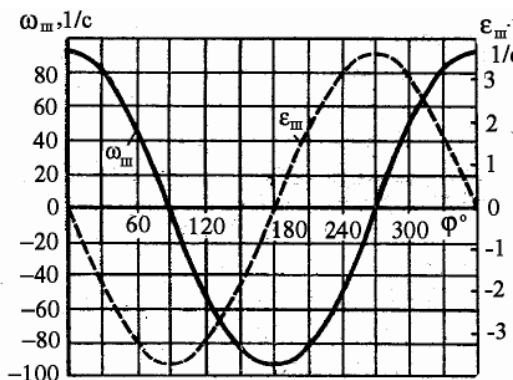


Рисунок 88 - Кривые угловых скорости и ускорения качающегося шатуна

14.3 Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм

В некоторых автомобильных и тракторных двигателях применяется кривошипно-шатунный механизм, у которого ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала, а смещена относительно нее на некоторое расстояние e (рис. 89). Такой механизм называется дезаксиальным или смещенным КШМ. Кроме параметра e , характеризуется вели-

чиной относительного смещения $k = e / r$, где r – радиус кривошипа. Для современных автомобильных и тракторных двигателей параметр k находится в пределах 0,05...0,20. Смещенный КШМ в двигателях с нижним расположением распределительного вала применяется главным образом для выполнения требований конструктивной компоновки. Величина смещения оси поршневого пальца относительно оси цилиндра не должно превышать $0,03D_{II}$. Большие значения приводят к увеличению момента от газовых сил, который увеличивает скорость и силу удара поршня о стенку гильзы цилиндров [4, 20].

При ходе поршня от ВМТ до НМТ (за цикл расширения) угол отклонения шатуна β меньше, чем при обратном ходе. Как будет показано в главе «Динамика кривошипно-шатунного механизма», это приводит к снижению величины бокового давления поршня на цилиндр, а значит и уменьшается величина износа цилиндра.

В двигателях, имеющих одинаковые величины r и λ , ход поршня S_{II} немного больше, чем в случае центрального КШМ. Кроме того, возрастает и время такта впуска, так как при движении поршня от ВМТ до НМТ угол поворота коленчатого вала дезаксиального двигателя больше 180° , что улучшает его наполнение.

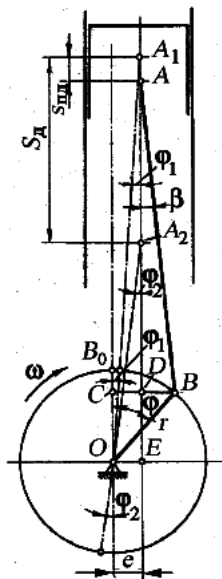


Рисунок 89 - Схема дезаксиального кривошипно-шатунного механизма

К преимуществам дезаксиального КШМ следует отнести и меньшую, чем в центральном механизме, скорость поршня около ВМТ, благодаря чему улучшается процесс сгорания, протекающий при условиях, приближающихся к условиям сгорания при постоянном объеме. Уменьшение давления поршня на стенку цилиндра во время расширения и увеличение этого давления при сжатии, что способствует более равномерному износу гильзы и поршня. Увеличение хода поршня при его положении в ВМТ, в результате чего увеличивается рабочий объем цилиндра, улучшается его наполнение, увеличивается мощность двигателя. В зависимости от расположения распределительного вала смещение оси цилиндра позволяет или увеличить расстояние между коленчатым и распределительным валами и, следовательно, пространство для беспрепятственного вращения нижней головки шатуна или уменьшить это расстояние, а вместе с тем и диаметры распределительных шестерен и габариты приводов.

Следует отметить, что силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе с дезаксиальным КШМ несколько больше, чем в двигателе тех же размеров с центральным КШМ. Однако разница в величине этих сил для автомобильных и тракторных двигателей так мала, что практически все расчеты на прочность деталей двигателя можно вести, как для центрального КШМ.

Ось цилиндра в двигателях с дезаксиальным КШМ и направлением вращения коленчатого вала по часовой стрелке обычно смещают вправо по направлению вращения (рис. 89).

За нулевое положение дезаксиального кривошипно-шатунного механизма принимается такое, при котором кривошип, находясь в вертикальном верхнем положении OB_0 , параллелен оси цилиндра.

Положения кривошипа, соответствующие ВМТ и НМТ, т. е. совмещению радиуса кривошипа и продольной оси шатуна по одной прямой, определяются углами φ_1 и φ_2 , которые находятся из треугольников OAE и OA_1E :

$$\sin \varphi_1 = \frac{\lambda k}{1 + \lambda};$$

$$\sin \varphi_2 = -\frac{\lambda k}{1 - \lambda}.$$

Как следует $\sin \varphi_2 > \sin \varphi_1$ и $\varphi_2 > \varphi_1$. Так при $\lambda=1/3$, $k=0,24$ $\sin \varphi_1 = 0,05$; $\sin \varphi_2 = 0,1$; $\varphi_1 = 1^\circ 50'$; $\varphi_2 = 5^\circ 50'$.

Таким образом, угол поворота коленчатого вала при прямом ходе (от ВМТ) больше 180° , а при обратном ходе (от НМТ) – меньше 180° .

Ход поршня дезаксиального механизма (согласно рис. 90)

$$S_d = r \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 - k^2} \right], \quad (76)$$

Разница между ходами поршня дезаксиального S_d и центрального $S = 2r$ КШМ для современных автомобильных и тракторных двигателей очень незначительна. Так, при $\lambda=1/3$, $k=0,20$ $S_d = 2,005 r$. Таким образом, даже при максимальном значении k эта разница составляет менее 1 %.

Перемещение поршня дезаксиального КШМ в зависимости от угла поворота коленчатого вала

$$S_{II} = r \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} (\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cos \beta) \right]. \quad (77)$$

Скорость поршня дезаксиального КШМ

$$V_{II} = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - \lambda k \cos \varphi \right). \quad (78)$$

Так как угол поворота коленчатого вала при прямом ходе поршня больше 180° , а при обратном ходе – меньше 180° , то, следовательно, средняя скорость поршня при прямом ходе меньше, чем при обратном.

Ускорение поршня дезаксиального КШМ

$$J_{II} = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + \lambda k \sin \varphi). \quad (79)$$

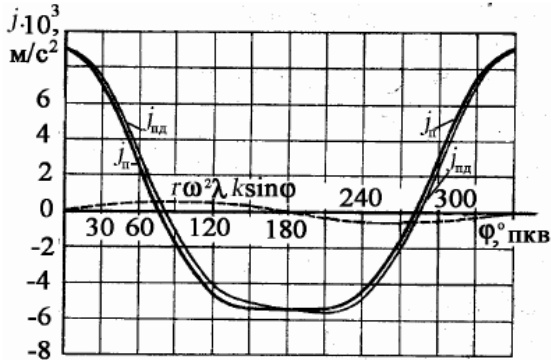


Рисунок 90 - Графики изменения ускорения поршня дезаксиального кривошипно-шатунного механизма в зависимости от угла поворота кривошипа

Из графика (рис. 90) следует, что ускорение $j_{нд}$ дезаксиального

кривошипно-шатунного механизма на участке $0 > \varphi < 180^\circ$ превышает ускорение $J_{\text{п}}$ центрального КШМ, а на участке $180^\circ > \varphi < 360^\circ - J_{\text{п}} > J_{\text{п д}}$. Это происходит потому, что на первом участке составляющая полного ускорения $J_{\text{п д}} r\omega 2\lambda k \sin\varphi$ – положительная.

Угловое перемещение шатуна дезаксиального КШМ определяется по формуле

$$\beta = \arcsin[\lambda(\sin\varphi = k)].$$

из которой следует, что:

- наименьший угол β_{\min} отклонения шатуна, при котором ось шатуна совпадает с осью цилиндра ($\beta=0$), получается при $\sin\beta_{\min} = 0$, т. е. при $\sin\varphi = k$;

- наибольший угол β_{\max} отклонения шатуна от оси цилиндра соответствует $\sin\varphi = \pm 1$, т. е. при $\varphi = 90^\circ$ и 270° , когда $\sin\beta_{\max} = \pm\lambda - k\lambda$.

При отклонении шатуна в ту или другую сторону от оси цилиндра наибольшие углы β_{\max} отклонения получаются неодинаковыми.

Угловую скорость качания шатуна $\omega_{\text{шд}} = d\beta/dt$ и **угловое ускорение качания шатуна** $\varepsilon_{\text{шд}} = d\omega_{\text{шд}}/dt$ определяют по формулам:

$$\omega_{\text{ш}} = \lambda \cdot \omega \cdot \cos\varphi. \quad (80)$$

$$\varepsilon_{\text{ш}} = \lambda \cdot \omega^2 \cdot \sin\varphi. \quad (81)$$

Так же как и в центральном КШМ, максимальное угловое ускорение качания шатуна достигается при $\varphi = 90$ и 270° :

При конструировании КШМ для уменьшения стука при переходе поршня через ВМТ применяется *дезаксаж в поршне* – поршневой палец сдвигается относительно оси поршня. Оси цилиндра и коленчатого вала при этом находятся в одной плоскости. Однако и в этом случае меньший угол отклонения шатуна в такте расширения приводит к уменьшению боковой силы N (при этом сила N несколько увеличивается в такте сжатия), что обуславливает более равномерный износ цилиндропоршневой группы, а кроме того, вследствие перекоса (равнодействующая сил давления газов в этом случае не проходит через ось поршневого пальца) удар поршня о стенку цилиндра при передвижке его около ВМТ смягчается, а шумность работы двигателя уменьшается.

Величина добавочных членов в формулах для автомобильных и тракторных двигателей невелика ($k\lambda = 0,01 \dots 0,06$), поэтому разницей в кинематике смещенного и центрального КШМ можно пренебречь.

Контрольные вопросы:

1. Какое допущение используется при определении угловой час-

тоты вращения коленчатого вала?

2. Какие основные конструктивные схемы кривошипно-шатунных механизмов применяются в автомобильных и тракторных двигателях?

3. Какое основное отличие центрального КШМ от дезаксиального?

4. Почему перемещение поршня условно представляют состоящим из двух гармонических перемещений?

5. Чем объясняется то обстоятельство, что при повороте коленчатого вала на угол 90° в центральном КШМ поршень перемещается на величину, превышающей половину хода?

6. Почему скорость поршня представляется в виде суммы двух слагаемых первого и второго порядка?

7. При каком угле поворота кривошипа скорость поршня достигает максимального значения?

8. В каком положении поршня – ВМТ или НМТ он достигает максимального ускорения? Почему?

9. При каком значении угла поворота коленчатого вала ускорение поршня достигает максимального значения? Почему?

10. Какое движение совершает шатун при вращении кривошипа?

11. От чего зависит максимальное угловое перемещение шатуна?

12. При каком угле поворота кривошипа угловая скорость качания шатуна достигает максимального значения?

13. При каком угле поворота кривошипа угловое ускорение качания шатуна достигает максимального значения?

15 ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

При работе двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы от давления газов в цилиндре, силы инерции движущихся масс механизма, силы трения и силы полезного сопротивления на валу двигателя [4, 20].

Силы инерции масс двигателя, движущихся с переменными по величине и направлению скоростями, возникают в двигателе как при холостом ходе, так и при работе его под нагрузкой. Для некоторых деталей двигателя эти силы являются основными расчетными силами.

Силы инерции движущихся масс КШМ в свою очередь разделяются на три группы:

- силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно;
- силы инерции вращающихся масс;
- силы инерции масс, совершающих сложное движение.

Анализ сил, действующих в КШМ, необходим для проведения расчета элементов двигателя на прочность, определения нагрузок на подшипники, анализа крутильных колебаний коленчатого вала и других расчетов

15.1 Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Для определения величины сил инерции, возникающих в результате движения частей КШМ, необходимо предварительно найти соответствующие массы. При этом для упрощения динамического расчета приходится заменять действительные массы движущихся частей системой масс, динамически эквивалентной реальной системе [4, 20].

Приведение массы шатуна. Шатун совершает сложное плоскопараллельное движение в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Масса шатуна $m_{ш}$ может быть заменена тремя массами, сосредоточенными на осях поршневого пальца m_1 , шатунной шейки кривошипа m_2 и в центре масс шатуна m_3 (рис. 91). Такая замена будет эквивалентной при соблюдении следующих условий:

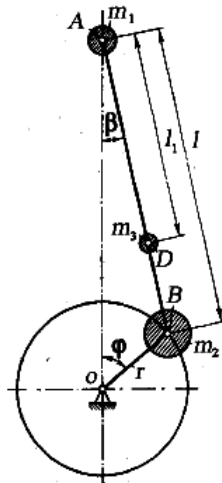


Рисунок 91 - Схема замены массы шатуна тремя массами

а) сумма всех масс должна быть равна массе шатуна, т. е.

$$m_{ш} = m_1 + m_2 + m_3; \quad (82)$$

б) центр тяжести всех масс должен совпадать с центром тяжести шатуна, т. е.

$$m_1 l_1 - m_2 (l - l_1) = 0$$

или

$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1),$$

где l – длина шатуна (расстояние между осями поршневого пальца и шатунной шейки КШМ); l_1 – расстояние от центра масс шатуна до оси поршневого пальца (если начало координат выбрать в центре масс шатуна, а одна из осей совпадает с осью шатуна);

в) сумма моментов инерции всех масс относительно оси, проходящей через центр тяжести шатуна, должна быть равна моменту инерции шатуна $I_{ш}$ относительно той же оси, т.е.

$$I_{ш} = m_1 l_1^2 + m_2 (l - l_1)^2;$$

г) массы должны располагаться на одной прямой, проходящей через центр тяжести шатуна.

Решая совместно уравнения трех записанных условий относительно m_1 , m_2 и m_3 , имеем:

$$m_1 = \frac{I_{ш}}{l_1 l}; \quad m_2 = \frac{I_{ш}}{(l - l_1) l}; \quad m_3 = m_{ш} - \frac{I_{ш}}{(l - l_1) l}. \quad (83)$$

Масса m_1 , сосредоточенная в точке A_1 , движется возвратно-поступательно вдоль оси цилиндра; масса m_2 , сосредоточенная в точке B совершает вращательное движение около оси коленчатого вала; масса m_3 , сосредоточенная в центре масс шатуна, совершает сложное движение.

Масса m_3 обычно незначительна по сравнению с массами m_1 и m_2 , поэтому для упрощения динамических расчетов этой массой пренебрегают, заменяя массу шатуна $m_{ш}$ двумя массами m_1 и m_2 , расположенными в центрах его поршневой и кривошипной головок. Такое пренебрежение приводит к небольшой ошибке, но очень упрощает расчет.

При замене массы шатуна двумя массами (рис. 92) условия для определения величины их имеют вид:

$$m_1 l_1 = m_2 \frac{I_{ш}}{l} (l - l_1); \quad m_{ш} = m_1 + m_2; \quad (84)$$

$$l_1 = m_1 l_1^2 + m_2 (l - l_1)^2.$$

Четвертое условие удовлетворяется, так как прямая, соединяющая точки, в которых сосредоточены массы m_1 и m_2 , совпадает с осью шатуна.

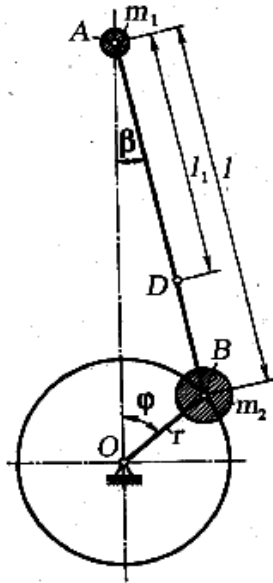


Рисунок 92 - Схема замены шатуна двумя массами

Массы m_1 и m_2 в этом случае определяются по формулам:

$$m_1 = m_w \frac{l - l_1}{l}; \quad m_2 = m_w \frac{l_1}{l}. \quad (85)$$

Тогда третье условие запишется в следующем виде:

$$I_1 = m_w \frac{l - l_1}{l} l_1^2 + m_w \frac{l_1}{l} (l - l_1)^2. \quad (86)$$

Согласно третьему условию, необходимому для обеспечения неизменности момента инерции системы относительно центра масс, должно соблюдаться равенство $I_1 = I_w$. Однако это условие не соблюдается, так как масса шатуна m_w заменена двумя массами m_1 и m_2 , которые естественно увеличиваются по сравнению с тем, когда масса шатуна распределялась на три части. Другими словами $I_1 > I_w$. Для получения динамически заменяющей системы следовало бы к системе масс m_1 и m_2 условно добавить отрицательный момент инерции, равный $(I_1 - I_w)$. Ввиду незначительности дополнительного момента, а также для упрощения расчетов этот момент обыкновенно не учитывается.

Для определения масс m_1 и m_2 необходимо знать массу шатуна m_w , а также положения его центра тяжести (центра масс). Для изготов-

ленного шатуна эти величины определяют взвешиванием на рычажных весах и способом качаний.

При взвешивании определяют массу шатуна

$$m_{\text{ш}} = m_1 + m_2. \quad (87)$$

и затем взвешиванием на весах по схеме (рис. 93), определяем m_1 , а из (87) – m_2 . Высоты опор подбирают такими, чтобы при взвешивании ось шатуна была горизонтальной. Расстояние между опорами A и B должно быть равно длине шатуна l .

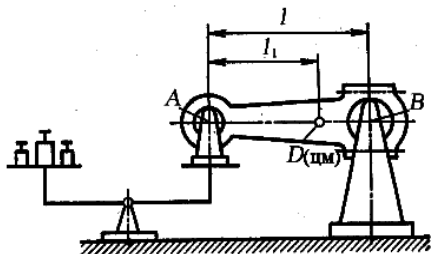


Рисунок 93 - Определение положения центра масс шатуна с помощью взвешивания

Из условия равновесия определяется расстояние центра тяжести (центра масс) шатуна от оси поршневого пальца l_1 (рис. 93):

$$m_1 g l - m_{\text{ш}} g (l - l_1) = 0. \quad (88)$$

При определении масс m_1 и m_2 , а также расстояния l_1 способом качаний эти величины вычисляют по формулам качания физического маятника с малой амплитудой. В этом случае шатун подвешивают на призме (рис. 94) сначала верхней, а затем нижней головкой и заставляют его качаться с небольшой амплитудой. Период колебания физического маятника с малой амплитудой

$$T = \frac{60}{n} = 2\pi \sqrt{\frac{l}{m_{\text{ш}} g (l_1 + r_1)}}, \text{ с.} \quad (89)$$

где n – число полных колебаний маятника в минуту; I – момент инерции маятника относительно оси качания; g – ускорение свободно падающего тела, м/с^2 ; $m_{\text{ш}}$ – масса шатуна, сосредоточенная в центре масс, гр; $(l_1 + r_1)$ – расстояние от оси качания до центра масс шатуна, мм; r_1 – радиус отверстия под палец поршневой головки, мм.

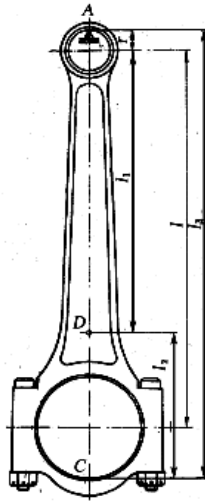


Рисунок 94 - Определения центра масс шатуна методом качаний

Моменты инерции шатуна

$$I_A = I_{ш} + m_{ш} (l_1 + r_1)^2, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2; \quad (90)$$

$$I_C = I_{ш} + m_{ш} l_2^2, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2.$$

где I_A и I_C – моменты инерции шатуна относительно осей A и C ; $I_{ш}$ – момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс.

Момент инерции шатуна

$$I_{ш} = I_A - m_{ш} (l_1 + r_1)^2, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2; \quad (91)$$

$$I_{ш} = I_C - m_{ш} l_2^2, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2.$$

Как следует из формулы (90)

$$I_A - I_C = m_{ш} [(l_1 + r_1)^2 - l_2^2].$$

Подставляя в это выражение $l_2 = l_3 - (l_1 + r_1)$, находим

$$l_1 = \frac{l_3 \left[g \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{I}{n_C^2} - l_3 \right]}{g \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{n_A^2 + n_C^2}{n_A^2 n_C^2}} - r_1, \text{ м}. \quad (92)$$

Массы m_1 и m_2 определяют из формулы (85).

Для большинства существующих конструкций автотракторных двигателей величины замещающих шатун расчетных масс находятся в пределах:

$$m_1 = (0,2 \dots 0,3)m_{ш}; m_2 = (0,8 \dots 0,7) m_{ш}.$$

Приведение вращающихся масс. К вращающимся массам КШМ относятся:

- массы неуравновешенных частей коленчатого вала (щек, шатунной шейки) m_k ;
- часть массы шатуна m_2 .

Массы таких неуравновешенных частей заменим массой, приведенной к радиусу кривошипа r , и обозначим m_r .

Приведение производят с соблюдением условия равенства центробежной силы инерции действительной массы центробежной силе приведенной массы.

Масса шатунной шейки с прилежащими частями щек $m_{ш.ш.}$ считается сосредоточенной в середине оси шейки (рис. 95), так как центр масс ее удален от оси кривошипа на расстояние r , приведения этой массы не требуется.

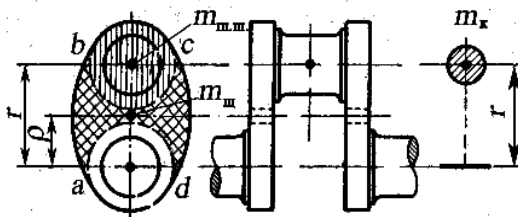


Рисунок 95 - Приведение масс кривошипа

Масса средней части щеки $m_{ш}$ (по контуру $abcd$), имеющей центр масс на радиусе ρ , приводится к радиусу r (рис. 95):

$$m_{ш}\rho\omega^2 = (m_{ш})_r r\omega^2,$$

где ρ – расстояние от центра масс щеки до оси кривошипа.

Откуда

$$(m_{ш})_r = m_{ш} \frac{\rho}{r}.$$

Приведенная к радиусу r неуравновешенная масса кривошипа m_k

$$m_k = m_{ш.ш.} + 2(m_{ш})_r = m_{ш.ш.} + 2m_{ш} \frac{\rho}{r}, \quad (93)$$

а с учетом части массы шатуна m_2 неуравновешенная масса де-

талей m_r , совершающих вращательное движение равна:

$$m_r = m_k + m_2. \quad (94)$$

В V -образных автомобильных и тракторных двигателях с коленом вала сочленяются два шатуна противолежащих цилиндров, поэтому:

$$m_r = m_k + 2m_2. \quad (95)$$

Масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение.

Детали, совершающие прямолинейное возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра – поршневая группа (поршень, палец, кольца) и часть массы шатуна m_1 . Масса поршневой группы m_n , как и m_1 , считается сосредоточенной на оси поршневого пальца и общая масса m_j деталей, совершающих возвратно-поступательное движение равна $m_j = m_n + m_1$. Так как ускорение поршня считается известным, то приведения этой массы не требуется.

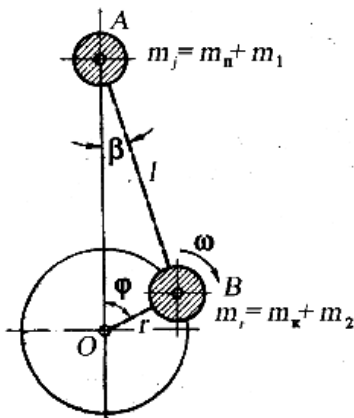


Рисунок 96 - Приведенные массы кривошипно-шатунного механизма

Таким образом, в результате приведения масс отдельных элементов кривошипно-шатунный механизм может быть представлен динамически эквивалентной системой двух сосредоточенных масс, связанных жесткой связью: массой m_j , совершающей возвратно-поступательное движение; массой m_r , совершающей вращательное движение (рис. 96).

При наличии на коленчатых валах противовесов их масса также должна учитываться в расчете.

Величины m_n , m_k и $m_{ш}$ при динамическом расчете вновь проек-

тируемого двигателя выбираются из данных существующих конструкций.

15.2 Силы инерции кривошипно-шатунного механизма

В соответствии с принятой двухмассовой системой, динамически замещающей кривошипно-шатунный механизм, силы инерции движущихся масс сводятся к двум силам: силе инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j и центробежной силе инерции вращающихся масс Kr [4, 20].

Для центрального КШМ сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяется как произведение массы m_j на ускорение поршня, взятое с обратным знаком, по формуле:

$$P_j = -m_j j_n = -m_j r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (96)$$

т. е. сила инерции P_j может быть представлена в виде суммы сил инерции первого и второго порядков, изменяющихся по гармоническому закону в зависимости от угла поворота кривошипа.

Сила инерции P_j действует вдоль оси цилиндра и считается *положительной*, если она направлена к оси коленчатого вала (к НМТ), и *отрицательной*, если направлена в противоположную сторону (к ВМТ). Изменение направления действия силы инерции происходит при угле поворота кривошипа, для которого ускорение поршня равно нулю.

Основные экстремальные значения силы инерции P_j , так же как и ускорения поршня j_n имеют место в ВМТ и НМТ. В ВМТ абсолютная величина силы инерции достигает максимума $P_{j\max} = C(1 + \lambda)$; в НМТ она меньше, $P_{j\max} = C(1 - \lambda)$.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в системе кривошипного механизма проявляется в виде *свободной силы* $j P$ (рис. 97), которая действует вдоль оси цилиндра и равна силе P_j , переменной по величине и по знаку.

Сила P_j передается через коренные подшипники картеру и, не будучи уравновешенной внутри механизма, *воздействует на опоры двигателя* (т. е. уравновешивается реакциями опор).

Центробежная сила инерции Kr от вращающихся масс кривошипного механизма все время направлена по радиусу кривошипа, постоянна по величине и приложена к центру B шатунной шейки колена (рис. 98).

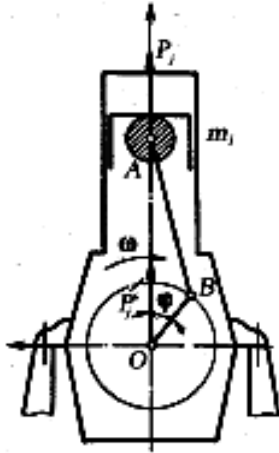


Рисунок 97 - Свободная сила от сил инерции возвратно- поступательно движущихся масс

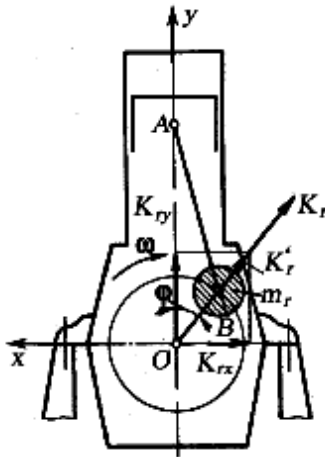


Рисунок 98 - Центробежная сила инерции вращающихся масс

Перенесем силу Kr по линии ее действия в центр O вала, обозначим $K'r$ и разложим на две составляющие по координатным осям:

$$\begin{aligned} K_{rx} &= -m_r r \omega^2 \cos \varphi, \\ K_{ry} &= m_r r \omega^2 \sin \varphi. \end{aligned} \quad (98)$$

Эти проекции гармонически меняются в зависимости от угла поворота коленчатого вала и, не будучи уравновешены внутри механизма, воздействуют через подшипники вала на картер и передаются опорам двигателя.

15.3 Силы давления газов

Сила давления газов в цилиндре в зависимости от хода поршня определяются из индикаторной диаграммы в координатах $p-v$, построенной по данным расчета цикла двигателя: a – конец такта впуска; ac – такт сжатия; $c'z$ – такт сгорания; zb – расширения; br – выпуска; z – теоретическая точка конца сгорания; z_d – действительная точка конца сгорания (рис. 99) [4, 20].

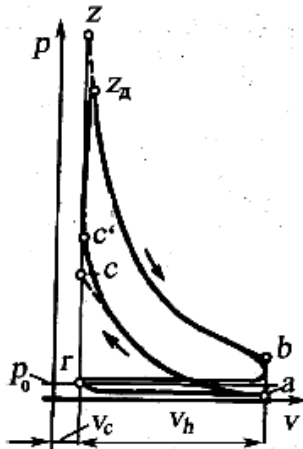


Рисунок 99 - Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

Действующая по оси цилиндра сила давления газов P_{Γ} на поршень определяется по формуле

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0) F_{\Pi}, \quad (99)$$

где p_{Γ} – давление газов в цилиндре (давление над поршнем), МПа; p_0 – давление под поршнем, т. е. давление в картере двигателя (для четырехтактных двигателей с вентиляцией картера принимается

равным атмосферному давлению, а для двухтактных двигателей с кри-вошипно-камерной продувкой равным давлению продувки), МПа; $F_{\text{п}}$ – площадь поршня (поперечного сечения цилиндра), м^2 .

Поскольку давление газов в цилиндре $p_{\text{г}}$ является величиной переменной, то сила давления газов $P_{\text{г}}$ представляет переменную величину $P_{\text{г}} = f(p_{\text{г}})$ или $P_{\text{г}} = f(\varphi)$.

Развернутая индикаторная диаграмма в соответствующем масштабе представляет график выражения (99), т. е. график силы давления газов в зависимости от угла поворота кривошипа $P_{\text{г}} = f(\varphi)$.

Динамические нагрузки на детали КШМ обуславливаются совместным действием сил давления газов на поршень и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Поэтому динамический расчет двигателя на расчетном режиме его работы производится исходя из действия суммарных сил. Исходной при этом является суммарная сила P_s , действующая на поршневой палец вдоль оси цилиндра, которая представляет алгебраическую сумму сил $P_{\text{г}}$ и P_j :

$$P_s = P_{\text{г}} + P_j.$$

Построение графика изменения суммарной силы P_s по углу поворота коленчатого вала φ можно производить графическим суммированием соответствующих ординат графиков сил $P_{\text{г}} = f(\varphi)$ и $P_j = f(\varphi)$. Обычно строят графики удельных сил (в МПа), действующих в кривошипно-шатунном механизме: отношение величины силы к площади поршня $F_{\text{п}}$ ($\text{Н}/\text{м}^2$).

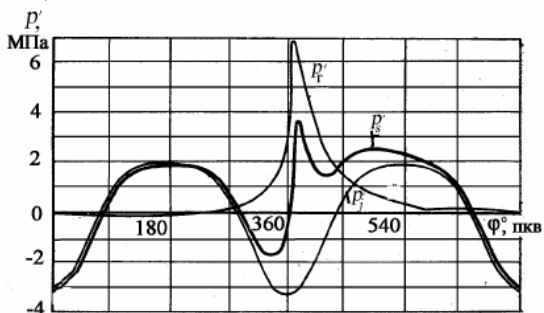


Рисунок 100 - Графики удельных сил $p'_{\text{г}}$; p'_{j} и p'_{s} по углу поворота коленчатого вала

Это позволяет сравнивать нагрузки для двигателей, имеющих различные значения D и S . На рисунке 100 приведены графики удельных сил $p'_{\text{г}} = P_{\text{г}}/F_{\text{п}}$; $p'_{\text{j}} = P_j/F_{\text{п}}$ и $p'_{\text{s}} = P_s/F_{\text{п}}$ для бензинового двигателя на режиме максимальной мощности.

Силы давления газов P_g и P_j считается приложенными к оси поршневого пальца и имеют положительный знак, если они направлены к оси кривошипа, и отрицательный знак, если они направлены в противоположную сторону (что для P_g имеет место лишь при давлении газов в цилиндре меньше p_0).

За расчетные режимы в соответствии с обеспечением условий прочности принимают наиболее тяжелые возможные режимы работы двигателей.

Учитывая, что инерционная нагрузка P_j обычно снижает нагрузку от сил давления газов P_g , другими словами, их совместное действие снижает общую нагрузку P_s , то за основные расчетные принимают три режима:

- режим максимального крутящего момента ($M_{e_{\max}}, n_{M_{e_{\max}}}$);
- режим холостого хода при максимально допустимой частоте вращения коленчатого вала ($M_e = 0, n_{\max}$);
- режим максимальной мощности ($N_{e_{\max}}, n_{N_{e_{\max}}}$).

Таким образом, соотношение между силами P_g и P_j зависит от частоты вращения коленчатого вала. При максимальной частоте вращения холостого хода индикаторная мощность равна мощности трения ($N_i = N_{тр}$) и силы инерции больше газовых сил.

15.4 Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Суммарная сила P_s , действующая вдоль оси цилиндра (рис. 101), может быть разложена на две составляющие: по направлению, перпендикулярному к оси цилиндра – боковая сила N и по направлению продольной оси шатуна – сила S . Выражения для сил N и S записываются исходя из схемы, показанной на рисунке 101 [4, 20]:

$$\begin{aligned} N &= P_s \operatorname{tg} \beta, \\ S &= \frac{P_s}{\cos \beta}. \end{aligned} \quad (100)$$

Силу S , перенесенную вдоль продольной оси шатуна в центр шатунной шейки кривошипа, обозначим S' и разложив ее на две составляющие:

нормальную силу K , направленную по радиусу кривошипа

$$K = S' \cos(\varphi + \beta) = P_s \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \quad (101)$$

и тангенциальную силу T (перпендикулярно к ней и касатель-

ную к окружности радиуса кривошипа)

$$T = S' \sin(\varphi + \beta) = P_s \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}. \quad (102)$$

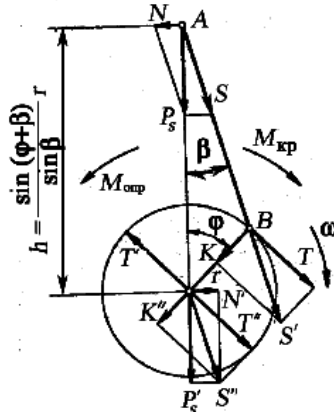


Рисунок 101 - Суммарные силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Сила N прижимает поршень к стенке цилиндра; сила S сжимает или растягивает шатун и передается кривошипу; сила K сжимает или растягивает кривошип, передается подшипникам кривошипа; сила T – единственная сила, создающая на валу двигателя крутящий момент.

Нормальную силу перенесем по линии действия в центр коренной шейки коленчатого вала O и обозначим через K' . Одновременно в точке O приложим две взаимно противоположные силы T' и T'' , равные и параллельные тангенциальной силе. Силы T и T' образуют пару с моментом $M_{кр}$, называемым *крутящим моментом*, величина которого от одного цилиндра двигателя равна

$$M_{кр} = P_s r (\sin \varphi + \operatorname{tg} \beta \cos \varphi). \quad (103)$$

Силы K' и T'' можно сложить, а их результирующая S'' , равная силе S , действующая по продольной оси шатуна, нагружает коренные подшипники коленчатого вала.

Силу S'' , в свою очередь, можно разложить на две составляющие: силу N' , действующей перпендикулярно оси цилиндра, и силу P_s' , действующей по оси цилиндра.

Сила N' вместе с силой N образует пару, момент которой $M_{опр}$ равен моменту $M_{кр}$, но противоположен ему по знаку, и называется *опрокидывающим моментом*. Действительно, как видно из рисунка

101,

$$M_{оп} = -P_{sh} \operatorname{tg} \beta. \quad (104)$$

Опрокидывающий момент всегда равен крутящему моменту.

Крутящий момент передается через трансмиссию ведущим колесам, а опрокидывающий момент через неподвижные части кривошипного механизма воспринимается опорами двигателя, на которых в каждое мгновение возникает равный реактивный момент.

Таким образом, в кривошипно-шатунном механизме и его элементах действуют суммарные силы P_s , N , S , T , K и моменты $M_{кр}$ и $M_{оп}$. Этим силам и моментам в зависимости от направления их действия придается знак + или -, как показано на схеме (рис. 102).

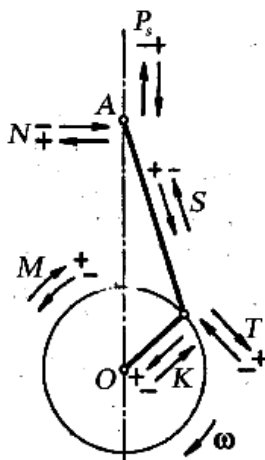


Рисунок 102 -Знаки сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Здесь положительное направление всех сил, действующих по оси цилиндра, принимается по направлению давления газов на поршень во время рабочего хода, т. е. от оси поршневого пальца к оси кривошипа. Для сил, передающихся на опоры двигателя, действие которых выходит за пределы двигателя как объекта, более удобным является положительное направление сил, действующих по оси цилиндра от оси кривошипа к оси поршневого пальца.

В многоцилиндровых двигателях характер действия сил и моментов зависит, при прочих равных условиях, от числа и расположения цилиндров и кривошипной схемы (расположения колен) коленчатого вала двигателя.

В зависимости от тактности двигателя для каждого числа и расположения цилиндров существует один или несколько наиболее выгодных порядков работы и одна или несколько наиболее выгодных кривошипных схем коленчатого вала.

При выборе порядка работы цилиндров и кривошипной схемы коленчатого вала многоцилиндровых двигателей стремятся обеспечить:

- равномерное чередование вспышек, необходимое для достижения равномерной работы двигателя;
- равномерное распределение рабочей смеси (воздуха) по цилиндрам;
- возможно лучшее уравнивание двигателя, необходимое для уменьшения вибраций;
- возможно большее расстояние между последовательно работающими цилиндрами, что необходимо для уменьшения нагрузок на подшипники коленчатого вала;
- установить наименьшие амплитуды крутильных колебаний коленчатого вала для снижения напряжений кручения в его сечениях.

При выборе кривошипной схемы коленчатого вала следует, кроме того, иметь в виду, что равномерное чередование вспышек в однорядных двигателях с числом цилиндров $i_{ц}$ обеспечивается для четырехтактных двигателей при условии $720^\circ/i_{ц} = \delta$ и для двухтактных $- 360^\circ/i_{ц} = \delta$, δ – угол между коленами вала.

В V -образных двигателях равномерное чередование вспышек зависит как от кривошипной схемы коленчатого вала, так и от угла развала между цилиндрами γ , которые устанавливаются в каждом отдельном случае с учетом тактности двигателя, необходимой уравновешенности и конструктивных соображений.

Контрольные вопросы:

1. Почему действительную массу шатуна заменяют приведенными массами, сосредоточенными в центрах поршневой и кривошипной головок, соответственно?

2. Почему момент инерции приведенной двухмассовой системы шатуна не равен действительному моменту инерции шатуна? Какую погрешность это вызывает?

3. Какими способами можно определить центр масс изготовленного шатуна?

4. Отличается ли приведенная масса щеки от действительной?

5. Какая часть масс кривошипно-шатунного механизма совершает вращательное движение?

6. Какая часть масс кривошипно-шатунного механизма совершает возвратно-поступательное движение?

7. Как уменьшить влияние сил инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?

8. Как уменьшить влияние центробежных сил инерции?

9. Чем отличаются силы инерции первого и второго порядков? Как можно уменьшить силу инерции второго порядка?

10. Почему газовые силы на режиме максимального крутящего момента превышают газовые силы на режиме максимальной частоты вращения холостого хода?

11. Чем определяется величина боковой силы N и какое отрицательное влияние ее на работу кривошипно-шатунного механизма?

12. Как возникает опрокидывающий момент $M_{опр}$ и можно ли его уравновесить?

13. Как определяются знаки сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме?

16 УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

При неблагоприятном выборе конструктивной схемы многоцилиндрового поршневого двигателя силы инерции и их моменты, передаваемые на опоры, могут суммироваться и тем самым увеличивать вибрации и напряжения в подмоторной раме. Опасные значения сил инерции и моментов от них можно уменьшить или полностью уравновесить либо путем дополнительной системы противовесов, вращательное движение которых координируется с движением коленчатого вала, либо путем изменения конструктивной схемы двигателя.

Двигатель считается *уравновешенным* полностью, если при установленном скоростном режиме его работы силы и моменты, передаваемые на опоры, постоянны по величине и по направлению. Если хотя бы одна сила (или момент) переменна или по величине, или по направлению, двигатель будет *неуравновешенным* [4, 20].

В общем случае на опоры многоцилиндрового поршневого двигателя могут передаваться следующие силы и моменты:

а) силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма первого P_{j1} и второго P_{j2} порядков;

б) центробежные силы инерции вращающихся неуравновешенных масс кривошипно-шатунного механизма Kr ;

в) продольные моменты инерции M_{j1} и M_{j2} , образованные соответственно силами инерции P_{j1} и P_{j2} ;

г) продольный центробежный момент инерции M_r , образованный центробежными силами инерции Kr ;

д) неравномерный крутящий момент двигателя, равный и противоположно направленный опрокидывающему моменту $M_{кр} = -M_{опр}$;

е) переменные по величине реактивные силы и моменты от неравномерно движущихся в двигателе жидкостей и газов, а также реакции от силы тяги лопастных вентиляторов. Эти силы не рассматриваются вследствие их малости.

Поскольку неравномерность крутящего момента поршневого двигателя невозможно полностью устранить из-за конечного числа цилиндров и конструктивных ограничений размеров маховика, при анализе уравновешенности автотракторных двигателей рассматривается их уравновешенность лишь от сил инерции и их моментов.

Таким образом, первая причина неуравновешенности поршневого двигателя – возникновение при его работе периодически изменяющихся по величине и знаку сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс Pj_1 и Pj_2 и непрерывно меняющихся направление центробежных сил вращающихся масс Kr . Поэтому основная задача уравновешивания двигателя заключается в создании путем конструктивной компоновки такого сочетания отдельных неуравновешенных переменных по величине и по направлению сил инерции движущихся масс, при котором главный вектор и главный момент этих сил обратились бы в нуль.

Обеспечение предусмотренной конструктором динамической уравновешенности двигателя достигается при его изготовлении, кроме строгого соблюдения размерных допусков, следующими мерами:

- поршневые комплекты (собственно поршень и поршневой палец) проходят технологическую операцию подгонки массы в соответствии с требованиями чертежа (равенство масс поршневых групп);

- шатуны подвергаются подгонке не только по общей массе, но и по разнесению массы к центрам поршневой и кривошипной головок;

- коленчатые валы автомобильных и тракторных ДВС подвергаются динамической балансировке на специальных балансировочных машинах с целью устранения в общем случае неуравновешенных сил и продольного момента снятием металла со щек в зоне шатунных шеек или сверлением противовесов.

Для одновременного обеспечения равномерности хода следует добиваться идентичности протекания рабочих процессов в отдельных цилиндрах, для чего необходимо иметь:

- одинаковое наполнение цилиндров, что достигается равен-

ством их рабочих объемов, идентичностью изготовления и регулировки органов газораспределения, а также обеспечения одинаковой конструкции впускных и выпускных трубопроводов;

- одинаковые степени сжатия и соответственно формы камер сгорания;

- одинаковую регулировку момента впрыска топлива (для дизеля) или зажигания (бензиновый двигатель);

- одинаковый состав смеси (бензиновый двигатель) или одинаковую цикловую подачу топлива по цилиндрам (дизель).

Уравновешивание современных автомобильных и тракторных двигателей можно осуществить двумя способами:

- расположением определенным образом цилиндров и выбором такой кривошипной схемы коленчатого вала, чтобы переменные силы инерции и их моменты взаимно уравновешивались;

- созданием с помощью дополнительных масс (противовесов) новых сил, в любой момент времени равных по величине, но противоположных по направлению основным неуравновешенным силам.

Чаще всего оба эти способа применяются для уравновешивания одновременно.

16.1 Уравновешивание центробежных сил

Для уравновешивания систем должны соблюдаться следующие два условия [4, 20]:

- центр масс приведенной системы коленчатого вала находится на его оси вращения;

- сумма моментов центробежных сил вращающихся масс относительно любой точки оси вала равна нулю.

Эти условия выполнены тогда и только тогда, когда ось вращения является главной центральной осью инерции вала.

Соблюдение первого условия обуславливает статическую уравновешенность. Ее можно определить путем статического испытания вала на призмах.

Аналитически статическая уравновешенность выражается равенством нулю главного вектора центробежных сил (он направлен всегда перпендикулярно оси коленчатого вала):

$$R_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 0. \quad (105)$$

Для динамической уравновешенности, кроме равенства нулю главного вектора Rr , необходимо также равенство нулю главного момента центробежных сил Mr относительно любой точки оси вращения или равенство нулю проекций главного вектора на оси координат,

перпендикулярных к оси коленчатого вала:

$$M_r = \sqrt{M_{rx}^2 + M_{ry}^2} = 0. \quad (106)$$

В одноколенном валу сумма центробежных сил, развиваемых двумя противовесами, должна быть равна и противоположна центробежной силе Kr (рис. 103 а):

$$2K_{np} = Kr; \quad 2m_{np}\rho\omega^2 = m_r r\omega^2.$$

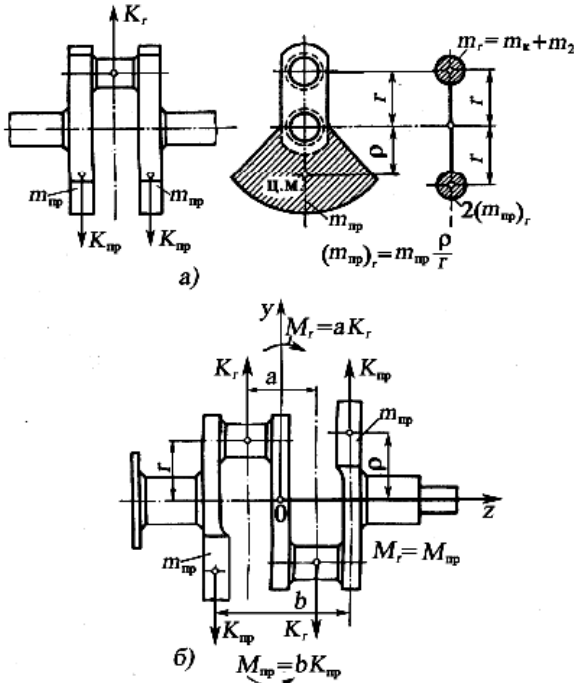


Рисунок 103 - Уравновешивание коленчатых валов:

а – одноколенного; *б* – двухколенного

Следовательно, масса каждого противовеса равна

$$m_{np} = \frac{l}{2} \cdot \frac{r}{\rho} m_r. \quad (107)$$

В двухколенном неполноопорном валу момент, создаваемый центробежными силами двух противовесов, должен уравновесить момент, создаваемый центробежными силами, возникающими при вра-

щении неуравновешенных масс двух колен (рис. 103 б):

$$K_{np} b = K_r a; \quad 2m_{np} \rho \omega^2 b = m_r r \omega^2 a.$$

Следовательно, масса каждого противовеса равна

$$m_{np} = \frac{a}{b} \cdot \frac{r}{\rho} m_r. \quad (108)$$

Многоколенные валы некоторых многоцилиндровых двигателей оказываются уравновешенными без установки противовесов. Для этого необходимо, чтобы:

- число колен вала было четное и не менее четырех;
- вал имел плоскость симметрии, перпендикулярную к продольной оси и проходящую через середину вала (чтобы размещение колен было зеркальным);
- центр масс был расположен на оси вала.

На рисунке 104 изображены схемы таких четырех (рис. 104 а)- и шестиколенных (рис. 104 б) валов четырехтактных двигателей. Несмотря на то что сами валы уравновешены, их часто снабжают противовесами, чтобы уменьшить моменты, изгибающие вал, и разгрузить коренные подшипники вала.

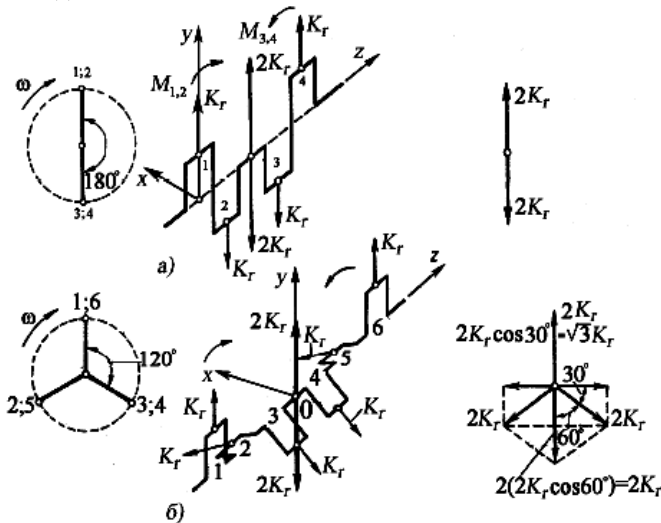


Рисунок 104 - Многоколенные симметричные относительно своего центра валы четырехтактных двигателей без противовесов:
а – четырехколенные; б – шестиколенные

Рассматриваемые силы остаются внутренними силовыми факторами для коленчатого вала и корпусных деталей. Это так называемая внутренняя неуравновешенность двигателя, которая дополнительно вызывает деформацию коленчатого вала и корпусных деталей.

Уравновешивание внутренних сил и моментов осуществляется теми же способами, что и внешних: выбором схемы коленчатого вала двигателя и применением дополнительных устройств. Например, противовесы, расположенные по схеме (рис. 105 в), поочередно уравновешивают силы инерции от центробежных сил кривошипов I и II, III и IV соответственно (см. рис. 105а). Полная разгрузка коренных опор от действия местных моментов, создаваемых центробежными силами (рис. 105 г), приводит к тому, что они на опоры не передаются и корпусные детали не нагружаются. Как будет показано далее, в более сложных случаях могут быть установлены противовесы как на коленчатом валу, так и на дополнительных валах для уравновешивания сил инерции первого и второго порядков или их моментов.

Поиск оптимального решения расположения противовесов должен проводиться с учетом внешней и внутренней неуравновешенностей, а также вопросов целесообразности применения противовесов.

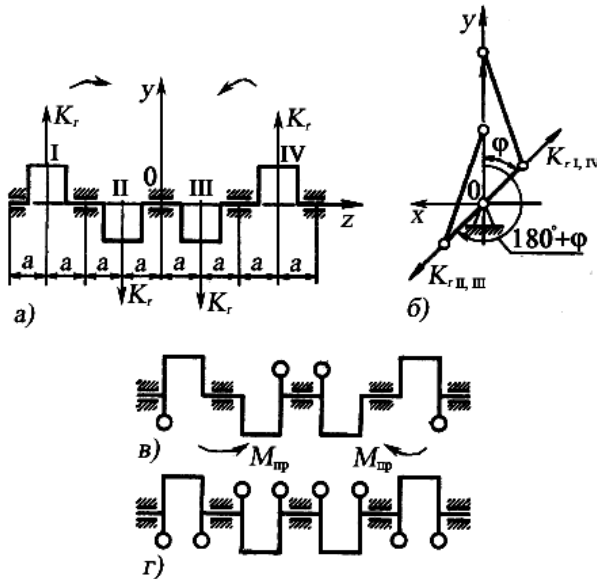


Рисунок 105 - Схемы уравновешивания центробежных сил четырехцилиндрового рядного двигателя

16.2 Уравновешивание одноцилиндрового двигателя

В одноцилиндровом двигателе центробежные силы инерции уравновешиваются центробежными силами противовесов, устанавливаемых на продолжении шек колена (рис. 106), а уравновешивание сил инерции первого P_{j1i} и второго P_{j2i} порядков может быть осуществлено с помощью системы дополнительных валов с противовесами (рис. 107) [4, 20].

Для уравновешивания силы инерции P_{j1i} на двух валах 4 и 5, параллельных оси коленчатого вала с осями $O1$ и $O2$ и симметрично расположенных по обеим сторонам в картере двигателя, устанавливают по одному противовесу в плоскости, проходящей через ось цилиндра и перпендикулярной к оси вала. Валы 4 и 5 вращаются в разные стороны с угловой скоростью коленчатого вала ω .

Противовесы устанавливают в плоскости кривошипа, поэтому они при вращении всегда составляют с вертикалью угол φ , равный углу поворота колена вала.

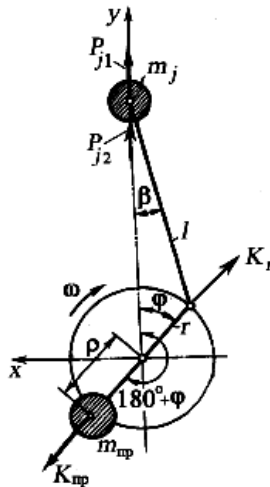


Рисунок 106 - Уравновешивание центробежных сил инерции одноцилиндрового двигателя

При этом горизонтальные составляющие центробежных сил инерции этих противовесов P_{1x} направлены навстречу друг другу и взаимно уравновешиваются.

Равнодействующая вертикальных составляющих центробежных

сил инерции противовесов P_{1y} расположена на оси цилиндра и направлена в сторону, противоположную P_{j1} .

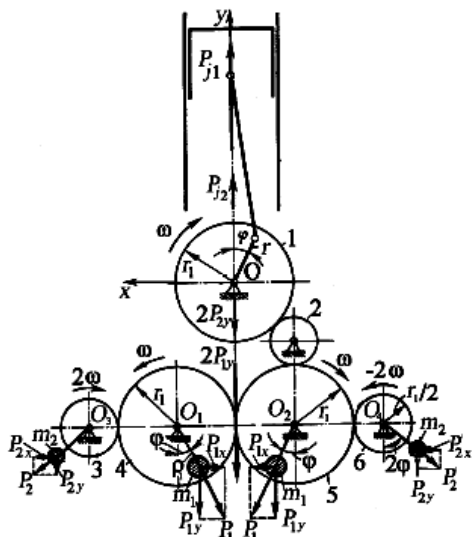


Рисунок 107 - Уравновешивание одноцилиндрового двигателя с помощью дополнительных валов (метод Ланчестера)

Если массу каждого противовеса выбирать из условия

$$m_i = \frac{I}{2} \cdot \frac{r}{\rho} m_j. \quad (109)$$

то равнодействующая $2P_{1y}$ вертикальных составляющих центробежных сил инерции добавочных противовесов массой m_1 будет уравновешивать силу инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс кривошипного механизма.

Для уравновешивания силы инерции P_{j2} второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс кривошипного механизма устанавливают по одному противовесу массой m_2 на двух валах 3 и 6, расположенных аналогично первым, но вращающихся с удвоенной угловой скоростью коленчатого вала в разные стороны. Противовесы установлены в плоскости кривошипа, поэтому они при вращении всегда составляют с вертикалью угол 2ϕ , равный удвоенному углу поворота колена вала. Горизонтальные составляющие центробежных сил инерции этих противовесов P_{2x} направлены навстречу друг другу и

взаимно уравновешиваются (см. рис. 107).

Таким образом, механизм Ланчестера позволяет полностью уравновесить силы инерции даже в одноцилиндровом двигателе, но из-за сложности находит лишь ограниченное применение в исследовательских одноцилиндровых отсеках.

В одноцилиндровом двигателе малого литража (объем одного цилиндра $V/h \leq 0,5$ л) P_{j2} обычно не уравновешивается, а P_{j1} (или часть ее) за счет противовесов, установленных на продолжении шек коленчатого вала, переводится в горизонтальную плоскость (рис. 108).

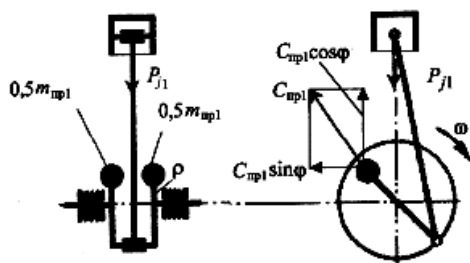


Рисунок 108 - Схема уравновешивания сил инерции первого порядка в одноцилиндровом двигателе

Такая схема уравновешивания P_{j1} является традиционной и используется на большинстве одноцилиндровых двигателей.

В последнее время для снижения виброактивности одноцилиндрового двигателя используется дополнительный уравновешивающий вал (рис. 109).

В этом случае схема дополняется уравновешивающим валом, который приводится во вращение шестерней 1. Она вращается с той же частотой вращения ω , что и коленчатый вал, но в противоположном направлении.

В последнее время для снижения виброактивности одноцилиндрового двигателя используется дополнительный уравновешивающий вал (рис. 109).

В этом случае схема дополняется уравновешивающим валом, который приводится во вращение шестерней 1. Она вращается с той же частотой вращения ω , что и коленчатый вал, но в противоположном направлении. При этом от вращения каждой массы m_{np1} возникает центробежная сила инерции.

Вертикальные составляющие сил инерции $C_{np1} \cos \phi$ дополнительных противовесов массой m_{np1} (на коленчатом и уравнеше-

вающем валах) полностью уравнивают силу инерции первого порядка P_{j1} .

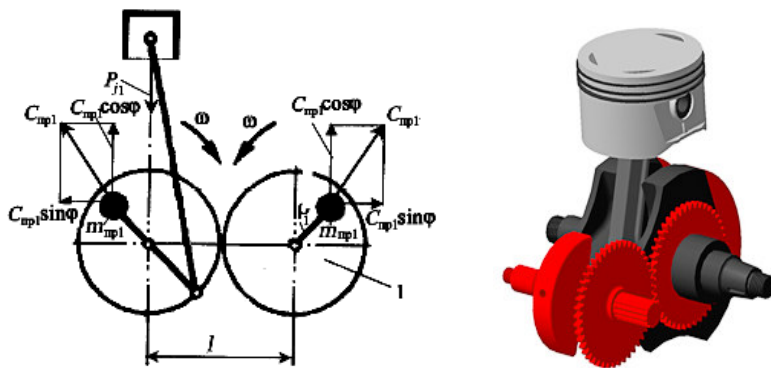


Рисунок 109 - Схема уравнивания сил инерции первого порядка в одноцилиндровом двигателе с дополнительным валом

Горизонтальные составляющие $C_{np1} \sin \phi$ (на коленчатом и уравнивающем валах) направлены в противоположные стороны и уравниваются взаимно.

Следует отметить, что при этом возникает неуравновешенный момент инерции сил P_{j1} .

16.3 Уравнивание однорядных двухцилиндровых четырехтактных двигателей

В таком двигателе возможны два варианта расположения кривошипов: под углом 360° (рис. 110 а) и под углом 180° (рис. 110 б). Эта схема обеспечивает равные промежутки времени между рабочими ходами (соответствующими углу поворота коленчатого вала на 360°).

К недостаткам схемы следует отнести повышенную нагрузку на коренные подшипники, так как силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и неуравновешенных вращающихся масс увеличиваются в два раза. Если принять, что массы поршней и шатунов у обоих цилиндров одинаковы, то при равных радиусах кривошипов и одинаковом расположении колен вала для каждого цилиндра будут одинаковыми центробежные силы инерции Kr , а также силы инерции первого и второго порядков P_{j1} , P_{j2} [4].

Для уравнивания сил инерции первого порядка можно, как и в случае одноцилиндрового двигателя, ввести дополнительный уравни-

новешивающий вал, но при этом появляется дополнительный момент (см. рис. 110).

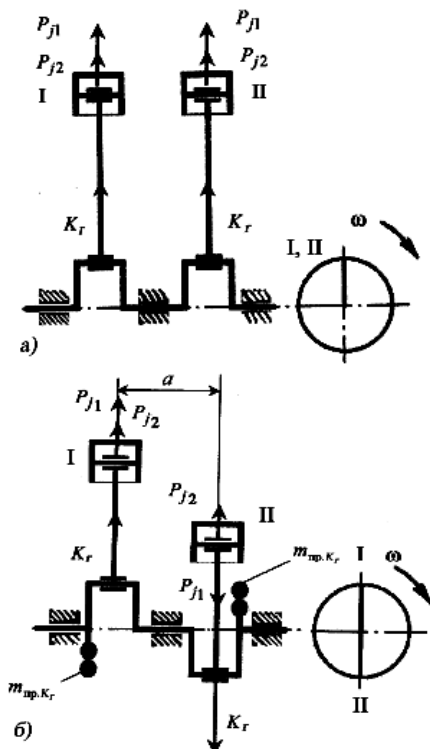


Рисунок 110 - Схема сил инерции в двухцилиндровом одно-рядном двигателе:

a – с кривошипами под углом 360° ; *б* – с кривошипами под углом 180°

Вместе с тем возможна схема, устраняющая появляющийся неуравновешенный момент.

Для этого кроме вала 1 устанавливается еще один уравновешивающий вал 2 (рис.111), вращающийся в ту же сторону, что и вал 1. На коленчатом валу устанавливается противовес массой в два раза большей, чем на дополнительных валах.

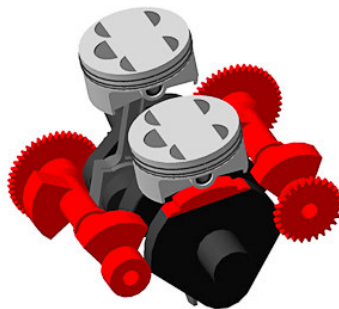
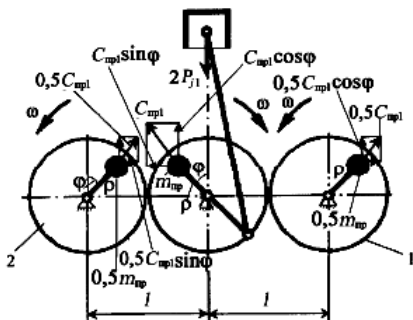


Рисунок 111 - Схема уравнивания сил инерции первого порядка в двухцилиндровом двигателе с кривошипами под углом 360° с двумя дополнительными валами

При этом на каждом из двух дополнительных валов 1 и 2 противовесы, массой $0,5m_{пр}$, установленные на расстоянии ρ от оси вращения, развивают центробежную силу $0,5C_{пр} = 0,5m_{пр}\rho\omega^2$, которая составляет от максимальной силы инерции P_{j1} : $0,5C_{пр1} = 0,25P_{j1\max}$. Равнодействующая вертикальных составляющих сил инерции противовесов на коленчатом валу $C_{пр1} \cos \varphi = 2m_{пр}\rho\omega^2$, валах 1 и 2 – $0,5C_{пр1} \cos \varphi = 0,5m_{пр}\rho\omega^2 \cos \varphi$, расположенная в плоскости, проходящей через оси цилиндров, полностью уравнивает силу инерции первого порядка $2P_{j1}$: $m_{пр}\rho\omega^2 \cos \varphi = 2m_{пр}\rho\omega^2 \cos \varphi + 2 \cdot 0,5m_{пр}\rho\omega^2 \cos \varphi$.

Горизонтальные составляющие сил инерции противовесов на валах 1 и 2 $0,5C_{пр1} \sin \varphi$ направлены в сторону, противоположную горизонтальной составляющей сил инерции противовеса на коленчатом валу. Так как эти составляющие равны по величине, то они взаимно уравниваются. Вала 1 и 2 расположены на равных расстояниях l от оси коленчатого вала, что исключает неуравновешенный момент M , присущий схеме на рисунке 111. Эта схема, как и схема Ланчестера, содержит для полного уравнивания P_{j1} два уравнивающих вала, но в данном случае вала вращаются в одном направлении, что упрощает схему их привода. Кроме того, силы инерции на уравнивающих валах в этом случае в два раза меньше, чем в случае установки одного уравнивающего вала. Это уменьшает нагрузки, действующие на корпусные детали, а также увеличивает надежность подшипников уравнивающих валов.

При расположении кривошипов под углом 180° (см. рис. 110 б), которые применяются как для двух-, так и четырехтактных двигателей,

достигается более удовлетворительная, чем под углом 360° (см. рис. 110 *a*), уравновешенность.

16.4 Уравновешивание четырехцилиндровых четырехтактных двигателей

Из всех возможных схем четырехцилиндровых однорядных двигателей наибольшее распространение в настоящее время получили схема с плоским валом (рис. 112 *a*) и схема с кривошипами, расположенными под углом 90° (рис. 112 *б*) [4, 20].

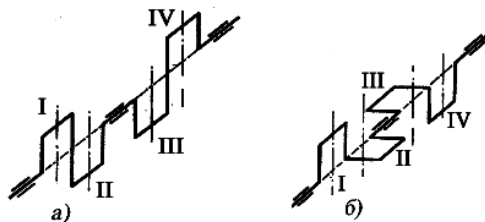


Рисунок 112 - Схемы вала четырехцилиндровых двигателей:

a – плоского; *б* – крестообразного

По первой схеме выполняются все четырехтактные четырехцилиндровые двигатели, которые в этом случае отличаются не только хорошей уравновешенностью, но и равномерностью чередования вспышек (угловые интервалы 180°) при порядке работы 1 – 2 – 4 – 3 или 1 – 3 – 4 – 2.

Вторая схема, применяемая для двухтактных двигателей, также обуславливает равномерное чередование вспышек (угловые интервалы 90°) при порядке работы 1 – 3 – 4 – 2.

Значительное распространение получили также четырехцилиндровые двигатели с кривошипами под углом 180° и цилиндрами, расположенными по обе стороны коленчатого вала (двигатели с противоположным расположением цилиндров или оппозитные), а также V-образные четырехцилиндровые двигатели.

Если принять, что массы $m_r = m_k + m_2$ неуравновешенных частей кривошипов одинаковы, то центробежные силы $Kr = m_r r \omega^2$ также будут одинаковы. Из схемы (рис. 1130, следует, что они уравновешены, а также уравновешены моменты $M_{1,2} = K_r a$ и $M_{3,4} = K_r a$ от первого, второго, а также третьего и четвертого кривошипов соответственно.

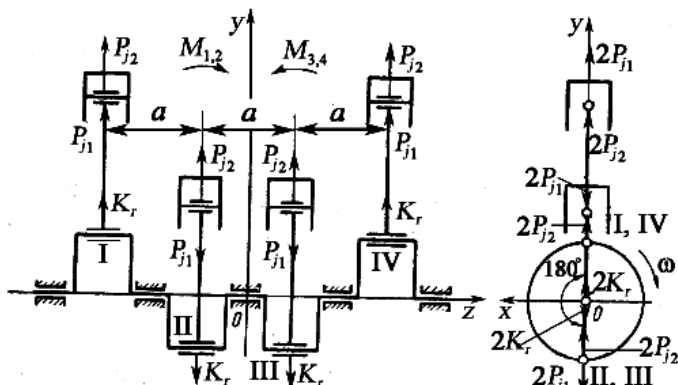


Рисунок 113 - Уравновешивание четырехцилиндрового двигателя с плоским валом

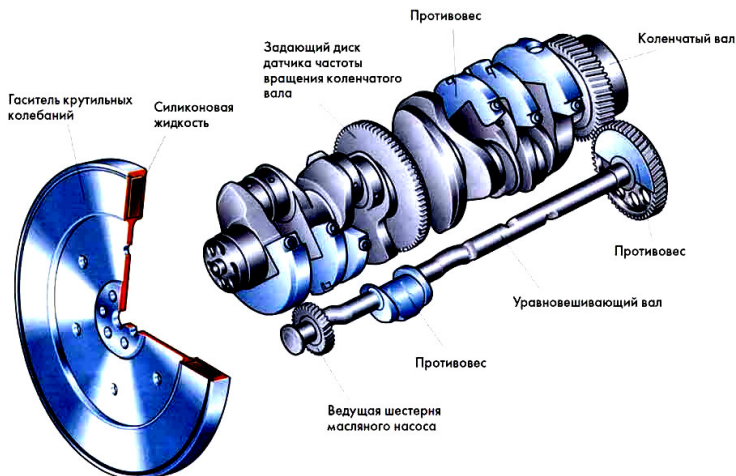


Рисунок 114 - Система уравновешивания рядного двигателя дополнительным одним валом

Силы инерции первого порядка в таком двигателе взаимно уравновешиваются:

$$\sum P_{j1} = 2m_j r \omega^2 \cos \varphi + 2m_j r \omega^2 \cos(108^j + \varphi) = 0.$$

Силы инерции второго порядка при любом положении коленчатого вала равны между собой и имеют одинаковое направление.

Силы P_{j2} могут быть уравновешены только методом дополни-

тельных валов с противовесами (рис. 114).

16.5 Уравновешивание V-образных двигателей

Уравновешивание двухцилиндрового V-образного двигателя

Двухцилиндровый V-образный двигатель с общим кривошипом имеет угол между осями цилиндров, или угол развала цилиндров, $\gamma = 90^\circ$ (рис. 115). В этом случае промежуток между вспышками равен для четырехтактных двигателей $450\text{--}270^\circ$, а для двухтактных – $90\text{--}270^\circ$.

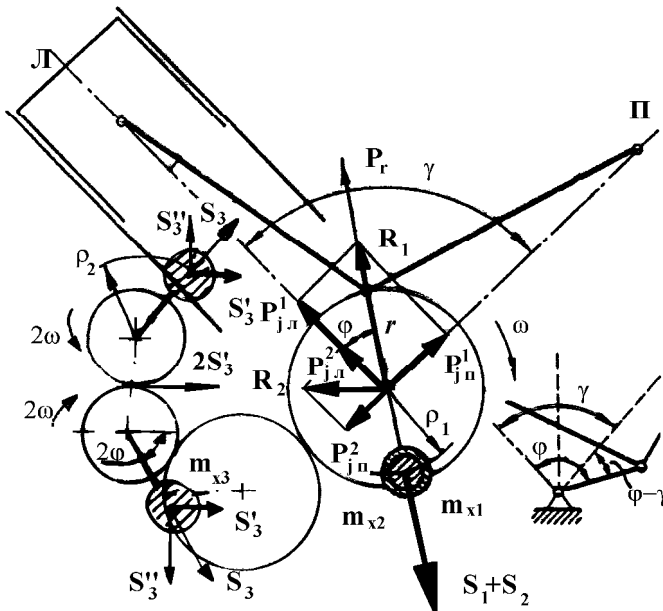


Рисунок 115 - Уравновешивание V-образного двухцилиндрового двигателя

Неуравновешенные силы по цилиндрам:

$$P_{j2}^1 = -m_j r \omega^2 \cos \varphi, \quad (110)$$

левый цилиндр,

$$P_{j2}^2 = -m_j r \omega^2 \lambda \cos \varphi,$$

правый цилиндр

$$P_{j2}^1 = -m_j r \omega^2 \sin \varphi.$$

для обоих цилиндров

$$P_y = m_r r \omega^2. \quad (111)$$

Рассмотрим уравновешивание сил инерции первого порядка:

$$\sum P_j^I = R_1 = m_j r \omega^2.$$

Угол между направлениями силы R_1 и осью левого цилиндра составляет 45° . Таким образом, сила R_1 постоянна по величине и всегда направлена по радиусу кривошипа, а потому может быть полностью уравновешена при помощи двух противовесов, установленных на продолжении шек коленчатого вала. Из уравнения:

$$S_j = m_j r \omega^2.$$

определяют массу противовесов

$$m_{x1} = m_j \frac{r}{\rho_1}, \quad (112)$$

где m_{x1} – масса каждого противовеса; ρ_1 – расстояние от центра тяжести массы m_{x1} до оси коленчатого вала.

Полученные зависимости справедливы при условии, что оси правого и левого цилиндров находятся в одной плоскости (например, при вильчатых или прицепных шатунах).

В V-образных автомобильных и тракторных двигателях обычно применяют шатуны, расположенные на одной шейке рядом. Вследствие этого оси цилиндров находятся в разных плоскостях, и на двигатель действует дополнительный момент. Момент действует в плоскости, которая перпендикулярна плоскости колена, и вследствие его незначительности обычно не учитывается.

Равнодействующая сил инерции второго порядка:

$$\sum_1^2 P_j^2 = R_2 = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\varphi \sqrt{2}.$$

Поскольку силы P_{jII} и P_{jII}^2 всегда равны по абсолютной величине и противоположны по знаку, их равнодействующая R_2 действует всегда по горизонтали, причем при значениях угла поворота коленчатого вала $0-45^\circ$, $135-225^\circ$ и $315-360^\circ$ она направлена влево, а при значениях углах $45-135^\circ$ и $225-315^\circ$ – вправо.

Сила R_2 может быть уравновешена только при помощи противовесов, установленных на двух дополнительных валах, вращающихся в разные стороны с угловой скоростью, равной удвоенной угловой скорости коленчатого вала (рис. 115).

$$2S_3' = 8m_{x3}\rho_2\omega^2 \cos 2\varphi.$$

Масса противовесов составляет:

$$m_{x3} = m_j \frac{r}{\sqrt{32\rho_1}} \cdot \lambda. \quad (113)$$

Чтобы не усложнять конструкцию двигателя, сила в этих двигателях обычно не уравновешивается.

Равнодействующую центробежных сил инерции можно уравновесить полностью при помощи противовесов, установленных на продолжении щек коленчатого вала.

Моменты всех сил инерции равны нулю по причине, рассмотренной ранее.

Только схема V-образного двухцилиндрового двигателя с углом развала цилиндров $\gamma = 90^\circ$ позволяет уравновесить равнодействующую сил инерции первого порядка путем установки противовесов на продолжении щек коленчатого вала, но эта схема не обеспечивает равномерного чередования вспышек ни для двух-, ни для четырехтактных двигателей.

Уравновешивание восьмицилиндрового V-образного двигателя

В восьмицилиндровых четырехтактных двигателях с углом между рядами цилиндров 90° применяют коленчатые валы с четырьмя кривошипами, расположенными в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях (рис. 116). При уравновешивании условно рассматривают такие двигатели, как соединение четырех двухцилиндровых V-образных двигателей, последовательно установленных по оси коленчатого вала [4].

Неуравновешенные силы по парам цилиндров составляют:

$$R_i^1 = m_j r \omega^2. \quad (114)$$

первая пара,

$$R_2^1 = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\varphi \sqrt{2}.$$

$$P_\gamma^1 = m_\gamma r \omega^2.$$

$$R_i^2 = m_j r \omega^2.$$

вторая пара,

$$R_2^2 = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\varphi \sqrt{2}.$$

$$P_\gamma^2 = m_\gamma r \omega^2.$$

третья пара

$$R_2^3 = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\varphi \sqrt{2}.$$

$$P_\gamma^3 = m_\gamma r \omega^2.$$

четвертая пара

$$R_2^4 = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\varphi \sqrt{2}.$$

$$P_\gamma^4 = m_\gamma r \omega^2.$$

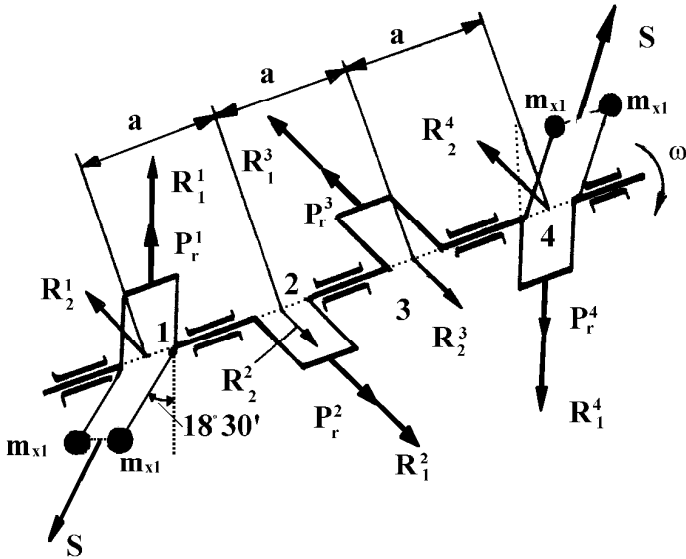


Рисунок 116 - Уравновешивание V-образного восьмицилиндрового двигателя

Силы инерции первого и второго порядков, центробежная сила и момент сил инерции второго порядка уравновешены, т. е.

$$\sum_1^4 R_1 = 0, \quad \sum_1^4 R_2 = 0, \quad \sum_1^4 P_\gamma = 0, \quad \sum_1^4 M_{R_2} = 0 \quad (115)$$

Результирующий момент сил инерции первого порядка и центробежных сил составляет:

$$\sum_1^4 M_{R_2 + R_\gamma} = \sqrt{M_{гор}^2 + M_{вер}^2}, \quad (116)$$

где $M_{гор} = (R_1^l + P_\gamma^l) \cdot 3a$ – горизонтальная составляющая результирующего момента; $M_{вер} = (R_1^2 + P_\gamma^2) \cdot a$ – вертикальная составляющая результирующего момента.

Тогда

$$\sum_1^4 M_{R_2+R_7} = (m_j + m_\gamma) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot a \cdot \sqrt{10}. \quad (117)$$

Плоскость, в которой действует суммарный момент и должны быть установлены противовесы, составляет с плоскостью первого колена угол $180^\circ 30'$.

Моменты сил инерции первого порядка и центробежных сил обычно уравнивают противовесами, установленными на щеках коленчатого вала. Продольный момент от сил инерции первого порядка может быть уравновешен установкой противовесов на концах коленчатого вала. Массу каждого противовеса, размещаемого на концах вала, определяют из уравнения:

$$M_S = (m_j + m_\gamma) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot a \cdot \sqrt{10}. \quad (118)$$

где a – расстояние между соседними плоскостями, в которых располагаются оси цилиндров.

Из уравнения масса противовесов равна:

$$m_{x1} = \frac{m_j + m_\gamma}{2} \cdot \frac{r}{\rho} \cdot \frac{\sqrt{10}}{3}. \quad (119)$$

На практике часто устанавливают противовесы на щеках кривошипа и на концах коленчатого вала (двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЗИЛ-131 и др.).

Действительная уравновешенность двигателя отличается от рассмотренной теоретической уравновешенности, при которой предполагается, что коленчатый вал абсолютно жесткий, вращается с постоянной угловой скоростью, а детали в различных цилиндрах имеют одинаковые размеры и массу. В действительности размеры и масса деталей двигателя различны и силы инерции для отдельных цилиндров получаются неравными.

Для максимального уменьшения влияния вредных факторов на уравновешенность двигателя вращательно движущиеся части тщательно балансируют, а части, движущиеся возвратно-по-ступательно, подбирают с минимальными отклонениями по размерам и массе. Строго контролируют распределение масс шатуна. Коленчатые валы и маховики подвергают статической и динамической балансировке. Несоблюдение технических условий на сборку деталей двигателя может привести к возникновению значительных неуравновешенных сил инерции.

16.6 Равномерность хода и расчет маховика двигателя

В идеальном двигателе угловая скорость вращения коленчатого вала считается постоянной [4, 20].

В реальном двигателе даже при установившемся режиме работы угловая скорость не остается постоянной, а колеблется в течение одного цикла. Это объясняется изменением величины крутящего момента двигателя M_k , от которого и зависит в первую очередь равномерность хода двигателя.

График изменения постоянного по индикаторной диаграмме крутящего момента одноцилиндрового четырехтактного двигателя по углу поворота коленчатого вала представлен на рисунке 117. Площади, расположенные над осью абсцисс (F_2, F_5, F_7), представляют положительную работу, расположенные же под этой осью (F_1, F_3, F_4, F_6) – отрицательную.

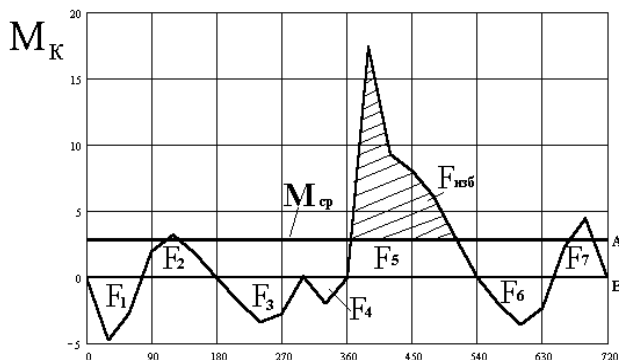


Рисунок 117 - График крутящего момента одноцилиндрового четырехтактного двигателя

Разность между положительными и отрицательными площадями представляет работу крутящего момента за рабочий цикл двигателя:

$$F_{изб} = (F_2 + F_5 + F_7) - (F_1 + F_3 + F_4 + F_6). \quad (120)$$

Среднее значение крутящего момента, которое может быть найдено при помощи диаграммы (рис. 1.36):

$$M_{cp} \cdot AB = F_{изб} \cdot a_1, \quad (121)$$

$$M_{cp} = \frac{F_{изб}}{AB} \cdot a_1,$$

где AB – длина отрезка в единицах длины; a_1 – масштаб момен-

тов.

На рисунке 117 работа среднего крутящего момента представлена в масштабе площадью прямоугольника, высота которого равна AB .

Зная величину M_{cp} , неравномерность крутящего момента можно определить по коэффициенту K , который называется *степенью неравномерности крутящего момента*:

$$K = \frac{M_{max}}{M_{cp}}. \quad (122)$$

где M_{max} – максимальное значение крутящего момента за рабочий цикл двигателя.

В некоторых случаях для оценки равномерности изменения крутящего момента пользуются коэффициентом неравномерности крутящего момента

$$K = \frac{M_{max} - M_{min}}{M_{cp}}, \quad (123)$$

где M_{min} – минимальное значение крутящего момента за рабочий цикл двигателя.

С увеличением числа цилиндров коэффициенты K и K_1 уменьшаются.

Степень неравномерности вращения коленчатого вала двигателя можно оценить *коэффициентом неравномерности хода двигателя*:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}, \quad (124)$$

где ω_{max} , ω_{min} , ω_{cp} – величины наибольшей, наименьшей и средней угловой скорости вращения коленчатого вала в течение одного рабочего цикла двигателя при установившемся режиме его работы.

Для автомобильных и тракторных двигателей при номинальных оборотах значения $\delta = 0,003 \dots 0,020$.

Для одноцилиндрового двигателя необходимая равномерность хода двигателя может быть обеспечена лишь при наличии маховика значительных размеров, что отрицательно отражается на приемистости двигателя. Теоретические и экспериментальные данные показывают, что на работу двигателя автомобиля и трактора в целом равномерность работы оказывает большее влияние, чем уравновешенность. С увеличением равномерности крутящего момента условия работы двигателя и механизмов автомобиля и трактора заметно улучшаются.

Расчет маховика

В многоцилиндровых двигателях размеры маховика, полученные расчетом, исходя из необходимой для нормальных режимов работы двигателя, получаются недостаточными для обеспечения режимов совместной работы двигателя и трансмиссии.

Поэтому следует провести расчет маховика на режиме трогания автомобиля или трактора с места, а затем провести проверку маховика на неравномерность хода двигателя. Этот расчет проводят в предположении, что трогание осуществляется при неизменном, соответствующем холостому ходу двигателя положении дроссельной заслонки (или неизменной подаче топлива), т. е. за счет кинетической энергии движущихся масс двигателя, освобождающейся при уменьшении оборотов коленчатого вала. Предполагается также, что сцепление включается мгновенно.

В действительности при трогании с места водитель, чтобы предохранить двигатель от останова, одновременно с плавным включением сцепления увеличивает подачу рабочей смеси в цилиндры двигателя. Вследствие этого число оборотов коленчатого вала не уменьшается, а остается примерно постоянным, но сделанные предположения позволяют получить для различных двигателей сравнимые результаты расчета.

Достаточность махового момента двигателя при расчете маховика на трогание с места определяется отношением:

$$\omega = \omega_2 / \omega_1,$$

где ω_1 – угловая скорость коленчатого вала до включения сцепления, необходимая для трогания автомобиля с места без остановки двигателя; ω_2 – минимальная устойчивая угловая скорость коленчатого вала, при которой сцепление включено и автомобиль движется на первой передаче.

Это отношение можно получить из анализа условий включения сцепления. Предположим, что автомобиль трогается на первой передаче.

Условная схема автомобиля для этого случая представлена на рисунке 118. На схеме вал 1 соответствует коленчатому валу двигателя, 3 – сцеплению, с моментом инерции J_c , валы 4, 5 – первичному и промежуточному, а 6, 8 – вторичному валам коробки передач. На той же схеме масса 2 с моментом инерции J_m соответствует массам вращающихся частей двигателя, масса 7 с моментом инерции J_{ABT} – массам поступательно движущихся и вращающихся частей автомобиля.

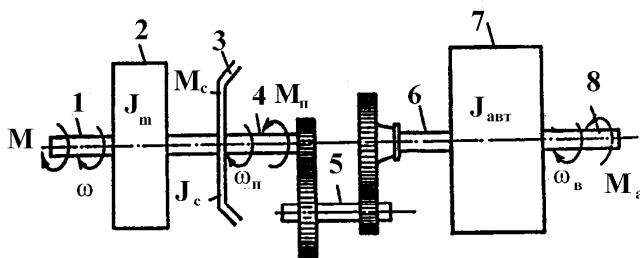


Рисунок 118 - К расчету маховика на режиме трогания автомобиля с места

Момент инерции движущихся масс автомобиля может быть определен по формуле:

$$J_{ABT} = \frac{G_a}{g} \cdot \left(\frac{r_k}{i} \right), \quad (125)$$

где G_a – полный вес автомобиля, r_k – радиус колеса автомобиля, с учетом деформации шины; i – передаточное число трансмиссии.

При включении сцепления происходит его буксование, в течение которого обороты коленчатого вала n уменьшаются, обороты же первичного вала коробки передач n_n увеличиваются. В момент окончания буксования сцепления числа оборотов этих валов равны друг другу.

При трогании автомобиля с места момент трения сцепления M_c равен моменту сопротивлений $M_п$, приложенному к первичному валу коробки передач, и зависит от сопротивлений трения в механизмах передач и сопротивлений движению автомобиля.

Момент инерции движущихся масс двигателя равен:

$$J_{II} = \frac{J_{ABT} \cdot \beta}{(\varphi - 1) \cdot (\beta - 1)}, \quad (126)$$

где β – коэффициент запаса сцепления $\beta=1,3 \dots 1,5$; φ – отношение угловой скорости вала двигателя перед включением сцепления к угловой скорости, соответствующей минимальному числу оборотов двигателя $\varphi=1,5 \dots 2,5$.

Момент инерции маховика составляет:

$$J_M = (0,85 \dots 0,90) J_{II}. \quad (127)$$

Размеры маховика определяют из уравнения

$$J_M = \left(\frac{D_m}{2}\right)^2 M_m. \quad (128)$$

где M_m – масса маховика; D_m – диаметр окружности, проходящей через центр тяжести половины поперечного сечения маховика.

Контрольные вопросы:

1. Какой двигатель считается полностью уравновешенным?
2. Какие силы и моменты передаются на опоры двигателя?
3. Можно ли уравновесить опрокидывающий момент?
4. Что такое статическое уравновешивание?
5. Что такое динамическое уравновешивание?
6. Назовите условие статической уравновешенности коленчатого вала.
7. Назовите условие динамической уравновешенности коленчатого вала. Какие силы и моменты передаются на опоры двигателя?
8. Как уравновешивается центробежная сила инерции в одноколенном вале?
9. Уравновешены ли центробежные силы инерции или их моменты в двухколенном вале?
10. Что такое внутренняя и внешняя неуравновешенность поршневого двигателя?
11. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя.
12. Как уравновешиваются центробежные силы инерции в двухцилиндровых двигателях с кривошипами, расположенными под углом 180° , 360° ?
13. Принципы уравновешивания V-образных двигателей.
14. Что такое коэффициент и степень неравномерности крутящего момента?
15. Почему размеры маховика уточняются в процессе проектирования?
16. Из каких условий проверяют, правильно ли выбран маховик автомобильного двигателя?

17 ДЕТАЛИ И УЗЛЫ ДВИГАТЕЛЯ

Механизмы и системы двигателя состоят из отдельных деталей и узлов. Основанием для крепления деталей и узлов перечисленных систем и механизмов является корпус двигателя [1, 2, 7-21].

Корпус двигателя.

Поршневой двигатель внутреннего сгорания классической (тра-

диционной) конструкции имеет корпус, состоящий из блока цилиндров (блок-картера) и головки блока цилиндров, закрытых, сверху - клапанной крышкой, снизу - масляным поддоном, спереди и сзади - передней и задней крышками коленчатого вала с самоподжимными сальниками. Корпус может иметь и иную конструкцию. Например, нижняя часть картера может быть разъёмной, и в этом случае корпус будет состоять из трёх составных частей: блока цилиндров (средней части корпуса), головки блока цилиндров (верхней части корпуса) и фундаментной рамы (нижней части корпуса) и соответствующих крышек. Встречаются двигатели с моноблочной конструкцией корпуса, в котором блок цилиндров и головка блока цилиндров выполняются в виде единой, неразъёмной отливки. Многообразие конструкций двигателей различных моторостроительных предприятий, предполагает различные подходы к их ремонту.

Корпусные детали двигателя являются основанием для крепления деталей кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, а так же узлов и деталей систем смазки, охлаждения, зажигания, питания и др. (рис. 119).

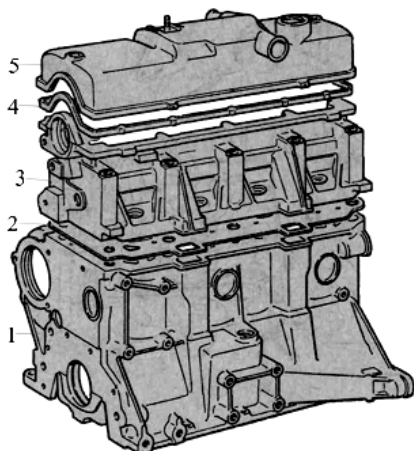


Рисунок 119 - Корпусные детали двигателя:

*1 - блок-картер (блок цилиндров); 2 - прокладка головки блока;
3 - головка блока; 4 - прокладка клапанной крышки; 5 - клапанная
крышка*

Блоки цилиндров отливаются из серого легированного чугуна или высококремнистых алюминиевых сплавов (силуминов). Некоторыми фирмами практикуется изготовление блоков из металлокерами-

ки. Блоки цилиндров двигателя с жидкостным охлаждением имеют двойные стенки, образующие «рубашку охлаждения». Рубашка охлаждения заполняется охлаждающей жидкостью.

Блоки цилиндров двигателей с воздушным охлаждением цилиндров имеют оребрение. Цилиндры, как правило, заключены в кожух, через который вентилятором системы охлаждения прокачивается воздух.

Головки блоков цилиндров бензиновых и дизельных двигателей легковых автомобилей отливаются из алюминиевых сплавов и реже из чугуна и, за редким исключением, имеют моноблочную конструкцию, т.е. на один ряд цилиндров двигателя устанавливается одна, единая для всех цилиндров, головка. На части дизельных двигателей каждый цилиндр (или пара цилиндров) может иметь собственную головку. Головка через термостойкую прокладку крепится к привалочной плоскости блока цилиндров болтами, если блок чугунный, или гайками через шпильки, если блок алюминиевый. Болты крепления головки изготавливаются из высокопрочных сталей и при небольших диаметрах должны обеспечивать значительные усилия (моменты) затяжки. Усилия затяжки болтов (гаек) крепления головки блока регламентируется производителем и, для большинства автомобилей, в среднем составляют 0,9...1,0 Н·м. Стенки головки блока двойные. Рубашка охлаждения, образованная двойными стенками головки блока соединяется с рубашкой охлаждения блока цилиндров. В головке блока выполняются камеры сгорания. На головке размещают детали газораспределительного механизма, включая распределительный вал (валы), впускные и выпускные клапаны и детали привода клапанов.

Детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма.

К деталям цилиндропоршневой группы двигателя относятся: цилиндры (гильзы цилиндров); поршни; поршневые кольца; поршневые пальцы (рис. 120).

К деталям кривошипно-шатунного механизма двигателя относятся: шатуны и крышки шатунов; коленчатый вал и крышки коленчатого вала и маховик. Часть двигателей с малым числом цилиндров (до четырёх) могут иметь балансирные валы, которые также следует относить к деталям КШМ.

Цилиндры. В рядных двигателях, если блок цилиндров отливается из чугуна, цилиндры изготавливаются совместно с блоком. В чугунных блоках многорядных двигателей и блоках выполненных из алюминиевых сплавов цилиндры могут изготавливаться в виде от-

дельных гильз из чугуна, специальной стали или металлокерамики.

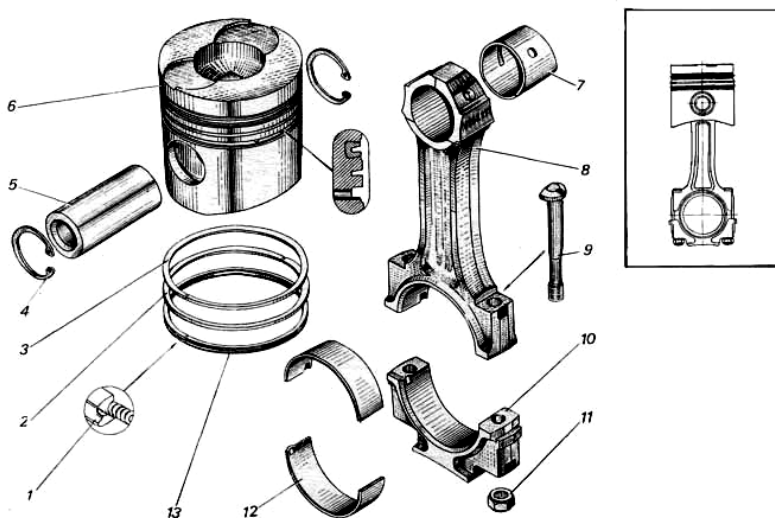


Рисунок 120 - Детали цилиндропоршневой группы:

1 - пружинный расширитель маслосъемного кольца; 2 - второе компрессионное кольцо; 3 - первое компрессионное кольцо; 4 - стопорное кольцо поршневого пальца; 6 - поршень; 7 - втулка верхней головки шатуна; 8 - шатун; 9 - болт крепления крышки шатуна; 10 - крышка шатуна; 11 - гайка крепления крышки шатуна; 12 - вкладыш; 13 - маслосъемное кольцо

Гильзы, которые устанавливаются непосредственно в рубашку охлаждения блока цилиндров, носят название «мокрых». Наружная поверхность «мокрых» гильз омывается охлаждающей жидкостью. Мокрые гильзы устанавливаются в отверстия блока с зазором, и удерживаются от перемещения в этом отверстии головкой блока цилиндров. Для надёжного закрепления гильзы головкой блока цилиндров верхний бурт гильзы должен выступать за верхнюю плоскость блока на величину, регламентируемую техническими условиями (для разных типов двигателей эта величина лежит в пределах 0,02 – 0,12мм).

Гильзы, наружная поверхность которых не контактирует с охлаждающей жидкостью, носят название – «сухие гильзы». «Сухие» гильзы устанавливаются в блок с натягом. Сборка соединений с натягом означает, что диаметр втулки (гильзы) больше диаметра посадочного отверстия, в которое эта втулка устанавливается. Величина натяга измеряется в миллиметрах и определяется как разница диаметров со-

прягаемых деталей. Натяг обеспечивает неподвижность гильзы при тепловом расширении материала блока в процессе прогрева работающего двигателя.

Внутренняя рабочая часть цилиндра обрабатывается на специальном оборудовании до определённой чистоты (шероховатости) и имеет ровную поверхность, которую называют «зеркалом цилиндра». При финишной (окончательной) обработке цилиндра на его поверхность наносятся пространственно ориентированные риски, способствующие удержанию в них масла нужного для смазки поршневых колец и поршней.

На рабочие поверхности алюминиевых цилиндров могут наноситься дополнительные покрытия типа «никасил» (никель с кремнием) или кремниевые покрытия, получаемые кислотным травлением поверхности. Рабочие поверхности чугунных цилиндров, как правило, термической обработке не подвергаются и покрытий не имеют.

По внутреннему диаметру цилиндры номинальных размеров разбиваются заводом изготовителем на категории (классы) с шагом 0,01 мм. Категории цилиндров обозначаются обычно буквами латинского алфавита (А, В, С.....) и клеймятся на привалочной плоскости картера двигателя или ином месте. Класс (категория, группа) цилиндра, так же может обозначаться краской, цифрой, печатным оттиском, или другим способом.

На рисунке 121а показаны корпусные детали рядного шестицилиндрового двигателя, гильзованого мокрыми чугунными гильзами. На рисунке 121б показан блок-картер рядного четырёхцилиндрового двигателя традиционной конструкции с цилиндрами, выполненными заодно с блоком.

Поршни изготавливаются из алюминия легированного кремнием и другими металлами методом литья в кокиль(специальная форма) или методом штамповки с последующей обработкой детали резанием. Для некоторых типов автомобильных двигателей, работающих с высокими удельными нагрузками на детали, поршни изготавливаются из стали и металлокерамики.

Поршни воспринимают давление газов, обеспечивают передачу усилий на шатун и герметизируют камеру сгорания.

Верхняя часть поршня носит название - головка поршня, нижняя направляющая часть поршня называется юбкой поршня. На рисунке 122 показана конструкция поршня а) бензинового двигателя и б) дизельного двигателя с полураздельной камерой сгорания

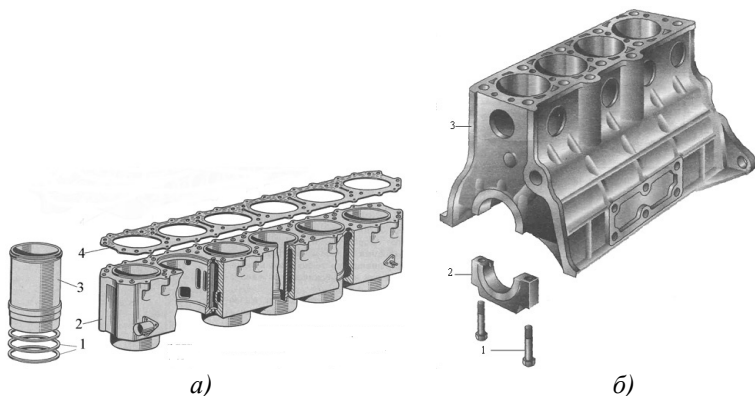


Рисунок 121 - Блок цилиндров:

а - рядного с мокрыми гильзами: 1 - уплотнительные кольца; 2 - блок цилиндров; 3 - гильза; 4 - прокладка; б - традиционной конструкции: 1 - болт крепления крышки коренных подшипников; 2 - крышка; 3 - блок цилиндров

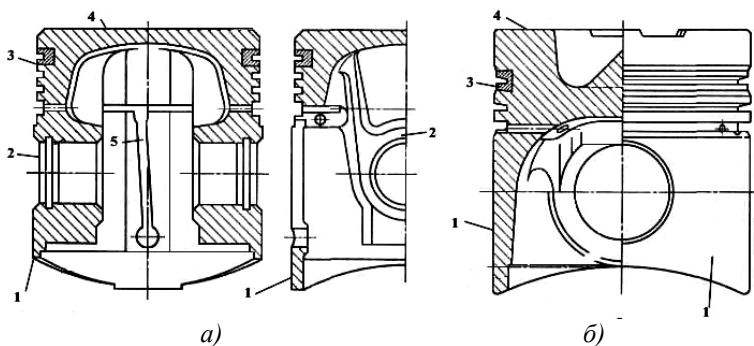


Рисунок 122 - Конструкции бензинового (а) и дизельного (б) поршня:

1 - юбка поршня; 2 - бобышка; 3 - вставка под верхнее компрессионное кольцо; 4 - днище поршня; 5 - Т-образный разрез

Головка поршня – наиболее усиленная часть поршня, где толщина стенок может достигать нескольких мм. На головке поршня выполнены канавки под поршневые кольца. В нижней канавке маслосъемного кольца прорезаются дренажные отверстия для отвода масла. В головку поршня, для повышения износостойкости поршня, могут заделываться чугунные вставки, а на днище поршня (верхняя часть

головки) и зону «огневого пояса» (часть головки поршня от днища до канавки первого компрессионного кольца) наносятся специальные покрытия. Днище поршня может иметь плоскую, выпуклую, вогнутую и иную форму. В днище поршней части двигателей выполняются углубления под клапаны (цековки) или камеры сгорания.

Юбка поршня. Толщина стенок юбки современных поршней может быть меньше 1,5 мм. Для лучшей приработки поршня в цилиндре на юбку поршня напыляют тонкий слой олова или графитовое покрытие. Для этих же целей на юбке поршня выполняют «накатку» в виде микроканавок глубиной до 0,02 мм, в которых при работе двигателя удерживается масло. Юбки поршней двигателей с цельноалюминиевыми цилиндрами могут покрываться тонким слоем железа. В средней части юбки имеются отверстия под поршневой палец. Стенки юбки у отверстия под поршневой палец имеют утолщения (приливы), именуемые бобышками. У большинства поршней ось отверстия под поршневой палец смещена относительно плоскости симметрии поршня в сторону на 0,5 – 2,5 мм.

Поршни автомобилей российского, европейского и американского производства часто изготавливаются со стальными терморегулирующими вставками в юбке у отверстия под поршневой палец. Вставки, имеющие по сравнению с материалом поршня, меньший коэффициент теплового расширения, препятствуют расширению юбки поршня при нагревании. С той же целью уменьшения теплопередачи от головки поршня к юбке с наружной стороны бобышек выполняются подрезы, которые носят название «холодильников», а по нижней канавке маслосъёмного кольца или на юбке поршня, сквозные разрезы «Т» - или «П» – образной формы.

Юбка поршня в плане имеет форму овала, большая ось которого перпендикулярна оси отверстия поршневого пальца. В продольном разрезе поршень имеет форму конуса, расширяющегося к юбке. Эллипсность юбки и разница диаметров поршня в верхней и нижней его части может быть более 0,50 мм.

Поршень устанавливается в цилиндр с зазором. Зазор должен компенсировать расширение поршня при нагревании и обеспечивать присутствие масла между трущимися деталями. Величина установочного зазора строго регламентируется заводом изготовителем и в зависимости от конструкции того или иного двигателя лежит в пределах 0,01 – 0,09 мм (большинство двигателей будут нормально работать с зазором 0,04 – 0,06 мм.). Установочный зазор между стенкой цилиндра и поршнем обеспечивается по большей оси овала юбки поршня.

Поршни для одного двигателя не должны отличаться по массе

более чем на 2-4 грамма или не более чем на 1 -1,5 % среднего арифметического от суммы масс всех поршней данного двигателя.

Заводы выпускают поршни номинального и ремонтного размеров. По наружному диаметру и диаметру отверстия под поршневой палец поршни номинального размера, разбиваются на категории (классы). Информация о размерности и весе поршня, а так же иная информация, выбивается на днище поршня (рис. 123).

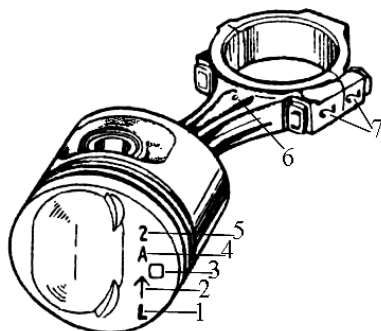


Рисунок 123 - Маркировка поршня и шатуна:

1 - метка "группа поршня по массе"; 2 - метка "стрелка" ориентация поршня в цилиндре; 3 - метка "ремонтный размер"; 4 - класс поршня; 5 - класс отверстия под поршневой палец; 6 - отверстие для смазки стенки цилиндра

Поршневые кольца (рис. 124) изготавливаются из чугуна легированного никелем, хромом, молибденом и другими металлами или стали и выполняют следующие функции:

- 1). Уплотняют поршень в цилиндре;
- 2). Снимают излишки масла со стенок цилиндров;
- 3). Отводят тепло от поршня в стенки цилиндров.

Кольца имеют прямой вырез, называемый замком кольца. Замок позволяет кольцу пружинить.

На поршнях современных двигателей устанавливают по два – три кольца. По назначению кольца делятся на компрессионные кольца и маслосъемные кольца. Компрессионные кольца устанавливаются в верхней части головки поршня и отвечают за уплотнение поршня в цилиндре. Маслосъемные кольца устанавливаются под компрессионными кольцами и отвечают за снятие излишек масла со стенок цилиндров. Излишки масла через прорезы в кольце и отверстия в поршневой канавке маслосъемного кольца сбрасываются под поршень и далее

стекают в картер двигателя. Маслосъёмные кольца – составные и имеют в своём составе непосредственно кольцо (или два кольца - диска) и пружинный расширитель.

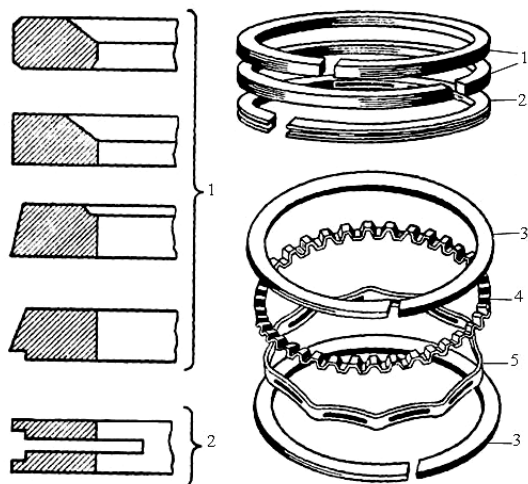


Рисунок 124 - Поршневые кольца и их форма:

1 - компрессионные; 2 - маслосъемные; 3 - диски; 4 - осевой расширитель; 5 - радиальный расширитель

Рабочую поверхность верхних компрессионных колец, работающих в условиях высоких температур и при недостатке смазки, покрывают слоем пористого хрома или молибденом для повышения износоустойчивости. Кромки рабочих поверхностей колец имеют сложную форму в связи с чем, кольца должны устанавливаться на поршень в строго определённом положении. Неправильная установка колец может привести к прорыву газов в картер двигателя, снижению компрессии и повышению расхода масла на угар. Для правильной установки кольца на поршень на верхней части кольца делается специальная метка («гор», «верх»). При отсутствии меток следует обратиться к инструкции завода-изготовителя колец.

Заводы выпускают в продажу кольца номинальных и ремонтных размеров. На верхнюю часть колец ремонтных размеров ставится цифровая маркировка (например, 40 или 80), соответствующая увеличению наружного диаметра кольца (цилиндра) на ремонтный размер (на 0,4 или 0,8 мм, соответственно).

Поршневые пальцы шарнирно соединяют поршень с шатуном. Поршневые пальцы изготавливаются из низкоуглеродистых сталей легированных никелем и хромом и представляют собой короткую стальную толстостенную трубку. Поверхность пальцев обрабатывается с высокой точностью и полируется. Для придания поверхности пальца необходимой прочности, поверхность закаливается токами высокой частоты, цементируется или азотируется.

По способу соединения поршневого пальца с верхней головкой шатуна и с поршнем различают поршневые пальцы плавающего типа и пальцы, запрессованные в верхнюю головку шатуна.

Пальцы плавающего типа устанавливаются в верхнюю головку шатуна через, запрессованную в отверстие головки, сталебронзовую, сталеалюминевую или бронзовую втулку. Между втулкой и пальцем должен быть зазор, величина которого регламентируется техническими условиями. В бобышки поршня палец вставляется с небольшим натягом. От осевого перемещения палец удерживается стопорными кольцами.

Пальцы, запрессованные в верхнюю головку шатуна, в бобышках поршня перемещаются свободно, а в головку шатуна устанавливаются со значительным натягом. Натяг должен обеспечивать неподвижное положение пальца при существенных нагрузках, действующих на детали.

По наружному диаметру пальцы подразделяются на классы, через 0,004 мм. Класс маркируется краской на торце пальца или, если позволяет толщина стенки, цифрой или буквой.

Шатун передаёт усилие от поршня на коленчатый вал двигателя и совместно с валом преобразует поступательное движение поршня во вращательное движение вала. Шатуны изготавливаются из углеродистых сталей легированных марганцем, хромом, никелем, молибденом и др. металлами методомковки в штампах с промежуточной и финишной термообработкой и обработкой резанием. Шатун является одной из самых нагруженных деталей в двигателе. Шатун состоит из стержня, имеющего двутавровое сечение, поршневой (верхней) и кривошипной (нижней) головок. Для установки на коленчатый вал, нижняя головка выполнена разъемной и имеет крышку. Так как отверстие в нижней головке шатуна выполняется и обрабатывается в сборе с крышкой, крышки шатунов не взаимозаменяемы и устанавливаются на головку в строго определенном положении. Для правильной установки крышек на них и нижних головках шатунов выбиваются специальные метки. С этой же целью на привалочных плоскостях крышки и головки шатуна могут выполняться соединительные ступеньки (выступы).

Крышка крепится к нижней головке шатуна шатунными болтами. Для обеспечения высокой прочности болтов для их изготовления используются специальные стали, особые технологии производства и обработки. Шатуны для одного двигателя не должны отличаться по массе более чем на 2-6 граммов (1 - 1,5 % среднего арифметического от суммы масс всех шатунов двигателя).

Коленчатый вал (КВ) через шатун воспринимает усилие от поршня. Крутящий момент, развиваемый на коленчатом валу, через механизмы трансмиссии передаётся на ведущие колёса автомобиля.

Коленчатые валы изготавливаются из высокопрочных легированных углеродистых сталей методомковки или точным литьём из особого чугуна с шаровидным графитом.

Коленчатый вал состоит из коренных и шатунных шеек, соединяющих их щёк, а также противовесов, переднего носка и заднего фланца. Коренные и шатунные шейки со щеками и противовесами образуют колено. Для подачи масла к шатунным подшипникам в щеках вала от коренных шеек просверливаются специальные каналы. Каналы снабжаются грязеуловителями. Грязеуловители способствуют дополнительной центробежной очистке масла, поступающего к шатунной шейке, и представляют собой просверленный или отлитый в шатунной шейке горизонтальный или наклонный канал, выходы из которого закрыты заглушками. Смазка шеек вала принудительная под давлением. Места перехода шеек к щёкам называются галтелями. Для уменьшения вероятности поломки вала, галтели делают закруглёнными и по галтели выполняют радиусную канавку глубиной 0,2 – 0,5 мм. Канавка уменьшает напряжения в металле в зоне соединения щеки и шейки. При ремонте коленчатого вала (шлифовке шеек) глубина канавок и радиус закругления галтелей должны быть восстановлены. Коренными шейками вал устанавливают в опорах картера двигателя и закрепляют крышками. Крышки коленчатого вала не взаимозаменяемы и должны устанавливаться на опору только в одном положении. Вал с наибольшим числом опор из возможного их количества называется полноопорным. К шатунным шейкам коленчатого вала крепится шатун. В двигателях с V – образным блоком цилиндров на одну шатунную шейку коленчатого вала может крепиться два шатуна. На одну шатунную шейку может приходиться один или два противовеса. Противовесы служат для разгрузки коренных подшипников от действия моментов, создаваемых центробежными силами от вращающихся частей и сил инерции поступательно движущихся частей. Расположение кривошипов КВ и их число зависит числа и расположения цилиндров двигателя.

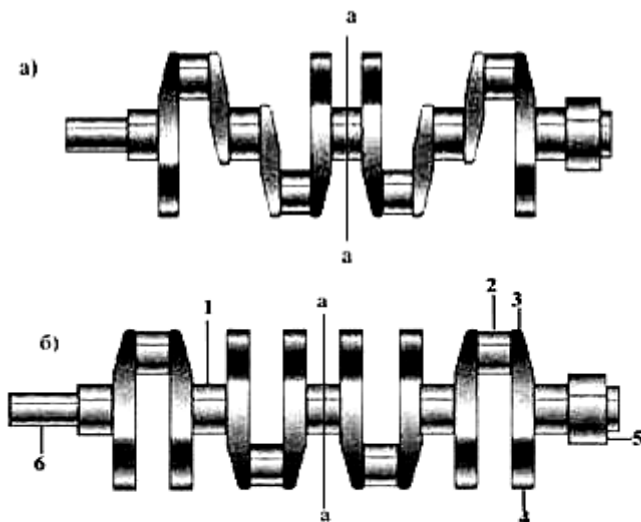


Рисунок 125 - Полноопорные коленчатые валы:

а - с неполным числом противовесов; б - с полным числом противовесов; 1 - коренная шейка; 2 - шатунная шейка; 3 - щека; 4 - противовес; 5 - задний фланец; 6 - передний носок

Коренные вкладыши устанавливаются в опоры и крышки коленчатого вала и центрируются в них с помощью замков. Шатунные вкладыши устанавливаются в постели крышки и нижней головки шатуна. Замок вкладыша представляет собой «усик» шириной до 4,0 мм, отогнутый при изготовлении вкладыша. Основой вкладыша является стальная лента, на которую наносят слой антифрикционного материала (т.е. материала, уменьшающего трение), состоящего из алюминиевого сплава с различным содержанием свинца, олова, сурьмы, кремния и меди. Общая толщина вкладышей современных двигателей 1,0 – 2,5 мм. Во вкладыше выполняется канавка и/или отверстие для подвода масла к шейке коленчатого вала. Вкладыши разных двигателей по составу антифрикционного состава могут сильно отличаться.

Распределительный вал обеспечивает своевременное открытие и закрытие клапанов. Вал классической конструкции кулачкового типа имеет кулачки управления впускными и выпускными клапанами и опорные шейки (рис. 126). На валу может располагаться шестерёнка привода масляного насоса и распределителя зажигания и эксцентрик привода топливного насоса карбюраторных двигателей. Валы изготов-

ливаются из сталей методом штамповки или отливаются из высокопрочного чугуна, легированного хромом, никелем, молибденом и др. металлами. Шейки и кулачки вала шлифуются и подвергаются закалке отбеливанием или токами высокой частоты.

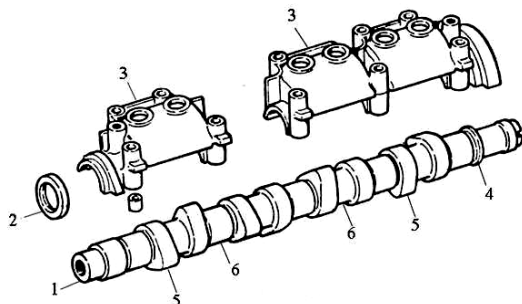


Рисунок 126 - Распределительный вал:

1 - распределительный вал; 2 - сальник; 3 - крышка подшипников; 4 - эксцентрик привода насоса; 5 - кулачки; 6 - опорные шейки

Клапаны. Основными элементами клапана являются головка и стержень. Клапаны изготавливаются из прутковой стали способом её высадки. Для изготовления впускного клапана применяют хромистую или хромокремнистую сталь.

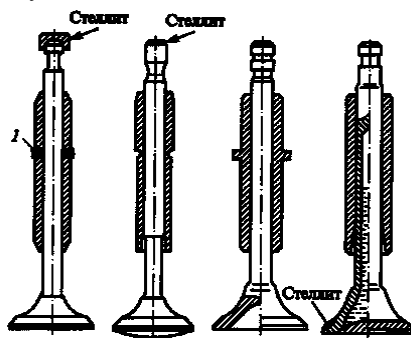


Рисунок 127 - Клапаны:

1 - пружинное стопорное кольцо

Выпускные клапаны работают в условиях высоких температур, и во избежание быстрого выгорания производятся из жаропрочных силхромовых или хромоникельмарганцовистых сталей. При этом стержень и головка выпускных клапанов может изготавливаться из

разных сталей и соединяться между собой сваркой. Стержень выпускного клапана иногда делается полый. Полость заполняется жидким металлическим натрием, который при работе клапана способствует переносу тепла от сильно нагретой головки клапана в стержень. Поверхность стержня шлифуют и иногда хромируют для повышения износостойчивости. Рабочей поверхностью тарелки (фаской) клапан плотно прилегает к седлу, запрессованному в головку блока цилиндров.

Контрольные вопросы:

- 1. Перечислите элементов поршневого двигателя внутреннего сгорания классической (традиционной) конструкции.*
- 2. Перечислите функции поршневых колец.*
- 3. Перечислите элементы коленчатого вала.*
- 4. Какие детали входят в цилиндропоршневую группу?*
- 5. Какие детали относятся к кривошипно-шатунному механизму?*
- 6. Какие гильзы называются "мокрыми", какие "сухими" и почему?*
- 7. Как маркируются поршни и шатуны.*
- 8. Перечислите основные элементы клапана.*
- 9. Перечислите основные элементы поршня.*
- 10. Как классифицируются поршневые пальцы?*
- 11. Чем отличаются пальцы плавающего типа и пальцы от запрессованных в верхнюю головку шатуна?*

18 МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

18.1 Назначение, основные конструкционные решения и схемы газораспределительного механизма

Назначение механизма газораспределения состоит в обеспечении периодической смены рабочего тела в цилиндре ДВС при реализации действительного цикла. Смена рабочего тела предполагает наполнение цилиндра свежим зарядом и его очистку от отработавших газов. При этом необходимо обеспечить максимально возможную мощность и наилучшую экономичность двигателя при приемлемых параметрах токсичности на каждом режиме его работы. Данная задача решается при условии выполнения следующих ограничений [1-21]:

- минимально возможные габариты и масса деталей, а также необходимая их жесткость;

- минимальные затраты энергии на привод; высокая надежность и долговечность;
- простота конструкции и приемлемая стоимость;
- минимально возможные потери на трение и износ контактирующих поверхностей подвижных элементов.

Впускные и выпускные тракты ГРМ имеют окна, которые могут открываться и закрываться подвижным элементом тремя способами: клапаном, перемещающимся в отверстии; диском или цилиндром, содержащим отверстие, которое совпадает с отверстиями в камере (отверстие может совершать вращательное или плоскопараллельное движение); поршнем, перекрывающим окна в цилиндре двигателя (в ряде двухтактных двигателей).

Механизмы газораспределения, использующие первый способ, называют клапанными, а последние два - золотниковыми. Клапанные ГРМ широко применяются в современных четырехтактных автотракторных двигателях в силу простоты конструкции, малой стоимости изготовления и ремонта, хорошего уплотнения камеры сгорания и надежности в работе. Верхнее расположение клапана в головке цилиндров является основным вариантом, реализуемым в современных МГР.

Схема ГРМ зависит от взаимосвязанных факторов:

- выбранного способа организации рабочего процесса, что предопределяет форму и расположение камеры сгорания (в дизелях камеры сгорания обычно располагаются в поршне, а в двигателях с искровым зажиганием - в головке блока цилиндров);
- принятого количества клапанов на один цилиндр (2, 3 и более); места расположения (нижнее или верхнее) и количества (1 или 2) распределительных валов.

Двухклапанный механизм (один впускной и один выпускной клапаны на цилиндр) является наиболее простым. Относительно продольной оси двигателя клапаны могут располагаться продольно и поперечно (косо).

Продольное расположение клапанов (рис. 128 а) наиболее простое и применяется в двигателях с искровым зажиганием для клиновидных и плоскооальных камер сгорания, а в дизелях - для удобства размещения и обслуживания форсунок.

Привод клапанов осуществляется от одного распределительного вала: при его верхнем расположении - непосредственно толкателями, а при нижнем - коромыслами или рычагами.

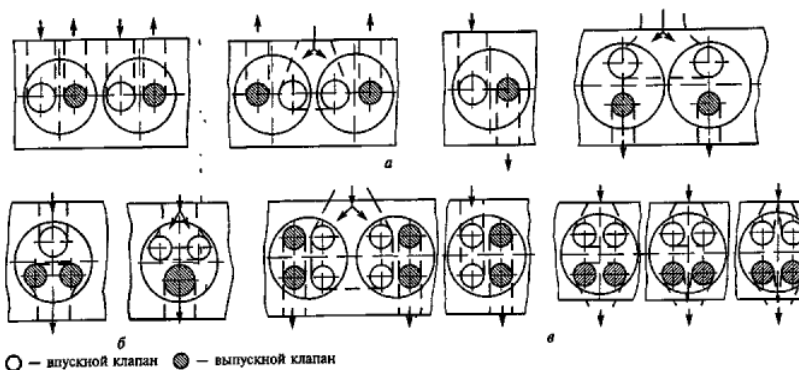


Рисунок 128 - Расположение и число клапанов на один цилиндр:

а — два; б — три; в — четыре

Расположение одноименных клапанов смежных цилиндров может быть попарное либо поочередное. При попарном расположении впускные каналы соседних цилиндров могут иметь общий патрубок или разделенные патрубки для каждого клапана. Для каждого выпускного клапана выполняют индивидуальный канал во избежание перегрева патрубков. При объединении одноименных каналов соседних цилиндров возрастает неравномерность распределения температур по длине головки, что приводит к ее короблению.

Впускной и выпускной коллекторы в линейных карбюраторных двигателях размещают, как правило, с одной стороны для подогрева смеси и улучшения испарения топлива. В V-образных двигателях впускные и выпускные трубопроводы размещают с разных сторон головки блока в целях упрощения его компоновки и улучшения формы впускных и выпускных каналов.

Поперечное или косое расположение клапанов в цилиндре используют в полусферических и шатровых камерах сгорания двигателей с искровым зажиганием при установке свечи в центре камеры сгорания. Такая компоновка клапанов обеспечивает наиболее плавную форму каналов и большие проходные сечения, что снижает гидравлические потери и увеличивает наполнение. Возможность наклона или смещения клапанов относительно оси цилиндра позволяет улучшить впускную систему, камеру сгорания, расположение форсунок или свечей зажигания.

При этом клапаны размещают под углом к оси цилиндра, ко-

торый называется углом развала. С ростом угла развала появляется возможность увеличения диаметров клапанов.

Многоклапанные ГРМ (3, 4, 5 клапанов на цилиндр) (рис. 128 б, в) позволяют получить более высокий коэффициент наполнения за счет увеличения общего проходного сечения трактов. При этом уменьшаются габариты и масса подвижных элементов МГР и, следовательно, силы инерции. Однако при этом повышаются стоимость изготовления, сложность конструкции и снижается надежность функционирования МГР.

По месту расположения распределительного вала различают ГРМ с нижним или средним (рис. 129 а) и верхним (рис. 129 б...е) расположением.

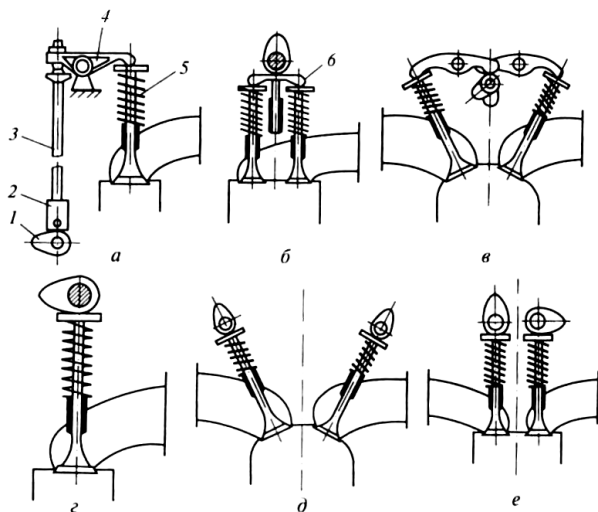


Рисунок 129 - Расположение и число распределительных валов:

а - нижнее; б...г - верхнее одного распределительного вала; д и е - двух распределительных валов; 1 - распределительный вал; 2 - толкатель; 3 - штанга; 4 - коромысло; 5 - клапанный механизм; 6 - трапеца

Нижние распределительные валы располагают в картере двигателя, а в V-образных конструкциях - в развале блока цилиндров. Достоинствами данного расположения являются простота конструкции и компактность привода. К недостаткам схемы относятся сравнительно

большая масса движущихся элементов ГРМ и меньшая жесткость привода клапанного узла из-за длинной податливой штанги, что может привести к возникновению колебаний и изменениям требуемого закона подъема клапана. Поэтому такая схема используется в двигателях с относительно невысокой номинальной частотой вращения.

Привод распределительного вала от коленчатого вала обычно осуществляется с помощью зубчатой пары. Для снижения шума при работе зубья шестерен выполняют косыми. С этой же целью шестерню распределительного вала нередко изготавливают из текстолита.

Привод клапана от кулачка распределительного вала осуществляется через толкатель, штангу и коромысло (рис. 130).

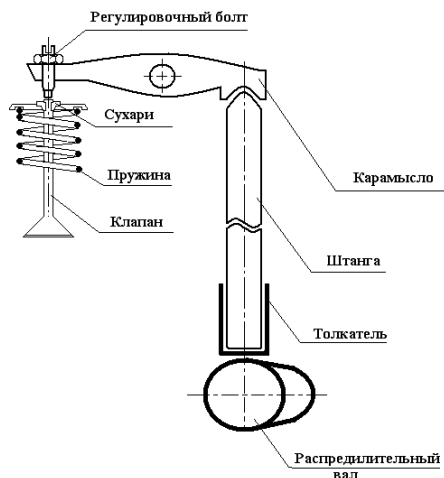
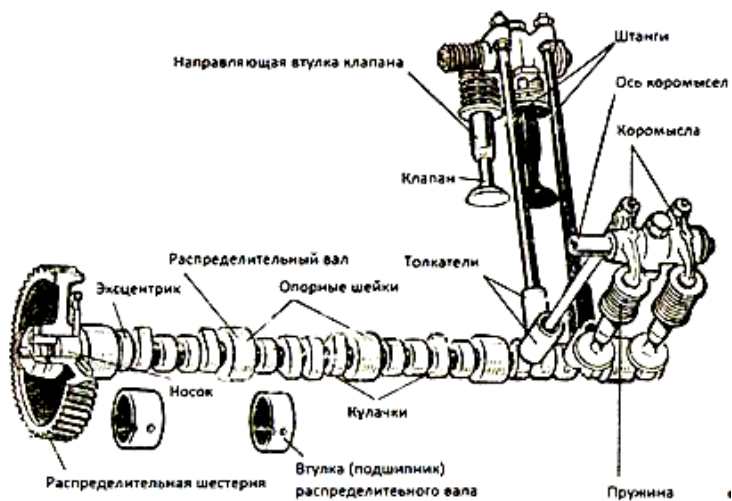
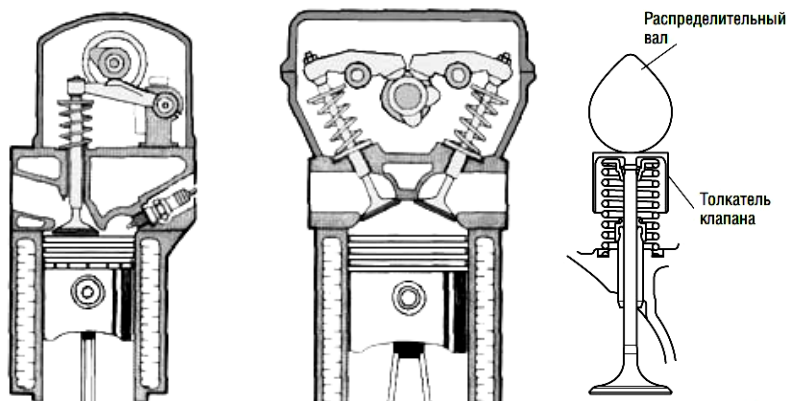


Рисунок 130 - Привод клапана от распределительного вала нижнего расположения

Верхние распределительные валы устанавливают в головке блока цилиндров. Это обуславливает большое межосевое расстояние между коленчатым и распределительным валами. Причем из-за большого диаметра шестерни на распределительном валу габариты двигателя, особенно четырехтактного (в головке), возрастают. Для привода клапанов могут использоваться один (рис. 131) или два (рис. 132) распределительных вала.



а)



б)

Рисунок 131 - Привод клапанов с одним распределительным валом:

а - нижнего расположения; б - верхнего расположения

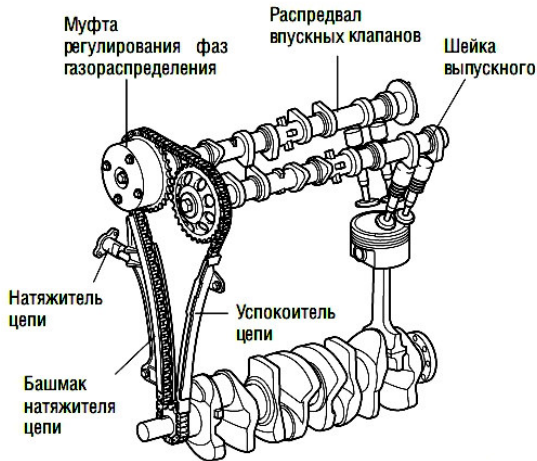


Рисунок 132 - Привод клапанов с двумя распределительными валами верхнего расположения

Привод распределительного вала от коленчатого вала осуществляется цепью или зубчатым ремнем. В мощных дизелях привод возможен с помощью цилиндрических шестерен, а также системы промежуточных валов с коническими или винтовыми шестернями.

Привод распределительного вала зубчатым ремнем (рис. 133 а) обеспечивает достаточную долговечность, устойчивость регулировок, приемлемую стоимость, низкий уровень шума и не требует смазки. Ремень изготавливают из синтетических материалов, армированных стекловолокном или проволочным кордом. От схода с цилиндрических зубчатых шкивов и натяжного ролика его перемещение ограничено буртиками.

Цепная передача распределительного вала (рис. 133 б) обеспечивает простоту конструкции, снижение массы привода, сравнительно малую шумность работы. В приводе используют зубчатые или втулочно-роликовые двухрядные цепи, которые дешевле и получили большее распространение.

К недостаткам цепного привода относятся вибрация цепи при резко меняющихся нагрузках, а также ее износ и вытяжка в процессе эксплуатации. Для устранения вибрации применяют успокоители 9 колебаний и натяжные устройства 6 и 7.

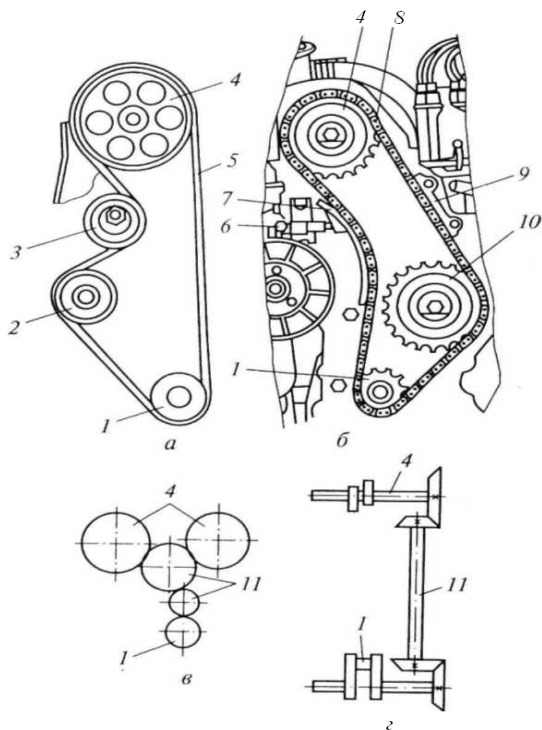


Рисунок 133 - Привод к верхним распределительным валам ремнем (а), цепью (б), с помощью шестерен (в) и системы промежуточных валов с коническими или винтовыми шестернями (г):

1 - коленчатый вал; 2 - жидкостный насос; 3 - натяжной ролик; 4 - распределительные валы; 5 - приводной ремень; 6 - натяжитель цепи; 7 - башмак натяжителя цепи; 8 - цепь; 9 - успокоитель цепи; 10 - масляный насос; 11 - промежуточные валы. Детали поз. 1, 2, 4, 10 и 11 (шкивы, звездочки, шестерни) для краткости условно названы наименованиями соответствующих валов

Привод распределительных валов цилиндрическими шестернями (рис. 133 в) осуществляется большим количеством шестерен, а это увеличивает массу двигателя.

Привод распределительных валов с промежуточными валами (рис. 133 г) надежен в работе, но сложен и требует точной регулировки зацепления шестерен.

Привод клапанов осуществляется одним или двумя распределительными валами.

При одном распределительном вале и двух клапанах на цилиндр с продольным расположением предпочтителен непосредственный привод их кулачками вала через направляющий стакан 1 (рис. 134 а), перемещающийся в стойке 2 или через одноплечие рычаги (рис. 134 б...г), а при поперечном и косом расположении клапанов - через коромысла (см. рис. 134 в).

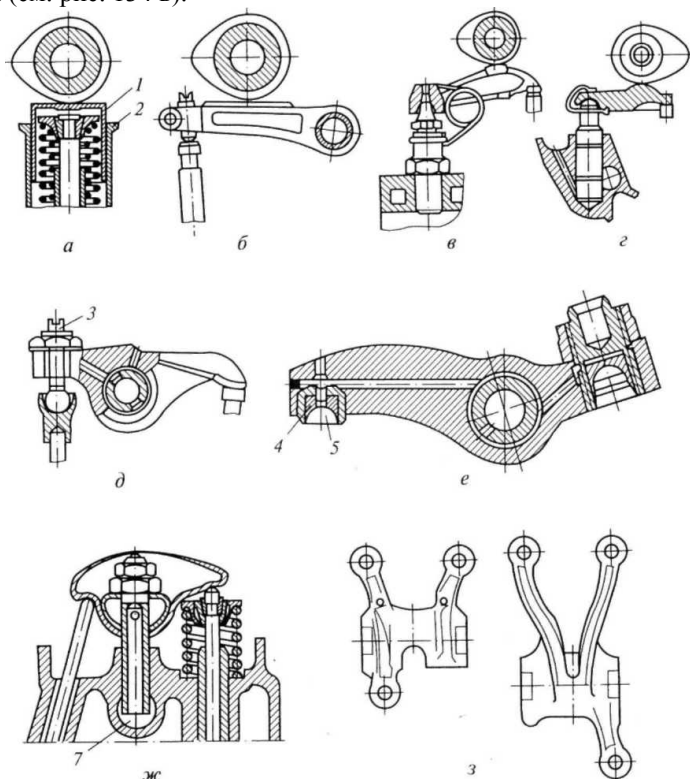


Рисунок 134 - Привод клапанного механизма:

а - непосредственный; б...г - через рычаги; д...з - с помощью коромысла; 1 - стакан; 2 и б - стойки; 3 и 4 - регулировочные болты; 5 - шарик; 7 - канал

Для ГРМ с двумя распределительными валами характерен непосредственный привод клапанов кулачками вала (см. рис. 132). При

этой схеме удобно располагать в центре камеры сгорания свечу или форсунку. Аналогично для многоклапанных механизмов здесь возможен привод непосредственно от кулачков или попарный с помощью продольной траверсы (см. рис. 134 б) или вильчатых коромысел (рис. 134 з).

18.2 Конструкция элементы механизма газораспределения

Распределительный вал служит для управления клапанами с помощью расположенных на нем кулачков. В двигателях с искро вым зажиганием он также может использоваться для привода распределителя зажигания, масляного и топливного насосов. Для обеспечения необходимой жесткости распределительного вала число опорных шеек обычно равно числу коренных опор коленчатого вала.

Распределительные валы изготавливают либо из малоуглеродистых, или среднеуглеродистых сталей. Заготовку распределительного вала получают ковкой в штампах; механическую обработку опорных шеек и кулачков ведут по копиру. Кулачки, опорные шейки, эксцентрики шестерни в целях повышения их износостойкости подвергают дополнительной обработке: валов из малоуглеродистых сталей - цементации, валов из среднеуглеродистых сталей - закалке ТВЧ на глубину 2...3 мм. Затем кулачки и опорные шейки шлифуют и полируют.

При нижнем расположении распределительного вала подшипниками опорных шеек служат неразъемные втулки, запрессованные в картер или блок. Их изготавливают биметаллическими с антифрикционным сплавом или из алюминиевого сплава. Для облегчения монтажа диаметры опорных шеек вала уменьшают от его переднего конца к заднему.

При верхнем размещении распределительного вала (в головке) используют разъемные подшипники, которые обычно выполняют непосредственно в теле опорных стоек, если они отлиты из алюминиевого сплава. В чугунные стойки устанавливают вкладыши с заливкой антифрикционным сплавом.

Смазка к подшипникам при нижнем расположении вала подводится по каналам в перегородках картера, а при верхнем - через внутреннюю полость вала и отверстия в его опорных шейках и кулачках.

Осевые перемещения распределительного вала ограничиваются: при нижнем расположении вала упорным фланцем 1 (рис. 135 а), при этом необходимый зазор обеспечивается дистанционной шайбой 2 или с одной стороны буртиком подшипника, а с другой - регулировочным болтом 3 (рис. 135 б), или пружинным упором; при верхнем располо-

жении вала и съемных крышках подшипников буртиком 5 (рис. 135 в), который опирается на торцы подшипника.

Толкатели обеспечивают передачу усилия от кулачков распределительного вала к штангам или непосредственно к клапанам.

В зависимости от особенностей схемы привода применяют толкатели различных конструкций. Наиболее распространенными являются: грибовые с плоской или со сферической опорной поверхностью; цилиндрические со сферической или роликовой опорной поверхностью; рычажные выпуклые или роликовые.

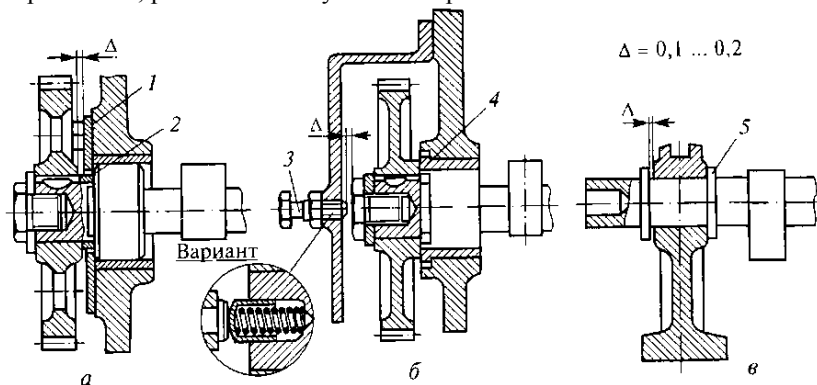


Рисунок 135 - Фиксация распределительного вала от осевых перемещений:

а - бронзовым упорным фланцем; б - буртиком подшипника и регулировочным болтом; в - буртиками; 1 - фланец; 2 - шайба; 3 - болт; 4 - подшипник; 5 - буртик

Для обеспечения равномерного износа опорной поверхности толкателя, а также в целях компенсации возможных перекосов между головкой толкателя и кулачком создают вращение толкателя вокруг его оси за счет смещения e (рис. 136 б) продольной оси толкателя относительно оси симметрии кулачка или выполнения опорной поверхности толкателя сферической, а кулачка - конической с углом наклона образующей к оси вала $7... 15'$ (рис. 136 в).

Смазывание толкателей осуществляется обычно разбрызгиванием масла, стекающего по штанге.

Толкатель (см. рис. 136 б) используется для принудительного открытия клапана при пуске дизеля путем соединения камеры сгорания с атмосферой (декомпрессии) в целях снижения потерь на прокрутку коленчатого вала. Палец 1 при этом поворачивается и поднима-

ет толкатель вверх на величину Δ .

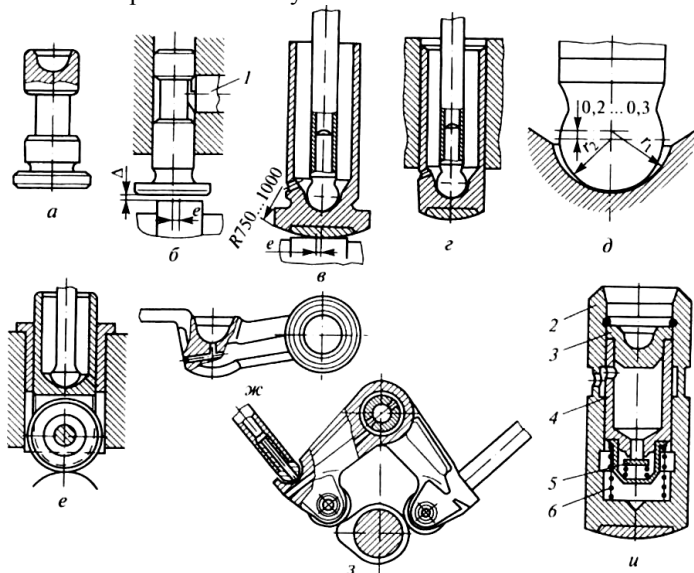


Рисунок 136 - Толкатели:

а - грибовые с плоской опорной поверхностью; б - со смещением оси; в - грибовые со сферической поверхностью; г и в - цилиндрические со сферической опорной поверхностью; е - цилиндрические роликовые; ж - рычажные выпуклые; з - рычажные роликовые; и - гидравлические; 1 - палец; 2 - корпус; 3 - головка; 4 - плунжер; 5 - клапан; 6 - пружина

Для обеспечения подвижного контакта со штангой в толкателе формируется сферическое гнездо радиусом r_1 на $0,2...0,3$ мм больше радиуса сферической головки штанги r_2 (рис. 136 д).

Гидравлические толкатели позволяют отказаться от теплового зазора в МГР. На рисунке 136 и, приведена одна из таких конструкций. Штанга привода клапана упирается в головку 3 плунжера 4, расположенного внутри корпуса толкателя 2.

Плунжер постоянно прижат пружиной 6 к штанге. Его внутренняя полость сообщается с масляной магистралью, и при открытом пластинчатом клапане 5 давление в ней равно давлению в масляной магистрали. В начале подъема толкателя давление под плунжером резко увеличивается, что вызывает закрытие клапана 5, и усилие передается на штангу, коромысло и клапан. Данные толкатели надежно работают

только на чистых маслах с пологими температурными кривыми вязкости.

Изготавливают толкатели из сталей и чугуна. Опорную поверхность чугунных толкателей отбеливают. Боковые и внутренние поверхности толкателей из малоуглеродистых сталей цементируют и закаливают, а из среднеуглеродистых сталей закаливают ТВЧ. Опорную поверхность стальных закаленных толкателей наплавляют легированным отбеленным чугуном (рис. 136 в, з, и).

Штанга является элементом привода, расположенным между толкателем и коромыслом, и представляет собой стержень трубчатого сечения, изготавливаемый из малоуглеродистой стали или алюминиевого сплава.

В верхний и нижний его концы запрессовывают стальные наконечники с опорными поверхностями (рис. 136 з). Нижний наконечник штанги имеет сферическую поверхность, а верхний - сферическую головку или сферическое гнездо, в зависимости от конструкции коромысла. Опорные поверхности наконечников термически обрабатывают, шлифуют и полируют. Иногда через штангу подается масло от толкателя к коромыслу (рис. 136 з), для чего в наконечниках выполняются отверстия.

Коромысла могут быть одноплечими (рис. 134 б...з), двухплечими (рис. 134 д...ж), или вильчатыми рычагами (рис. 11.4 з).

Одноплечие коромысла (рычаги) приводятся в движение от распределительного вала и контактируют с ним по плоским (рис. 11.4, б) или сферическим (рис. 134 в, з) рабочим поверхностям. Они устанавливаются на общей неподвижной оси (рис. 134 б) или на индивидуальных опорах (рис. 134 в, з) и фиксируются на сферической опоре специальной пружиной.

Двуплечие коромысла при одной головке цилиндров устанавливают на общей стальной неподвижной оси трубчатого сечения, полость которой используют для подвода смазки. Подшипниками для коромысел служат втулки из оловянистой бронзы. Перемещения коромысел на оси ограничены распорными цилиндрическими пружинами, установленными между ними. Коромысла штампуют из сталей, а их опорные поверхности подвергают термообработке. Для регулировки зазоров и формирования схемы привода в коромысло со стороны штанги ввертывают регулировочный болт 3 (рис. 134 д, е), который стопорится контргайкой. Коромысла облегченного типа штампуют из листовой стали. Они качаются на сферической или полусферической опоре, закрепленной на индивидуальной стойке 6 (рис. 134 ж), запрессованной в головку блока цилиндров.

При цилиндрической поверхности носка коромысла поворот коромысла приводит к его проскальзыванию по торцу стержня клапана. Возникающая при этом сила трения вызывает износ торца и изгиб стержня. Для уменьшения данной силы выбирают соответствующие геометрические размеры коромысла так, чтобы центр сферической головки наконечника перемещался по дуге, расположенной симметрично относительно плоскости, проведенной через ось качания коромысла перпендикулярно оси клапана. Для этого в плечо коромысла ввертывают винт 4 (рис. 134 *е*), в сферическое гнездо которого завальцовывают шарик 5 со срезанным сегментом.

Смазка к рабочим поверхностям одноплечих рычагов и коромысел (поверхностям контакта штанг и коромысел, толкателей и рычагов, рычагов и клапанов) при их расположении на общей оси (рис. 134 *б, д, е*), подводится по каналам в них из внутренней полости оси коромысел. В конструкциях с одноплечими рычагами на индивидуальных опорах масло поступает через отверстия в кулачках распределительной вала. В некоторых конструкциях масло подводится от толкателя к коромыслу через отверстия в штанге. В схеме с штампованным коромыслом (рис. 134 *ж*) масло подводится к рабочим поверхностям коромысла из масляного канала 7 по осевому и радиальному отверстиям в стойке 6. Возможен вариант смазывания рабочих поверхностей коромысла разбрызгиванием.

Клапанный узел должен соответствовать следующим требованиям: обеспечивать наполнение цилиндра и его герметизацию; иметь минимальную массу; обладать достаточной прочностью, жесткостью и минимальными деформациями деталей; иметь малую тепловосприимчивость поверхности головки клапана и обеспечивать эффективный теплоотвод (особенно для выпускного клапана), высокую износостойкость в сопряжениях клапан - втулка и клапан - седло, а также высокую коррозионную стойкость в сопряжении клапан - седло.

Условия работы клапанного узла: высокие механические повторно-переменные нагрузки от действия инерционных и газовых сил, а также тепловые нагрузки. При этом для ряда деталей характером неравномерный нагрев их отдельных зон. Наиболее нагруженным является сопряжение клапан - седло (высокие температуры и наибольшая интенсивность ударного воздействия, особенно при посадке клапана); высокие скорости перемещения в подвижном сопряжении клапан — втулка при ограниченной смазке и, следовательно, интенсивный их износ; наличие в отработавших газах агрессивных компонентов в виде соединений серы, свинца и другим элементов при высокой их температуре создают благоприятные условия для коррозионного износа;

высокие скорости движения газовых потоков могут вызывать ускоренный эрозионный износ; попадание масла в цилиндр через зазор в сопряжении клапан - втулка на такте впуска за счет перепада давлений между клапанной крышкой и цилиндром.

Клапанный узел включает клапан, пружину, элементы крепления клапана и пружины, направляющую втулку, седло клапана.

Клапаны обеспечивают соединение цилиндра с трубопроводами впускной и выпускной систем в процессе газообмена в соответствии с принятыми фазами газораспределения, герметизацию камеры сгорания в процессе сжатия и расширения. Клапан состоит из головки и стержня. Головка клапана обеспечивает герметизацию канала при закрытом клапане, а стержень является направляющим элементом при движении клапана. Они подвергаются воздействию высоких температур и динамических нагрузок,

Температура головки впускного клапана достигает 300... 420 °С. Для ее изготовления применяют легированные стали. Температура головки выпускного клапана в двигателях с искровым зажиганием может достигать 800... 850 °С, а в дизелях - 500... 600 °С. Поэтому эти клапаны изготавливают из жаропрочных и коррозионностойких сплавов. Для повышения долговечности выпускных клапанов интенсифицируют охлаждение головки клапана (рис. 137 *з*), принудительно проворачивают клапан (рис. 128 *е*).

В целях увеличения долговечности и износостойкости на фаску головки клапана и торец стержня наносят сплавы стеллит или нихром (рис. 137 *б*, *з*).

Для снижения стоимости клапана его головку изготавливают из жаростойкого материала, а стержень - из стали 40ХН, которые сваривают встык.

Форма головки клапана может быть плоской (рис. 137 *а*, *з*), выпуклой (рис. 137 *б*) и тюльпанообразной (рис. 137 *в*).

Наиболее просты при изготовлении и получили преимущественное применение клапаны с плоской головкой.

Выпускные клапаны с выпуклой формой головки улучшают обтекание клапана при выпуске отработавших газов со стороны цилиндра. При этом повышается жесткость головки, но растет ее масса и тепловосприимчивость.

Впускные клапаны с вогнутой или тюльпанообразной формой головки обеспечивают снижение гидравлических потерь при поступлении свежего заряда в цилиндр и уменьшение массы клапана. Однако при этом повышаются трудоемкость изготовления клапана и тепловосприимчивость головки

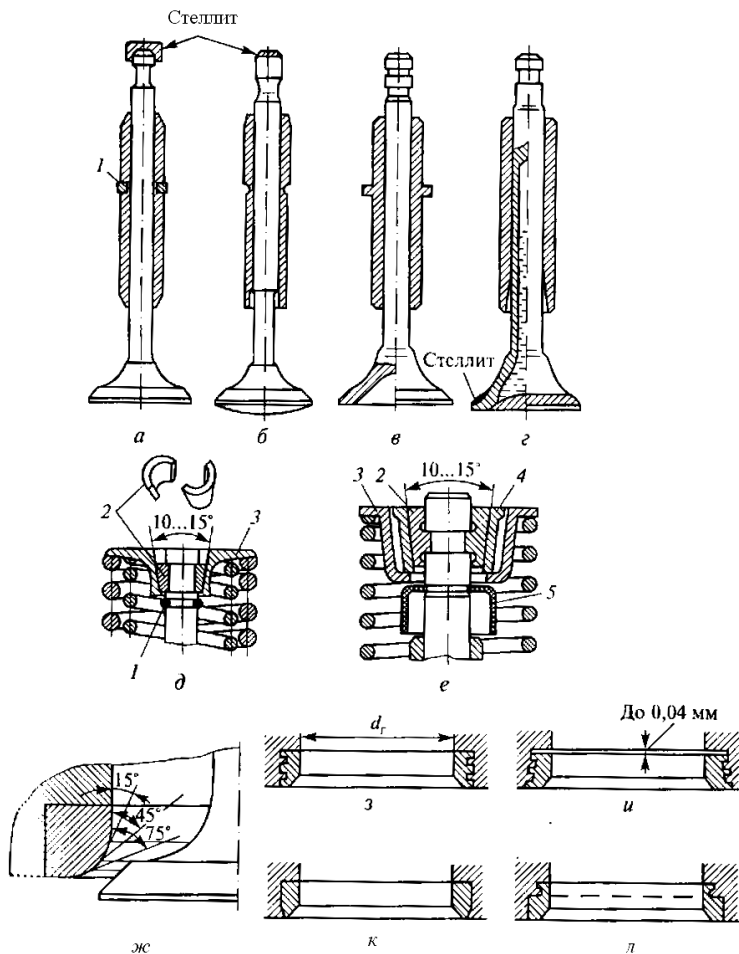


Рисунок 137 - Элементы клапанного механизма:

а...г - клапаны; д...е - детали крепления тарелки пружины клапана; ж...л -седла клапанов; 1- пружинное стопорное кольцо; 2 - сухари; 3 - опорная тарелка; 4 - втулка; 5 - колпачок

Головка впускных клапанов переходит к стержню под углом 12... 15°, а выпускных - 20...25°, что обеспечивает хорошие условия обтекания зарядом и газами. Коническая фаска головки обеспечивает герметизацию камеры сгорания. Угол фаски для выпускных клапанов

составляет 45° , а для впускных - 30 и 45° .

При фиксированном максимальном подъеме клапана угол фаски, равный 30° , позволяет обеспечить большую (в сравнении с углом 45°) площадь проходного сечения. Однако при этом повышаются гидравлические потери, создаваемые клапаном.

Для обеспечения надежного контакта между клапаном и седлом по наружной кромке фаски головки клапана, а также для их быстрой притирки угол фаски клапана выполняют на $0,5... 1^\circ$ меньше угла фаски седла.

Ниже фаски головка обычно имеет цилиндрический пояс, который предохраняет ее кромки от обгорания, сохраняет диаметр клапана при перешлифовке уплотняющей фаски, обеспечивает жесткость головки.

Геометрические параметры стержня клапана выбирают исходя из значений боковых усилий, возникающих при открывании клапана, а также тепловых потоков, которые необходимо отводить через стержень от головки клапана.

Наибольшие боковые усилия возникают при непосредственном приводе клапана от кулачка распределительного вала. Они вызывают перекосы клапана. Для их уменьшения приходится увеличивать диаметр стержня клапана. Для интенсификации теплоотвода диаметр стержня выпускного клапана делают больше впускного.

Длина клапана зависит от его расположения в головке, возможностей установки направляющей втулки достаточной длины и пружин клапана.

Для предотвращения падения клапана в цилиндр при поломке хвостовика стержня или пружин на его стержне может устанавливаться пружинное стопорное кольцо 1 (рис. 137 *д*).

Переход большого радиуса от стержня к головке клапана повышает жесткость головки, предотвращает коробление фаски клапана при нагреве, уменьшает гидравлические потери при обтекании клапана свежим зарядом при впуске.

Клапанная пружина предназначена для замыкания кинематической связи системы кулачок распределительного вала - клапан в процессе его перемещения, а также для удерживания клапана в скрытом положении при превышении силы давления в трубопроводе над силой давлением в цилиндре. Она работает в условиях резко меняющихся динамических нагрузок.

Материалом для изготовления пружин является пружинная сталь. Пружину подвергают закалке и среднему отпуску. Концевые витки пружин шлифуют для получения плоской кольцевой опорной

поверхности. Для повышения усталостной прочности пружины обрабатывают стальной дробью, а для защиты от коррозии пружину оксидируют, оцинковывают или кадмируют.

Использование двух пружин в клапанном узле позволяет уменьшить габариты клапанного узла и повысить долговечность пружин. Для предотвращения попадания витков одной пружины между витками другой внутренняя и наружная пружины должны иметь противоположные направления или различные углы навивки.

Направляющая втулка обеспечивает поступательное перемещение клапана и отвод теплоты от стержня клапана. Для фиксации в головке цилиндров втулки выполняют с выточкой под пружинное стопорное кольцо 1 (рис. 137 *а*), с заплечками (рис. 137 *в*) или с наружным конусом.

Втулку изготавливают из антифрикционных серых чугунов, бронзы, спекаемой хромистой или хромоникелевой керамики. Для повышения износостойкости и антифрикционных свойств керамические втулки, пористая структура которых позволяет хорошо удерживать смазку, сульфидируют и графитизируют в масле.

Зазор между направляющей втулкой и стержнем клапана для впускных клапанов устанавливают меньше, чем для выпускных, из-за разной температуры нагрева.

Клапан с пружиной крепят опорной тарелкой 3 (рис. 137 *д*) и двумя разрезными сухарями 2 с углом конуса $10... 15^\circ$.

В верхней части стержня клапана для установки сухарей делают специальные выточки: цилиндрическую с галтелями (рис. 137 *а*), с одним или двумя поясками (рис. 137 *в*) или коническую.

Поворотный механизм клапана используется для увеличения долговечности и надежности работы фасок в сопряжении клапан седло головка клапана. Конструктивно он может быть выполнен в виде обоймы, на которую опирается пружина, или дополнительной конической втулки. Обойма вращается за счет перекатывания шариков в наклонных углублениях из-за изменения сил, вызывающих перемещение клапана. Втулка 4 (рис. 137 *е*) нижним торцом опирается на днище тарелки по небольшой площади. В определенные моменты времени, когда суммарная сила, действующая вдоль оси клапана, невелика и сила трения в плоскости контакта мала, вибрация двигателя вызывает колебания втулки, отрывает ее от тарелки и поворачивает вместе с клапаном.

Колпачок или манжета 5 (рис. 137 *е*), выполненные из маслобензостойкой резины, предотвращают попадание масла в камеру сгорания.

Седло клапана (рис. 137 ж...л) предназначено для повышения долговечности зоны контакта клапана с головкой цилиндра. Для изготовления седла применяют специальные легированные чугуны или жаростойкие сплавы. На рабочую поверхность седла выпускного клапана иногда наносят слой тугоплавкого материала.

Для получения хорошего уплотнения пояска седла шириной около 2 мм изготавливают с переменным углом (рис. 137 ж). Наружная поверхность седла может иметь цилиндрическую (рис. 137 з) или коническую форму (рис. 137 и).

Седла крепят запрессовкой с натягом и расчеканкой головки, а стальные седла дополнительно развальцовывают в верхней части (рис. 137 к). На наружной поверхности цилиндрического и конического седла вытачивают кольцевые канавки (рис. 137 з, и), в которые при запрессовке затекает металл головки. Коническое седло запрессовывают в гнездо с небольшим торцевым зазором (рис. 137 и), а цилиндрические - до упора.

Тепловой поток от рабочего тела в камере сгорания воспринимается головкой клапана (особенно выпускного) и передается через фаску седлу, а через стержень клапана - направляющей втулке, что обуславливает необходимость интенсивного охлаждения указанных деталей.

Для этого могут применяться конструктивные решения: подвод охлаждающей жидкости к наиболее нагретым зонам; увеличение диаметра стержня клапана и длины его направляющей втулки; перенос теплоты от головки к стержню за счет взбалтывания жидкого натрия в стержне клапана при его движении (полость в клапане заполняют на 50...60 % солями натрия, температура плавления которого 97 °С - рис. 137 з).

Для предотвращения заклинивания клапана во втулке при высокой температуре и возможном перекосе (в приводе клапана непосредственно кулачком вала) нижнюю внутреннюю поверхность втулки выполняют конусной (рис. 137 з) или уменьшают диаметр стержня клапана у головки (рис. 137 б).

Характерные дефекты клапанного узла:

- деформация и поломка клапанов в результате ударов поршня о не закрывшийся клапан из-за обрыва ремня или цепи привода распределительного вала, заклинивания подшипника вала при недостаточном смазывании или превышении частоты вращения;
- деформация торцевой поверхности клапанов (вогнутая форма) при перегреве двигателя;
- неравномерный износ головки клапана и седла при образова-

нии нагара на поверхности фаски клапана и седла;

- трещины и глубокие раковины на седле и фаске клапана из-за недостаточного охлаждения, плохого контакта с седлом (нагара, большого клапанного зазора), удара в момент посадки, попадания посторонних предметов, веществ через систему впуска, работы двигателя на позднем зажигании и бедной смеси;

- прогар клапана из-за перегрева при образовании нагара на рабочих фасках седла и клапана (резко уменьшается теплоотвод от головки клапана), а также при малом зазоре в приводе («зависании» клапана);

- износ стержня клапана и втулки из-за неравномерного расширения стержня при неровном распределении температуры клапана;

- скопление нагара на направляющих втулках из-за низкого качества масла (наличия загрязняющих веществ, малой вязкости и плохих смазочных свойств).

Контрольные вопросы:

1. Сформулируйте назначение и основные функции механизма газораспределения.

2. Опишите условия работы и требования, предъявляемые к механизму газораспределения.

3. Опишите возможные технические решения механизма газораспределения и сравните их.

4. Перечислите основные детали механизма газораспределения и назначение при верхнем и нижнем расположении распределительного вала.

5. Сравните возможные варианты привода распределительного вала при его верхнем расположении.

6. Перечислите методы повышения долговечности деталей механизма газораспределения.

19 СМАЗОЧНЫЕ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

19.1 Общие сведения о смазочной системе

Смазочная система должна обеспечивать надежную работу двигателя путем непрерывной циркуляции через зазоры подвижных сопряжений масла требуемого состояния и качества [1 -21].

Основными функциями системы являются: снижение потерь энергии на трение; уменьшение износа трущихся сопряжений; вынос

из зазоров трущихся сопряжений продуктов износа и их удаление из масла; защита металлических поверхностей двигателя от коррозии; отвод образующейся при трении теплоты; герметизация зазоров между деталями; охлаждение поршней форсированных двигателей.

В ряде двигателей моторное масло применяется в качестве рабочего тела для гидромффт привода вентилятора и сервомоторов системы регулирования.

В двигателе преобладает трение скольжения, которое подразделяется на сухое, жидкостное, граничное и полужидкостное или полусухое. В различных подвижных сопряжениях двигателя в зависимости от режима работы может создаваться тот или иной вид трения.

В современных двигателях внутреннего сгорания подвод масла к трущимся поверхностям деталей может осуществляться: 1) под давлением с непрерывной подачей, 2) под давлением с периодической (пульсирующей) подачей и 3) разбрызгиванием.

Системы смазки двигателей в зависимости от способов подвода масла к трущимся поверхностям деталей подразделяются на три типа:

1) разбрызгиванием. Подача смазки самотеком (разбрызгиванием) происходит под воздействием сил, создаваемых вращающимися деталями мотора. Масло разбивается на мелкие капли, образуя масляный туман. Мельчайшие частички заполняют все свободное внутреннее пространство силовой установки и таким образом, происходит процесс смазывания всех поверхностей.

2) под давлением. Подача смазки под давлением, осуществляется при помощи масляного насоса. Масло забирается из картера двигателя и по специальным каналам подводится к трущимся поверхностям. После выполнения своей функции, стекает в картер двигателя. Преимущество такого способа в том, что к определенным поверхностям можно подать ровно столько смазки, сколько им необходимо и четко в промежутке времени, который требуется для нормальной работы детали.

3) комбинированная. Комбинированная смазочная система сочетает в себе характеристики обоих предыдущих методов.

Комбинированная система наиболее популярна при создании автомобилей в современных условиях. Она подразумевает под собой подачу масла под давлением ко всем деталям и механизмам, которые наиболее остро в этом нуждаются, например, подшипники. Давление масла нагнетается при помощи масляного насоса. Все остальные детали смазываются масляной эмульсией.

В комбинированной системе конструктивно может быть применен различный вид картера: мокрый картер и сухой картер.

Под мокрым картером подразумевается постоянное заполнение его маслом. Такой принцип используется на большинстве стандартных автомобилей и тракторов. Его достоинством является простота и надежность. Однако, имеются и свои недостатки. Например, при попадании топлива в смазку возможно образование масляной пены. Вместе с ней в систему будет попадать большое количество воздуха, тем самым, резко снижая давление и сводя работу системы смазки двигателя до нуля.

В основе работы различных смазочных систем двигателей с мокрым картером лежит одна и та же принципиальная схема (рис. 138).

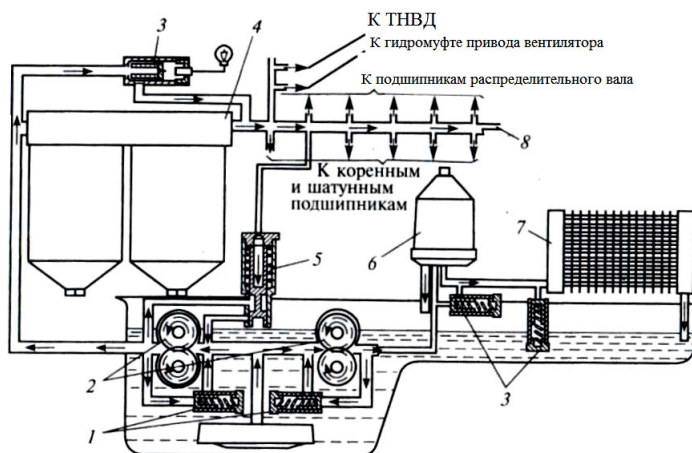


Рисунок 138 - Схема смазочной системы двигателя:

1 - редукционные клапаны; 2 - масляные насосы; 3 - перепускные клапаны; 4 - фильтр грубой очистки; 5 - дифференциальный клапан; 6 - центрифуга; 7 - масляный радиатор; 8 - главная масляная магистраль

Масло из поддона всасывается масляным насосом 2 через маслозаборник и нагнетается в главную масляную магистраль. Если давление в ней выше требуемого, то открывается редукционный клапан 1, и масло возвращается во впускную полость насоса. Затем масло пропускается через фильтр 4 грубой очистки. Если он окажется засоренным, то об этой нештатной ситуации подается сигнал водителю и открывается перепускной клапан 3, а масло попадет, минуя фильтр, в главную масляную магистраль 8, обычно расположенную в картере двигателя. Из нее масло поступает по каналам к высоконагруженным тру-

щимся парам двигателя, а также к вспомогательным узлам и механизмам. При включении и выключении данных узлов для стабилизации давления в системе используются специальные клапаны. Для поддержания требуемого давления при большом диапазоне расхода масла, например при периодическом отборе масла для работы гидромолоты или сервисных гидромоторов, применяется дифференциальный клапан 5. Часть масла от масляного насоса поступает к фильтру тонкой очистки или к центрифуге 6. От дополнительной секции насоса масло может поступать в радиатор 7. Температуру масла регулирует термостат, который направляет масло для охлаждения через радиатор («большой круг») или минуя его («малый» круг). При пуске холодного двигателя, когда вязкость масла велика, клапан перепускает его мимо радиатора, что ускоряет прогрев двигателя и снижает потери на привод масляного насоса. На случай засорения радиатора или фильтра в схеме предусмотрены перепускные клапаны 3. В зависимости от места размещения основного запаса масла смазочные системы могут быть с мокрым или сухим картером. Последний используется на двигателях тяжелых транспортных средств, работающих на пересеченной местности и вне дорог. Масло из поддона отбирается специальным насосом в масляный бак, где оно отстаивается и масляным насосом подается в магистраль. Это позволяет исключить попадание в масло воздуха и уменьшить окисление масла.

В некоторых высокофорсированных двигателях спортивных автомобилей, а также тракторов и специальных автомобилей, применяются системы смазки с сухим картером (рис. 139).

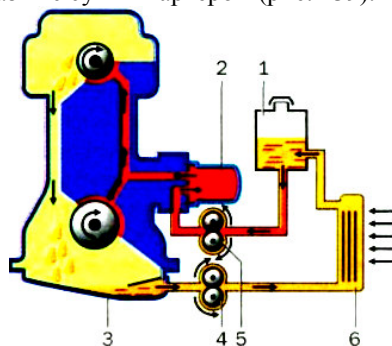


Рисунок 139 - Системы смазки с сухим картером:

1 - емкость для масла (масляный бак); 2 - масляный фильтр; 3 - поддон картера; 4 - отсасывающий масляный насос; 5 - масляный насос; 6 - масляный радиатор

Использование таких систем гарантирует, что при резких маневрах на большой скорости или на уклонах транспортного средства масло не переместится к одной из его стенок и маслозаборник не окажется выше уровня масла. Стекающее в поддон масло в двигателях с сухим картером постоянно выкачивается дополнительным масляным насосом 4 в специальный масляный бак 1. Из этого бака маслонасосом 5 затем подается под давлением в систему смазки двигателя через масляный фильтр 2.

19.2 Основные агрегаты смазочной системы

Масляный насос служит для подачи масла к трущимся парам. Он приводится в действие от коленчатого или распределительного валов. В мощных двигателях для обеспечения более легкого пуска и надежной работы после пуска масло нагнетается специальным маслозакачивающим насосом с приводом от электродвигателя.

В автотракторных двигателях применяют насосы шестеренного типа с внешним или внутренним зацеплением (рис. 140).

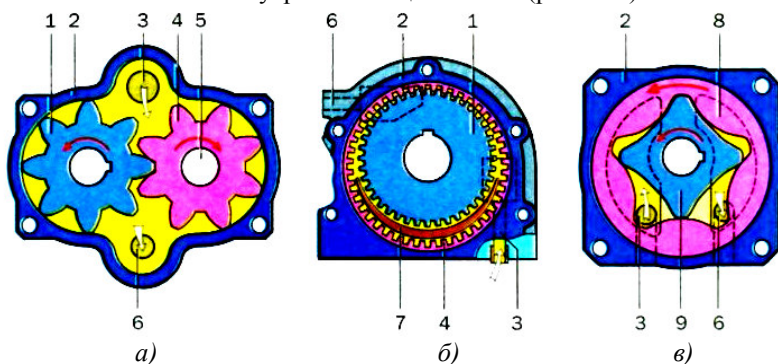


Рисунок 140 - Схемы насосов системы смазки:

а - шестеренный с наружным зацеплением; б - шестеренный с внутренним зацеплением; в - роторный; 1 - ведущая шестерня; 2 — корпус насоса; 3 - всасывающий канал; 4 - ведомая шестерня; 5 — ось; 6 - нагнетательный канал; 7 - разделительный сектор; 8 - ведомый ротор; 9 - ведущий ротор

Для обеспечения требуемого давления масла в магистрали на всех режимах работы в течение всего периода эксплуатации, учитывая износ трущихся пар двигателя и насоса, действительную подачу насоса задают с двух-трехкратным запасом, а для поддержания требуемого

давления в магистрали вводят регулятор, называемый редукционным клапаном.

В двигателях применяются конические, сферические, пластинчатые и цилиндрические редукционные клапаны. На рисунке 141 показан цилиндрический клапан, который состоит из плунжера 2 и пружины 3, установленных в корпусе 1 с отверстиями. В случае повышения давления в магистрали плунжер 2, сжимая пружину 3, перемещается и обеспечивает перепуск части масла в поддон или во всасывающую полость насоса. Требуемая характеристика клапана достигается соответствующим подбором пружины.

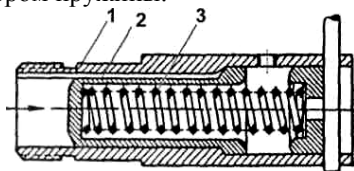


Рисунок 141 - Плунжерный редукционный клапан:

1 - корпус; 2 - плунжер; 3 - пружина.

Масляные фильтры используют для защиты подвижных сопряжений от абразивных частиц и других инородных включений.

Масляные фильтры задерживают частицы при прохождении масла через щели или каналы фильтрующих поверхностей. Обычно в смазочных системах используют фильтры грубой (рис. 142 а) и тонкой (рис. 142 б) очистки.

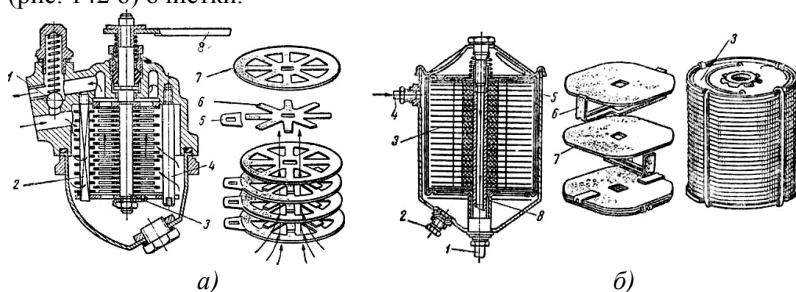


Рисунок 142 - Фильтр очистки масла:

а - грубой очистки: 1 - перепускной клапан, 2 - стержень, 3 - валик, 4 - стойка, 5 - очищающая пластина, 6 - промежуточная пластина, 7 - фильтрующая пластина, 8 - рукоятка; б - тонкой очистки: 1 - выпускной шланг, 2 - сливная пробка, 3 - фильтрующий элемент, 4 - впускной шланг, 5 - корпус, 6 - прокладка фильтрующего элемента, 7 - диск фильтрующего элемента, 8 - центральный стержень

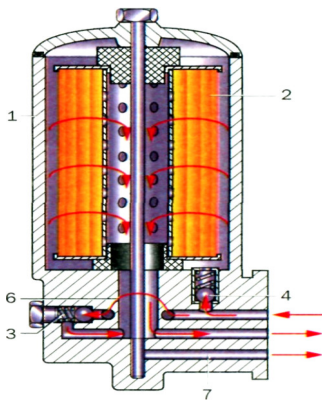


Рисунок 143 - Устройство разборного полнопоточного объемно-адсорбирующего масляного фильтра:

1 - корпус; 2 - фильтрующий элемент; 3 - перепускной клапан; 4 - противодренажный клапан; 5 - противосливной клапан; 6 - канал сброса масла; 7 - канал слива масла при замене фильтрующего элемента

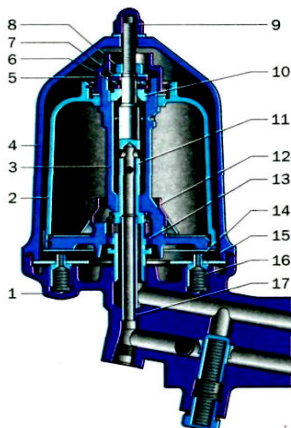


Рисунок 144 - Конструкция центробежного масляного фильтра (центрифуги):

1 - корпус; 2 - колпак ротора; 3 - ротор; 4 - колпак фильтра; 5 - гайка колпака ротора; 6 - упорный шарикоподшипник; 7 - упорная шайба; 8 - гайка ротора; 9 - гайка колпака фильтра; 10 - верхняя втулка ротора; 11 - ось ротора; 12 - экран; 13 - нижняя втулка ротора; 14 - палец стопора; 15 - пластина стопора; 16 - пружина стопора; 17 - трубка отвода масла

Фильтры грубой очистки задерживают частицы размером более 50... 120 мкм. Используемые в них фильтрующие элементы могут быть сетчатыми, пластинчато-щелевыми и ленточно-щелевыми. Фильтры тонкой очистки задерживают частицы размером более 40...50 мкм. Фильтрующие элементы в них могут быть из бумаги, картона, тканей, хлопчатобумажной пряжи.

Комбинированная система очистки масла, как правило, включает полнопоточный фильтр грубой очистки и фильтр тонкой очистки (рис. 143) или центрифугу (рис. 144) с параллельным включением в систему.

Масляный радиатор является теплообменником и предназначен для рассеивания теплоты, отводимой маслом от двигателя. В смазочных системах двигателей всех грузовых и многих легковых автомобилей имеется масляный радиатор. Применяют два типа радиаторов: жидкостно-масляный и воздушно-масляный.

Воздушно-масляный радиатор имеет меньшую массу, относительно простое и надежное устройство, позволяет получить больший температурный напор. В нем должен быть специальный перепускной клапан для перепуска холодного масла, минуя радиатор.

Он регулируется на перепад давлений 0,15...0,2 МПа. По мере прогрева двигателя вязкость масла уменьшается, и клапан автоматически закрывается.

Жидкостно-масляный радиатор обеспечивает быстрый разогрев масла после пуска двигателя и поддержание его температуры, близкой к необходимой на каждом режиме работы двигателя. Радиатор устанавливается в водяной рубашке блок-картера. Он состоит из системы трубок, в которых циркулирует масло, и корпуса, в котором течет охлаждающая жидкость системы охлаждения двигателя. Для интенсификации теплообмена трубки могут иметь оребрение.

19.3 Агрегаты системы охлаждения и регулирование температуры охлаждающей жидкости

Система охлаждения предназначена для обеспечения оптимального и стабильного теплового состояния двигателя на любом режиме его работы путем принудительного отвода теплоты от его деталей. Нарушение теплового режима работы двигателя негативно сказывается на работе всех его систем и механизмов [1-21].

К системе охлаждения предъявляются следующие требования: автоматическое поддержание температурного режима двигателя, независимо от режима его работы и внешних условий; быстрый прогрев

двигателя до рабочих режимов; длительное сохранение температуры двигателя после его остановки; малые энергетические затраты, связанные с приводом элементов системы охлаждения; небольшие масса и габариты при приемлемой стоимости производства и эксплуатации.

В автомобильных двигателях применяют **жидкостные системы закрытого типа** с принудительной циркуляцией охлаждающего теплоносителя. Она состоит из жидкостного и воздушного трактов. Жидкостный тракт системы включает: рубашку (рис. 145) охлаждения блока цилиндров, термостат 4, радиатор 11, жидкостный насос 15, расширительный бачок 3 и трубопроводы. Воздушный тракт системы состоит из радиатора 11, вентилятора 13 и направляющих элементов тракта.

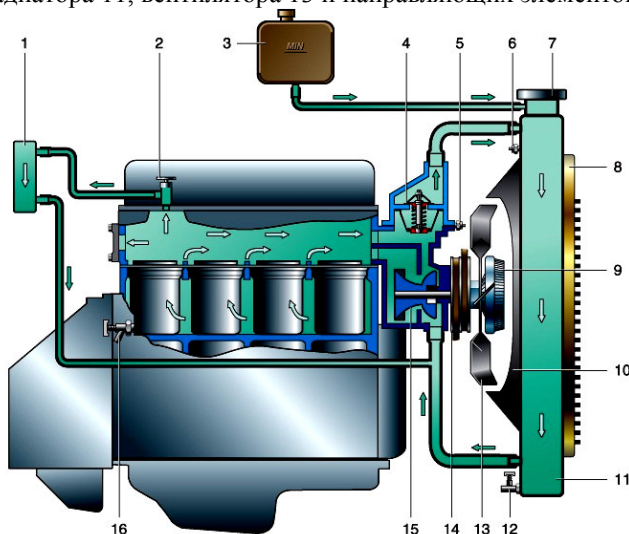


Рисунок 145 - Схема системы охлаждения двигателя:

1 - радиатор отопителя; 2 - кран отопителя; 3 - расширительный бачок; 4 - термостат; 5 - датчик температуры охлаждающей жидкости; 6 - датчик перегрева охлаждающей жидкости; 7 - пробка радиатора; 8 - жалюзи; 9 - вискомуфта; 10 - кожух вентилятора; 11 - радиатор; 12 - сливной кран радиатора; 13 - крыльчатка вентилятора; 14 - шкив привода насоса охлаждающей жидкости; 15 - насос; 16 - сливной кран блока цилиндров

Регулирование температуры охлаждающей жидкости осуществляется изменением массового расхода горячего и холодного теплоносителей, циркулирующих в жидкостном и воздушном трактах сис-

темы. В жидкостном тракте роль регуляторов выполняют жидкостный насос и термостат. Последний организует циркуляцию охлаждающей жидкости по «большому» кругу через радиатор (наиболее интенсивное охлаждение), по «малому» кругу через обводной трубопровод, минуя радиатор, или частично по одному и другому кругу в зависимости от степени открытия регулирующего элемента.

Скорость воздуха перед фронтом радиатора автомобиля, создаваемая вентилятором, составляет 6...18 м/с, а при движении автомобиля увеличивается в зависимости от его скорости. Скорость охлаждающей жидкости в радиаторе - 0,4...0,7 м/с.

Однако следует учитывать, что при повышении рассматриваемых скоростей и турбулизации гидравлические потери и затраты на привод вентилятора и жидкостного насоса растут пропорционально квадрату скорости.

Радиатор является теплообменником, объединяющим два контура системы охлаждения. В автотракторных двигателях в основном применяют трубчато-пластинчатые и трубчато-ленточные решетки радиаторов.

При изготовлении радиаторов для прохода охлаждающей жидкости применяют шовные или цельнотянутые трубки из латунной ленты толщиной до 0,15 мм.

В трубчато-пластинчатых радиаторах охлаждающие трубки располагают по отношению к потоку воздуха в ряд, в шахматном порядке или в шахматном порядке под углом (рис. 146 а...г). Пластины ребрения выполняют плоскими или волнистыми. В целях интенсификации теплоотдачи на них могут быть выполнены специальные турбулизаторы в виде отогнутых просечек, которые образуют узкие и короткие воздушные каналы, расположенные под углом к потоку воздуха (рис. 146).

В трубчато-ленточных радиаторах (рис. 146) охлаждающие трубки располагают в ряд. Ленту для решетки изготавливают из меди толщиной 0,05...0,1 мм. В целях интенсификации теплоотдачи создают турбулизацию воздушного потока путем выполнения на ленте фигурных выштамповок или отогнутых просечек (рис. 146).

В современных двигателях достаточно широко используют радиаторы из алюминиевого сплава, которые дешевле и легче. Однако их тепловые свойства и надежность несколько хуже

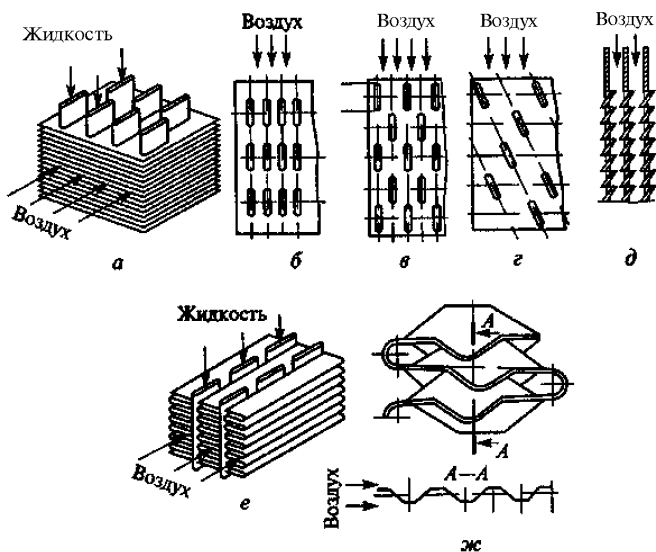


Рисунок 146 -. Решетки охлаждения трубчато-пластинчатых радиаторов:

а - принципиальная схема; б - рядное расположение трубок; в - шахматное расположение; г - шахматное расположение под углом к воздушному потоку; д - охлаждающая пластина с отогнутыми просечками; е - принципиальная схема трубчато-ленточных радиаторов; ж - охлаждающая лента

Насос охлаждающей жидкости подает жидкость в рубашку охлаждения. Наиболее распространены одноколесные центробежные насосы (рис. 147), имеющие 4...8 спиральных или радиальных лопаток.

Для получения более равномерного распределения потоков охлаждающей жидкости по рядам цилиндров V-образного двигателя иногда предусматривают два отвода из улитки насоса.

Привод насоса осуществляется от коленчатого вала ремнями или зубчатыми шкивами из металлокерамики. Мощность, затрачиваемая на привод насоса, составляет 0,5... 1 % от номинальной мощности двигателя. Герметичность подшипника насоса обеспечивает уплотнитель, состоящий из корпуса, резиновой уплотнительной манжеты, разжимной пружины и неподвижного графитового кольца, которое постоянно прижимается пружиной к вращающемуся торцу крыльчатки.

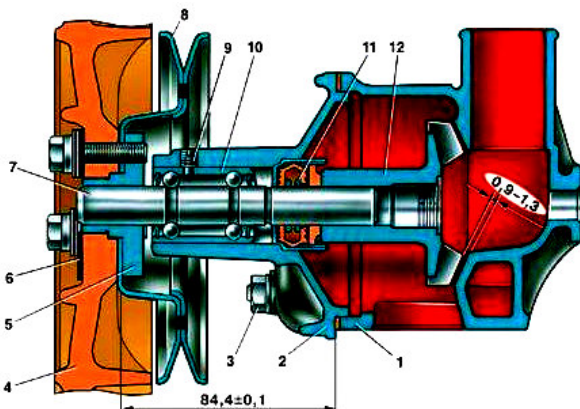


Рисунок 147 - Жидкостный насос:

1 - корпус; 2 - крышка; 3 - гайка крепления крышки; 4 - вентилятор; 5 - ступица шкива; 6 - накладка; 7 - валик; 8 - шкив; 9 - стопорный винт подшипника; 10 - подшипник; 11 - сальник; 12 - крыльчатка

Расширительный бачок стабилизирует уровень жидкости в рубашке охлаждения, обеспечивает прием расширяющейся жидкости и отделение воздуха, газов и пара из охлаждающей жидкости. Пробка расширительного бачка разъединяет закрытую систему охлаждения с атмосферой. В ней встроены воздушный и паровой клапаны, которые служат для стабилизации давления в системе охлаждения. Паровой клапан открывается при избыточном давлении паров жидкости 0,045...0,05 МПа и выпускает часть их в атмосферу. Воздушный клапан открывается при падении давления в системе относительно атмосферного примерно на 0,01 МПа и впускает в нее дополнительный воздух.

Контрольные вопросы.

- 1. Сформулируйте назначение и основные функции системы смазывания.*
- 2. Укажите назначение основных элементов системы смазывания двигателя.*
- 3. Расскажите о работе системы смазывания.*
- 4. Сформулируйте назначение и основные функции системы охлаждения.*
- 5. Укажите назначение основных элементов системы жидко-*

стного охлаждения двигателя.

6. К чему приводит переохлаждение и перегрев двигателя.

7. Как можно интенсифицировать отвод теплоты от двигателя и какие проблемы возникают при этом?

20 СИСТЕМА ПИТАНИЯ ТОПЛИВОМ И ВОЗДУХОМ

20.1 Система питания двигателя

Топливная система (или система подачи топлива) - система, предназначенная для подачи топлива (бензина или дизельного топлива) из топливного бака в двигатель (точнее – в карбюратор или форсунки). Также эта система обеспечивает хранение топлива и его очистку перед подачей в двигатель [1-21].

Независимо от типа, любая топливная система содержит несколько основных компонентов:

- Топливный бак;
- Система топливопроводов;
- Топливный насос;
- Топливный фильтр (или фильтры);
- Устройство образования топливно-воздушной смеси или устройства впрыска топлива в цилиндры.

Топливный бак. Это резервуар для хранения топлива. Бак современных автомобилей - это довольно сложная система, которая содержит несколько компонентов: непосредственно резервуар, горловина для заливки топлива, датчик уровня топлива, топливный насос (однако во многих системах насос устанавливается в моторном отсеке) и другие. С баком также сообщается система улавливания паров топлива, которая содержит сепаратор, топливопроводы, адсорбер и несколько клапанов.

Топливопроводы. Это трубки, которые осуществляют подачу топлива от одних элементов системы к другим. Подача топлива из бака осуществляется подающим топливопроводом, а возврат излишков топлива из карбюратора, форсунок или ТНВД (в дизельном двигателе) производится через сливные трубопроводы.

Топливный насос. Это устройство, которое подает топливо из бака к двигателю. В системах впрыска топлива насос создает высокое давление. В дизельных моторах два насоса - низкого и высокого давления (подкачивающий насос может быть и в инжекторных двигателях). Сегодня чаще всего применяются электрические насосы, однако в дизелях используются традиционные механические плунжерные

ТНВД.

Топливные фильтры. Обычно их два - грубой и тонкой очистки. Фильтр грубой очистки - это просто несколько тонких металлических сеточек, установленных в топливном баке. Фильтр тонкой очистки устроен более сложно, он устанавливается перед карбюратором, рампой или ТНВД. Фильтры обеспечивают очистку топлива от разнообразных загрязнений, пыли и посторонних твердых частиц.

Устройство образования топливно-воздушной смеси - это - карбюратор, в который подается бензин и воздух, где они смешиваются и через дроссельную заслонку подаются во впускной коллектор двигателя. В инжекторных и дизельных двигателях воздух подается отдельным дроссельным узлом, а образование горючей смеси происходит непосредственно в цилиндре.

Устройства впрыскивания топлива. Это форсунки в дизельных и инжекторных бензиновых двигателях. Однако в дизельных моторах (а также и в инжекторах с непосредственным впрыском) форсунки установлены непосредственно в головках цилиндров, а в инжекторных моторах - во впускных коллекторах.

Также в топливную систему современных автомобилей входит блок управления, который осуществляет управление подачей топлива, образованием топливно-воздушной смеси и изменением режимов работы двигателя в зависимости от нагрузки и других условий. Блок управления работает на основе показаний от многочисленных датчиков, установленных в различных узлах двигателя и других систем автомобиля.

Системы питания двигателей с искровым зажиганием

Системы впрыскивания бензина. Основные достоинства систем впрыскивания бензина: возможность точного дозирования топлива на всех эксплуатационных режимах работы двигателя; раздельное дозирование воздуха и топлива позволяет изменять качество топливовоздушной смеси при одной и той же подаче воздуха; хорошая приспособленность к включению в систему управления двигателем; повышение мощностных, экономических и экологических показателей двигателя.

Классифицировать системы впрыскивания бензина можно следующим образом: впрыскивание бензина во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндр; при распределенном впрыскивании форсунки впрыскивают бензин в зону впускных клапанов каждого цилиндра (рис. 148) или непосредственно в цилиндры (непосредственный впрыск (рис. 149)), а при центральном работает одна форсунка,

установленная на участке до разветвления впускного трубопровода по цилиндрам двигателя (рис. 150); при фазированном впрыскивании каждая форсунка впрыскивает топливо в строго определенный момент времени, согласованный с открытием впускных клапанов цилиндра.

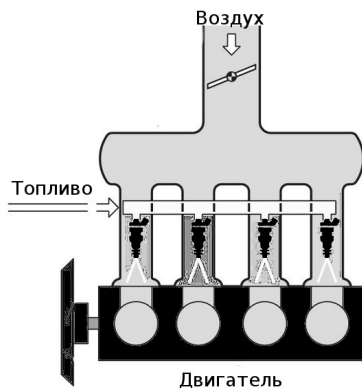


Рисунок 148 - Схема распределенного впрыскивания топли-

ва

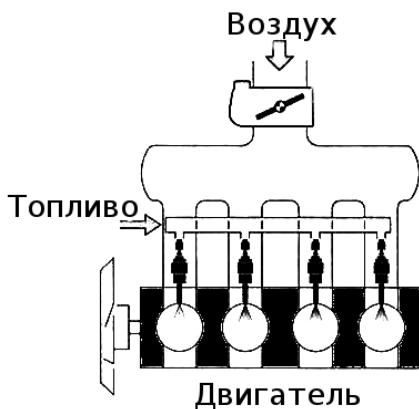


Рисунок 149 - Схема непосредственного впрыскивания топ-

лива

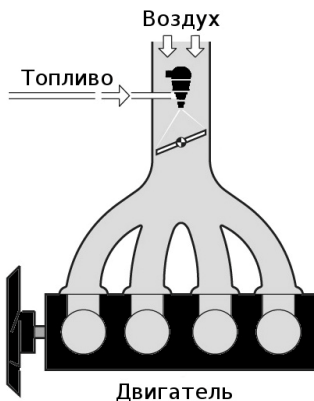


Рисунок 150 - Схема центрального (одноточечного) впрыскивания топлива

При нефазированном впрыскивании подача топлива в зону впускных клапанов осуществляется синхронно всеми форсунками.

Системы впрыскивания по сравнению с карбюраторной дороже и сложнее при производстве и в эксплуатации. Однако в настоящее время только они используются на современных двигателях с искровым зажиганием.

Система распределенного впрыскивания обеспечивает подачу топлива с помощью электромагнитных форсунок в зону впускных клапанов.

Бензин из бака 1 (рис. 151) всасывается электрическим бензонасосом 2 и нагнетается через фильтр 3 тонкой очистки в магистраль 12. Регулятор 11 поддерживает постоянное избыточное (относительно давления воздуха во впускном трубопроводе) давление топлива на входе в индивидуальные электромагнитные форсунки 15, подающих его в зону впускных клапанов. Избыток топлива из регулятора 11 возвращается обратно в бак. При использовании двух впускных клапанов на цилиндр форсунка впрыскивает топливо на перемычку между клапанами.

Воздух в цилиндры поступает через воздухоочиститель, измеритель 6 расхода воздуха и впускной трубопровод 10, а его количество регулируется дроссельной заслонкой.

Управление дозированием топлива осуществляется электронной системой, которая начинает работать при включении замка 7 зажигания и питается от аккумуляторной батареи 8.

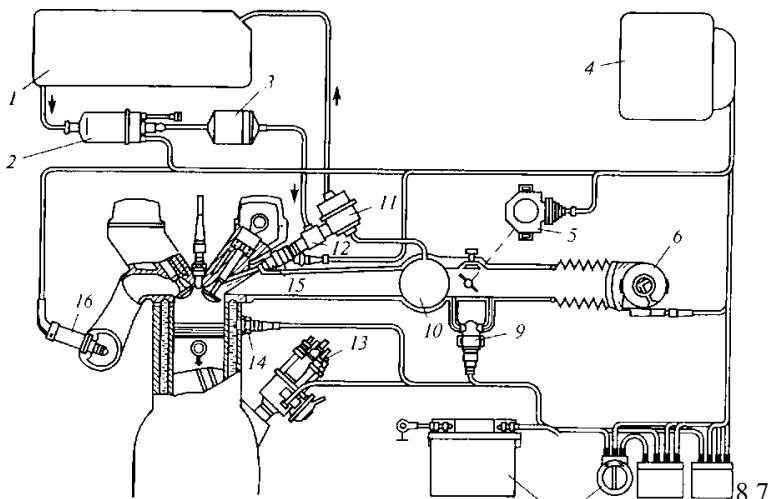


Рисунок 151 - Схема системы распределенно впрыскивания топлива:

1 - топливный бак; 2 - насос; 3 - фильтр; 4 - электронный блок управления; 5 - датчик положения дроссельной заслонки; 6 - измеритель расхода воздуха; 7 - замок зажигания; 8 - аккумуляторная батарея; 9 - регулятор дополнительной подачи воздуха; 10 - впускной трубопровод; 11 - регулятор давления топлива; 12 - топливная магистраль; 13 - датчик частоты вращения коленчатого вала; 14 - датчик температуры; 15 - электромагнитная форсунка; 16 - кислородный датчик

Электронный блок 4 управления воспринимает сигналы измерителя 6 расхода воздуха и датчика 13 частоты вращения коленчатого вала. После обработки этих сигналов и получения значения циклового расхода воздуха по заданному алгоритму в соответствии с режимом работы двигателя блок управления выдает управляющие электрические импульсы необходимой длительности для открытия клапанов форсунок в целях обеспечения необходимой цикловой дозы топлива. Она корректируется блоком управления в зависимости от положения и скорости нажатия на дроссельную заслонку на основании сигналов датчика 5, механически соединенного с ее осью, а также от температуры охлаждающей жидкости, регистрируемой датчиком 14 температуры.

На режимах принудительного холостого хода при закрытой

дроссельной заслонке (в датчике 5 срабатывает соответствующая контактная пара) и частоте вращения больше 1500 мин^{-1} подача топлива отключается, а возобновляется при частоте вращения ниже 900 мин^{-1} . Порог отключения подачи топлива корректируется в зависимости от температуры двигателя.

На холостом ходу для обеспечения устойчивой работы двигателя с заданной частотой вращения предусмотрено, в зависимости от температуры охлаждающей жидкости, автоматическое регулирование количества воздуха, поступающего в двигатель.

У непрогретого двигателя на холостом ходу при закрытой дроссельной заслонке воздух поступает через верхний и нижний каналы регулятора 9 дополнительного воздуха. По мере прогрева двигателя, начиная с температуры охлаждающей жидкости $50...70^\circ \text{C}$, регулятор прекращает подачу воздуха и он поступает только через верхний канал, сечение которого изменяется винтом регулирования частоты вращения на холостом ходу.

Кислородный датчик (λ -зонд) 16, установленный в выпускном трубопроводе, позволяет системе управления по его сигналам обеспечить поддержание стехиометрического состава смеси при работе двигателя с нейтрализатором отработавших газов.

Количество поступающего воздуха определяется измерителем 6 расхода воздуха. Он представляет собой термоанемометр - чувствительный элемент из платиновой проволоки толщиной 70 мкм , расположенной в впускном трубопроводе. Проволока подогревается электрическим током до постоянной температуры 150°C . С увеличением расхода воздуха возрастает количество теплоты, отведенной им от проволоки и, следовательно, сила тока подогрева должна повышаться. Она пропорциональна расходу воздуха, непрерывно измеряется и ее значения передаются на блок управления.

Электромагнитная форсунка предназначена для впрыскивания топлива. Бензин по шлангу подводится к форсунке, дополнительно очищается в фильтре 7 (рис. 152) и поступает через магистраль к клапану 2 с распыливающим наконечником 1, который прижимается пружиной 4 к седлу 3. При поступлении управляющего импульса на изолированные от корпуса контакты 6 концов обмотки быстродействующего электромагнита 5 втягивается якорь, и клапан открывается примерно на $0,1 \text{ мм}$.

Быстродействие форсунки (время запаздывания открытия и закрытия клапана) зависят от конструкции форсунки, масс подвижных деталей, конструкции и материала магнитопровода. С уменьшением подачи топлива точность дозирования снижается.

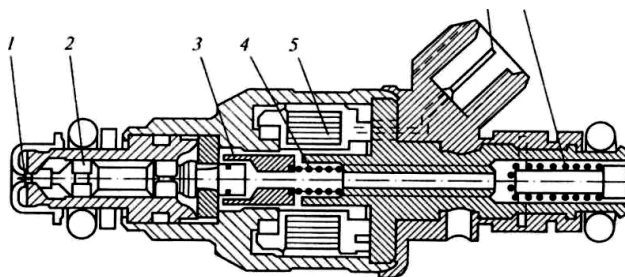


Рисунок 152 - Электромагнитная форсунка:

1 - наконечник; 2 - клапан; 3 - сеяло; 4 - пружина; 5 - электромагнит; 6 - контакт; 7 - фильтр

Топливный насос с электрическим приводом обеспечивает давление бензина в системе. Насос и электромотор размещают в едином герметичном корпусе, погруженном в бензин, находящийся в топливном баке, в целях отвода теплоты и снижения шума. Насос может быть роликовым или шестеренным и может располагаться и вне топливного бака. Он включается и выключается вместе с системой зажигания. Для защиты насоса от перегрузки используется предохранительный клапан.

Электропривод насоса обеспечивает давление в системе при неработающем двигателе. Наличие в системе обратного клапана позволяет сохранять в ней остаточное давление после выключения насоса, что обеспечивает надежный пуск двигателя при высокой температуре окружающей среды.

Основные преимущества распределенного впрыскивания бензина: лучшая экономичность и несколько большая мощность за счет повышения качества смесеобразования, наполнения и управления процессами рабочего цикла в зависимости от режима работы двигателя; лучший разгон автомобиля благодаря сокращению пути бензина от форсунки до цилиндра; лучшее наполнение цилиндров из-за меньшего гидравлического сопротивления впускного тракта без карбюратора, нецелесообразности подогрева впускного трубопровода и возможности применения динамического наддува; степень сжатия можно повысить на 0,5... 1,5 единицы из-за отсутствия подогрева впускного трубопровода; большие возможности применения наддува.

Система центрального впрыскивания обеспечивает подачу топлива одной форсункой 2 (рис. 153) во впускной трубопровод. Воздух поступает из воздухоочистителя, проходит через измеритель 1 расхода воздуха и, смешиваясь с бензином, образует топливовоздуш-

ную смесь. Бензин из топливного бака с помощью электрического насоса 7 через фильтр 6 под давлением 100... 150 кПа, подается в электромагнитную форсунку.

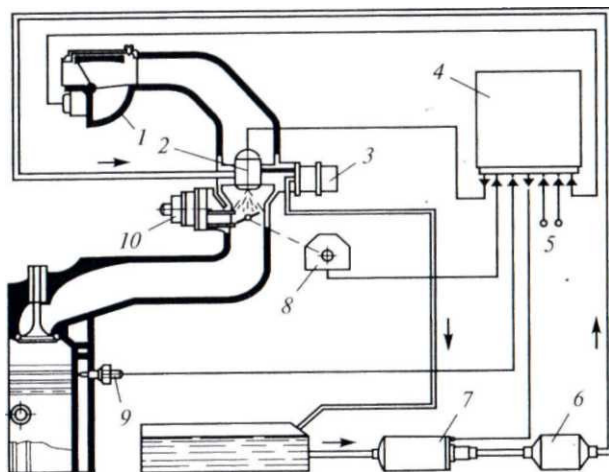


Рисунок 153 - Схема системы центрального впрыскивания топлива:

1 - измеритель расхода воздуха; 2 - форсунка; 3 - регулятор давления топлива; 4 - электронный блок управления; 5 - аккумуляторная батарея; 6 - фильтр; 7 - насос; 8 - датчик положения дроссельной заслонки; 9 - датчик температуры охлаждающей жидкости; 10 - регулятор холостого хода

На основании информации, полученной от измерителя 1 расхода воздуха, датчика 8 положения и скорости открытия дроссельной заслонки и датчика 9 температуры охлаждающей жидкости. Питание блока управления обеспечивается аккумуляторной батареей 5. Впрыскивание бензина происходит под давлением около 100 кПа прерывисто с частотой, связанной с частотой вращения коленчатого вала.

Форсунка 2 объединена с регулятором 3 перепада давлений, дроссельной заслонкой и регулятором 10 холостого хода в одном блоке.

Достоинствами системы центрального впрыскивания являются простота, надежность и дешевизна. Поэтому она находит применение на более дешевых автомобилях, грузовиках и микроавтобусах.

Недостатки системы центрального впрыскивания (в сравнении с

распределенным впрыскиванием):

- низкие показатели, что связано с образованием пленки топлива на стенках впускного трубопровода и возникающей при этом неравномерностью составов смеси по цилиндрам;

- на режимах разгона работа двигателя ухудшается из-за большого расстояния между форсункой и впускными клапанами;

- значительное гидравлическое сопротивление впускной системы из-за размещения в ней форсунки больших габаритных размеров затрудняет организацию динамического наддува.

Система впрыскивания бензина в цилиндр обеспечивает внутреннее смесеобразование. Насос низкого давления с электрическим приводом, находящийся в топливном баке, через фильтр подает бензин к плунжерному насосу высокого давления, который создает в аккумуляторе давление 5...13 МПа. Регулятор поддерживает давление в аккумуляторе, перепуская избыточную часть топлива на вход насоса высокого давления. Давление в аккумуляторе регистрируется датчиком давления и передается на электронный блок системы управления. Бензин из аккумулятора подается к электромагнитным форсункам, которые работают по командам микропроцессора системы управления и обеспечивают требуемую подачу за счет определенной длительности управляющего импульса, подаваемого к каждой форсунке.

Недостатки непосредственного впрыскивания в сравнении с распределенным: высокая стоимость системы из-за необходимости работы при больших давлениях; сложные температурные условия работы форсунки; в камере сгорания требуется сложная система управления, применение бензинов с очень низким содержанием серы и специальных нейтрализаторов NO_x .

Такие системы сейчас применяются на некоторых престижных автомобилях и считаются перспективными.

20.2 Системы питания дизелей

Особенности рабочих процессов топливных систем дизелей.

Топливные системы дизелей подразделяют на системы непосредственного впрыскивания и аккумуляторные. Они могут иметь как традиционные механические устройства управления, так и электрические с электронным управлением [1-21].

К топливным системам непосредственного впрыскивания относятся: системы разделенного типа, у которых секции топливного насоса высокого давления (ТНВД) и форсунки выполнены отдельно и соединены топливопроводом высокого давления. Такие системы полу-

чили наибольшее распространение: системы с насос-форсунками, у которых секция насоса и форсунка выполнены в одном узле, а топливопровод высокого давления отсутствует (рис. 154).

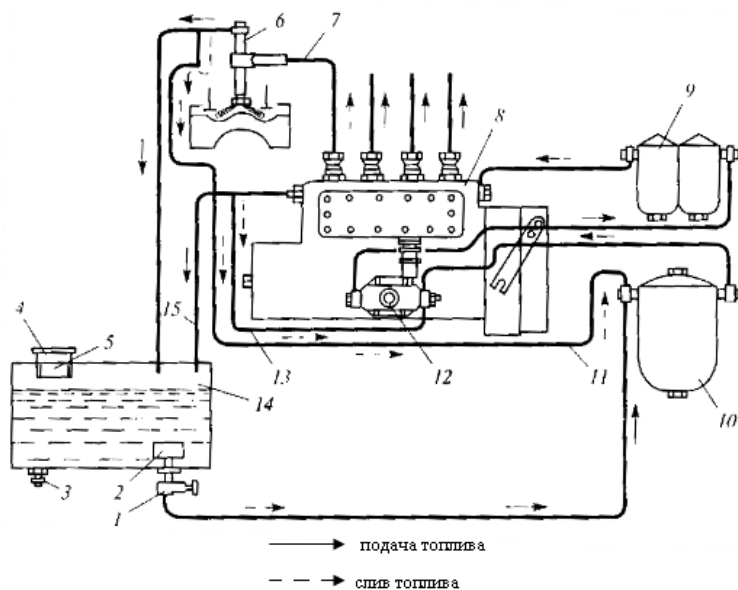


Рисунок 154 - Схема топливной системы разделенного типа:

1 - кран; 2 - приемный фильтр; 3 - сливной кран; 4 - заливная горловина; 5 - фильтр заливной горловины; 6 - форсунка; 7 - топливопровод высокого давления; 8 - топливный насос высокого давления; 9 - фильтр тонкой очистки топлива; 10 - фильтр грубой очистки топлива; 11 - трубка отвода топлива к фильтру грубой очистки; 12 - топливоподкачивающий насос; 13 - трубка отвода топлива к топливоподкачивающему насосу; 14 - топливный бак; 15 - трубка отвода топлива в бак

В системе разделенного типа топливо хранится в баке 14 (рис. 154) и с помощью топливоподкачивающего насоса 12 подается по топливопроводам линии низкого давления (0,05...0,15 МПа) через фильтры грубой 10 и тонкой 9 очистки в топливный насос низкого давления (ТНВД) 8.

Для удаления выделившегося воздуха топливо в линии низкого давления может прокачиваться через ТНВД, а избыток топлива слива-

ется в бак по топливопроводу 15 или поступает по топливопроводам 11 или 13 в линию низкого давления. Линия высокого давления обеспечивает дозирование и впрыскивание топлива в цилиндры под давлением 30...150 МПа. Она включает топливный насос 8, топливопровод 7 и форсунки 6.

Важнейшей функцией топливной системы разделенного типа является дозирование топлива, подаваемого в цилиндры, так как в зависимости от режима работы дизеля цикловая подача изменяется в 6... 15 раз, а ее минимальное значение может составлять 5... 7 мм³. Рассмотрим работу секции ТНВД с механическим приводом плунжера и дозированием топлива отсечкой. В начале подъема плунжера 3 (рис. 155 а) во втулке 2 насоса происходит вытеснение топлива из надплунжерной полости V_H через впускное окно 1 в каналы низкого давления в корпусе насоса.

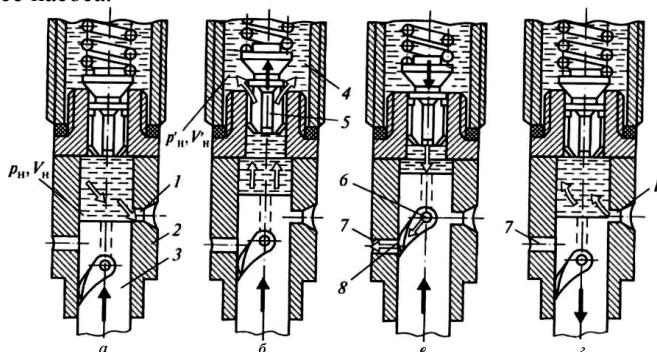


Рисунок 155 - Схема работы секции топливного насоса высокого давления:

а - вытеснение; б - впрыск (активный ход); в - отсечка; г - наполнение; 1 - впускное окно; 2 - втулка; 3 - плунжер; 4 - штуцер; 5 - нагнетательный клапан; 6 - отверстие; 7 - отсечное окно; 8 - отсечная кромка

Как только торец плунжера перекроет впускное окно, начинается активный ход плунжера и давление в надплунжерной полости повышается. При этом открывается нагнетательный клапан 5, топливо подается в объем V_H' (рис. 155 б) штуцера 4, а давление резко возрастает. В результате возникает прямая волна давления, которая перемещается по топливопроводу высокого давления со скоростью звука в топливе. Она вызывает нарастание давления топлива в корпусе форсунки и открывает запирающее устройство форсунки. В этот момент

начинается впрыскивание топлива в цилиндр дизеля.

Распыливающие отверстия форсунки имеют небольшое проходное сечение, поэтому происходит частичное отражение волны давления от форсунки к насосу. Наложение прямых и обратных волн давления вызывает сложный характер колебаний давления в топливопроводе. В определенных условиях отражение обратной волны от насоса после окончания активного хода плунжера может привести к тому, что вновь образованная прямая волна пойдет к форсунке и может вторично открыть ее запирающее устройство и произойдет нежелательное подвпрыскивание топлива.

Активный ход плунжера 3 завершается, когда его отсечная кромка 8 открывает отсечное окно 7 втулки (рис. 155 в). Процесс завершения перетекания топлива через отверстие 6 и окно 7 в линию низкой давления вызывают отсечкой. При этом давление в надплунжерной полости резко падает, а нагнетательный клапан под действием пружины перемащется вниз.

Пополнение надплунжерной полости через впускное окно 1 происходит при движении плунжера вниз (рис. 155 з). Параметры впускного окна выбирают из условия обеспечения полного наполнения надплунжерной полости во всем диапазоне рабочих режимов топливной системы.

Топливные насосы высокого давления классифицируют по следующим признакам: по количеству плунжеров - многоплунжерные (на каждый цилиндр приходится один плунжер) и распределительного типа (секция подает топливо в несколько цилиндров); по способу привода плунжера - с жестким (механическим) и с гибким (гидравлическим, газовым или пружинным) приводом; по методам дозирования топлива - с регулированием цикловой подачи отсечкой и дросселированием на впуске (изменением наполнения топливом надплунжерного объема с помощью дросселирующего устройства в канале, подводящем топливо к впускному окну; применяется в распределительных насосах).

Распределительные ТНВД подразделяют на плунжерные и роторные. По типу привода плунжеров они бывают: с внешним цилиндрическим кулачковым профилем, торцовым кулачковым профилем (используют в плунжерных насосах) и внутренним цилиндрическим профилем (применяют в роторных насосах).

ТНВД аккумуляторных топливных систем бывают двух видов: с аккумулятором большой емкости и постоянным давлением, в который топливо нагнетается под давлением одним или несколькими плунжерами и из него поступает к управляемым форсункам; с аккумулятором

малой емкости, в который топливо поступает и начале нагнетательно-го хода плунжера, а затем, после создания и аккумулятора большого давления, подается к форсункам.

В аккумуляторных системах питания используют электронное регулирование. В настоящее время эти системы находят все более широкое применение.

Топливные насосы распределительного типа имеют наилучшие показатели по габаритам и массе и являются основным типом насосов в дизелях легковых автомобилей и на тракторах малой мощности.

Одноплунжерные насосы с торцовым кулачковым профилем получили наибольшее распространение. Отличительной особенностью таких насосов является то, что в них оси приводного вала 1 (рис. 156) и плунжера 3 совпадают и вращаются с одинаковой угловой скоростью.

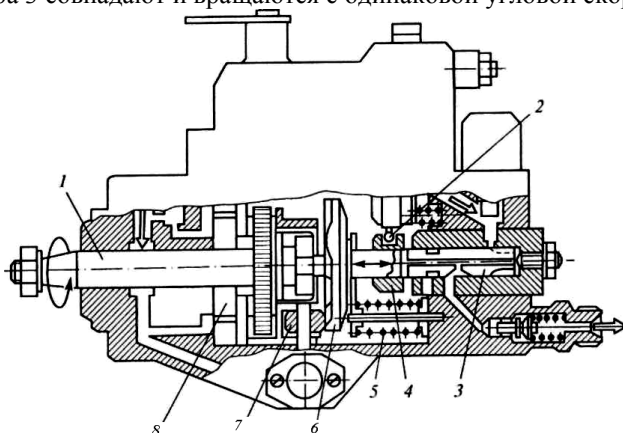


Рисунок 156 - Распределительный одноплунжерный насос:

1 - приводной вал; 2 - рычаг регулятора; 3 - плунжер; 4 - дозатор; 5 - пружина; 6 - кулачковая шайба; 7 - ролик; 8 - насос

Давление топлива (от 0,2 до 0,8 МПа) в корпусе распределительного насоса обеспечивает топливоподкачивающий насос 8, установленный на приводном валу. Избыток топлива сливается через жиклер, расположенный в верхней части корпуса. Плунжер, перемещаясь к ВМТ (вправо) и преодолевая сопротивление пружины 5, совершает ход нагнетания при набегании выступов движущейся заодно с ним кулачковой шайбы 6 на ролики 7 с закрепленными осями. Для изменения цикловой подачи топлива служит дозатор 4, который управляется рычагом 2 регулятора.

При наличии четырех роликов плунжер обслуживает четыре

форсунки, следовательно, за 1/4 поворота приводного вала полностью завершается рабочий цикл подачи топлива в один цилиндр.

Для управления нагрузкой и частотой вращения коленчатого вала дизеля используется только изменение цикловой подачи топлива; количество воздуха на впуске не дросселируется. Так как дизель на малых нагрузках при увеличении цикловой подачи топлива может увеличивать частоту вращения, превышающую допустимую, важно иметь устройство, ограничивающее это увеличение. Необходимо также иметь регулятор частоты вращения на режиме холостого хода.

Распределительные насосы с электромагнитным управлением. При использовании таких насосов количество подаваемого топлива отмеряется электромагнитным клапаном высокого давления, что обеспечивает большую гибкость при дозировании количества топлива и выборе момента начала впрыска (рис. 157).

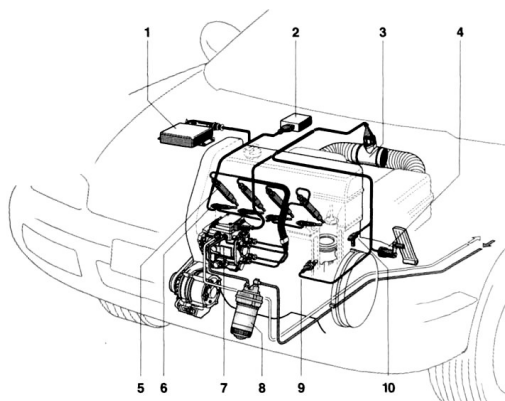


Рисунок 157 - Система впрыскивания топлива с роторным топливным насосом высокого давления (ТНВД) распределительного типа:

1 - ЭБУ двигателя; 2 - блок управления работой свечей накаливания; 3 - датчик массового расхода воздуха; 4 - датчик положения педали газа; 5 - форсунка; 6 - свеча накаливания; 7 - роторный ТНВД распределительного типа с блоком ЭБУ; 8 - топливный фильтр; 9 - датчик температуры; 10 - датчик частоты вращения коленчатого вала

Основными элементами распределительных насосов нового поколения являются:

- электромагнитный клапан высокого давления;

- электронный блок управления;
- система управления работой электромагнитного клапана, в которой используются датчики угла поворота кулачкового вала насоса и момента впрыска топлива.

Закрытие электромагнитного клапана определяет начало подачи топлива, которая продолжается до момента открытия клапана. Количество впрыскиваемого топлива зависит от времени, в течение которого клапан остается закрытым. Такой метод обеспечивает быстрое регулирование подачи топлива независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя, улучшение герметизации полостей высокого давления и в конечном итоге увеличение эффективности насоса.

Насос снабжен собственным ЭБУ для точной установки момента начала подачи топлива и его дозирования. В памяти ЭБУ хранится программа работы конкретного насоса и информация о данных его калибровки. Электронный блок управления работой двигателя определяет начало впрыска топлива и его подачу на основе рабочих характеристик двигателя и отправляет эту информацию по каналу связи в блок ЭБУ насоса. С использованием такой системы можно управлять как моментом начала впрыска, так и началом нагнетания. ЭБУ насоса также получает сигнал о количестве впрыскиваемого топлива через шину данных. Этот сигнал затем обрабатывается в ЭБУ двигателя в соответствии с сигналами, поступающими от педали газа, и другими параметрами, определяющими потребное количество топлива. В ЭБУ насоса сигналы о количестве впрыскиваемого топлива и скоростном режиме работы насоса на момент начала подачи топлива принимаются в качестве входных переменных для диаграммы рабочих характеристик насоса, на основании которых соответствующий период срабатывания сохраняется в виде угла поворота кулачкового вала. И наконец, момент срабатывания электромагнитного клапана высокого давления и продолжительность его закрытия определяются по данным угла поворота датчика, интегрированного в ТНВД распределительного типа (VE). Сигнал от датчика угла поворота кулачкового вала используется для управления этим углом поворота и временем закрытия клапана. Датчик состоит из магниторезистивного сенсора и кольцевого элемента, обладающего магнитным сопротивлением и имеющего метки, расположенные через 3° , для каждого цилиндра двигателя. Датчик с высокой точностью определяет угол поворота распределительного вала, при котором электромагнитный клапан открывается и закрывается. Это позволяет ECU насоса преобразовывать данные по моменту начала подачи топлива в данные по соответствующему этому моменту углу поворота кулачкового вала и наоборот.

Мягкое протекание процесса подачи топлива в начале впрыскивания, которое зависит от конструктивных особенностей насоса распределительного типа, еще больше реализуется при использовании двухпружинной форсунки.

При работе прогретого двигателя с турбонаддувом такое протекание топливоподачи позволяет снизить уровень шума работающего двигателя.

Новое поколение систем впрыскивания топлива на основе одного насоса, регулируемого по времени, для современных легковых и грузовых автомобилей с дизелями с непосредственным впрыском характеризуется модульной конструкцией; эти системы включают электронно-управляемый блок, насос-форсунки (UIS) и блок насоса (UPS).

Система с блоком насос-форсунок (UIS) для грузовых автомобилей

Электронно-управляемый блок насос-форсунки представляет собой одноцилиндровый ТНВД, рисунок 158.

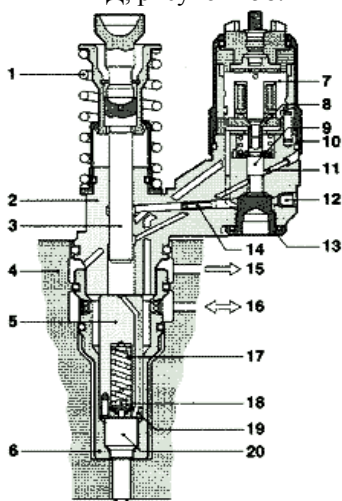


Рисунок 158 – Блок насос-форсунки (UIS):

1 - пружина; 2 - корпус насоса; 3 - плунжер насоса; 4 - головка цилиндра; 5- держатель пружины; 6 - стяжная гайка; 7 - статор; 8 - якорная пластина; 9 - игла соленоидного клапана; 10-стяжная гайка соленоидного клапана; 11 - заглушка канала высокого давления; 12 - заглушка канала низкого давления; 13 - упор иглы соленоида; 14 - сужение; 15- возврат топлива; 16 - подача топлива; 17 - инжектор; 18 - нажимной штифт; 19 - прокладка; 20 - распылитель

Этот блок характеризуется интегральным соленоидным клапаном и предназначен для установки непосредственно на головке цилиндров дизеля. Кронштейны, работающие на растяжение, удерживают отдельные модули, которые имеют отдельные цепи подачи топлива для каждого из цилиндров двигателя.

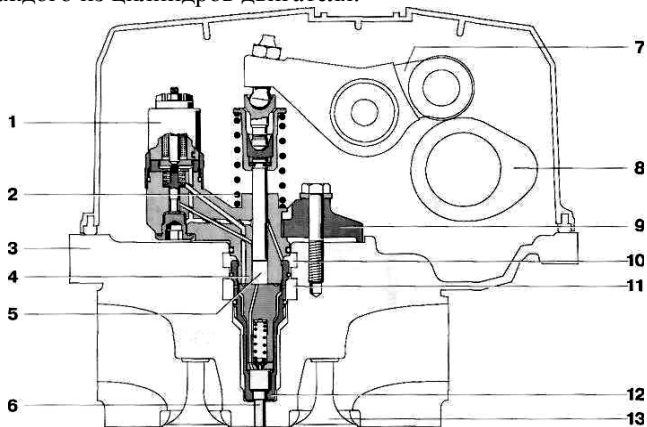


Рисунок 159 - Установка насос-форсунки в головке блока цилиндров двигателя:

1 - электромагнитный клапан высокого давления, 2 - возвратная пружина, 3 - головка блока цилиндров, 4 - корпус насос-форсунки в сборе, 5 - камера высокого давления, 6 - распылитель в сборе, 7 - кронштейн, 8 - кулачок, 9 - прижим, 10 - канал возврата топлива, 11 - вход топлива, 12 - гайка крепления распылителя, 13 - клапан двигателя.

Соленоидный клапан включается во время хода подачи плунжера насоса, перекрывая перепускной клапан, таким образом, герметизируя цепь высокого давления. Топливо затем подается к форсунке, как только превышает давление открытия распылителя. То есть впрыск топлива начинается, когда соленоидный клапан закрывается. Насос-форсунка используется при давлениях впрыскивания топлива до 160 МПа (180 МПа для перспективных моделей). Эта конструкция также может применяться для выборочного индивидуального отключения цилиндра (при частичных нагрузках).

Система с топливным насосом высокого давления, встроенным в блок цилиндров (UPS) для грузовых автомобилей. Система единичного насоса, объединенного с форсункой, также является модульной конструкцией с устройством впрыскивания топлива и управлением по

времени (рис. 160).

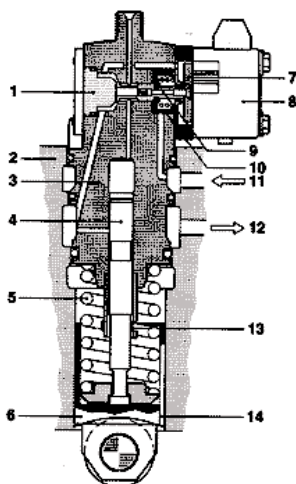


Рисунок 160 – Индивидуальный ТНВД с электромагнитным клапаном (UPS):

1 - упор перемещения иглы клапана; 2 - головка блока цилиндров двигателя; 3 - корпус насоса; 4 - плунжер; 5 - возвратная пружина; 6 - роликовый толкатель; 7 - диск якоря; 8 - статор; 9 - игла клапана; 10 - фильтр; 11 - подача топлива; 12 - возврат топлива; 13 - фиксатор; 14 - установочный паз

Каждый цилиндр двигателя питается отдельным модулем со следующими компонентами:

- выполненный заодно с электромагнитным клапаном насос высокого давления;
- быстродействующий электромагнитный клапан;
- короткая линия высокого давления; корпус форсунки в сборе.

Индивидуальные системы насоса и форсунки обеспечивают прямую зависимость между параметрами топливоподачи и положением коленчатого вала.

Согласование обеспечивается посредством зубчатого диска на коленчатом валу, в то время как импульсный датчик, установленный на распределительном валу, синхронизирует впрыскивание топлива в соответствии с каждым отдельным цилиндром. Управление процессом впрыскивания по типу обратной замкнутой связи протекает в соответствии с программой, хранящейся в памяти ЭБУ.

Электронный блок управления позволяет обеспечивать управ-

ление соленоидами насос-форсунок. Он контролирует и обрабатывает различные входящие сигналы измерительных датчиков. ЭБУ может хранить в памяти информацию, содержащую специфические схемы работы для получения разнообразных параметров. Основными данными являются частота вращения коленчатого вала двигателя и нагрузка, на которые водитель может оказывать непосредственное влияние посредством педали газа. Контролируемые параметры также включают температуру воздуха, топлива, охлаждающей жидкости и давление турбокомпрессора. Эти основные функции могут дополняться разнообразием других операций, предназначенных для повышения удобства. ЭБУ удовлетворяет строгим требованиям надежности работы компенсацией и выявлением неисправностей функционирования отдельных составных частей. Он также предназначен для облегчения диагностики неисправностей работы дизеля и его системы топливоподдачи.

Индивидуальный для каждого цилиндра ТНВД устанавливается непосредственно в блок цилиндров дизеля, где он приводится в движение от кулачкового вала газораспределительного механизма (рис. 161).

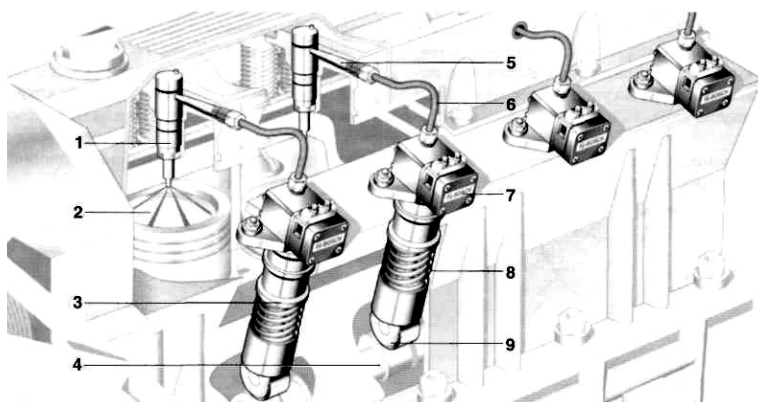


Рисунок 161 - Установка индивидуальных ТНВД:

1 - форсунка, 2 - камера сгорания двигателя, 3 - индивидуальный ТНВД, 4 - распределительный вал двигателя, 5 - штуцеры трубопровода высокого давления, 6 - трубопровод высокого давления, 7 - электромагнитный клапан, 8 - возвратная пружина, 9 - роликовый толкатель.

Электромагнитный клапан осуществляет точное управление

временем начала и продолжительностью впрыскивания топлива в соответствии с программой. В открытом состоянии электромагнитный клапан позволяет плунжеру насоса заполнять рабочую полость во время такта впуска и впрыскивать топливо в заданное время. Область высокого давления герметизируется только во время такта подачи, когда электромагнит срабатывает на закрытие клапана

Впрыскивание топлива начинается в тот момент, когда давление перед форсункой станет выше давления начала подъема иглы. Индивидуальные для каждого цилиндра ТНВД могут создавать давление до 180 МПа (в перспективе 200 МПа). Такие высокие давления впрыскивания топлива согласуются с электронным управлением с обратной связью, которое основывается на данных, записанных в памяти ЭБУ, для значительного сокращения расхода топлива и токсичности.

Данная система впрыскивания также обеспечивает получение дополнительных функций, например электроуправляемый предварительный впрыск и отсечку подачи топлива в отдельные цилиндры.

Система с блоком насос-форсунок (UIS) для легковых автомобилей.

Система создана для удовлетворения требований, предъявляемых к современным дизельным двигателям с непосредственным впрыском топлива, обладающим высокой удельной мощностью. Система характеризуется компактностью конструкции, высоким давлением впрыскивания на выходе из форсунки (до 200 МПа) и наличием гидромеханического устройства для предварительного впрыскивания, осуществляемого по программе на всем рабочем диапазоне, что позволяет значительно снизить шум при сгорании топлива.

Эта система впрыскивания содержит несколько подсистем (по числу цилиндров двигателя), каждая из которых содержит насос высокого давления, форсунку и электромагнитный клапан. Насос-форсунка каждого цилиндра располагается в головке блока цилиндров между клапанами, и носик распылителя входит непосредственно в камеру сгорания двигателя.

Насос-форсунки приводятся в действие коромыслами, которые, в свою очередь, приводятся от верхнего распределительного вала. Для получения компактности системы электромагнитный клапан расположен поперек.

Система впрыскивания заполняется топливом во время хода всасывания плунжера, пока электромагнитный клапан обесточен и, таким образом, открыт. Период впрыскивания топлива начинается, когда наступает момент закрытия электромагнитного клапана (при поступлении на него электрического тока) - это происходит во время

хода подачи плунжера.

Предварительное впрыскивание начинается, когда давление в системе высокого давления повышается до уровня, обеспечивающего открытие форсунки, а заканчивается, когда механический перепускной клапан открывается и резко снижает давление в камере высокого давления, обеспечивая закрытие форсунки. Ход и диаметр этого клапана определяют продолжительность так называемого интервала впрыскивания (между окончанием предварительного впрыскивания топлива и началом основного). Перемещение поршня перепускного клапана также воздействует на пружину форсунки, за счет чего быстро отсекается подача топлива в конце предварительного впрыскивания.

Демпфер, расположенный между иглой и пружиной форсунки, позволяет гасить большие пульсации топлива при его подаче. Период времени, когда игла оставляет форсунку открытой, оказывается во время предварительного впрыскивания очень коротким. Основное впрыскивание начинается при достижении определенного давления, обеспечивающего открытие форсунки. Однако, из-за воздействующего на пружину форсунки дополнительного усилия, это давление оказывается в 2 раза выше, чем в момент начала предварительного впрыскивания. Впрыскивание топлива заканчивается, когда электромагнитный клапан обесточивается и, следовательно, открывается.

Промежутком времени между повторным открытием форсунки и открытием электромагнитного клапана определяется количество впрыскиваемого топлива во время фазы основного впрыскивания.

Применение электронного управления позволяет делать выборку из целого ряда хранящихся в памяти ЭБУ запрограммированных значений начала впрыскивания и количества впрыскиваемого топлива. Эта особенность системы, вместе с высокими давлениями впрыскивания, дает возможность получить очень высокую удельную мощность двигателя при низких значениях содержания токсичных веществ в отработавших газах и исключительно низком расходе топлива.

Создание в дальнейшем еще более компактной системы с насос-форсунками позволит использовать ее на двигателях с четырьмя клапанами на цилиндр, что даст возможность еще в большей степени снизить эмиссию токсичных веществ с отработавшими газами и позволит, таким образом, создавать двигатели, удовлетворяющие перспективным нормам по максимально допустимой токсичности отработавших газов.

Аккумуляторная топливная система типа Common Rail (CRS)

Системы с аккумулятором делают возможным объединение системы впрыскивания топлива дизеля с различными дистанционно

выполняемыми функциями и в то же время позволяют повышать точность управления процессом сгорания топлива (рис. 162).

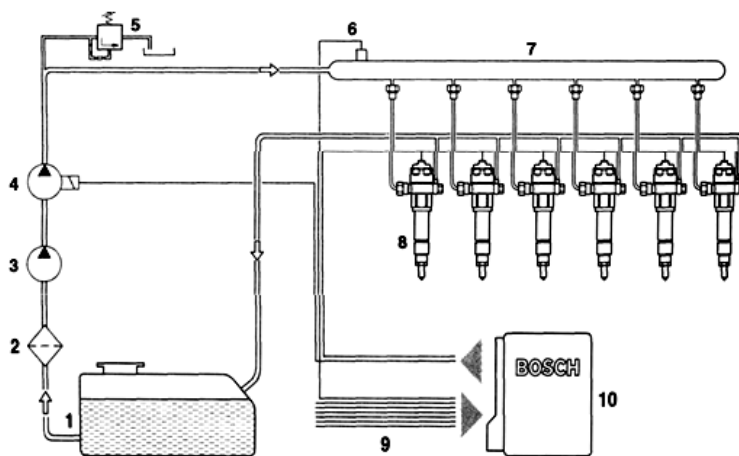


Рисунок 162 - Система впрыска Common Rail с аккумулятором давления:

1 - топливный бак; 2 - фильтр; 3 - топливоподкачивающий насос; 4 - насос высокого давления; 5 - редукционный клапан; 6 - датчик давления; 7 - аккумулятор; 8 - форсунки; 9 - ввод данных от измерительных датчиков; 10 - ЭБУ

Отличительная характеристика системы с общим трубопроводом заключается в разделении узла, создающего давление, и узла впрыскивания. Это делает возможным повысить величину давления впрыскивания топлива.

Отличительная характеристика системы с общим ресивером заключается в разделении узла, создающего давление, и узла впрыскивания. Это делает возможным повысить величину давления впрыскивания топлива.

Основной особенностью системы является то, что давление впрыскивания не зависит от частоты вращения коленчатого вала и количества впрыскиваемого топлива.

Основу системы составляет резервуар (аккумулятор). Этот резервуар включает компоненты распределительного трубопровода, линии подачи топлива и форсунки. Плунжерный насос высокого давления (рядный насос на грузовых автомобилях, радиальное плунжерное устройство на легковых автомобилях) создает давление; этот насос

требует для работы низких значений крутящего момента и существенно уменьшает потребности в тяговом усилии.

В насосах для легковых автомобилей необходимое давление в системе поддерживается регулировочным клапаном, расположенным на корпусе насоса. Насосы высокого давления для грузовых автомобилей имеют систему регулирования количества нагнетаемого топлива.

В последних моделях таких насосов для легковых автомобилей также применяется устройство для регулирования количества нагнетаемого топлива. Это позволяет снизить температуру топлива, циркулирующего внутри системы. Давление системы, создаваемое ТНВД, распространяется через аккумулятор и топливопроводы к форсунке. Форсунка обеспечивает подачу нужного количества топлива в камеру сгорания. В точно установленный момент ЭБУ передает сигнал возбуждения к соленоиду форсунки, означающий начало подачи топлива.

Количество впрыскиваемого топлива определяется периодом открытия распылителя и давлением в системе.

Эта система расширяет область оптимизации процесса сгорания посредством разделения функций создания давления и впрыскивания. Давление впрыскивания остается постоянным на период продолжительности процесса впрыска топлива при давлении (с минимальными отклонениями) 140 МПа для грузовых автомобилей и 135 МПа для легковых.

Такая способность управлять характером сгорания может использоваться для многоимпульсного впрыскивания в целях уменьшения вредных компонентов отработавших газов; также это может обеспечить снижение шума.

Система Common Rail позволяет контролировать движение иглы форсунки, а вместе с ней и схему впрыскивания в пределах определенного диапазона.

Система управления стала практически полностью электронной. Педаль акселератора больше не связана механически с ТНВД (ее положение контролируется датчиком), на шкивах коленчатого вала и распределительного вала появились, соответственно, датчики положения коленчатого и распределительного валов (первый также является и датчиком ВМТ).

20.3 Система очистки воздуха

Система питания воздухом должна обеспечить требуемую степень очистки воздуха при приемлемых уровнях шума впуска и гидравлических потерях [1-21].

Наиболее опасной для износа цилиндропоршневой группы двигателя является кварцевая пыль, твердость частиц которой выше твердости трущихся поверхностей двигателя.

Требования, предъявляемые к системам очистки воздуха: высокое качество очистки воздуха, минимально возможное гидравлическое сопротивление, надежность, минимальные масса и габаритные размеры, приемлемые стоимость конструкции и затраты на его обслуживание в процессе эксплуатации.

Минимальное гидравлическое сопротивление системы необходимо для снижения затрат энергии на газообмен и повышения наполнения цилиндров в целях получения высоких значений мощности и экономичности двигателя. Для снижения габаритных размеров и массы систему объединяют с элементами шумоглушения впуска и включают в систему динамического наддува для улучшения наполнения цилиндров.

Воздухоочистители. В современных автотракторных двигателях используют следующие типы воздухоочистителей: инерционно-центробежные, пористые и комбинированные.

Инерционно-центробежные очистители обычно используют в качестве первой ступени системы очистки для снижения пылевой нагрузки на вторую основную ступень (рис. 163).

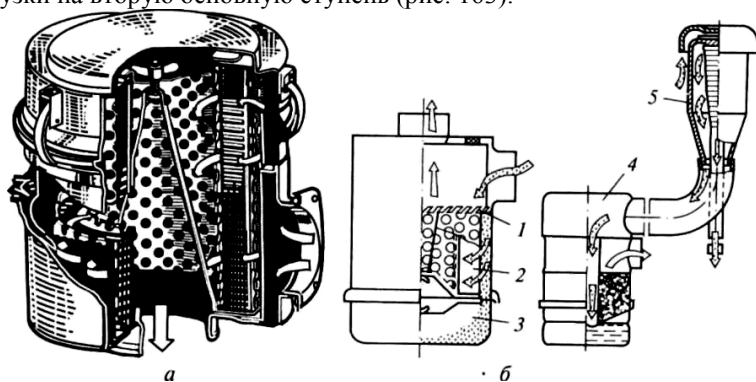


Рисунок 163 - Воздухоочистители с картонным фильтрующим элементом (а) и комбинированный двухступенчатый (б):

1 - прямоточный моноциклон; 2 - картонный фильтрующий элемент; 3 - бункер для сбора отсепарированной пыли; 4 - инерционно-масляный воздухоочиститель; 5 - коническая инерционная решетка

На грузовых автомобилях обычно используют двухступенчатые воздухоочистители, имеющие во второй ступени картонные филь-

трующие элементы (рис. 163 а).

Комбинированные воздухоочистители в первой ступени используют батареи циклонов (конических инерционных решеток) со сбором отсепарированной пыли в бункере и автоматическим удалением ее с помощью газового эжектора, а во второй - картонные фильтрующие элементы или инерционно-масляный фильтр (рис. 163 б). Однако батареи циклонов имеют большие габариты и высокую материалоемкость.

Центробежная очистка воздуха осуществляется путем осаждение пыли под действием центробежной силы, вызываемой вихревым движением потока в воздухоочистителе.

Воздухоочистители инерционно-масляного типа отличаются простотой конструкции и большим сроком службы, однако, эффективность очистки ими воздуха невысока и существенно зависит от режима работы двигателя. Поэтому сейчас они применяются редко.

Наиболее эффективна очистка воздуха сухими фильтрующими (пористыми) элементами на основе фильтровальных картонов и синтетических материалов.

Воздухоочистители сухого типа с картонными фильтрующими элементами по сравнению с инерционно-масляными воздухоочистителями в 10...30 раз лучше очищают воздух от пыли. В них можно использовать сигнализатор о накоплении в процессе эксплуатации предельно допустимого количества пыли (по росту сопротивления системы впуска) для предупреждения водителя о необходимости проведения обслуживания элемента. Однако эти фильтры сложно компоновать в моторном отсеке большегрузных автомобилей.

Агрегаты питания воздухом двигателей с наддувом. Турбокомпрессоры, применяемые в автомобильных двигателях, форсированных турбонаддувом, состоят из центробежного компрессора и радиально-осевой турбины, установленных на одном валу (рис. 164 а).

Отработавшие газы направляют в подводящую улитку 7 турбины, затем, для повышения скорости, - в суживающийся направляющий аппарат 9 и подают под углом на лопатки колеса 8 турбины (для привода ее во вращение). Колесо турбины через вал 11 передает вращение колесу 3 компрессора, зафиксированному на валу гайкой 2. Через впускной патрубок 1 воздух поступает на колесо компрессора, где центробежные силы резко увеличивают его скорость. Затем он выходит в диффузор 13. В нем скорость воздуха уменьшается, а давление возрастает. Через улиточный сборник 4 воздух поступает в двигатель. Вал 11 вращается с высокой частотой во втулке 12. Поэтому к ней по каналу А в корпусе 6 под давлением подается масло, а для его свободного

слива из корпуса имеется сливное отверстие Б.

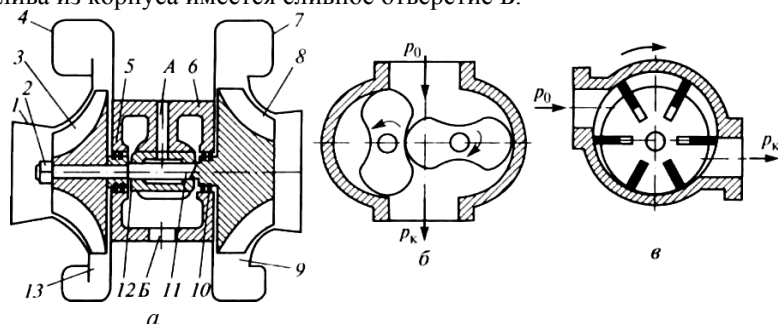


Рисунок 164 -Нагнетатели воздуха:

а - турбокомпрессор; б - приводной роторно-шестеренчатый компрессор; в - приводной роторно-пластинчатый компрессор; 1 - впускной патрубок; 2 - гайка; 3 - колесо компрессора; 4 - уметочный сборник; 5 и 10 - уплотнительные кольца; 6 - корпус; 7 - улитка турбины; 8 - колесо турбины; 9 - направляющий аппарат; 11 - вал; 12 - втулка; 13 - диффузор; А -- канал; Б- сливное отверстие

Для предотвращения попадания масла в турбину и компрессор на валу имеются уплотнительные кольца 5 и 10.

Кулачковый нагнетатель. Данный тип механического нагнетателя представляет собой одну из самых ранних разработок. Кулачковый нагнетатель стали устанавливать на автомобилях с 1900 года. В мире компрессор хорошо известен по имени изобретателей данной системы-Roots (рис. 165).

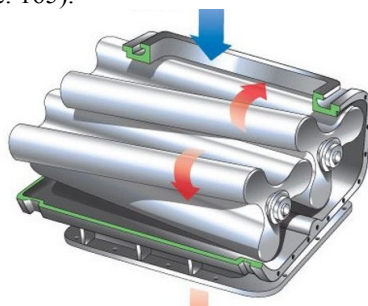


Рисунок 165 - Устройство кулачкового нагнетателя

Современная реализация конструкции кулачкового нагнетателя выглядит таким образом, что нагнетатель имеет пару роторов. Эти роторы могут иметь три или четыре кулачка и вращаются друг другу

навстречу.

Кулачки расположены так, чтобы находиться по спирали и размещены по всей длине ротора. Угол закрутки таких кулачков подобран именно для обеспечения наилучшей эффективности нагнетания воздуха при учете возникающих при этом потерь. По своей общей конструкции, а также и по принципу действия такой кулачковый нагнетатель напоминает шестеренный масляный насос, который устанавливается в системе смазки ДВС.

Поступающий воздух в компрессоре захватывается кулачками на роторе, перемещается в межкулачковом пространстве и пространстве между стенками корпуса устройства, сжимается, а затем осуществляется нагнетание во впуск. Такой принцип работы называется внешним нагнетанием.

Нагнетатели типа Roots отличаются тем, что быстро создают необходимое давление наддува. Отмечается также рост указанного давления параллельно с увеличением частоты вращения коленвала силовой установки автомобиля. В некоторых случаях компрессор может создать такое давление, которое превысит необходимое. Результатом станут воздушные пробки в нагнетательном канале и падение эффективного давления наддува, что и приводит к общему снижению итоговой мощности силового агрегата в различных режимах его работы.

Для того чтобы избежать таких негативных последствий, при использовании механических компрессоров различных видов обязательно реализуется дополнительный контроль и регулирование давления наддува. Давление наддува регулируется двумя доступными способами:

1. К первому способу можно отнести регулировку давления путем отключения нагнетателя. Зачастую такое отключение происходит при помощи электромагнитной муфты;

2. Ко второму способу относится перепускание воздуха в процессе непрерывной работы компрессора. Воздух перепускается при помощи перепускного клапана.

Центробежный нагнетатель. В центробежном нагнетателе процесс нагнетания воздуха реализован по такому же принципу, как и турбокомпрессор. В своей основе он имеет рабочее колесо-крыльчатку (рис. 166). Колесо вращается с очень высокой скоростью, а число оборотов может достигать отметки в $50000-60000 \text{ мин}^{-1}$.

Работает нагнетатель по следующему принципу, когда поступающий воздух засасывается компрессором в центральную часть колеса. Благодаря центробежной силе воздух направляется по лопастям

особой формы. Воздух из рабочего колеса выходит уже на большой скорости, но еще имеет низкое давление.



Рисунок 166 - Устройство центробежного нагнетателя

Во время выхода из колеса воздух проходит через особый диффузор, который имеет множество стационарных лопаток, расположенных вокруг рабочего колеса. Поток воздуха на высокой скорости и с низким давлением после прохождения диффузора проходит процесс преобразования и превращается в поток воздуха низкой скорости, но уже с высоким давлением.

К минусам центробежных нагнетателей относят сильно выраженную зависимость их производительности от скорости вращения коленчатого вала двигателя. Разработчики сегодня особо учитывают эту особенность. Для центробежных нагнетателей широко используют привод с переменным передаточным отношением. Указанное передаточное отношение привода на максимальной отметке потребует тогда, когда двигатель работает на низких оборотах, минимальное же отношение используется при режиме работы на высоких оборотах.

Волновой нагнетатель воздуха Comprex

Вариантом системы наддува для двигателей легковых автомобилей является волновой нагнетатель воздуха, известный также под названием Comprex. Приводимый от двигателя через зубчатый ремень 2, разделенный на секции ротор 7 вращается в цилиндрическом корпусе, имеющем с торцов щелевые окна для прохода свежего воздуха и выхода отработавших газов (рис. 167). Система окон и полостей выполнена особым образом, что позволяет волны давления потока 5 отработавших газов преобразовывать в повышенное давление потока 1

свежего воздуха.

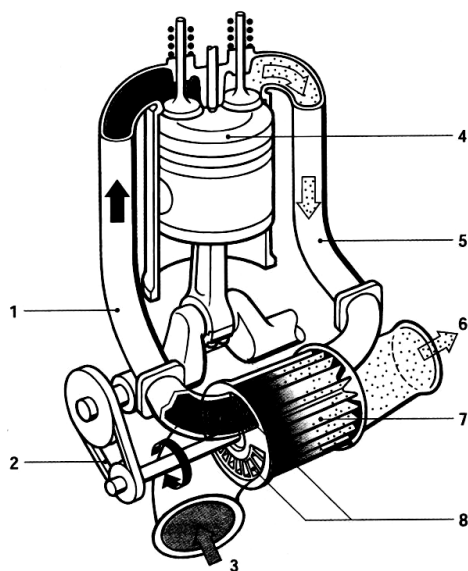


Рисунок 167 - Волновой нагнетатель:

1 – поток свежего воздуха под высоким давлением; 2 – зубчатый ремень; 3 – поток свежего воздуха под низким давлением; 4 – поршень двигателя; 5 – поток отработавших газов под высоким давлением; 6 – поток отработавших газов низкого давления; 7 – ротор; 8 – щелевые окна

Существенным достоинством волнового нагнетателя является непосредственный газодинамический энергообмен между отработавшими газами и свежим воздухом без участия каких-либо промежуточных механизмов. Такой энергообмен происходит со звуковой и сверхзвуковой скоростью. Волновой обменник, как и механический нагнетатель, автоматически реагирует на изменения нагрузки изменением давления наддува. При постоянном передаточном отношении между двигателем и волновым нагнетателем энергообмен оптимален только для одного рабочего режима. Для устранения этого недостатка на торцах корпуса имеется ряд воздушных «карманов» разной формы и размера, благодаря которым диапазон оптимальной работы нагнетателя расширяется. Кроме того, это позволяет достичь благоприятного протекания кривой крутящего момента, чего невозможно осуществить с помощью других методов наддува.

Волновой, нагнетатель, по сравнению с другими способами наддува, требует много места для ременной передачи и системы трубопроводов. Это усложняет возможность его установки в условиях ограниченного объема подкапотного пространства автомобиля.

Нагнетатель с изменяемой геометрией турбины для дизельных двигателей

Для дизельных двигателей находит применение нагнетатель с изменяемой геометрией турбины, позволяющий ограничивать поток отработавших газов через турбину при высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя.

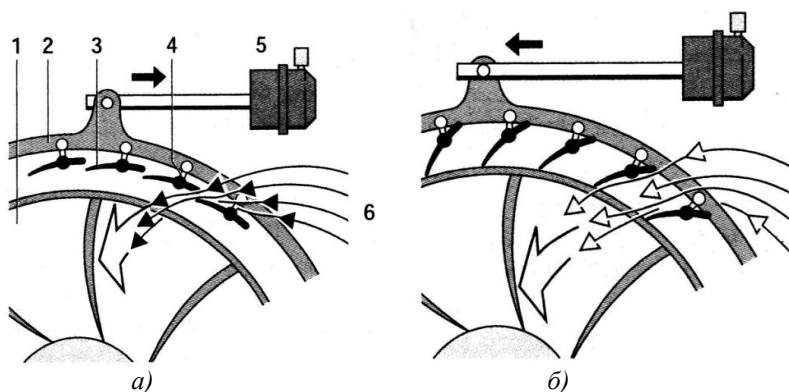


Рисунок 168 - Турбонагнетатель с изменяющейся геометрией турбины:

а – положение направляющих лопаток при высокой скорости потока отработавших газов; б – положение направляющих лопаток при низкой скорости потока отработавших газов; 1 – крыльчатка турбины; 2 – управляющее кольцо; 3 – подвижные направляющие лопатки соплового аппарата; 4 – управляющий рычаг; 5 – управляющий пневматический цилиндр; 6 – поток отработавших газов

Подвижные направляющие лопатки 3 соплового аппарата изменяют поперечное сечение каналов, через которые отработавшие газы устремляются на крыльчатку турбины (рис. 168). Этим они согласовывают возникающее в турбине давление газа с требуемым давлением наддува. При низкой нагрузке на двигатель подвижные лопатки открывают небольшое поперечное сечение каналов так, что увеличивается противодавление отработавших газов. Поток газов развивает в турбине высокую скорость, обеспечивая высокую частоту вращения

вала нагнетателя. При этом поток отработавших газов действует на более удаленную от оси вала область лопаток крыльчатки турбины. Таким образом, возникает большее плечо силы, которое дополнительно увеличивает крутящий момент. При высокой нагрузке направляющие лопатки открывают большее поперечное сечение каналов, что уменьшает скорость течения потока отработавших газов. Вследствие этого турбоагнетатель при равном количестве отработавших газов меньше ускоряется и работает с меньшей частотой при большем количестве газов. Этим способом ограничивается давление наддува. Поворотом управляющего кольца 2 изменяется угол направления лопаток, которые устанавливаются на желаемый угол либо непосредственно отдельным управляющим рычагом 4, укрепленным на лопатках, либо поворотными кулачками. Поворот кольца осуществляется при помощи управляющего пневматического цилиндра 5 под действием разрежения или давления воздуха либо, как вариант, при помощи электродвигателя с обратной связью по положению лопаток (датчик положения). Нагнетатель с изменяемой геометрией в положении покоя открыт и поэтому безопасен, т. е. при отказе управления ни он сам, ни двигатель не повреждаются. Происходит лишь потеря производительности на низких частотах вращения коленчатого вала.

Контрольные вопросы

- 1. Какие виды систем впрыскивания бензина используются в двигателях с искровым зажиганием?*
- 2. Из каких компонентов состоит система впрыскивания бензина?*
- 3. Укажите достоинства и недостатки систем впрыскивания бензина.*
- 4. Назовите виды топливных систем дизелей.*
- 5. Из каких компонентов состоят топливные системы дизелей?*
- 6. Укажите достоинства и недостатки топливных систем дизелей.*
- 7. Расскажите об основных видах агрегатов наддува.*
- 8. Назовите возможные виды воздухоочистителей двигателя. Сравните их между собой.*
- 9. Расскажите о типах устройств нагнетания воздуха в цилиндр двигателя.*
- 10. Компрессоры и турбонаддува, принципы устройства, преимущества и недостатки.*

21 СИСТЕМЫ ПУСКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Для пуска любого двигателя, чтобы обеспечить хорошее смешивание и надежное воспламенение топлива, необходимо предварительно, преодолевая общее сопротивление вращению, раскрутить коленчатый вал до минимальной пусковой частоты вращения. Для двигателей с искровым зажиганием частота составляет $35...50 \text{ мин}^{-1}$, а для дизелей - $150...200 \text{ мин}^{-1}$ [1-21].

Момент, необходимый для пуска, должен обеспечить преодоление следующих составляющих: сопротивления сил трения, затрат энергии на привод вспомогательных агрегатов, потерь на газообмен (впуск и выпуск), противодействия сил инерции подвижных частей при разгоне двигателя до пусковой частоты вращения. Значения этих параметров зависят от типа и рабочего объема двигателя, вязкости масла и ряда других факторов.

Требования к пусковым системам: малые затраты времени и энергии на осуществление пуска; малые габаритные размеры пусковых устройств; надежность работы в различных климатических условиях.

На современных автомобильных двигателях применяют следующие способы пуска: электрическим стартером; вспомогательным пусковым двигателем; инерционным стартером; сжатым воздухом; с помощью гидромоторов; ручной.

Пуск электрическим стартером наиболее распространен. Электростартер представляет собой электродвигатель постоянного тока, питаемый от аккумуляторных батарей. При включении системы пуска шестерня стартера входит в зацепление с зубчатым венцом маховика и передает вращение коленчатому валу.

Пуск автономным пусковым двигателем обычно используется в тракторных дизелях. Однако такой способ пуска предполагает наличие крупногабаритного пускового устройства и топлива для работы пускового двигателя.

Ручной пуск обычно является резервным для двигателей малой мощности.

Пуск инерционным стартером базируется на использовании специального маховика, который запасает энергию при его раскручивании электродвигателем или вручную. Его недостаток - большие затраты времени на пуск.

Пуск сжатым воздухом может выполняться с использованием пневматического стартера или подачи сжатого воздуха непосредственно в цилиндры двигателя. Последний метод предполагает подачу

из баллонов сжатого воздуха с помощью воздухораспределителя в цилиндры двигателя в соответствии с порядком их работы. Недостаток способа - сложность пуска при низких температурах.

Пуск гидромотором обеспечивается за счет жидкости, поступающей из гидропневматического аккумулятора. В аккумуляторе имеется два резервуара с рабочей жидкостью и воздухом, сжатым до 30 МПа, которые разделены подвижной мембраной.

Средства, облегчающие пуск двигателя

Функционально эти средства можно разделить на две основные группы: устройства, способствующие надежному воспламенению топлива или рабочей смеси (подогрев поступающего воздуха, прогрев камеры сгорания свечами накаливания, применение легкоиспаряющихся и легковоспламеняющихся пусковых топлив); устройства, уменьшающие сопротивление прокручиванию коленчатого вала (декомпрессоры, подогреватели воды и масла).

Подогрев воздуха широко применяется для дизелей с помощью электрофакельного подогревателя. При пуске двигателя во впускной трубопровод через форсунку насосом впрыскивается топливо, которое воспламеняется от свечи. Выделяющаяся при этом теплота нагревает поступающий воздух, что обеспечивает более надежное воспламенение топлива, подаваемого в цилиндр.

На двигателе КамАЗ-740 используется термостарт, имеющий факельную свечу - нагревательный элемент в виде металлического кожуха, в который запрессована электрическая спираль. Топливо, проходя по полости между нагревательным элементом и трубкой, испаряется, смешивается с движущимся во впускном трубопроводе воздухом и воспламеняется. Факел пламени обеспечивает нагрев воздуха, поступающего в цилиндры.

Для пуска дизеля малого рабочего объема можно использовать бензин, который подается в дополнительную камеру со свечой зажигания. При пуске клапан открывается и соединяет данную камеру с основной, что снижает степень сжатия, обеспечивает уменьшение сопротивления при прокручивании вала и кратковременную работу двигателя на бензине.

Подогреватель, включаемый в систему жидкостного охлаждения двигателя, обеспечивает при холодном пуске предпусковой прогрев двигателя, охлаждающей жидкости и масла. Основным элементом устройства является котел-подогреватель с блоком насосов. Как правило, он работает на том же топливе, что и двигатель.

Жидкостной подогреватель Предназначены для обогрева как

двигателя, так и салона. Называются они так потому, что работают за счет сжигания бензина или дизтоплива из бака автомобиля. Они монтируются в двигательном отсеке и подключаются к системе жидкостного охлаждения мотора. Подогретый воздух распространяется по внутренним воздуховодам автомашины. Система экономична по расходу топлива и электроэнергии, при работе не производит сильного шума. Применяется для обогрева всех видов двигателей внутреннего сгорания – бензиновых, дизельных, газобаллонных и комбинированных.

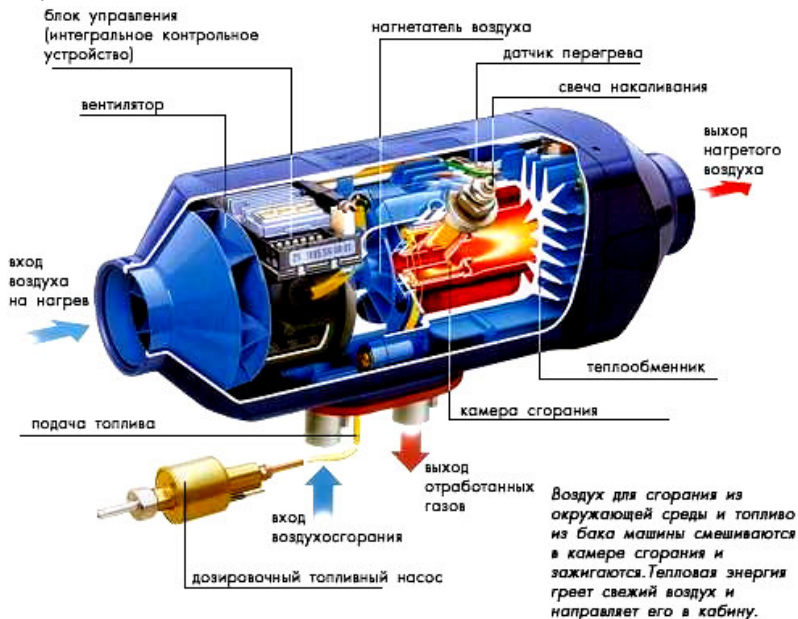


Рисунок 169 - Устройство и принцип работы жидкостного подогревателя

Устройство включается в работу с дистанционного пульта, таймера или сотового телефона. Импульс запуска, попадая на электронный блок, вырабатывает управляющий сигнал, подающий напряжение питания на исполнительный мотор. Мотор, вращаясь, приводит в движение топливный насос обогревателя и вентилятор. Насос начинает качать топливо в горелку, где с помощью испарителя и накаливаемого штифта создаётся топливоздушная смесь.

Нагнетаемая с помощью вентилятора горячая смесь воспламеняется в камере сгорания искровой свечой зажигания. Тепло, образуе-

мое при сгорании топлива, через теплообменник передаётся рабочей жидкости системы охлаждения двигателя. Жидкость циркулирует в контуре охлаждения под действием подкачивающего насоса предпускового подогревателя, включённого в этот контур. Нагреваемая жидкость в процессе циркуляции передаёт полученное тепло корпусу двигателя.

При достижении температуры охлаждающей жидкости 30 градусов С автоматически срабатывает вентилятор радиатора системы охлаждения автомобиля. Теплый воздух начинает поступать в салон. При нагреве тосола или антифриза до 72 градусов С происходит сокращение подачи топлива в горелку наполовину, и система переходит на пониженный режим работы. Жидкость охлаждается до 56 градусов и весь процесс циклически повторяется.

Альтернативой автономной системой является **электрический подогреватель**, который представляет собой спиральный электронагреватель, вставляемый в блок цилиндров силового агрегата и работающий от внешней электросети 220В. Исполнительным элементом в этой системе выступает небольшая электрическая спираль, устанавливаемая в блок цилиндров.

Из блока цилиндров при установке спирали убирается противоледная заглушка, вместо нее и монтируется спираль. Под действием высокого напряжения через спираль протекает ток, и она нагревает антифриз. Циркуляция жидкости в системе охлаждения происходит за счёт естественной конвекции. Она менее продуктивна, чем при искусственном обращении с помощью насоса, и занимает гораздо больше времени. Наиболее яркими представителями электрического предпускового подогревателя двигателя являются модели Defa WarmUp и Лидер Северс.

Наиболее приемлема такая установка при парковке автомобилей в гаражах и стоянках, оборудованных электрическими розетками. Недостатком является то, что он потребляет много электричества. Для обеспечения экономной работы устройства, оно укомплектовано таймером, позволяющим установить требуемую температуру жидкости.

При переходе установленного значения спираль автоматически отключается или включается в работу. Соответственно, при этом происходит остывание или нагрев рабочей жидкости, которая в процессе конвекции поддерживает мотор в тёплом состоянии.

Принцип обогрева силового агрегата в электрическом подогревателе такой же, как в автономной системе. Также производится передача тепла мотору посредством нагрева рабочей жидкости в системе охлаждения. Отличие заключается в способе нагрева с применением

внешнего источника электропитания.

Тепловой аккумулятор. Принцип работы тепловых аккумуляторов основан на накоплении горячей рабочей жидкости в системе охлаждения и сохранения её температуры неизменной в течение продолжительного времени (2 суток). В такой системе при запуске двигателя горячий тосол или антифриз осуществляет короткую циркуляцию по сокращённому контуру, быстро прогревая двигатель. Классические представители таких систем – «Автотерм», «Гольфстрим», УОПД-0,8.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные способы пуска двигателя. Сравните их преимущества, недостатки и возможность применения на автомобилях и тракторах.

2. Назовите средства, облегчающие пуск двигателя. Сравните их преимущества, недостатки и возможность применения на автомобилях и тракторах.

IV ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

Практическая работа № 1

Тепловой расчет двигателя

Тепловой расчет двигателя служит для определения параметров рабочего процесса и основных размеров двигателя (диаметр цилиндра D , рабочего объема V_h и хода поршня S).

1 Параметры рабочего тела

Количество свежего заряда (кмоль/кг топлива), поступившего в цилиндр двигателя:

- для бензинового двигателя

$$M_1 = \alpha L_o + \frac{1}{m_T};$$

- для газового двигателя

$$M_1 = 1 + \alpha L_o;$$

- для дизельного двигателя

$$M_1 = \alpha L_o,$$

где α - коэффициент избытка воздуха; $m_T = 110...120$ кг/моль - молекулярная масса паров бензина; L_o - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг.

- для бензинового двигателя

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right), \frac{\text{кмоль}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}};$$

- для газового двигателя

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \frac{\text{кмоль}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}};$$

- для дизельного двигателя

$$L_o = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} \right) C_n H_m, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}},$$

C, H, O - содержание углерода, водорода и кислорода в топливе (бензин $C=0,855, H=0,145$; дизельное топливо - $C=0,857, H=0,133, O=0,001$).

Сжатые газы состоят из метана CH_4 , для которого $n=1, m=4$.

Сжиженный газ состоит из 52 % пропана C_3H_8 ($n=1, m=4$) и 48 % бутана C_4H_{10} ($n=4, m=10$).

Параметры окружающего воздуха на входе в двигатель принимаются:

- давление $P_o=0,1013$ МПа,
- температура $T_o=273+t=273+20=293$ К,
- плотность воздуха

$$\rho_o = \frac{P_o \cdot 10^6}{R \cdot T_o},$$

где $R=287$ Дж/кг·град - газовая постоянная.

При использовании турбонаддува температура воздуха после компрессора на входе в двигатель определяется:

$$T_K = T_o \left(\frac{P_K}{P_o} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}},$$

где P_K - давление наддува, берется из двигателя прототипа или принимается из условия форсирования: на 20...30 % - $P_K=0,15...0,18$ МПа; на 35...50 % - $P_K=0,18...0,20$ МПа; n_K - показатель адиабаты сжатия воздуха в компрессоре:

$$n_K = \frac{\frac{K}{K-1} \cdot \eta_K}{\frac{K}{K-1} \cdot \eta_K - 1},$$

$K=1,41$ - показатель адиабаты сжатия; $\eta_K=0,62...0,70$ - политропный КПД компрессора.

Плотность воздуха, после компрессора

$$\rho_K = \frac{P_K \cdot 10^6}{R \cdot T_K}.$$

2 Процесс впуска

Процесс впуска служит для заполнения рабочего объема цилиндра свежим зарядом рабочего тела при движении от ВМТ до НМТ при открытом впускном клапане.

Давление в конце впуска

$$P_a = P_o - \Delta P \quad (10)$$

где ΔP - величина сопротивления впускной системы (воздухоочистителя, впускного трубопровода и клапана).

В результате решения уравнения Бернулли для двух уровней: вход воздуха в воздухоочиститель - вход заряда в цилиндр, величина ΔP может быть определена по уравнению:

$$\Delta P = (\beta^2 + \xi) \cdot \frac{\omega_{en}^2}{2} \cdot \rho \cdot 10^{-6},$$

где β - коэффициент затухания скорости заряда при входе из проходного сечения клапана в цилиндр; ξ - коэффициент гидравлического сопротивления впускной системы; ρ_0 - плотность воздуха, кг/м³; ω_{en} - скорость движения заряда в проходном сечении клапана (50...100 м/с), которую можно определить по формуле

$$\omega_{en} = 27 + 0,017 \cdot n = 50 \dots 130 \text{ м/с.}$$

где n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

При расчетах обычно принимают эти коэффициенты в целом:

$$(\beta^2 + \xi) = 2,5 \dots 4,0 \text{ или рассчитывают по уравнению:}$$

$$(\beta^2 + \xi) = 2,0 + 3,3 \cdot 10^{-4} \cdot n.$$

К моменту поступления свежего заряда в цилиндре двигателя содержатся остаточные газы в количестве M_r в объеме $V_r = V_c$. Эти газы, смешиваясь со свежим зарядом, повышают его температуру, уменьшают плотность и количество и загрязняют его.

Степень очистки пространства цилиндра двигателя от остаточных газов оценивается коэффициентом остаточных газов:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{P_r T_o}{P_o T_r \eta_v}. \quad (16)$$

где P_r - давление остаточных газов в цилиндре, МПа; T_r - температура остаточных газов в цилиндре (бензиновые двигатели - $T_r=900 \dots 1100$ К, газовые - $T_r=750 \dots 1000$ К, дизельные без наддува - $T_r=600 \dots 900$ К, дизельные с наддувом - $T_r=900 \dots 1100$ К).

$$P_r = P_o + 3,3 \cdot 10^{-6} \cdot n.$$

Величина γ лежат в пределах - 0,06...0,12 для бензиновых двигателей; 0,04...0,1 для газовых, и 0,03...0,06 для дизелей.

Коэффициент остаточных газов для двигателей с наддувом:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{P_r T_o}{P_k T_r} \cdot \frac{1 - \eta_z}{\eta_v},$$

где $\eta_z = 0,1 \dots 0,8$ - коэффициент продувки камеры сгорания воздухом от компрессора.

Температура заряда в конце впуска может быть выражена:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \quad (14)$$

где T_r - температура остаточных газов, К; γ - коэффициент остаточных газов.

Значения T_a находятся в пределах 320...380 К для бензиновых современных двигателей и 310...350 К для дизелей.

В связи с тем, что давление в цилиндре в процессе впуска меньше атмосферного, а температура выше, действительное количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя, меньше того количества, которое могло бы разместиться в рабочем объеме цилиндра, при давлении и температуре окружающей среды. Оценка степени совершенства наполнения цилиндра свежим зарядом производится коэффициентом наполнения:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{T_a} \cdot \frac{T_o}{P_o} \cdot \frac{l}{l + \gamma}$$

Для двигателя с наддувом:

$$\eta_v = \frac{\psi}{K \cdot \delta \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{P_a}{P_K} \cdot \left[\varepsilon + (\varepsilon - 1) \cdot (K - 1) \cdot \mu - \frac{P_r}{P_o} \cdot \eta_z \right],$$

где $K=1,40$ - показатель адиабаты; $\psi = 1,02...1,06$ - коэффициент дозарядки, учитывающий поступление свежего заряда после прохождения поршнем ВМТ; $\delta = 1,02...1,10$ - коэффициент подогрева свежего заряда; $\mu = 0,70...0,85$ - коэффициент уменьшения давления впуска.

3 Процесс сжатия

Процесс сжатия обеспечивает улучшение смесеобразования, воспламенения и сгорания рабочей смеси, путем повышения давления и температуры смеси. Он протекает на политропе при ходе поршня от НМТ до ВМТ. Средний показатель политропы сжатия:

- для бензиновых и газовых двигателей

$$n_l = 1,41 - \frac{120}{n},$$

- для дизельных двигателей

$$n_l = 1,41 - \frac{110}{n},$$

где n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Величина n_l для современных двигателей находится в следующих пределах: для бензинового двигателя - 1,34...1,39, для дизеля - 1,36...1,40.

К основным параметрам конца процесса сжатия относятся: давление P_c , температура T_c , степень сжатия ε . Давление в конце сжатия

$$P_c = P_a \left(\frac{V_h}{V_a} \right)^{n_1} = P_a \varepsilon^{n_1}. \quad (19)$$

Температуру в конце сжатия определяют из уравнения политропы в виде:

$$T_c = N_a \left(\frac{V_h}{V_a} \right)^{n_1 - 1} = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}.$$

Средняя мольная теплоемкость (кДж/кмоль·град) заряда в конце процесса сжатия:

$$mC_{Vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c.$$

4 Процесс сгорания

В процессе сгорания скрытая химическая энергия топлива преращается в тепловую энергию рабочего тела.

Общее количество продуктов сгорания, приходящихся на один кг сжигаемого топлива, зависит от коэффициента избытка воздуха и типа двигателя (дизель или двигатель с внешним смесеобразованием).

Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда $\alpha = 1$).

Количество продуктов сгорания определяется соотношением

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда $1 > \alpha > \alpha_{\text{крит}} \approx 0,67$).

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда $\alpha > 1$) и дизели (случай, когда $\alpha > \alpha_{\text{д}}$).

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

Для двигателей, работающих на сжатом газе

$$M_2 = 9,52 \cdot \alpha, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

Для двигателей, работающих на сжиженном газе

$$M_2 = 27,24 \cdot \alpha - 0,96, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = \frac{M_2}{M_1}.$$

Количество теплоты, выделившееся в процессе сгорания:

$$Q_1 = H_u - \Delta Q,$$

где ΔQ - суммарные потери, кДж/кг.

$$\Delta Q = 119950(1 - \alpha)L_o.$$

Средняя мольная теплоемкость (кДж/кмоль·град) продуктов сгорания:

- для бензиновых и газовых двигателей

$$mC_{Vz} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z.$$

- для дизельных двигателей

$$mC_{Vz} = \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha}\right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z + 8,314.$$

Уравнение сгорания:

- для бензиновых и газовых двигателей

$$\frac{\zeta \cdot Q_1}{M_1(1 + \gamma)} + mC_{Vc} \cdot T_c = \mu \cdot mC_{Vz} \cdot T_z.$$

где ζ - коэффициент активного тепловыделения,

$$\zeta = 0,96 - 2 \cdot n \cdot 10^{-5}.$$

- для дизелей

$$\frac{\zeta \cdot Q_1}{M_1(1 + \gamma)} + (mC_{Vc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \mu \cdot mC_{Vz} \cdot T_z.$$

где $\zeta = 1,0 - n \cdot 10^{-4}$. $\lambda = 1,20 \dots 1,85$ - степень повышения давления в дизелях на участке от P_c до P_z .

Для определения температуры в конце процесса сгорания решается уравнение сгорания подстановкой расчетных значений коэффициента активного тепловыделения ζ , количества выделившейся теплоты Q_1 , коэффициента остаточных газов γ и средней мольной теплоемкости. После подстановки и решения получим квадратическое уравнение

$$\mu \cdot (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z + \mu(18,4 + 2,6 \cdot \alpha) \cdot T_z - \frac{\zeta \cdot Q_1}{M_1(1 + \gamma)} = 0.$$

Тогда температура сгорания

$$T_z = \frac{-[\mu(18,4+2,6 \cdot \alpha)] \sqrt{[\mu(18,4+2,6 \cdot \alpha)]^2 + 4 \cdot [\mu \cdot (15,5+13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4}]} \cdot \frac{\zeta \cdot Q}{M_1(1+\gamma)}}{2 \cdot \frac{\zeta \cdot Q}{M_1(1+\gamma)}}$$

Аналогично проводится расчет для дизельных двигателей.

Температура в конце сгорания лежит в пределах: для бензиновых двигателей в пределах 2400...2900 К, для газовых - 2200...2500 К, для дизелей - 1800...2000 К.

Теоретическое максимальное давление сгорания определяется из уравнения .

$$P_z = \mu \frac{T_z}{T_c}$$

Действительное значение максимального давления с учетом частичного догорания на линии расширения и скругления индикаторной диаграммы в процессе сгорания для двигателей такого типа

$$P_{z0} = 0,85 P_z$$

$$P_z = P_{z0} = \lambda P_c$$

В дизелях

Значения максимальных давлений для современных двигателей лежат в пределах: для бензиновых - 3,0...4,5 МПа; для газовых - 2,5...4,0 МПа, для дизелей - 8,0...12,0 МПа.

5 Процесс расширения

Средний показатель политропы расширения для всех типов двигателей

$$n_2 = 1,33 - \frac{130}{n}$$

где n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Средний показатель политропы расширения всегда меньше показателя адиабаты и лежит в пределах: для бензиновых двигателей - 1,23...1,30, для газовых - 1,25...1,32; для дизелей - 1,18...1,28.

Давление P_b в конце расширения

$$P_b = P_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}$$

Поскольку $\frac{V_z}{V_b} = \frac{\varepsilon}{1,2...1,7} = \delta$ для дизелей и $\frac{V_z}{V_b} = \varepsilon$ для бензиновых двигателей

Тогда для дизелей
$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}.$$

для бензиновых -
$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}.$$

Температура в конце расширения определяется из уравнения политропы: '

для дизелей
$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}.$$

для бензиновых -
$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}.$$

Величины давлений и температур лежат в пределах: для бензиновых и газовых двигателей $P_b = 0.35 \dots 0.60$ МПа, $T_b = 1400 \dots 1700$ К, для дизелей - $P_b = 0.2 \dots 0.5$ МПа, $T_b = 1000 \dots 1400$ К.

Результаты расчетов свести в таблицу 10.

Таблица 10

Результаты теплового расчета двигателя

Процесс	Температура, К	Давление, МПа
Впуск		
Сжатие		
Сгорание		
Расширение		

Практическая работа № 2

Показатели работы и удельные параметры двигателя

1 Индикаторные и эффективные показатели работы двигателя

Теоретическое среднее индикаторное давление цикла (МПа):
для бензиновых и газовых двигателей

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right].$$

для дизелей

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) + \lambda (\rho - 1) \right].$$

где $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ - степень повышения давления

$\delta = \frac{V_a}{V_z}$ - степень последующего расширения.

Среднее индикаторное давление действительного цикла:

$$P_i = \varphi P_i^f.$$

где φ - коэффициент полноты диаграммы (коэффициент скругления диаграммы, величину которого выбирают в пределах 0,92...0,96).

Индикаторный кпд учитывает все виды потерь теплоты, включая и отдачу теплоты в холодный источник в соответствии со вторым законом термодинамики и характеризует экономичность рабочего процесса в относительных долях.

С учетом $Li = P_i V_h$ для бензиновых двигателей и дизелей

$$\eta_i = 8,315 \frac{P_i \cdot M_1 \cdot T_o}{H_u \cdot P_o \cdot \eta_v}.$$

для газовых двигателей

$$\eta_i = 0,3712 \frac{P_i \cdot M_1 \cdot T_o}{H_u \cdot P_o \cdot \eta_v}.$$

Величина индикаторного кпд для различных двигателей лежит в следующих пределах: для бензиновых двигателей - 0,25...0,35. для газовых - 0,28...0,38 и для дизелей - 0,39...0,53.

Удельный расход топлива, г/(кВт.ч), определяется соотношением

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_u \cdot \eta_i}.$$

2 Механические потери и эффективные показатели двигателя

Получаемая в цилиндрах двигателя индикаторная мощность не может быть полностью реализована в полезную работу двигателя из-за наличия механических потерь N_m .

Мощность механических потерь складывается из следующих составляющих:

$$N_m = N_{mk} + N_{np} + N_{nk} + N_{co}, \quad (3.212)$$

где N_{mk} - мощность трения движущихся деталей (колец о стенки гильзы цилиндра, поршня, опор коленчатого вала), кВт; N_{np} - мощ-

ность привода вспомогательных механизмов, кВт; N_{nc} - мощность, затрачиваемая на осуществление процесса газообмена, кВт; N_{co} - мощность затрачиваемая на преодоление сопротивления движению деталей кривошипно-шатунного механизма в воздушной среде картера, кВт.

При относительной доли составляющих

$$100\%=(62\dots75\%)+(12\dots17\%)+(13\dots15\%)+(5\dots10\%)$$

мощность механических потерь можно записать

$$N_m = \frac{P_m \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120},$$

где P_m - среднее давление механических потерь, МПа.

Давление механических потерь зависит от частоты вращения вала двигателя, точнее, от средней скорости движения поршня, а также от типа двигателя и числа цилиндров:

$$P_m = a + b \cdot Cn$$

где $Cn = Sn/30 = 6\dots12$ м/с – средняя скорость поршня, меньшие значения которой относятся к тракторным двигателям, большие – к автомобильным; a – эмпирический коэффициент, характеризующий величину трения покоя; b – эмпирический коэффициент, характеризующий интенсивность нарастания потерь от увеличения средней скорости поршня.

Таблица 11

Численные значения эмпирических коэффициентов a и b

Тип двигателя	Число цилиндров	a	b	Примечание
Дизели 4-тактные: - с неразделенными и полуразделенными камерами;	4	0,105	0,012	$V_h \leq 1,7$ $D=90\dots120$ мм $D \geq 150$ мм
	4 и 6	0,09	0,012	
	8V	0,07	0,012	
	12	0,03	0,012	
- с вихревыми камерами;	4	0,105	0,0138	$D=90\dots120$ мм
	4 и 6	0,09	0,0138	
- с предкамерами	4	0,105	0,0156	
Двигатели бензиновые	4	0,08	0,0160	S/D < 1
	6	0,05	0,0150	
	8V	0,04	0,0135	

Эффективная мощность.

Мощность, снимаемая с фланца коленчатого вала двигателя и

используемая для осуществления внешней работы, называется эффективной мощностью двигателя.

Эффективная мощность меньше индикаторной на величину мощности механических потерь в двигателе.

Таким образом,

$$N_e = N_i - N_m.$$

Тогда

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120},$$

где P_e - среднее эффективное давление, МПа. есть условное, постоянное по величине избыточное давление, которое действует на поршень в течение такта расширения и совершает работу, равную эффективной работе цикла.

$$P_e = \eta_m \cdot P_i$$

или

$$P_e = \frac{120 \cdot N_e}{V_h \cdot n \cdot i},$$

где η_m - механический кпд.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{N_e}{N_i} = \left(1 - \frac{N_m}{N_i}\right),$$

где N_i - индикаторная мощность двигателя, кВт; N_e - эффективная мощность двигателя, кВт; P_e - среднее эффективное давление, МПа.

Эффективный крутящий момент двигателя

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n}.$$

Эффективный удельный расход топлива и коэффициент полезного действия. Расход топлива, приходящийся на единицу эффективной мощности двигателя за час называется эффективным удельным расходом топлива.

Эффективный удельный расход топлива g_e получим, если массовый часовой расход топлива G_T разделим на эффективную мощность двигателя

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_u \cdot \eta_e}, \quad g_e = \frac{G_T}{N_e}.$$

Статистические значения эффективных удельных расходов топлива при работе двигателей на номинальном режиме находятся в пределах:

– для дизелей – 210...240 г/(кВт.ч);

– для двигателей с внешним смесеобразованием – 250...320 г/(КВт.ч).

Под эффективным КПД понимается доля теплоты от всего количества теплоты, вводимой в цилиндр двигателя с топливом, превращаемая в эффективную работу. Обозначим эффективный КПД через η_e . Тогда

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e}.$$

Численные значения эффективного КПД для дизелей находятся в пределах 0,35...0,45; для двигателей с внешним смесеобразованием – 0,26..0,38.

3 Определение основных размеров двигателя

Под основными размерами двигателя понимаются диаметр цилиндра D и ход поршня S .

Пользуясь формулой для эффективной мощности, можно для рабочего объема цилиндра написать выражение

$$V_h = \frac{30\tau \cdot N_e}{P_e \cdot n \cdot i}.$$

С другой стороны,

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{S}{D},$$

где отношение S/D – важный конструктивный параметр (отношение хода поршня к его диаметру).

Откуда
$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}}.$$

Задав численным значением относительного хода поршня S/D , можно определить ход поршня

$$S = D \cdot (S/D).$$

Двигатели, у которых отношение S/D превышает единицу, называются длинноходными. Если это отношение меньше единицы, то двигатель относится к короткоходным.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра в современных двигателях находится в пределах 0,6...1,4.

Радиус кривошипа

$$R = \frac{S}{2}.$$

Литровая мощность двигателя, кВт/л

$$N_n = \frac{N_e}{V_n}.$$

Удельная поршневая мощность двигателя, кВт/дм²

$$N_n = \frac{N_e}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot i}.$$

Величина среднего эффективного давления двигателя

$$P_e = \frac{N_{max}}{V_h \cdot n \cdot i}.$$

На основании данных составить таблицу 12 сравнительных показателей проектируемого двигателя и прототипа.

Таблица 12

Сравнительные показатели двигателя и прототипа

Двигатель	N_{max}	V_h	S	D	g_e	G_T	M_e			
Проектный										
прототип										

Сделать выводы по таблице.

Практическая работа № 3

Расчет и построение скоростной характеристики двигателя

Внешней скоростной характеристикой двигателя называют зависимости показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке для карбюраторного двигателя или положении рейки топливного насоса у дизельного двигателя, соответствующего максимальной подачи топлива.

Наиболее точно внешнюю скоростную характеристику проектируемого двигателя можно построить по результатам теплового расчета, проведенного для нескольких режимов работы (при различной частоте вращения) двигателя. Однако с достаточной степенью точности эту характеристику можно построить и по результатам теплового расчета, проведенного для одного режима - режима максимальной мощности.

Для расчета текущих значений эффективной мощности N_{ex} в

кВт и эффективного удельного расхода топлива g_{ex} в $г/(кВтч)$ используются следующие эмпирические зависимости:

1. Эффективная мощность

$$N_{ex} = N_{max} \cdot \frac{n_x}{n_N} \cdot \left[C_1 + C_2 - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right],$$

2. Эффективный удельный расход топлива

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[C_3 - C_4 \cdot \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right],$$

где N_{ex} и g_{ex} - эффективная мощность и удельный расход топлива при заданной (текущей) частоте вращения коленчатого вала n_x ; N_{max} и g_{eN} - максимальная расчетная мощность двигателя и соответствующий ей удельный расход топлива (значение g_{eN} определяется в тепловом расчете); n_N - частота вращения коленчатого вала при N_{max} , $мин^{-1}$; C_1, \dots, C_4 - постоянные коэффициенты, зависящие от типа двигателя и конструкции камеры сгорания (таблица 13).

Величина n_{min} зависит от частоты вращения n_N при максимальной мощности: чем больше n_N , тем выше n_{min} . Для построения характеристики необходимо 7...8 точек. Поэтому интервал изменения частоты вращения коленчатого вала при расчете внешней скоростной характеристики должен лежать в пределах - 200...400 $мин^{-1}$ от минимальной устойчивой частоты (для карбюраторных двигателей $n_{min} = 400...1200$ $мин^{-1}$ и для дизелей $n_{min} = 350...700$ $мин^{-1}$) до n_N . Например: $n_N = 6000$ $мин^{-1}$, $n_{min} = 1000$ $мин^{-1}$, тогда $n_x = 1000; 2000; 3000; 4000; 5000; 6000$ $мин^{-1}$.

Таблица 13

Значения коэффициентов C , для расчета характеристик двигателя

Тип двигателя	C_1	C_2	C_3	C_4
Карбюраторный	1,0	1,0	1,2	1,2
Дизельный:				
- с неразделенной камерой сгорания	0,5	1,5	1,55	1,55
- с разделенной камерой сгорания	0,6	1,4	1,2	1,2
- с вихревой камерой	0,7	1,3	1,35	1,35

Значения N_{max} и n_N рассчитываются по следующим приближенным формулам:

- для карбюраторных двигателей легковых автомобилей ($N_e < 80$ кВт)

$$N_{\max} = \frac{N_e}{0,93}, \quad n_N = 0,85n.$$

- для карбюраторных двигателей грузовых автомобилей ($N_e > 80$ кВт)

$$N_{\max} = N_e, \quad n_N = n;$$

- для дизельных двигателей

$$N_{\max} = \frac{N_e}{0,93}, \quad n_N = 1,15n.$$

где N_e и n - номинальная эффективная мощность двигателя и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала.

3. Текущее значение крутящего момента

$$M_{ex} = 9554 \frac{N_{ex}}{n_x}.$$

4. Часовой расход топлива

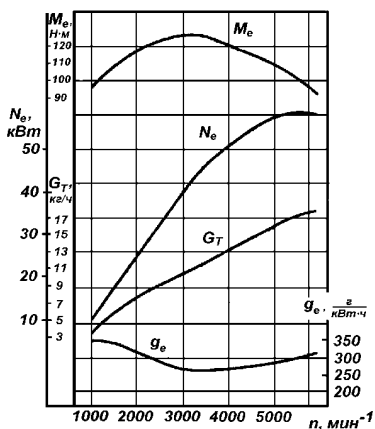
$$G_{Tx} = N_{ex} \cdot g_{ex} \cdot 10^{-3}.$$

Таблица 14

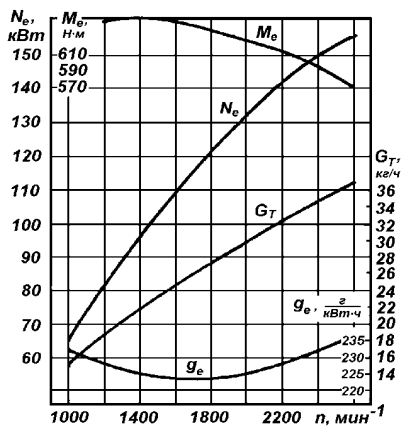
Результаты расчета внешней скоростной характеристики

n_x	Параметры скоростной характеристики			
	N_e , кВт	M_e , Н·м	g_e , г/(кВт·ч)	G_T , кг/ч
n_{min}				
n_{max}				

На основании данных таблицы построить внешнюю скоростную характеристику проектируемого двигателя (рис. 170).



а)



б)

Рисунок 170 - Внешняя скоростная характеристика двигателя:

а - карбюраторного; б - дизельного

Для оценки способности двигателя преодолевать кратковременные нагрузки, по скоростной характеристике определяют коэффициент приспособляемости по крутящему моменту K_M и по частоте вращения коленчатого вала K_n :

$$K_M = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}},$$

$$K_n = \frac{n_H}{n_N}.$$

Сделать выводы по работе.

Практическая работа № 4

Построение индикаторной диаграммы в координатах $P-V$

Размеры диаграммы должны быть такими, чтобы ее высота (давление P) была в 1,5...1,7 раза больше основания (объема V). Масштаб давления рекомендуется принимать: 1МПа=10 мм для дизелей и 1МПа=20 мм - для бензиновых и газовых двигателей.

Построение диаграммы проводится следующим образом.

1.1 В левом верхнем углу листа динамического анализа проводятся оси P и V .

1.2 Наносится линия атмосферного давления $P_o=0,1$ МПа

1.3 Определяется объем камеры сгорания (сжатия)

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1},$$

и на оси объема откладываются объемы V_c (отрезок ОА) и V_h (отрезок ОВ), в выбранном масштабе (10 мм=0,1л для дизелей и 10 мм=0,05л - для бензиновых и газовых двигателей).

Для дизелей дополнительно определяется объем $V_z = \rho \cdot V_c$.

1.4 Из точек V_c и V_h проводят вертикальные линии.

1.5 По оси ординат (P) откладываем значения давлений процессов полученные расчетным путем: P_r - давление остаточных газов, P_a - давление впуска; P_c - давление сжатия; P_z - давление газов в конце сгорания; P_b - давление расширения.

1.6 Рабочий объем V_h делится на 6...8 одинаковых промежуточных объемов, полученные (V_1, V_2, \dots, V_7) значения откладываются на оси абсцисс, через них проводятся вертикальные линии.

1.7 Строится политропа сжатия. Для этого определяется значения давлений при каждом объеме

$$P_{c1} = P_a \left(\frac{V_a}{V_1} \right)^{n_1}, \quad P_{c2} = P_a \left(\frac{V_a}{V_2} \right)^{n_2}, \quad \dots, \quad P_{c7} = P_a \left(\frac{V_a}{V_7} \right)^{n_7}.$$

Полученные значения давлений откладываются на соответствующих вертикальных линиях объема.

1.8 Строится политропа расширения, аналогично с использованием формул

$$P_{b1} = P_b \left(\frac{V_a}{V_1} \right)^{n_2}, \quad P_{b2} = P_b \left(\frac{V_a}{V_2} \right)^{n_2}, \quad \dots, \quad P_{b7} = P_b \left(\frac{V_a}{V_7} \right)^{n_2}.$$

Полученные значения откладываются на соответствующих линиях объема.

1.9 Наносим действительное значение P_z

1.10 Для учета угла опережения зажигания или впрыска топлива определим точки:

$$P'_c = 0,85P_c, \quad \text{и} \quad P''_c = 1,2P_c,$$

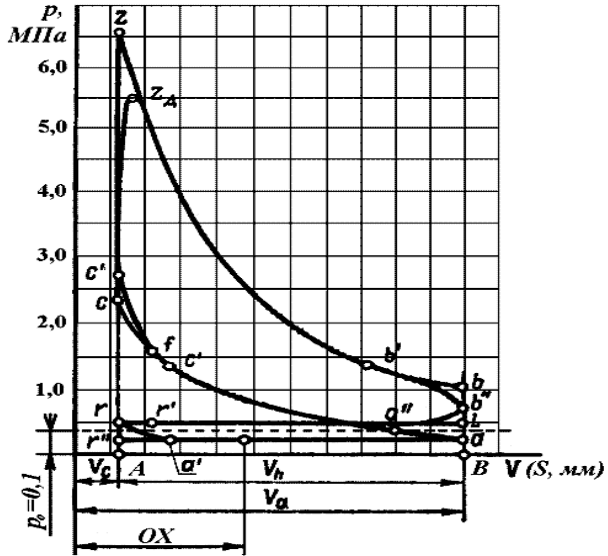


Рисунок 171 - Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

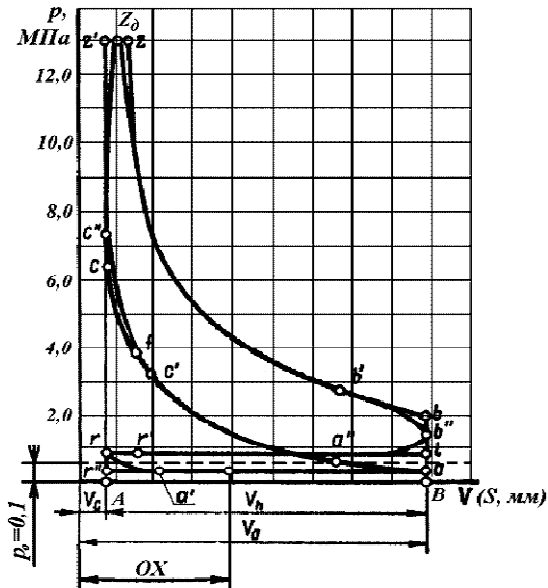


Рисунок 172 - Индикаторная диаграмма дизеля

Точка P_c'' откладывается на линии ВМТ, а точка P_c' вправо от этой линии, политропу проводят через точки P_c'' и P_c' , минуя точку P_c , определенную в тепловом расчете.

1.11 Все полученные точки соединяем с помощью лекала. Линии впуска и выпуска проводятся параллельно линии атмосферного давления (рис. 171, 172).

Практическая работа № 5

Кинематический и динамический анализ кривошипно-шатунного механизма двигателя

Динамический анализ КШМ проводится с целью определения величин и характера изменения сил и моментов в двигателе в результате осуществления рабочего процесса. Полученные силы используются в последующем для расчетов деталей двигателя на прочность.

1 Построение диаграммы перемещения поршня

Поршень совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение. Анализ зависимости перемещения поршня от угла поворота кривошипа показывает, что она отличается от простого гармонического движения. вследствие конечной длины шатуна. Физически это объясняется тем, что при изменении угла от 0° до 90° , шатун одновременно с перемещением к коленчатому валу отклоняется от оси цилиндра, причем оба перемещения шатуна соответствуют движению поршня в одном направлении. Это вызывает увеличение пути поршня на величину $\lambda R/2$, в результате поршень проходит путь $S_a = R(1 + \lambda/2)$.

При изменении угла от 90° до 180° наблюдается обратная картина (шатун приближается к оси цилиндра) и второе перемещение шатуна соответствует уже движению поршня в обратном направлении. Это вызывает уменьшение пути поршня на величину $\lambda R/2$, и за вторую четверть оборота кривошипа поршень проходит путь $S_a = R(1 - \lambda/2)$. Отсюда следует, что при повороте кривошипа от 0° до 90° поршень проходит больший путь, чем при повороте кривошипа от 90° до 180° .

Перемещение поршня S_a можно определить графически (способом Брикса рис. 173). Для этого цент окружности радиуса $R = S/2$ смещают в сторону НМТ на величину $\lambda R/2$ и находят новый центр O' , из которого через равные значения $\alpha = 30^\circ$ проводят радиус-вектор до пересечения с окружностью. Проекции точек пересечения на ось цилиндра (линия ВМТ-НМТ) дают искомые положения поршня при данных углах поворота кривошипа.

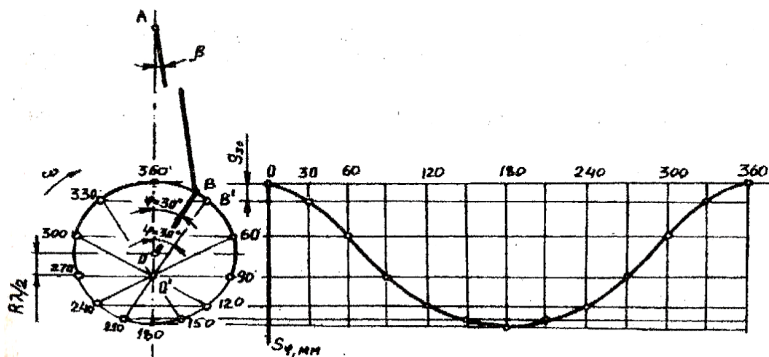


Рисунок 173 - Графический способ построения диаграммы перемещения поршня методом Брика

2 Построение диаграммы скорости поршня

Текущая скорость поршня V_a может рассматриваться как алгебраическая сумма гармонических скоростей первого и второго порядка:

$$V_a = V'_a + V''_a = \omega R \sin \alpha - \frac{\omega R \lambda \sin 2\alpha}{2},$$

где $V'_a = \omega R \sin \alpha$ - гармонически изменяющаяся скорость поршня первого порядка, с такой скоростью двигался бы поршень, если шатун был бы бесконечно большой длины; $V''_a = \frac{\omega R \lambda \sin 2\alpha}{2}$ - гармонически изменяющаяся скорость поршня второго порядка, возникающая вследствие ограниченной длины шатуна.

Средняя скорость поршня V_{cp} представляет собой классификационный параметр

$$V_{cp} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} = \frac{2}{\pi} R\omega.$$

Этот параметр определяет быстроходность двигателя, характеризует его конструкцию с точки зрения тепловой и динамической напряженности, а также линейный износ цилиндров. В современных двигателях скорость поршня находится в пределах: 8...15 м/с для бензиновых двигателей и 1...8 м/с для дизелей. Максимальная скорость поршня

$$V_{max} = R\omega\sqrt{1 + \lambda^2}.$$

Положение кривошипа, соответствующее максимальной скорости поршня

$$\cos \alpha_{V_{max}} = \frac{l}{4\lambda} \left(\sqrt{1 + 8\lambda^2} - 1 \right).$$

где $\lambda = 0,2 \dots 0,3$.

Графически скорость поршня может быть получена построением двух синусоид - гармоник первого V_{α}^I и второго V_{α}^{II} порядка и алгебраического сложения их координат при одних и тех же значениях угла поворота кривошипа (рис. 174).

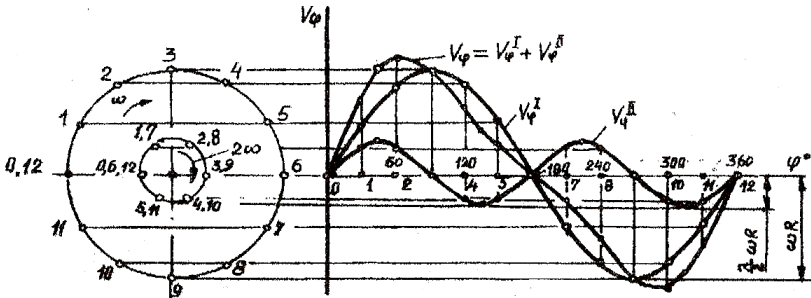


Рисунок 174 - Построение диаграммы скорости поршня
3 Построение диаграммы ускорения поршня

График ускорения поршня строится аналогично графику скорости. Поскольку максимальное значение ускорения соответствует положению поршня в ВМТ, деление окружности осуществляется с верхней точки (рис. 175).

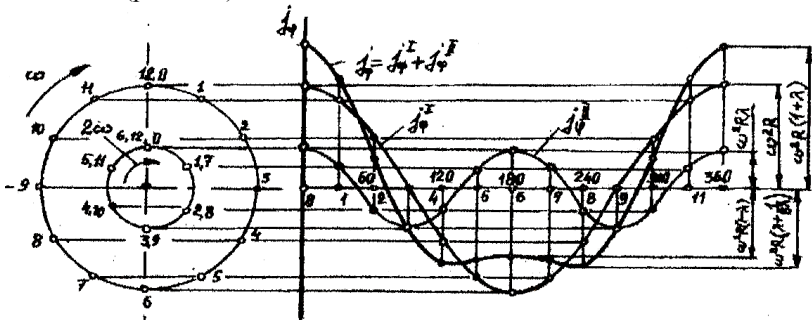


Рисунок 175 - Построение диаграммы ускорения поршня

Значение ускорения определяется в зависимости от угла поворота α :

$$J = \omega^2 (R \cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha).$$

Рассчитав значение для соответствующего угла поворота кривошипа, наносят значения в масштабе на ось.

4 Кинематика шатуна

Шатун кривошипно-шатунного механизма совершает сложное плоскопараллельное движение: переносное - вместе с поршнем и относительное качение вокруг поршневого пальца. Анализ качательного движения шатуна необходим для определения действующих в нем сил.

Угловое перемещение шатуна от оси цилиндра β определяется из соотношения

$$\sin \beta = \left(\frac{R}{L} \right) \sin \alpha = \lambda \sin \alpha.$$

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha).$$

Угол β считается положительным, если шатун отклоняется от оси цилиндра в сторону вращения кривошипа коленчатого вала от ВМТ.

Наибольшие углы отклонения шатуна от оси цилиндра β_{max} получаются при $\alpha = 90^\circ$ и 270° .

$$\beta_{90^\circ} = \arcsin \lambda;$$

$$\beta_{270^\circ} = -\arcsin \lambda.$$

По абсолютной величине β_{90° и β_{270° равны, что объясняется симметричностью механизма по отношению к оси цилиндра.

Для современных двигателей $\beta = 12...18^\circ$.

Угловая скорость вращения шатуна вокруг пальца находится

$$\omega_u = \frac{d\alpha}{dt} = \lambda \cdot \omega \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = \lambda \cdot \omega \cdot \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} = \lambda \cdot \omega \cdot \cos \alpha,$$

где $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ - угловая скорость вращения коленчатого вала, c^{-1} .

При положениях поршня в ВМТ и НМТ, т.е. при значениях угла $\alpha = 0^\circ$ и 180° угловая скорость шатуна становится равной нулю.

Угловое ускорение шатуна находится дифференцированием по времени

$$\varepsilon_u = \frac{d\omega_u}{dt} = \omega \cdot \frac{d\omega_u}{d\alpha} = \frac{\lambda(1 - \lambda^2)\omega^2 \sin \alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} = -\lambda \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha.$$

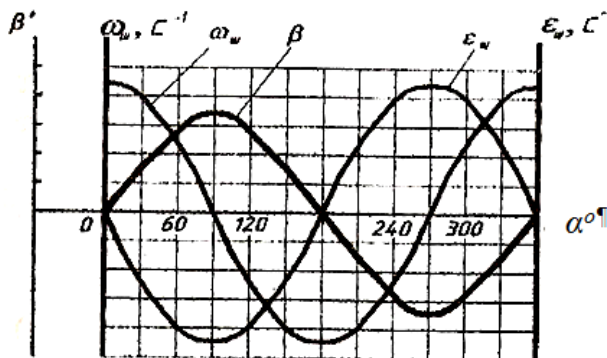


Рисунок 176 - Диаграмма изменения кинематических параметров шатуна

Из выражения можно определить экстремальные (при $\alpha=90^\circ$ и 270°) и нулевые (при $\alpha=0^\circ$ и 180°) значения углового ускорения шатуна:

$$\varepsilon_{u270^\circ} = \lambda \cdot \omega^2 \cdot (1 + 0,5\lambda^2);$$

$$\varepsilon_{u90^\circ} = -\lambda \cdot \omega^2 \cdot (1 + 0,5\lambda^2).$$

Проведя расчет строится диаграмма изменения кинематических параметров шатуна (рис. 176).

5 Построение индикаторной диаграммы в координатах P - φ

Изменение давления газов на днище поршня представляется в виде индикаторной диаграммы $p_z = f(V)$ или $p_z = \varphi(S)$. Для удобства выполнения последующих расчетов индикаторная диаграмма перестраивается в координаты $p_z = \varphi(\varphi)$ (φ - угол поворота кривошипа).

Перестроение индикаторной диаграммы производится графически по методу профессора Ф.А. Брикса, взяв значение давления p_z через каждые 30° угла поворота кривошипа. Для этого в соответствии с рисунком 177 под индикаторной диаграммой строится вспомогательная полуокружность радиусом R , равным половине отрезка на индикаторной диаграмме, соответствующего ходу поршня. От центра O полуокружности в сторону НМТ откладывается поправка проф. Ф.А. Брикса, равная $R\lambda/2$ в мм.

Справа от индикаторной диаграммы проводятся оси координат, где по оси ординат откладываются сила давления газов ΔP_z , а по оси абсцисс (продленная линия атмосферного давления) - угол φ .

Из полученной точки O' проводятся лучи до пересечения с полуокружностью под углами от 30° до 150° с шагом 30° к горизонтали, параллельно ранее проведенным из т. O . Точки, полученные на полуокружности, соответствуют определенным углам a . Из этих точек проводятся вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Из точек пересечения с линиями индикаторной диаграммы проводятся горизонтальные линии (параллельно линии атмосферного давления P_0 до пересечения с линиями соответствующих углов поворота кривошипа. Полученные точки соединяются линией.

Развернутая индикаторная диаграмма в соответствующем масштабе является графиком изменения сил давления газов. Масштаб этих сил в Н/мм $\mu = 10^6 \mu_p F_n$, где μ_p - масштаб давления в МПа/мм, принятый при построении индикаторной диаграммы. Определение силы давления газов, таким образом, сводится к умножению ординат графика на масштаб сил (рис. 177).

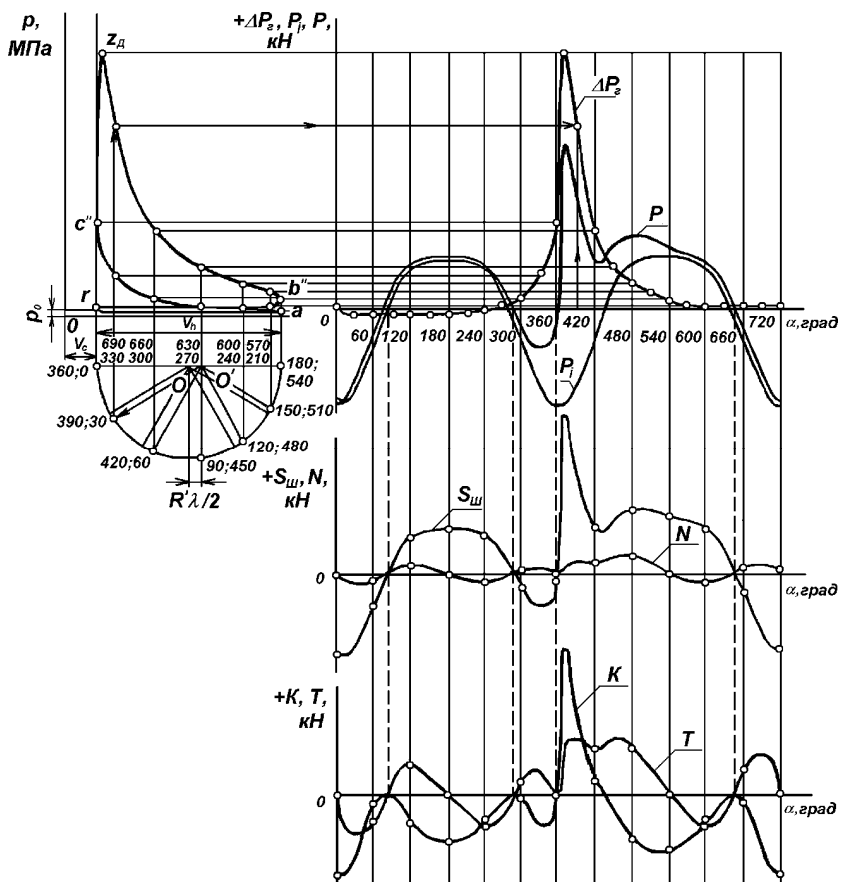


Рисунок 177 - Перестроение (развертка) индикаторной диаграммы в координаты $p - \varphi$ и построение сил, действующих в КШМ, по углу поворота кривошипа a

6 Построение диаграммы давлений от сил инерции возвратно-поступательных движущихся масс

Для определения сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс необходимо определить массу m_j (в кг) частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_n + m_{шмб}$$

где m_n - масса поршневого комплекта (поршень, палец, поршне-

вые кольца, детали стопорения пальца), кг; $m_{шм}$ - часть массы шатуна в сборе, отнесенная к поступательно движущимся массам, кг.

Для большинства существующих конструкций автомобильных двигателей $m_{шм} = (0,25...0,30) m_{ш}$, где $m_{ш}$ - масса шатуна в сборе.

Массы m_n и $m_{ш}$ рассчитываются по чертежам деталей или выбираются по статистическим данным по следующим зависимостям

$$m_n = m_n' F_n, (1.3)$$

$$m_{ш} = m_{ш}' F_n, (1.4)$$

где m_n' и $m_{ш}'$ - удельные массы соответственно поршневого комплекта и шатуна, значения которых приведены в таблице 15.

Таблица 15

Удельная масса в кг/м² элементов КШМ

Элемент КШМ	Бензиновые двигатели с диаметром поршня, мм		Дизели с диаметром поршня, мм	
	60...80	80...120	80...100	100...140
Поршневой комплект: -алюминиевый сплав -чугун	80...120	100...150	150...220	200...300
	150...200	180.250	250...320	300...400
Шатун	100...150	130...200	250...320	300...400

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в Н определяется по формуле

$$P_j = -m_j R \omega (\cos\varphi + \kappa \cos 2\varphi),$$

где R - радиус кривошипа, м; $R = 0,5 S$ (S - ход поршня); ω - угловая скорость коленчатого вала, $\omega = n n/30$, рад/с.

Для построения, под полуокружностью строится диаграмма зависимости P_j от объема цилиндра (рис. 178).

Проводится прямая AB в пределах (равная) V_n . от точек A и B откладываются отрезки. От т. A вниз откладывается отрезок

$$m_j R \omega^2 (1+\lambda) \cdot 10^{-6} \text{ (точка } C)$$

От т. B вверх откладывается отрезок

$$m_j R \omega^2 (1-\lambda) \cdot 10^{-6} \text{ (точка } D)$$

затем соединяют точки C и D . На пересечении линии AB получают точку E . Из т. E поднимают вертикальную линию и на ней откладывают отрезок равный $3m_j R \omega^2 \lambda$ - получаем т. F . Соединяют полученные точки C, F, D линиями (получается треугольник). Затем стороны FD и CF делят на равное количество отрезков ($=4$). На отрезках CF и FD получают по три точки. Соединяют одноименные точки между собой (1 с 1, 2 с 2, 3 с 3)

Проводя огибающую кривую касательно к этим прямым, получают кривую ускорения поршня.

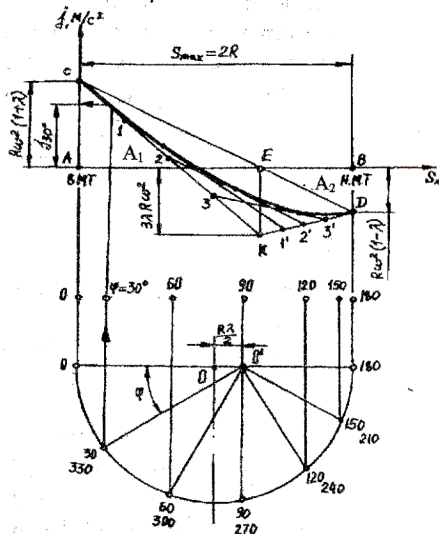


Рисунок 178 - Построение кривой ускорения поршня способом Толле

Для построения зависимости P_j от угла поворота кривошипа из точек пересечения радиусов из центра O с полуокружностью, проводят линии вниз до пересечения с кривой P_j . В точках пересечения измеряют длину отрезков от линии $A-B$ до точки пересечения с кривой P_j , и переносят их размер на линию P_o при соответствующих углах поворота кривошипа (рис. 177). Соединив полученные точки получают диаграмму сил инерции от угла поворота кривошипа $P_j=f(\alpha)$. Умножив полученные значения на масштаб определяется величина сил инерции.

7 Построение диаграммы суммарных сил

Построение суммарных давлений P , действующих на поршень и поршневой палец проводится следующим образом. На графике $P-\varphi$ (рис. 177) складываются отрезки давлений газов P_z и инерции P_j . Полученные значения откладываются на линиях соответствующих углов поворота кривошипа.

От действия суммарной силы возникают следующие силы:

- суммарная нормальная (боковая) сила N в H , направленная перпендикулярно оси цилиндра; определяется по формуле

$$N = P \operatorname{tg} \beta;$$

- суммарная радиальная сила K в Н, направленная по радиусу кривошипа; определяется по формуле

$$K = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta;$$

- суммарная тангенциальная сила T в Н, направленная перпендикулярно к радиусу кривошипа; определяется по формуле

$$T = P \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta;$$

- суммарная сила, действующая вдоль шатуна $S_{ш}$ в Н определяется по формуле

$$S_{ш} = P (1 / \cos \beta),$$

где β - угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра,

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi).$$

Результаты расчета сил K , N , T , $S_{ш}$ сводятся в таблицу 16.

Суммарный (индикаторный) крутящий момент $M_{кр}$ в Н·м, развиваемый одним цилиндром двигателя

$$M_{кр} = TR.$$

Центробежная сила инерции вращающейся части шатуна $K_{г.ш}$ в Н, направленная по радиусу кривошипа и нагружающая шатунную шейку (шатунный подшипник)

$$K_{г.ш} = - m_{ш.к} R \omega^2.$$

где $m_{ш.к}$ - часть массы шатуна, отнесённая к вращающимся массам, кг,

$$m_{ш.к} = m_{ш} - m_{ш.п}$$

Результирующая сила $P_{шш}$, действующая на шатунную шейку представляет собой геометрическую сумму

$$R_{шш} = T + K + K_{г.ш}.$$

Абсолютное значение этой силы в Н определяется по формуле

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + (K + K_{г.ш})^2}.$$

График $R_{шш}$ строится также и в полярных координатах с базовым направлением (полярной осью) по кривошипу (рис. 179), для чего используется угол ψ . При построении полярной диаграммы положительный угол ψ вектора силы $R_{шш}$ откладывается от оси $O_{ш}-K$ против часовой стрелки, начало вектора $R_{шш}$ в точке $O_{ш}$, а конец вектора является точкой на полярной диаграмме.

Так как величины и характер изменения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах, то для подсчета суммарного крутящего момента достаточно иметь значения крутящего момента одного цилиндра. При разных интервалах между вспышками крутящий момент будет периодически изменяться для четырехтактных двигателей через $\Theta = 720/i$

градуса.

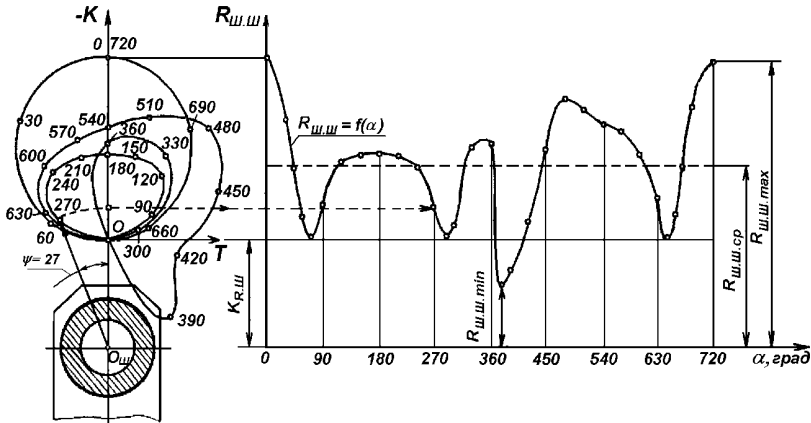


Рисунок 179 - Диаграмма результирующей силы, действующей на шатунную шейку кривошипа

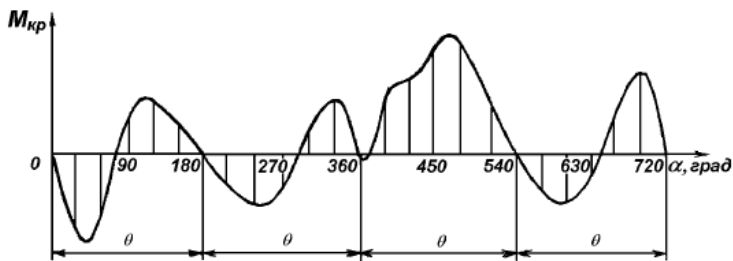
Построение кривой суммарного крутящего момента осуществляется графическим способом. Для этого кривую крутящего момента одного цилиндра разбиваем на столько равных частей по длине, сколько цилиндров в двигателе (рис. 180 а). Все участки кривой сводятся на новой координатной сетке длиной Θ и графически суммируются ординаты (рис. 180 б)

Среднее значение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя $\Sigma M_{кр.ср}$ (индикаторный крутящий момент) в Н·м определяется графоаналитическим способом.

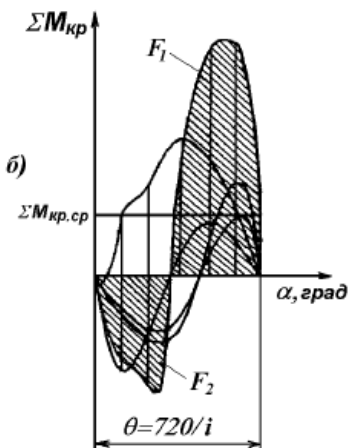
Эффективный крутящий момент двигателя в Н·м

$$M_e = \Sigma M_{кр.ср} \cdot \eta_M,$$

где η_M - механический КПД двигателя (из теплового расчета).
Полученное значение M_e не должно отличаться более чем на $\Delta = 5\%$ от рассчитанного в тепловом расчете значения M_e .



а)



б)

Рисунок 180 - Построение графика суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя:

*а - график крутящего момента, развиваемый одним цилиндром;
б - график суммарного момента*

Таблица 16

Результаты вычисления сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

<i>a</i>	ΔP_z	<i>P</i>	<i>N</i>	<i>K</i>	<i>T</i>	$R_{шш}$

Сделать выводы по работе.

Практическая работа № 6

Компоновка двигателя

Компоновка является первым этапом разработки конструкции двигателя. Уточнение и детализацию компоновки двигателя производят на последующих этапах проектирования.

В процессе компоновки получают наиболее рациональный вариант относительного расположения механизмов, агрегатов и отдельных деталей двигателя с одновременной увязкой их основных размеров.

Из всех агрегатов автомобиля двигатель является наиболее крупным механизмом. Конструктор стремится сделать его наиболее компактным, исходя из условия размещения на автомобиле.

Автомобильные двигатели в большинстве многоцилиндровые. По относительному расположению цилиндров различают однорядные и двухрядные двигатели.

Однорядные двигатели могут быть с вертикальным, горизонтальным или наклонным расположением продольных осей цилиндров. Их характерной особенностью является последовательное расположение цилиндров в одной плоскости. В той же плоскости находится и продольная ось коленчатого вала. Когда указанные плоскости параллельны, двигатель называется однорядным дезаксиальным.

Однорядные двигатели наиболее просты с конструктивной и технологической точек зрения. Техническое обслуживание таких двигателей также достаточно просто. На автомобилях используются двигатели с числом цилиндров не более шести в одном ряду. При большем числе цилиндров начинает сказываться основной недостаток такой компоновки - большие габариты двигателя, особенно его длина.

Однорядные двигатели с наклонным расположением цилиндров обеспечивают доступ к узлам и деталям при техническом обслуживании. Например, наклон оси цилиндров двигателя АЗЛК-2140 на 20° способствует существенному упрощению процесса регулирования механизма газораспределения, улучшению условий доступа к свечам накаливания, а также расширению компоновочных возможностей моторного отсека в целом.

Двигатели с горизонтальным расположением цилиндров применяются на автобусах, для которых увеличение полезного объема салона имеет первостепенное значение. При такой компоновке двигатель легко размещается под полом кузова. Двигатели с горизонтальным расположением цилиндров позволяют также понизить общий центр

тяжести машины, что важно для специальных машин.

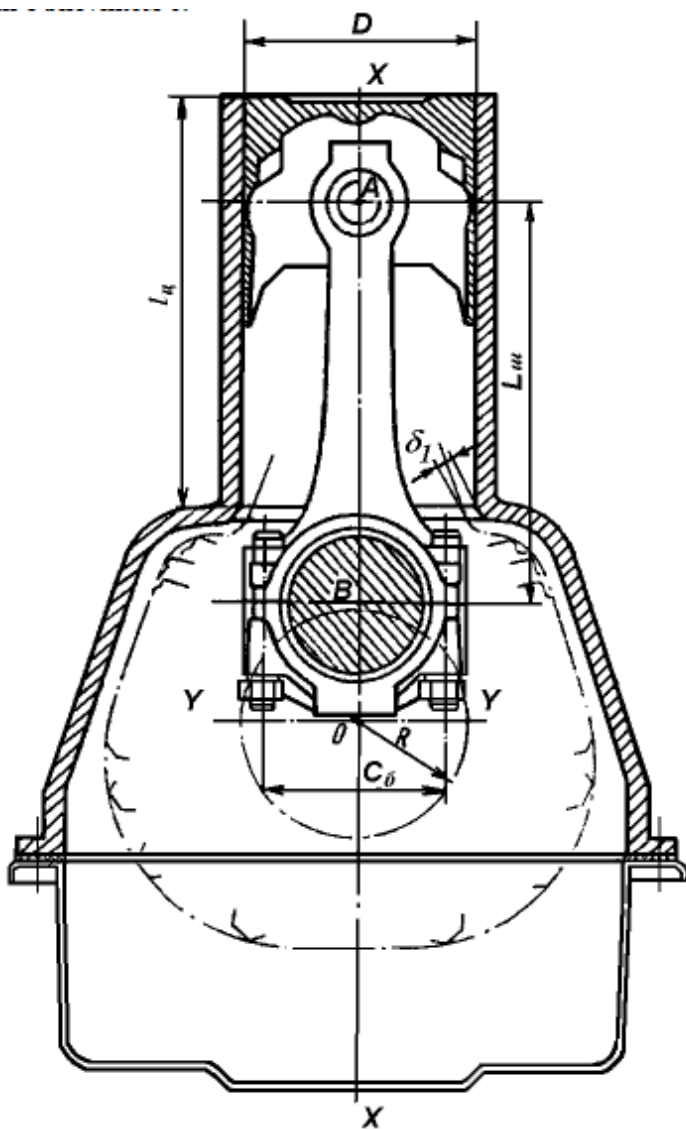


Рисунок 181 - Компонировочная схема однорядного двигателя с вертикальным расположением цилиндров

При двухрядном расположении цилиндров их оси могут быть наклонены под некоторым углом друг к другу. Если угол наклона составляет 180° , двигатели называют оппозитными, при угле развала менее 180° - V-образными. V-образные двигатели нашли широкое применение на грузовых автомобилях

Наиболее рациональной компоновочной схемой будет та, которая обеспечит достижение наилучшего сочетания укрупненных технико-экономических показателей проектируемого двигателя.

Обычно компоновку двигателя выполняют в масштабе 1:1 или 1:2 в соответствии с рисунком 181.

Работа начинается с разметки кривошипно-шатунного механизма на поперечном разрезе. Разметка КШМ рядного двигателя и V-образного выполняется по-разному.

При компоновке рядных двигателей наносится вертикальная ось цилиндра $X - X$ и на ней отмечается точка O - центр кривошипа. Через эту точку проходит горизонтальная ось $Y - Y$. Проводится окружность с центром в точке O радиусом R — траектория движения центра шатунной шейки. На этой окружности в произвольном месте отмечается точка B , которая соответствует положению центра шатунной шейки при данном угле поворота кривошипа. Отложив из точки B до пересечения с осью $X - X$ отрезок, равный длине шатуна $B_{ш}$, находят положение оси поршневого пальца (точка A). Наносят на чертеже стенки цилиндра - проводят две линии, параллельные оси $X - X$ и отстоящие от неё на расстоянии $D/2$. Получив исходную разметку, приступают к компоновке деталей кривошипно-шатунного механизма.

Компоновку поршневой группы начинают с определения высоты поршня $H_{п}$. Затем находят расстояние от верхней кромки поршня до оси пальца h_j . Далее с учетом размещения предварительно выбранного числа колец в соответствии с рисунком 182 прорисовывают элементы поршневой группы по размерам, определенным по таблице 17.

Компоновку цилиндра выполняют следующим образом. При положении поршня в ВМТ его днище обычно находится на уровне верхней кромки цилиндра, т. е. верхний выбег поршня $\delta_e = 0$. В большинстве двигателей длина цилиндра l_c такова, что при положении поршня в НМТ кромка его юбки выходит из цилиндра. Нижний выбег δ_n достигает 15...30 мм/

При размещении на юбке маслосъемных колец δ_n выбирается таким, чтобы кольца не выходили из цилиндра. Зазор между торцом верхней головки шатуна и торцом бобышки поршня обычно составляет 1,5...2,5 мм. В настоящее время изготавливаются поршни с плоскими, вогнутыми, выпуклыми и фасонными днищами.

Таблица 17

Размеры элементов поршневой группы

Элементы поршневой группы	Значение, мм	
	Бензиновые двигатели	Дизели
Высота поршня h_n	(0,8...1,3)D	(1,0...1,7)D
Расстояние от верхней кромки поршня до оси пальца h_l	(0,45...0,75)D	(0,6...1,0)D
Толщина днища поршня δ	(0,05...0,10)D	(0,12...0,20)D
Высота юбки поршня $h_{,,}$	(0,6...0,8)D	(0,6...1,1)D
Диаметр бобышки d_6	(0,3...0,5)D	(0,3...0,5)D
Расстояние между торцами бобышек b	(0,3...0,5)D	(0,3...0,5)D
Толщина стенки юбки поршня $\delta_{ю}$	1,5...4,5	2,0...5,0
Толщина стенки головки поршня s	(0,05...0,10)D	(0,05...0,10)D
Расстояние до первой поршневой канавки e	(0,06...0,12)D	(0,11...0,20)D
Толщина первой кольцевой перемычки \wedge	(0,03...0,05)D	(0,04...0,07)D
Радиальная толщина кольца t	(0,04...0,05)D	(0,04...0,05)D
Высота кольца a	2...4	3...5
Радиальный зазор кольца в канавке поршня At	0,70...1,1	0,70...1,1
Внутренний диаметр поршня d	$D - 2(s + t + At)$	
Диаметр масляного канала d_M	(0,3...0,5)a	(0,3...0,5)a
Наружный диаметр пальца	(0,22...0,28)D	(0,30...0,38)D
Внутренний диаметр пальца d_e	(0,65...0,75)K	(0,50...0,70)K
Длина пальца l_n	(0,78...0,88)D	(0,80...0,90)D
Длина втулки шатуна $l_{ш}$	(0,33...0,45)D	(0,33...0,45)D

Плоские днища имеют практически все карбюраторные двигатели отечественного производства (МеМЗ, ВАЗ, ГАЗ, ЗИЛ). Вогнутые днища поршней позволяют придать камере сгорания форму, близкую к наивыгоднейшей (сферической).

Такие поршни имеют двигатели с воспламенением от сжатия ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, КамАЗ-740. Выпуклые днища поршней обеспечивают минимальное нагарообразование, но приводят к перегреву поршней. Такие поршни устанавливаются в двигателях автомобиля "Москвич-2140". Фасонные днища являются разновидностями выпуклых и применяются, главным образом, в двухтактных двигателях.

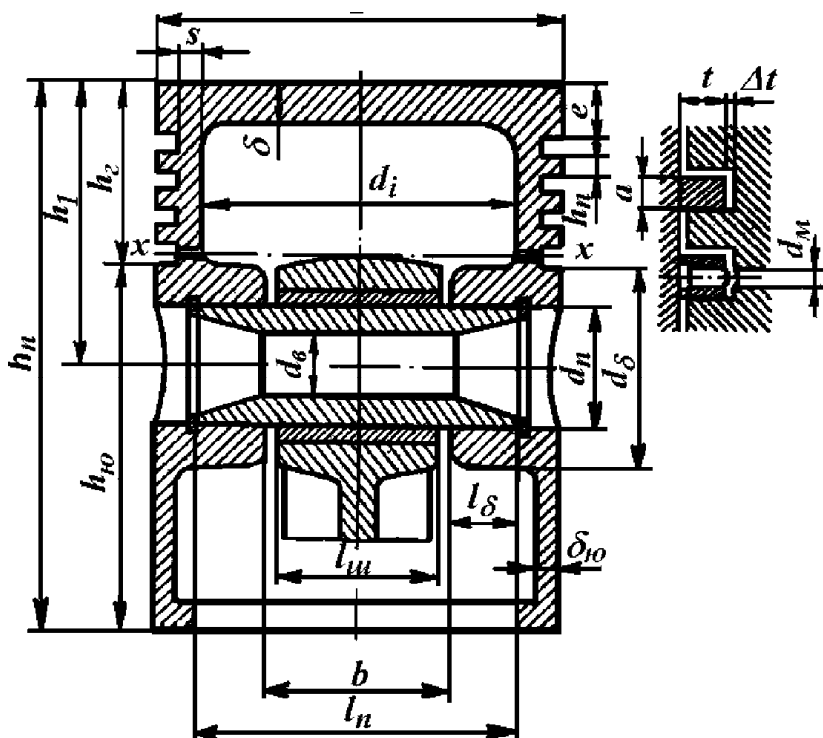


Рисунок 182 - Схема поршня

Основные размеры шатуна в соответствии с рисунком 183 определяются по соотношениям, представленным в таблице 18.

Для окончательной проверки длины зеркала цилиндра следует определить минимальный зазор между стержнем шатуна и нижней кромкой цилиндра (при больших значениях R/L возможно задевание им нижней кромки цилиндра). Минимальный зазор S_j в соответствии с рисунком 182 должен составлять 3... 5 мм.

Затем необходимо изготовить шаблон из картона или плотной бумаги, соответствующий внешнему контуру шатуна. В шаблоне делаются небольшие отверстия в точках A и B (центрах верхней и нижней головок).

Таблица 18

Размеры элементов шатуна

Элементы шатуна	Значения, мм	
	Бензиновые двигатели	Дизели
Внутренний диаметр поршневой головки d :		
- без втулки	$d = d_n$	$d = d_n$
- с втулкой	$(1,1...1,25) d_n$	$(1,1...1,25)d_n$
Наружный диаметр головки d_z	$(1,25...1,65) d_n$	$(1,3...1,7) d_n$
Минимальная радиальная толщина стенки головки H_2	$(0,16...0,27) d_n$	$(0,16...0,27) d_n$
Радиальная толщина стенки втулки s_e	$(0,055...0,085) d_n$	$(0,070...0,085)d_n$
Диаметр шатунной шейки $d_{шм}$	$(0,56...0,70)D$	$(0,64...0,75)D$
Толщина стенки вкладыша t_e	$(0,03...0,05)d_{шш}$	$(0,03...0,05) d_{шш}$
Расстояние между шатунными болтами C_6	$(1,30...1,75) d_{шш}$	$(1,30...1,75) d_{шш}$
Длина кривошипной головки l_k	$(0,45...0,95) d_{шш}$	$(0,45...0,95) d_{шш}$
Размеры среднего сечения B - B шатуна:		
- $h_{ш min}$	$(0,50...0,55) d_z$	$(0,50...0,55) d_z$
- $h_{ш}$	$(1,2...1,4)h_{ш min}$	$(1,2...1,4)h_{ш min}$
- $b_{ш}$	$(0,5...0,6)l_{ш}$	$(0,55...0,75) l_{ш}$
- $t_{ш} = a_{ш}$	$2,5...4,0$	$4,0...7,5$

Перемещая точку A по продольной оси цилиндра, а точку B - по окружности движения центра шатунной шейки, находят ряд положений шатуна. Обводя карандашом ряд близких точек контура шатуна при перемещении точки B на полный оборот, получают смещенные контуры. Замерив минимальный зазор между контуром шатуна и нижней кромкой цилиндра, определяют правильность выбора длины шатуна.

Компоновке деталей механизма газораспределения предшествует выбор формы камеры сгорания, места расположения распределительного вала, типа его привода, количества клапанов на каждый цилиндр.

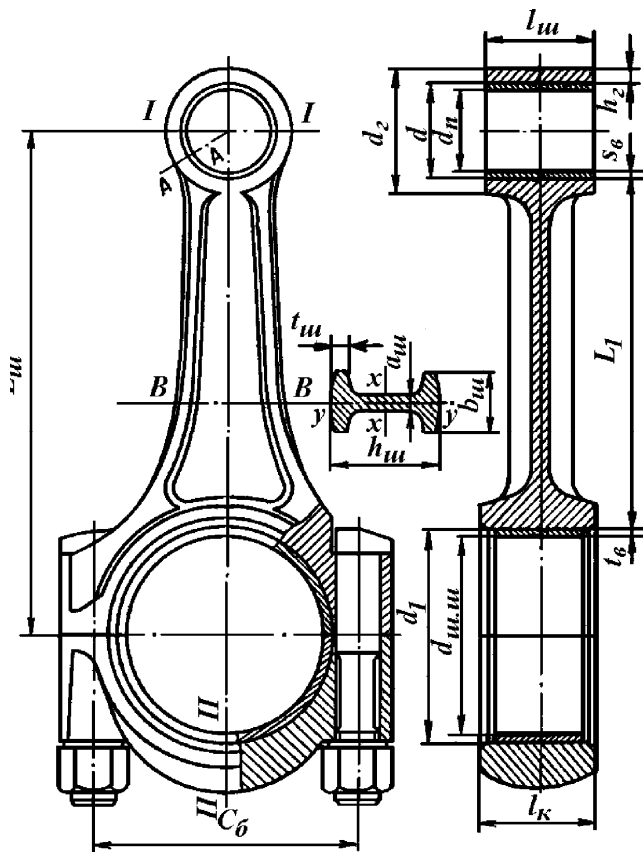


Рисунок 183- Схема шатунной группы

Проектирование механизма газораспределения начинают с определения диаметра горловины проходного сечения $d_{зоп}$ клапана в мм по формуле:

$$d_{зоп} = (0,35...0,52) D.$$

В современных двигателях длина клапана l в мм определяется по формуле

$$l = (2,5-3,5) d_{зоп}.$$

Диаметр стержня клапана $d_{кл}$ в мм определяется по формуле

$$d_{кл} = 0,25 d_{зоп}.$$

Конструктивные размеры остальных деталей механизма газораспределения выбирают из условий компоновки.

Далее необходимо прорисовать огневую поверхность камеры сгорания, а относительно нее - впускной и выпускной клапаны с пружинами и деталями крепления.

С учетом размещения клапанов определяют геометрическое расположение оси распределительного вала, стремясь максимально приблизить ее к плоскости, проходящей через оси цилиндров. Наиболее распространенными видами кулачков распределительных валов в настоящее время являются: выпуклый и тангенциальный. Следует помнить о том, что распределительный вал, его опоры и детали привода клапанов должны быть расположены вне зоны прохода вращающихся и поступательно-движущихся частей кривошипно-шатунного механизма.

Привод от коленчатого вала к распределительному валу зависит от типа двигателя и его литража. Дизели и карбюраторные двигатели для грузовых автомобилей, как правило, имеют шестеренчатый привод. С целью уменьшения поперечных габаритов двигателя применяют шестеренчатый привод, включающий, кроме ведущей и ведомой, паразитную шестерню. Поиск окончательной компоновки привода распределительного вала удобно выполнять с помощью вырезанных из картона или плотной бумаги моделей шестерен. Изменяя положение оси распределительного вала и, соответственно, паразитной шестерни, находят оптимальное положение привода.

При компоновке цепного или ременного (в виде зубчатого ремня) приводов распределительного вала для легких карбюраторных двигателей необходимо предусмотреть размещение устройства для натяжения цепи или ремня в целях компенсации их удлинения в процессе эксплуатации и вследствие тепловых деформаций корпусных деталей.

После компоновки кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения приступают к компоновке корпусных деталей, стремясь получить рациональные их формы при минимальных габаритах (особенно - ширине).

Цилиндры современных двигателей выполняются в виде блока, заодно с верхней частью картера. Ряд деталей и агрегатов двигателя крепятся к блок-картеру снаружи. Ширина картера определяется траекторией крайней точки головки болта шатуна. Расстояние между траекторией и внутренней поверхностью стенки картера принимается обычно равным (10...15) мм.

Толщина стенок водяной рубашки и перегородок блока, а также толщина стенок и перегородок верхней половины картера составляет (4...10) мм.

Цилиндры двигателей с воздушным охлаждением изготавливаются раздельно и крепятся к верхней половине картера.

Цилиндры крепятся к картеру через опорный фланец с помощью коротких шпилек или болтов, а головка навертывается на цилиндр или притягивается к нему короткими шпильками.

На стенках цилиндра выполняется оребрение, площадь которого составляет 25...40 % от площади всей поверхности охлаждения цилиндра. Оребрение цилиндра начинается непосредственно от головки и выполняется на длине, составляющей 45...55 % от всей длины цилиндра.

В некоторых двигателях с чугунным блок-картером цилиндры отливаются вместе с блоком (ВАЗ-2101).

В большинстве случаев цилиндры изготавливаются в виде отдельных чугунных гильз, устанавливаемых в отверстие верхней и нижней перегородок блока (ЗИЛ-130, ЯМЗ-236). Гильзы центрируют тщательно обработанными поясами по отверстиям перегородок. В блоке гильза закрепляется верхним или нижним буртом, входящим в выточки перегородок блока и зажимается устанавливаемой сверху на блок головкой.

Основные конструктивные размеры гильз выбираются с учетом обеспечения необходимой их прочности и жесткости, исключающего появление овализации цилиндра при сборке двигателя и во время его эксплуатации. Толщину стенки гильзы δ_z в мм в первом приближении можно определить по формуле

$$\delta_z = 0,5D \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0,4P_z}{\sigma_z - 1,3P_z} - 1} \right),$$

где σ_z - допускаемое напряжение растяжения, которое для чугунных гильз равно ($\sigma_z = 50...60$ МПа), для стальных - ($\sigma_z = 80...100$ МПа);

p_z - давление газов в цилиндре двигателя в конце процесса сгорания топлива, МПа.

Верхняя плоскость блока цилиндров (или секции при V-образной конструкции двигателя) тщательно обрабатывается, и на нее устанавливается головка, закрывающая цилиндры сверху. В автомобильных и тракторных двигателях головки цилиндров могут изготавливаться в виде одной отливки для каждого ряда цилиндров (ВАЗ-2101, ЗИЛ-130, ЯМЗ-236), отдельно для каждого цилиндра (КамАЗ-740) или объединенными на два-три соседних цилиндра (МеМЗ-968).

При проектировании головки блока особое внимание следует уделять обеспечению охлаждения седла и приливов направляющей

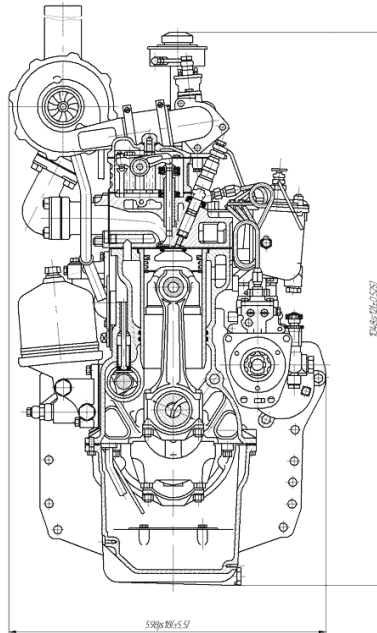


Рисунок 184 - Компоновка рядного дизельного двигателя

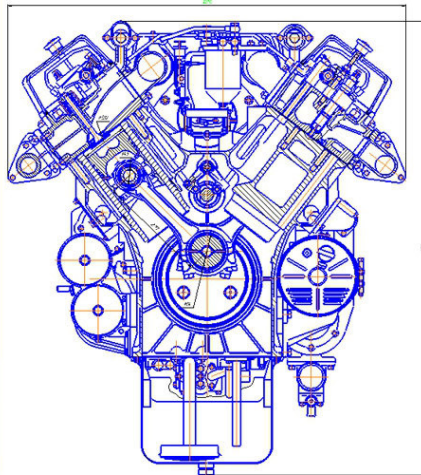


Рисунок 185 - Компоновка двухрядного V-образного дизельного двигателя

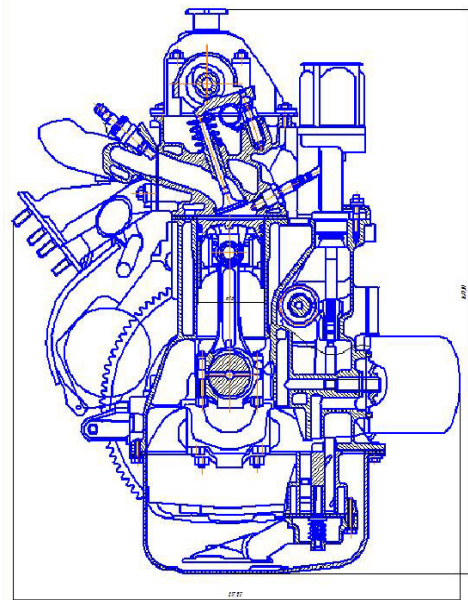


Рисунок 186 - Компоновка рядного бензинового двигателя

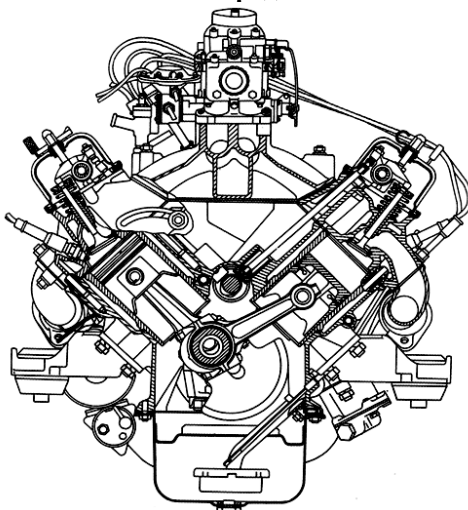


Рисунок 187 - Компоновка двухрядного V-образного бензинового двигателя

штулки выпускного клапана.

Толщина нижней опорной стенки головки блока $\delta_{гол}$ в мм и толщина стенок водяной рубашки δ_p в мм определяются по следующим формулам:

- для карбюраторных двигателей

$$\delta_{гол} = 0,09 D, \quad (5.5)$$

$$\delta_p = 0,03D + 2,0, \quad (5.6)$$

- для дизельных двигателей

$$\delta_{гол} = 0,09D + 1,5,$$

$$\delta_p = 0,03D + 2,0.$$

Между блоком и головкой цилиндра устанавливается прокладка, препятствующей утечке газов из цилиндра, а охлаждающей жидкости из водяной рубашки. Наибольшее распространение получили прокладки из листов графитизированного асбестового картона. Нижняя часть картера не является несущей и штампуется из листовой стали толщиной 1...1,5 мм или отливается из алюминиевого сплава.

При компоновке V - образных двигателей на чертеже наносится вертикальная ось $X - X$ и на ней отмечается точка O - центр кривошипа. Через эту точку проводится горизонтальная ось $Y - Y$ в соответствии с рисунком 6. Наносятся оси левого и правого цилиндров под углом $y/2$ к вертикальной оси (y - угол между блоками). Из точки O проводится окружность радиусом P - траектория движения центра шатунной шейки. На этой траектории произвольно выбирается точка B - положение центра шатунной шейки при данном угле поворота кривошипа. Если шатуны левого и правого блоков цилиндров унифицированы, из точки B откладываются отрезки длиной l до пересечения с осями обоих цилиндров. Точки их пересечения соответствуют центрам поршневых пальцев для левого и правого цилиндров. Компоновка других механизмов и устройств, производится, как для однорядных двигателей. Полученная компоновка двигателя - основа для более детальной проработки его конструкции в виде поперечного и продольного разрезов. Следует отметить, что инженерные расчеты в процессе конструирования, как и весь процесс проектирования двигателя, носят многовариантный характер. Такой подход создает благоприятные возможности для выбора оптимального решения.

Практическая работа № 7

Подбор автотранспортного средства

Подбор автотранспортного средства (АТС) к проектируемому

двигателю включает определение типа АТС, полной массы и максимальной скорости. Тип АТС выбирается по номинальной мощности двигателя:

- если $N_e < 80$ кВт - легковой автомобиль;
- если $N_e > 80$ кВт - грузовой автомобиль или автобус.

Для ориентировочной оценки полной массы АТС m_a в кг используются статистическими данными по удельным мощностям двигателя по формуле

$$m_a = \frac{N_e}{N_{yd}},$$

где N_e - максимальная (номинальная) мощность двигателя, кВт;
 N_{yd} - удельная мощность двигателя, кВт/кг.

Для легковых автомобилей $N_{yd} = 0,040...0,045$; для грузовых - $N_{yd} = 0,009...0,010$; для автобусов - $N_{yd} = 0,010...0,012$.

Связь между максимальной мощностью двигателя и максимальной скоростью АТС выражается следующей формулой, полученной из уравнения баланса сил, действующих на движущиеся по прямой поверхности АТС

$$N = \frac{V_{a \max} (\varphi m_a + k_e F V_{a \max}^2)}{1000 \eta_T},$$

где $V_{a \max}$ - максимальная скорость АТС, м/с; φ - коэффициент суммарного сопротивления дороги (асфальтобетонное покрытие); для легковых автомобилей $\varphi = 2100 V_{a \max}$; для грузовых автомобилей и автобусов $\varphi = 0,015 + 6 \cdot 10^6 V_{a \max}^2$; m_a - масса АТС, кг; $\eta_T = 0,85... 0,9$ - КПД трансмиссии; k_e - коэффициент обтекаемости, Н·с /м (для легковых автомобилей $k_e = 0,2...0,3$; для грузовых автомобилей $k_e = 0,5...0,7$; для автобусов $k_e = 0,35...0,45$); F - лобовая площадь АТС, м²; для легковых автомобилей $F = 1,5...2,0$; для грузовых автомобилей $F = 3,0...6,5$; для автобусов $F = 3,0...7,5$.

Для определения $V_{a \max}$ выбирается несколько значений скорости V_a , для которых рассчитываются соответствующие мощности N . Точка пересечения графика $N = f(V_a)$ с прямой $N = N_e$ в соответствии с рисунком 184 даст искомое значение скорости $V_{a \max}$.

Максимальная скорость $V_{g \text{ m}g\text{x}}'$ в км/ч определяется по формуле

$$V_{a \max}' = 3,6 V_{a \max}.$$

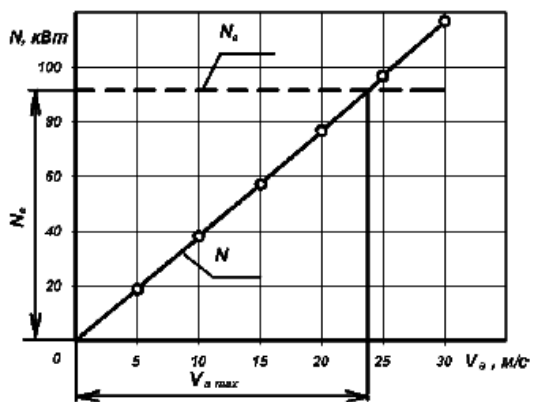


Рисунок 188 - Графическое определение максимальной скорости

Сделать вывод по работе.

У ЭКЗАМЕНАЦИОННАЯ ПРОГРАММА

1. Перспективы развития двигателестроения в России.
2. Система пуска. Назначение, устройство, принцип действия
3. Система питания дизельного двигателя.
4. Система зажигания.
5. Топливный насос высокого давления (ТНВД). Назначение, устройство, принцип действия
6. Карбюратор. Назначение, устройство, принцип действия
7. Смесеобразование в карбюраторных двигателях
8. Система смазки.
9. Система охлаждения.
10. Опишите рабочий цикл двухтактного двигателя
11. Газораспределительный механизм.
12. Кривошипно-шатунный механизм.
13. Механизмы и системы двигателя внутреннего сгорания.
14. Рабочий цикл четырехтактного бензинового и дизельного двигателя.
15. Назначение, устройство и работа декомпрессионного механизма двигателей с различным воздействием на клапаны (выпускные, впускные и толкатели), их приводы
16. Способы подачи масла к трущимся поверхностям деталей двигателя и дайте их характеристику
17. Роль русских ученых в развитии теории ДВС.
18. Основные схемы четырехтактных ДВС и их индикаторные диаграммы.
19. Основные схемы двухтактных ДВС и их индикаторные диаграммы.
20. Основные показатели эффективности и экономичности ДВС.
21. Коэффициенты, характеризующие протекание рабочего цикла.
22. Процесс сжатия в ДВС.
23. Преимущества форкамерно-факельного зажигания.
24. Вспомогательные процессы четырехтактных ДВС (процесс впуска и выпуска).
25. Перекрытие клапанов и его назначение.
26. Наддув в ДВС и его назначение.
27. Перемещение поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала.
28. Скорость поршня.
29. Ускорение поршня.

30. Силы, действующие на кривошипно-шатунный механизм.
31. Нагрузочная характеристика дизеля.
32. Нагрузочная характеристика бензинового двигателя и ее анализ.
33. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя.
34. К каким последствиям приведет работа двигателя на бедной и богатой смеси.
35. Внешняя скоростная характеристика дизеля.
36. Уравновешивание двухцилиндрового и четырехцилиндрового, рядного двигателя с расположением коленчатого вала под углом 180°.
37. Регуляторная характеристика дизеля.
38. Регулировочная характеристика бензинового ДВС по углу опережения зажигания
39. Регулировочная характеристика бензинового ДВС по составу смеси.
40. Регулировочные характеристики дизеля по углу опережения впрыска.
41. Регулировочные характеристики дизеля по составу смеси.
42. Уравновешивание V-образного шестицилиндрового двигателя с углом развала в 120° .
43. Уравновешивание V-образного восьмицилиндрового двигателя.
44. Моменты в ДВС (прямой и обратный).
45. Смесеобразование в карбюраторных ДВС (простейший карбюратор и требования к нему).
46. В чем сущность детонационного сгорания топлива и каковы внешние признаки детонации? Что такое О.Ч. бензина?
47. Что такое уравновешенный ДВС и от каких сил он уравновешивается?
48. Силы, действующие на кривошипно-шатунный механизм.
49. Как проверить правильность установки угла опережения зажигания без применения спецприборов.
50. Детонация: факторы, влияющие на детонацию и меры борьбы с ней.
51. Преимущества и недостатки двухтактных ДВС перед четырехтактными.
52. Сгорание в двигателях с воспламенением от сжатия и анализ его по индикаторной диаграмме.
53. Основные факторы, влияющие на износ двигателя в условиях эксплуатации.

54. Механические потери в ДВС, методы их определения и факторы, влияющие на них.

55. Износ двигателя в условиях: а) нагрузочной характеристики; б) скоростной характеристики; в) от угла впрыска или угла зажигания

56. Тепловой баланс ДВС.

57. Процесс сгорания в карбюраторном ДВС и его анализ по индикаторной диаграмме.

58. Уравнение процесса сгорания в дизеле и карбюраторном ДВС.

59. Методы получения механической энергии на мобильных машинах. Принцип действия поршневых, роторных и газотурбинных двигателей.

60. Индикаторные диаграммы карбюраторного и дизельного ДВС. Методика получения и значения в характерных точках.

61. Какие основные конструктивные схемы кривошипно-шатунных механизмов применяются в автомобильных и тракторных двигателях

62. Скорость поршня.

63. Кинематика шатуна дезаксиального КШМ.

64. Метод приведения масс КШМ.

65. Силы инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение.

66. Направления повышения технико-эксплуатационных и топливно-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания.

67. Рабочий цикл ДВС. Основные понятия и определения.

68. Рабочий цикл 4-х тактного ДВС

69. Рабочее тело перед сгоранием. Свежий заряд. Горючая и рабочая смеси. Коэффициент остаточных газов.

70. Рабочее тело после сгорания. Изменение объема рабочего тела

71. Процесс сжатия. Температура и давление смеси в конце такта сжатия.

72. Процесс сгорания в карбюраторных ДВС. Температура и давление газа в конце сгорания.

73. Процесс сгорания в дизельном ДВС. Температура и давление газов в конце сгорания.

74. Процесс расширения. Температура и давление газов в конце процесса расширения.

75. Равномерность хода и расчет маховика.

76. Способы смесеобразования в современных двигателях, их преимущества и недостатки.

77. Параметры, влияющие на смесеобразование в двигателях с искровым зажиганием.
78. Параметры, влияющие на смесеобразование в дизелях.
79. Классификация камер сгорания.
80. FM-процесс смесеобразования.
81. Дайте определения следующим параметрам: ход поршня, рабочий и полный объем цилиндра, объем камеры сгорания, степень сжатия.
82. Что называют свежим зарядом, горючей смесью, рабочей смесью, остаточными газами, отработавшими газами.
83. Какие процессы образуют рабочий цикл двигателя/
84. Как осуществляется выбор колен кривошипа при проектировании двигателей.
85. Какие допущения принимаются при рассмотрении теоретических циклов?
86. Какие циклы по характеру подвода теплоты используются в двигателях внутреннего сгорания.
87. Какие параметры используются для характеристики и анализа циклов?
88. Термодинамический КПД цикла.
89. Что такое действительный цикл реального двигателя.
90. Индикаторные диаграммы двигателя и их характеристики.
91. Расскажите о процессе впуска.
92. Поясните процесс впуска с использованием круговой диаграммы фаз газораспределения.
93. Процесс газодинамического наддува, его особенности и способы повышения эффективности.
94. Опишите процесс смесеобразования в двигателях с искровым зажиганием, перечислите факторы влияющие на процесс.
95. Опишите процесс смесеобразования в дизелях.
96. Дайте классификацию камер сгорания.
97. Что такое детонация и какие факторы влияют на возникновение детонации, укажите способы ее предотвращения.
98. Преимущества и недостатки объемного и объемно-плечного смесеобразования.
99. Перечислите факторы, влияющие на распыливание топлива в цилиндре.
100. Основные способы пуска двигателя, их преимущества, недостатки и возможность применения на автомобилях и тракторах.
101. Средства, облегчающие пуск двигателя, их преимущества, недостатки и возможность применения на автомобилях и тракторах.

ОСНОВНАЯ И ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

- основная литература:

1. Богатырев, А.В. Автомобили / А.В. Богатырев, Ю.К. Ксеновский-Лашков, М.Л. Насоновский, В.А. Чернышев. – М.: КолосС, 2008. – 496 с.

2. Быстрицкий, Г. Ф. Основы энергетики: учебник для вузов / Г. Ф. Быстрицкий. - 2-е изд., испр. и доп. - М. : КНОРУС, 2011. - 352 с.

3. Гоц, А.Н. Анализ уравновешенности и методы уравновешивания автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие /А. Н. Гоц.– Владимир : Изд-во Владим. ГУ, 2007. – 128 с.

4. Гоц, А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А. Н. Гоц; Владим. гос. ун-т.– Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.

5. Данилов, А.С. Лабораторный практикум по испытаниям двигателей внутреннего сгорания и топливным насосам высокого давления / А.С.Данилов, П.Н. Аюгин, Р.К. Сафаров, Д.Е Молочников // Ульяновск: УГСХА, 2011. – 91с.

6. Дьяков, И.Ф. Проектирование автотракторных двигателей: Учебное пособие / И.Ф.Дьяков, Р. А. Зейнетдинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 168 с.

7. Кавтарадзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов /Р.З. Кавтарадзе - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2008, 720с.

8. Конструирование двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учебник для вузов / под ред. Н. Д. Чайнова. - 2-е изд. - М.: Машиностроение, 2011. - 496 с.

9. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2002. – 496 с.

10. Стуканов, В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля / В.А. Стуканов. - М.: Форум: Инфра-М, 2010. - 368 с.

- дополнительная литература

11. Болотов, А.К. Конструкция тракторов и автомобилей/А.К. Болотов, А.А. Лопарев, В.И. Судницын. - М. : Колос, 2008. - 352 с.

12. Вахламов, В.К. Автомобили. Теория и конструкция автомобиля и двигателя / В.К. Вахламов. под ред. А.А. Юрчевского. - 5-е изд., стер. - М.: Академия, 2010. - 816 с.

13. Глущенко, А.А. Повышение технико-эксплуатационных показателей ДВС методом микродугового окислирования днищ порш-

ней: монография /А.А. Глущенко, А.Л. Хохлов. – Ульяновск: УлГУ, 2015. – 112 с.

14. Гуревич, А.М. Тракторы и автомобили: учебное пособие / А.М. Гуревич. - М.: Агропромиздат, 1999. – 327с.

15. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания [Текст] : учебник для вузов. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян; под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высшая школа, 2007. – 479 с.

16. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания [Текст] : учебник для вузов. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров ; под ред. В.Н. Луканина. – М. : Высшая школа, 2007. – 400 с.

17. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.

18. Шароглазов, Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания»/ Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 403 с.

19. Юрин, А.А. Теория рабо процессов автомобильных двигателей: учебное пособие /А.А. Юрин. - Липецк: Липецкий ГТУ, 1995. - 115 с.

20. Юрин, А.А. Динамика и расчет автомобильных двигателей: учебное пособие /А.А. Юрин. - Липецк.: Липецкий ГТУ, 1995. - 95 с.

21. Якунин, Н.Н. Расчет автомобильных двигателей: методические указания к курсовому проекту, часть 2 – динамический расчет и компоновка двигателя./ Н.Н Якунин, Р.Ф. Калимуллин, С.В. Горбачев - Оренбург.: ГОУ ОГУ, 2003. - 32 с.

СОДЕРЖАНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ.....	2
I	ГЛОССАРИЙ.....	3
II	ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	4
III	ИСТОРИЯ СОЗДАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И НАУКА О НИХ.....	7
IV	ЛЕКЦИОННЫЙ КУРС.....	10
1	КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ.....	10
1.1	Современные требования к ДВС.....	10
1.2	Классификация ДВС.....	11
1.3	Основные понятия и определения.....	12
	Контрольные вопросы.....	15
2	ПРИНЦИПЫ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	15
2.1	Рабочие процессы в четырехтактном двигателе.....	15
2.2	Рабочие процессы в двухтактном двигателе.....	22
2.3	Число цилиндров и их расположение.....	24
	Контрольные вопросы.....	28
3	ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ....	29
3.1	Основные сведения о рабочем теле.....	29
3.2	Теоретические циклы двигателей.....	31
3.2.1	Некоторые элементарные положения.....	31
3.2.2	p , V - и T , S -диаграммы.....	31
3.3	Термический КПД теоретических циклов.....	39
3.4	Действительный цикл двигателя.....	42
	Контрольные вопросы.....	44
4	ПРОЦЕСС ВПУСКА.....	44
4.1	Давление в процессе впуска.....	44
4.2	Температура заряда в конце впуска.....	47
4.3	Коэффициент остаточный газов.....	47
4.4	Коэффициент наполнения.....	49
4.5	Организация газодинамического наддува в многоцилиндровых двигателях.....	51
	Контрольные вопросы.....	53
5	ПРОЦЕСС СЖАТИЯ.....	53
5.1	Теплообмен в процессе сжатия.....	53
5.2	Параметры рабочего тела в конце процесса сжатия.....	55

	Контрольные вопросы.....	56
6	ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ.....	56
6.1	Смесеобразование и сгорание в бензиновых двигателях.....	57
6.1.1	Процесс смесеобразования в двигателях с искровым зажиганием.....	57
6.1.2	Сгорание в двигателях с впрыскиванием топлива.....	61
6.1.3	Детонация.....	67
6.1.4	Пути совершенствования процессов смесеобразования в двигателях с принудительным зажиганием смеси.....	75
6.1.5	Применение газового топлива в двигателях.....	76
6.2	Смесеобразование и сгорание в дизелях.....	78
6.2.1	Объёмное смесеобразование.....	79
6.2.2	Плёночное смесеобразование.....	85
6.2.3	Воспламенение и сгорание в дизелях.....	86
6.2.4	Камеры сгорания дизелей.....	87
6.2.5	Применение газового топлива в дизелях.....	91
6.3	Состав и количество продуктов сгорания.....	92
6.4	Температура и давление газов в конце процесса сгорания.....	93
	Контрольные вопросы.....	97
7	ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ.....	98
	Контрольные вопросы.....	100
8	ПРОЦЕСС ВЫПУСКА.....	100
	Контрольные вопросы.....	102
9	ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	102
9.1	Механические потери и эффективные показатели двигателя.....	104
9.2	Определение основных размеров двигателя.....	107
	Контрольные вопросы.....	109
10	ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ.....	109
	Контрольные вопросы.....	114
11	СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	115
	Контрольные вопросы.....	119
12	ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	119
	Контрольные вопросы.....	137
13	УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	138
	Контрольные вопросы.....	145
14	КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	146

14.1	Кинематика кривошипно-шатунного механизма.....	148
14.2	Кинематика шатуна.....	153
14.3	Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм.....	155
	Контрольные вопросы.....	159
15	ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА	160
15.1	Приведение масс кривошипно-шатунного механизма....	161
15.2	Силы инерции кривошипно-шатунного механизма.....	168
15.3	Силы давления газов.....	170
15.4	Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.....	172
	Контрольные вопросы.....	175
16	УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	176
16.1	Уравновешивание центробежных сил.....	178
16.2	Уравновешивание одноцилиндрового двигателя.....	182
16.3	Уравновешивание однорядных двухцилиндровых четырехтактных двигателей.....	185
16.4	Уравновешивание четырехцилиндровых четырехтактных двигателей.....	188
16.5	Уравновешивание V-образных двигателей.....	190
16.6	Равномерность хода и расчет маховика двигателя.....	195
	Контрольные вопросы.....	199
17	ДЕТАЛИ И УЗЛЫ ДВИГАТЕЛЯ	199
	Контрольные вопросы.....	212
18	МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ	212
18.1	Назначение, основные конструкционные решения и схемы газораспределительного механизма.....	212
18.2	Конструкция элементы механизма газораспределения... Контрольные вопросы.....	221 231
19	СМАЗОЧНЫЕ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ	231
19.1	Общие сведения о смазочной системе.....	231
19.2	Основные агрегаты смазочной системы.....	235
19.3	Агрегаты системы охлаждения и регулирование температуры охлаждающей жидкости..... Контрольные вопросы.....	238 242
20	СИСТЕМА ПИТАНИЯ ТОПЛИВОМ И ВОЗДУХОМ	243
20.1	Система питания двигателя.....	243
20.2	Системы питания дизелей.....	251
20.3	Система очистки воздуха..... Контрольные вопросы.....	265 273

21	СИСТЕМЫ ПУСКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК.....	274
	Контрольные вопросы.....	278
V	ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ.....	279
1	Практическая работа № 1. Тепловой расчет двигателя..	279
2	Практическая работа № 2. Показатели работы и удельные параметры двигателя	286
3	Практическая работа № 3. Расчет и построение скоростной характеристики двигателя.....	291
4	Практическая работа № 4. Построение индикаторной диаграммы в координатах $P-V$	294
5	Практическая работа № 5. Кинематический и динамический анализ кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	296
6	Практическая работа № 6. Компоновка двигателя.....	308
7	Практическая работа № 7. Подбор автотранспортного средства.....	319
VI	ЭКЗАМЕНАЦИОННАЯ ПРОГРАММА.....	322
	ОСНОВНАЯ И ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА...	327

Глущенко Андрей Анатольевич

Энергетические установки автомобилей и тракторов

Учебное пособие для студентов инженерно-физического факультета. –
Ульяновск: УлГУ, 2019. –332 с.

Подписано в печать _____

Формат 60х90/16 Бумага офсетная №1

Гарнитура Times New Roman. Усл. печ. л. 20,75

Тираж 150 Заказ _____

Адрес издателя: