

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра Двигатели внутреннего сгорания

И. И. Тимченко

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ
конспект фондовых лекций для студентов
специальности 7.090228, Автомобили и автомобильное хозяйство
факультета заочного обучения

Харьков 2002

УДК 621.43

Автомобильные двигатели (конспект фондовых лекций для студентов специальности 7.090228, Автомобили и автомобильное хозяйство факультета заочного обучения, ч. 1 - 3) / И.И.Тимченко - Харьков.: 2001.

В конспекте изложены теоретические основы циклов двигателей внутреннего сгорания (ДВС), влияющие на показатели их работы в различных условиях эксплуатации (ч. 1); вопросы динамики кривошипно-шатунного механизма и уравновешенности автомобильных двигателей (ч.2); принцип конструирования и расчёт автомобильных двигателей (ч. 3).

Каждой лекции предшествует перечень рассматриваемых вопросов (план), а в конце лекции приводятся вопросы для самоконтроля. В начале наиболее сложных тем приводятся методические указания, облегчающие их понимание.

Ил.: 55 Табл.: 11 Библ. 6 Назв.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
----------------------	----------

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ. ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА ДВС. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС. СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВС ТОПЛИВОМ.....	6
---	----------

ЛЕКЦИЯ 1 ВВОДНАЯ.....	6
1 Предмет и содержание курса.....	6
2 Краткий исторический очерк развития ДВС.....	7
3 Классификация автомобильных ДВС.....	9
4 Принцип действия и рабочие циклы ДВС.....	10
5 Рабочие тела ДВС и их свойства.....	14

ЛЕКЦИЯ 2 РАБОЧИЙ ЦИКЛ ПОРШНЕВОГО ДВС.....	20
Методические указания к темам.....	20
1 Процесс впуска.....	20
2 Процесс сжатия.....	29
3 Процессы смесеобразования и сгорания.....	31
4 Процесс расширения.....	47
5 Процесс выпуска.....	50
6 Показатели рабочего цикла и работы ДВС.....	50
7 Понятие о тепловом балансе ДВС.....	55

ЛЕКЦИЯ 3 ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА ДВС. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВС. СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВС ТОПЛИВОМ.....	58
1 Экологические качества ДВС.....	58
2 Режимы работы и характеристики автомобильных ДВС.....	63
3 Системы питания ДВС топливом.....	75

ЧАСТЬ ВТОРАЯ. ДИНАМИКА И УРАВНОВЕШЕННОСТЬ ДВС.....	96
ЛЕКЦИЯ 4 КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	96
1 Типы КШМ.....	96
2 Перемещение поршня.....	97
3 Скорость поршня.....	98

4 Ускорение поршня.....	99
ЛЕКЦИЯ 5 ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО	
МЕХАНИЗМА.....	101
1 Силы, действующие в КШМ.....	101
2 Силы давления газов.....	101
3 Силы инерции.....	102
4 Суммарная сила, действующая на поршень.....	103
5 Суммарные силы и моменты, действующие в КШМ.....	104
6 Суммарный крутящий момент.....	106
ЛЕКЦИЯ 6 ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО	
МЕХАНИЗМА (ПРОДОЛЖЕНИЕ).....	108
7 Силы, действующие на шейки и подшипники коленчатого вала.....	108
8 Неравномерность хода двигателя.....	110
9 Расчет маховика.....	112
ЛЕКЦИЯ 7 УРАВНОВЕШЕННОСТЬ ДВС.....	
1 Силы и моменты, вызывающие неуравновешенность ДВС.....	115
2 Условия уравновешенности ДВС. Критерии уравновешенности.....	116
3 Теоретическая и действительная уравновешенность ДВС.....	117
4 Методы анализа уравновешенности ДВС.....	117
5 Пример анализа уравновешенности ДВС.....	118
6 Назначение противовесов ДВС.....	122
ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ. ПРИНЦИП КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТ	
ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ.....	124
ЛЕКЦИЯ 8 ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВС.	
РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ И НАГРУЗКИ. ПОРЯДОК РАССМОТРЕНИЯ	
ПРИНЦИПОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ	
ДВС.....	124
1 Порядок проектирования автомобильных ДВС.....	124
2 Расчетные нагрузки и режимы.....	125
3 Рекомендуемый порядок рассмотрения принципов конструирования и схемы расчетов механизмов и систем ДВС.....	127
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	129
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	130
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	131

ВВЕДЕНИЕ

Курс “Автомобильные двигатели” является базовым при подготовке инженеров по специальности 7.090228 Автомобили и автомобильное хозяйство. Данный курс основываясь на общетехнических и общеинженерных дисциплинах, в свою очередь обеспечивает специальные дисциплины: “Техническая эксплуатация автомобилей” и “Основы технологии производства и ремонта автомобилей”.

Основу курса “Автомобильные двигатели” составляют поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС)

Фондовые лекции написаны в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины “Автомобильные двигатели” для специальности 7.090228, Автомобили и автомобильное хозяйство.

Назначение фондовых лекций - оказать помощь студентам заочной формы обучения в приобретении базовых знаний по автомобильным двигателям, необходимых для дальнейшего усвоения специальных учебных дисциплин, а также для рациональной организации технической эксплуатации и ремонта ДВС в послевузовской профессиональной деятельности.

Для самоконтроля за усвоением материала в конце тем лекций приводятся вопросы и задания.

Изложению наиболее сложных тем предшествуют методические указания к ним.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА ДВС. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС. СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВС ТОПЛИВОМ.

Лекция 1. Вводная

План.

- 1 Предмет и содержание курса.
- 2 Краткий исторический очерк развития ДВС.
- 3 Классификация ДВС.
- 4 Принцип действия и рабочие циклы ДВС.
- 5 Рабочие тела ДВС и их свойства.

1 Предмет и содержание курса.

Двигатели внутреннего сгорания принадлежат к наиболее распространенному и многочисленному классу тепловых двигателей, т.е. таких двигателей, у которых в полезную работу преобразуется теплота, выделяющаяся при сгорании топлива. В ДВС процессы сгорания топлива, выделения теплоты и преобразования ее в механическую работу происходят непосредственно внутри двигателя. Отсюда и название - двигатели внутреннего сгорания.

К ДВС, которые нашли или могут найти применение на автомобильном транспорте, относятся:

- 1) поршневые двигатели;
- 2) роторные (или роторно-поршневые) двигатели;
- 3) газотурбинные двигатели.

На автомобильном транспорте преимущественное распространение получили 4-х тактные поршневые ДВС. Поэтому им в излагаемом курсе "Автомобильные двигатели" будет уделено основное внимание. Лишь кратко будут рассмотрены особенности 2-х тактных поршневых и других ДВС, которые получили или в перспективе могут получить применение на автомобильном транспорте. Для краткости в дальнейшем название ДВС будем относить лишь к поршневым двигателям.

Отличаясь компактностью, высокой экономичностью и надежностью, ДВС находят применение почти во всех отраслях народного хозяйства: в энергетике, на транспорте (автомобильном, железнодорожном, речном, морском и воздушном), в сельском хозяйстве, в лесной промышленности и др. Суммарная мощность только автомобильных двигателей, которых эксплуатируется в мире более 550 млн., в 5,5 раза больше суммарной мощности всех тепловых, гидравлических, атомных

электростанций.

Курс "Автомобильные двигатели" изучается студентами ФЗО, как правило, два семестра. В первом семестре, изучаются основы теории автомобильных двигателей, системы питания ДВС топливом (ч.1), выполняются лабораторный цикл и контрольная работа (тепловой расчет двигателя). Во втором семестре изучаются разделы динамики кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и анализ уравновешенности ДВС (ч.2), выполняется курсовой проект, после защиты которого, сдается экзамен по всему курсу.

Курс "Автомобильные двигатели" базируется практически на всех ранее изучавшихся общетехнических и общеинженерных дисциплинах: математике, физике, химии, сопротивлении материалов, теоретической механике, гидравлике и особенно теплотехнике.

Для работы над курсом рекомендуются следующие учебники и учебные пособия:

1. Тимченко И.И. Автомобильные двигатели. Теория рабочего цикла. Системы питания и наддува. Динамика и уравновешенность, Киев, УМК ВО, 1990. - 260 с.
2. Тимченко И.И.- тоже самое на украинском языке.
3. Тимченко И.И. та інші. Автомобільні двигуни, Харків, "Основа", 1995. - 464 с.
4. Архангельский В.М. и др. Автомобильные двигатели. М. "Машиностроение", 1977. - 592 с.
5. Комплект из 5-ти МУ кафедры ДВС для выполнения курсового проекта (теплого расчета, динамического расчета, расчетов систем, механизмов, деталей ДВС на прочность, анализ уравновешенности ДВС).

2 Краткий исторический очерк развития ДВС.

Первые работоспособные ДВС появились в середине XIX века. Паровая машина к этому времени стала тормозом для бурно развивающихся мелких и средних промышленных предприятий. Требовался новый тип двигателя - дешевый, экономичный, мобильный, работающий на распространенном в то время топливе - светильном газе, продукте, получаемом из древесины.

Первый работоспособный ДВС был построен в 1860 г французским механиком Ж.Ленуаром. Двигатель Ленуара был - 2-х тактным, имел охлаждаемый горизонтально расположенный цилиндр, золотниковое газораспределение, посторонний источник зажигания. Предварительное сжатие смеси не производилось, в частности, из-за этого удельная работа получалась малой, $\eta_e = 3-5\%$ (у паровой машины $\eta_e = 4 - 6 \%$). Основные параметры этого двигателя: $D/S=120 \times 100$ мм; $n=130$ мин⁻¹, $N_e=0,42$ кВт (0,57 л.с.); $G_r=3,166$

м³/кВтч. Его называли "пожирателем газа".

Совершенствованием двигателя Ленуара занимались во многих странах, но наибольшего успеха добились немецкий коммерсант Н.Отто вместе с инженером Е.Лангеном. В 1862 году ими был начат промышленный выпуск атмосферных ДВС (построено около 5000 шт.), а в 1876г. - реализован принцип предварительного сжатия смеси, предложенный в 1862 г. французским инженером Бо-де-Роша. Показатели газового двигателя при этом существенно улучшились: N_e - возросла до 2 кВт при $n=150 \text{ мин}^{-1}$; η_e до 12%.

Помимо светильного газа в двигателях начали использовать доменные, природные и попутные нефтяные газы, а к концу XIX в., когда была организована промышленная переработка нефти, жидкое нефтяное топливо.

Стационарные двигатели, работающие на жидком топливе, появились в ряде стран в период с 1884 по 1890 гг. Использование жидких топлив позволило создать двигатели с относительно малой массой, что открыло возможность для применения их на машинах для наземного транспорта. В 1885 г. немецкие инженеры Г. Даймлер и К. Бенц, независимо друг от друга, сконструировали первые самодвижущиеся экипажи с ДВС, получившие позднее название - автомобили. Однако, практическим требованиям, предъявляемым к транспортным двигателям, лучше всего отвечал бензиновый двигатель, спроектированный в 1878 г. и построенный в 1885 г. русским морским офицером И.С.Костовичем для дирижабля. Его характеристика: 8 цилиндров, $D/S=120/140 \text{ мм}$; $n=300 \text{ мин}^{-1}$; $N_e=37 \text{ кВт}$ (50 л.с.); масса = 240 кг.

Стремление повысить экономичность ДВС привело к созданию двигателей с воспламенением от сжатия, первый патент на конструкцию которого в 1893 г. получил немецкий инженер Р.Дизель. Заслуга Р.Дизеля состоит в том, что он создал принципиально новый экономичный ($\eta_e \sim 25\%$) двигатель с воспламенением от сжатия - компрессорный дизель (жидкое топливо подавалось в цилиндр сжатым воздухом).

Отечественные инженеры, ученые также вели работы по совершенствованию ДВС. С первых шагов они отказались слепо подражать заграничным изобретателям. Так, конструкция двигателя Дизеля, патент на производство которого в Санкт - Петербурге приобрел Э. Нобель, была существенно изменена и усовершенствована в 1901 - 1905 гг. проф. Г. В. Тринклером, который создал первый в мире бескомпрессорный дизель.

В 1907 г. к производству дизелей приступили Рижский и Николаевский; в 1911 г. - Сормовский, а в 1912 г. - Харьковский заводы. К 1913 году только заводом Нобеля для электростанций, судов, предприятий было поставлено дизелей общей мощностью 50000 кВт.

Отечественные изобретатели, ученые, инженеры внесли много нового в конструкцию ДВС. В 1908 г. Коломенский завод построил горизонтальный 2-х тактный реверсивный дизель с противоположно движущимися поршнями, намного опередив фирмы "Юнкерс" и "Фербенс- Морзе". В 1903 г. в России был построен первый в мире теплоход "Вандал", а в 1910 г. первый в мире колесный трактор с

дизелем построил изобретатель Я.Мамин. В 1912 г. проф. А.Н.Шелест разработал проект газогенераторного двигателя. В 1914 г. первый в мире гусеничный танк с ДВС построил В.Менделеев и т.д.

Успехи в развитии отечественного двигателестроения стали возможными благодаря проводимым исследованиям и разработке теории рабочего цикла ДВС.

В 1906 г. профессор МВТУ В.И.Гриневецкий впервые разработал метод теплового расчета двигателя (за границей первые работы по тепловому расчету появились только в 30-х годах). Этот метод был развит и дополнен проф. Е.К.Мазингом, чл.-кор. АН СССР Н.Р.Бриллингом, акад.Б.С.Стечкиным, и др. Сейчас этот метод, называемый "методом проф. Гриневецкого", входит в обязательную программу подготовки инженеров, будущая деятельность которых связана с производством, эксплуатацией и ремонтом установок с ДВС.

3 Классификация автомобильных ДВС

Автомобильные ДВС можно классифицировать по разным параметрам рабочего цикла. Ниже приведена такая классификация. Классификация по другим параметрам будет дана при изучении соответствующих разделов курса.

- 1). По способу осуществления рабочего цикла:
 - 1.1. - 4-х тактные;
 - 1.2. - 2-х тактные.
- 2). По виду применяемого топлива:
 - 2.1. - ДВС, работающие на легком жидком топливе;
 - 2.2. - ДВС, работающие на тяжелом жидком топливе;
 - 2.3. - "- газовом топливе;
 - 2.4. "- смешанном или синтетическом топливе;
 - 2.5. - многотопливные ДВС.
- 3). По способу смесеобразования:
 - 3.1. - с внешним смесеобразованием (бензиновые и газовые);
 - 3.2. - с внутренним смесеобразованием (дизели и газодизели);
- 4). По способу наполнения:
 - 4.1. - без наддува;
 - 4.2. - с наддувом.
- 5). По способу воспламенения рабочей смеси:
 - 5.1. - ДВС с воспламенением от постороннего источника зажигания (электрической искры), (бензиновые и газовые);
 - 5.2. - ДВС с самовоспламенением (дизели, газодизели);
- 6). По способу регулирования нагрузки (мощности):
 - 6.1. - с качественным регулированием (дизели);
 - 6.2. - с количественным регулированием (бензиновые и газовые);

6.3. - со смешанным регулированием (газодизели).

4 Принцип действия и рабочие циклы ДВС

4.1 Принцип действия ДВС.

В ДВС преобразование теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, в механическую работу совершается при помощи газового рабочего тела, претерпевающего за рабочий цикл ряд изменений своего состояния.

Под действием давления газов поршень совершает поступательное движение, которое преобразуется в кривошипно-шатунном механизме (КШМ) во вращательное коленчатого вала.

За один оборот коленчатого вала (коленвала) поршень дважды перемещается между своими крайними положениями, называемыми нижней и верхней мертвыми точками (НМТ и ВМТ). Расстояние между НМТ и ВМТ называется ходом поршня, S , $S = 2R$, м; где R - радиус кривошипа коленвала, м.

Рабочим объемом (V_h) объемом называется объем, описанный поршнем за один ход,

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad \text{л (м}^3\text{)}, \quad (1)$$

где D - диаметр цилиндра, м.

Литражем двигателя называется сумма рабочих объемов всех цилиндров в многоцилиндровом двигателе.

$$V_L = i \cdot V_h = \sum_l^i V_h \quad \text{л} \quad (2)$$

где i - число цилиндров.

Объемом камеры сжатия (V_c) называется объем над поршнем при его положении в ВМТ.

Полным объемом цилиндра (V_a) называется объем над поршнем, когда он находится в НМТ.

$$V_a = V_c + V_h \text{ м}^3$$

Степенью сжатия (ε) называется отношение полного объема (V_a) к объему камеры сжатия (V_c).

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \quad (3)$$

Рабочим циклом двигателя называется совокупность последовательных, периодически повторяющихся рабочих процессов, сопровождающихся изменением объема, давления и температуры (P , V , T) в рабочем теле, в результате чего происходит преобразование тепловой энергии в механическую работу.

Тактом называется часть рабочего цикла, совершаемая за один ход поршня.

На автомобилях преимущественно применяются 4-х тактные двигатели, у которых следующее распределение процессов по тактам:

1-ый такт - впуск (или наполнение),

2-ой такт - сжатие,

3-ий такт - горение и расширение (или рабочий ход),

4-ый такт - выпуск.

В 2-х тактных ДВС нет отдельных ходов впуска и выпуска, поэтому рабочий цикл совершается за 2-а хода поршня, за 2-а такта.

Для обеспечения периодичности протекания рабочих циклов и нормальной работы ДВС применяются ряд систем и механизмов: механизмы- КШМ и газораспределения, системы - впуска, охлаждения, смазки, питания, зажигания, пуска ДВС.

4.2 Рабочие циклы ДВС

В теории ДВС различают три вида циклов: теоретический (термодинамический), действительный и расчетный.

4.2.1 Теоретические (термодинамические) циклы ДВС были рассмотрены в курсе "Теплотехника".

Теоретические циклы позволяют оценить рабочие процессы, реализуемые в ДВС, с точки зрения их термодинамического совершенства, получить представление о способах улучшения использования теплоты, определить максимальную экономичность и работу, которые можно получить при данном цикле ДВС. Вместе с тем теоретические циклы значительно отличаются от действительных, не могут в полной мере быть реализованы в реальном тепловом двигателе и не позволяют оценить выходные показатели ДВС.

4.2.2 Действительные циклы (индикаторные диаграммы) состоят из реальных процессов, протекающих в цилиндре двигателя при изменяющихся параметрах рабочего тела, в условиях теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра и поршня, а также гидравлических и механических потерь. Действительный цикл может быть получен только путем измерения (индицирования) на реальном двигателе. Отсюда его второе название - индикаторная диаграмма.

4.2.3 Расчетные циклы получают моделированием, например, по методу проф. В.И. Гриневецкогои др. Цель построения их - максимально приблизить моделируемые процессы в цикле к процессам действительного цикла ДВС и еще на стадии проектирования или модернизации ДВС оценить основные показатели его работы.

4.2.4 Общие черты и различия между теоретическим, расчетным и действительным циклами видны при их сопоставлении в таблице 1.

Таблица 1 Сравнение циклов

№ пп	Характерист. процессов, показателей, величин	Теоретический цикл	Действительный цикл	Расчетный цикл
1	Характер. цикла	Замкнутый	Разомкнутый	Разомкнутый
2	Хим.состав рабочего тела	Постоянный	Изменяется при сгорании	Хим.состав свежего заряда и продуктов сгорания - разный .
3	Теплоемкости и показатели политроп (адиабат)	Постоянны	Зависят от температуры и хим. состава рабочего тела	Зависят от температуры рабочего тела
4	Процессы: - Сжатие и расширение - Сгорание Впуск и Выпуск	Адиабатные Заменено подводом теплоты, тепловые потери не учитываются. Заменены отводом теплоты	Политропные с переменными значениями их показателей: n_1 и n_2 Сгорание Выпуск и впуск	Политропное, но с n_1 и $n_2 \approx \text{const} - n_2$ за процесс Заменено подводом теплоты, потери в процессе сгорания учитываются частично. При - постоянном давлении
5	Начало и конец процессов рабочего цикла	В ВМТ и НМТ.	Не совпадают с мертвыми точками.	В ВМТ и НМТ

4.2.5 В связи с тем, что при изучении теории рабочего цикла моделируются диаграммы расчетных циклов, целесообразно рассмотреть общие черты и основные различия действительного и расчетного циклов путем наложения их.

Цикл 4-х тактного бензинового (или газового) ДВС приведен на (рисунке 1, а границы процессов в таблице 2), а 4-х тактного дизеля соответственно на рисунке 2 и в таблице 3.

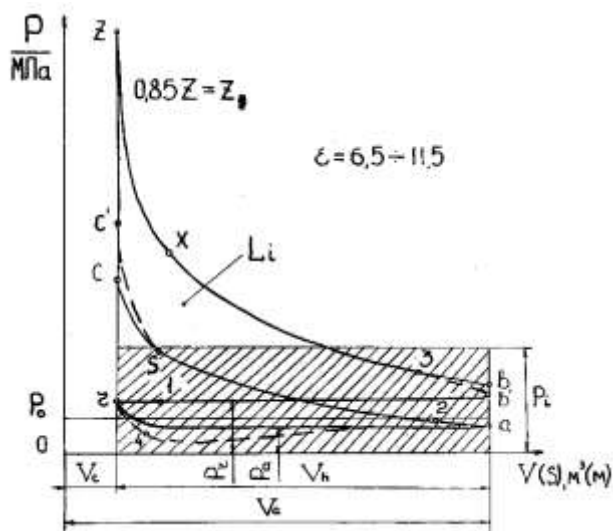


Рисунок 1 Цикл четырехтактного бензинового (газового) ДВС

Таблица 2 Границы процессов

Процесс	Индикаторная диаграмма	Расчетный цикл
Впуск	1 - r - 4 - a - 2	r - A
Сжатие	2 - S	a - 2 - 5 - c
Сгорание	S - C' - Z ₈ - x	c - c' - x
Расширение	x - 3	z - x - 3 - в
Выпуск	3 - в - 1 - r - 4	в - 1 - r

Участок 1 - r - 4 называется перекрытием клапанов - оба клапана (впускной и выпускной) открыты. В двигателях без наддува оно равно 20-40⁰ п.к.в., с наддувом - больше.

Цикл 4-х тактного дизеля приведен на рисунке 2, а границы процессов в таблице 3

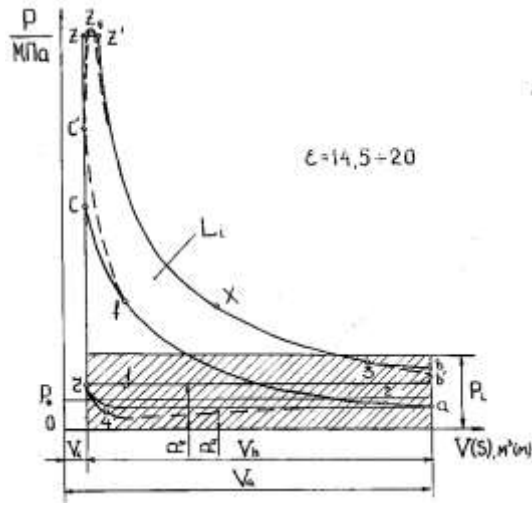


Рисунок 2 Цикл четырехтактного дизеля без наддува

Таблица 3 Границы процессов

Процесс	Индикаторная диаграмма	Расчетный цикл
Впуск	1- r - 4 - a - 2	г - а
Сжатие	2 - f	а - 2 - 5 - с
Сгорание	f - z _{max} - x	с - с' - z' - z
Расширение	x - 3	z - x - 3 - в
Выпуск	3 - 1 - r - 4	в - 1 - г

5 РАБОЧИЕ ТЕЛА ДВС И ИХ СВОЙСТВА

5.1 Методические указания к теме:

Цель изложенной темы:

- 1) научить определять количество исходных продуктов (свежего заряда) и продуктов сгорания в ДВС, необходимых для расчета рабочего цикла;
- 2) ввести ряд важных понятий и показателей, необходимых для оценки рабочего цикла;

5.2 Рабочим телом называется вещество, с помощью которого тепловая энергия, полученная при сгорании топлива в цилиндре, преобразуется в механическую работу.

Рабочим телом в ДВС являются: топливо, воздух и продукты сгорания.

Для выполнения теплового расчета ДВС необходимо знать состав топлива, воздуха и продуктов сгорания.

5.3 В настоящее время практически во всех странах мира (кроме Южно-африканской республики и Бразилии) в качестве основного топлива для автомобильных ДВС используют продукты перегонки нефти (бензин и дизельное топливо) и природный газ.

Вместе с тем, запасы нефти и газа в мире ограничены: в Украине своих залежей нефти < 10%, а газа - < 25% от потребного количества.

Следует также учитывать, что нефть и газ:

- крайне необходимы ряду других важных отраслей хозяйства страны (медицине, парфюмерии, пищевой промышленности и др.);

- на добычу единицы топлива с каждым годом приходится увеличивать затраты средств, т.е. она обходится все дороже.

Поэтому в настоящее время в стране осуществляется перестройка энергетического комплекса в направлении оптимизации его использования.

5.4 Жидкие моторные топлива представляют собой - смесь алканов (парафинов) - метан, бутан и др.; цикланов (нафтен) - циклогексан и др.; ароматиков - бензол и др. В небольших количествах содержатся также S, O₂, N₂.

Основное топливо бензиновых двигателей - бензины марок А-76, АИ-93, 95, 98; дизелей - дизельное топливо, Д, З(-30⁰), А, ДС; газовых двигателей - естественные (природные, нефтепромысловые) и искусственные (доменные, водяные, генераторные и др.) газы. Последние подразделяются на высококалорийные, теплота сгорания - до 50 МДж/м³, среднекалорийные - до 30 МДж/м³ и низкокалорийные до 20 МДж/м³. На автомобильном транспорте могут применяться в сжатом и сжиженном состоянии.

5.5 Теплота сгорания - количество теплоты, выделяемое при полном сгорании единицы топлива (кмоль, м³, кг).

Киломоль (кмоль) - количество кг газа, равное его молекулярной массе (M_C = 12 кг/кмоль, M_{H₂} = 4 кг/кмоль; M_{CO₂} = 44 кг/кмоль и т.д.)

Различают:

а) теплоту сгорания при постоянном давлении Н_p и объеме Н_v. Практическое значение в ДВС имеет Н_p (выпуск отработавших газов (ОГ) в атмосферу).

Для нефтяных топлив Н_p < Н_v на 0,2%;

б) высшую Н_о и низшую Н_и. В ДВС используется Н_и, т.к. не может быть использована скрытая теплота парообразования из-за высокой температуры ОГ при выпуске

$$H_{и} = H_{о} - r \cdot (9H + W), \quad \text{МДж/кг}$$

где: r - скрытая теплота парообразования; 1 кг воды;

9H - количество влаги в 1 кг топлива;

W - количество водяного пара, образующегося при сгорании Н кг водорода, содержащегося в 1 кг топлива.

5.6 Элементарный состав:

- жидкого топлива

$$C + H + O_T = 1 \quad \text{кг (м}^3, \text{ кмоль)}$$

- газового топлива

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1 \quad \text{кмоль}$$

В таблице 4 приведен элементарный состав бензина, дизельного и газового топлива, а также их средняя молекулярная масса и низшая теплота сгорания.

Таблица 4 Характеристики топлив

Топливо	С	Н	O _T	μ _T кг/моль	H _и МДж/кг
1	2	3	4	5	6
Бензин	0,855	0,145	0	110-120	44,0
Диз. топливо	0,870	0,126	0,004	180-200	42,5
Газовое	0,92-0,98				35-38 МДж/м

где μ_T - молекулярная масса 1 кмоль топлива, кг/кмоль;

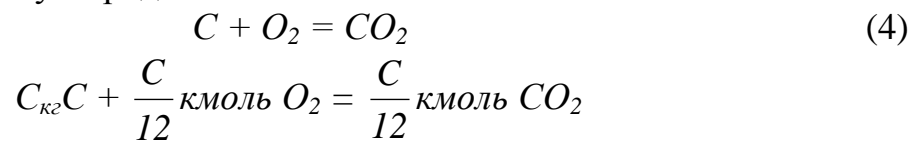
5.7 Реакции сгорания жидких и газовых топлив. Горючими элементами в топливе являются углерод С и водород Н. Кислород O_T нежелателен в топливе и является балластом.

Расчет ведем в кмоль/кг т для жидкого топлива и в кмоль/кмоль т для газового.

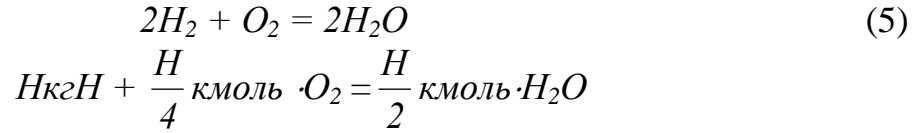
Все газообразные вещества (O₂, CO₂, H₂O, CO) измеряются в кмольях.

Жидкие топлива.

а) Полное сгорание углерода:

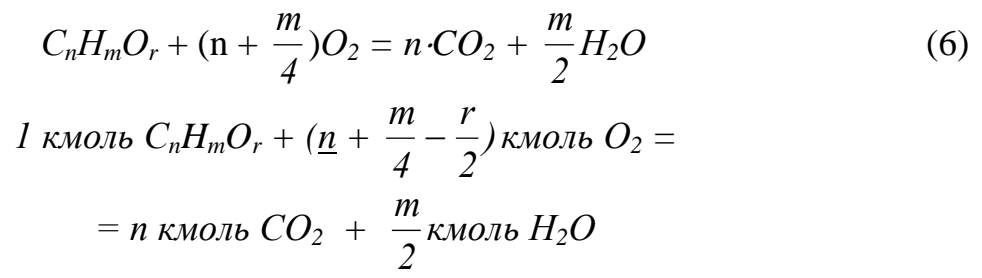


Полное сгорание водорода:



б) Неполное сгорание углерода: (при недостатке кислорода часть Н не вступает в реакцию окисления, а часть С окисляется лишь до СО)

Газовые топлива (α ≥ 1)



Подчеркнутые коэффициенты будут использованы ниже при выводе формул для L₀, M₁ и M₂.

5.8 Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива или 1 кмолья газового топлива, L₀ кмоль воздуха/кг топлива (кмоль возд/кг т)

Технический состав воздуха по объему: 0,21-O₂ и 0,79-N₂

Сложив коэффициенты $\frac{C}{12}$ и $\frac{H}{4}$ из уравнений (4) и (5) и вычтя кислород, содержащийся в самом топливе, получим следующую зависимость для L_0 :

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) \text{ кмоль возд/кг т} \quad (7)$$

Для бензинов и дизельного топлива

$L_0 \sim 0,5$ кмоль воздуха/кг топлива или $l_0 = 14,45 - 14,96$ кг возд/ кг т

Для газового топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r \text{ кмоль возд/кмоль т} \quad (8)$$

5.9 Коэффициент избытка воздуха. Количество свежего свежего заряда в ДВС.

Коэффициентом избытка воздуха называется отношение действительного количества воздуха (L), поступившего в цилиндры ДВС, к теоретически необходимому (L_0) для полного сгорания топлива (L и L_0 отнесены к 1 кг топлива).

$$\alpha = \frac{L}{L_0} \quad (9)$$

α - один из основных показателей рабочего цикла ДВС. Например, чем больше α , тем должны быть большими размеры цилиндра (D и S) при одной и той же подаче топлива (или Ne).

Значение α по разному изменяется в зависимости от нагрузки в дизеле и бензиновых (газовых) ДВС (рисунок 3).

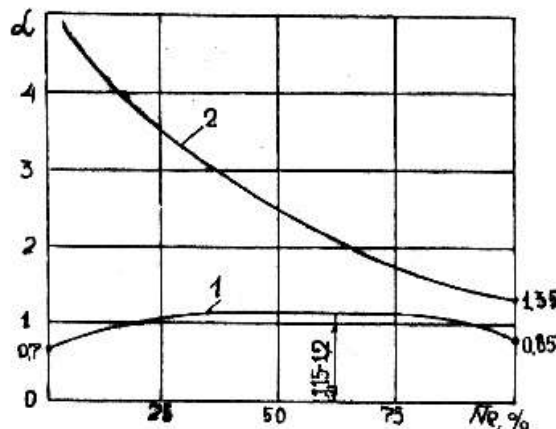


Рисунок 3 Изменение α с нагрузкой: 1 - бензиновый ДВС; 2 - дизель

При $\alpha < 1$ - смесь - богатая;

при $\alpha > 1$ - смесь - бедная;

при $\alpha = 1$ - смесь - стехиометрическая.

В дизеле (рисунок 3) применяется качественное регулирование мощности

(нагрузки), т.к. α изменяется значительно, а в бензиновых ДВС - количественное регулирование мощности, т.к. $\alpha \approx \text{const}$. Обогащение смеси на режимах холостого хода и близкому к номинальному ($> 80\% N_{e \text{ ном}}$) осуществляется для соответственно устойчивой работы ДВС на холостом ходу и получения максимальной мощности.

Количество свежего заряда, приходящегося на кг топлива M_1 , кмоль св. з./кг т.:

В дизеле (чистый воздух) - $M_1 = \alpha \cdot L_0$, кмоль св. зар./кг т.

В бензиновых ДВС (смесь паров бензина с воздухом)

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{I}{\mu_T} \quad \text{кмоль св.зар./кг т} \quad (10)$$

В газовых ДВС:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + I \quad \text{кмоль газа/кмоль т} \quad (11)$$

5.10 Состав и количество продуктов сгорания M_2 , кмоль п.сг/кг т.

5.10.1 Полное сгорание топлива ($\alpha \geq 1$)

Жидкое топливо. В продуктах сгорания содержатся следующие компоненты: CO_2 , H_2O , O_2 (избыточный) и N_2 .

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_n \quad \text{кмоль п.сг/кг т;}$$

С учетом (4,5):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0, \quad \text{кмоль п.сг/кг т;}$$

Окончательно:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot L_0, \quad \text{кмоль п.сг/кг т;} \quad (12)$$

Газовое топливо.

$$M_2 = \Sigma \left(n + \frac{m}{2} \right) \cdot C_n H_m O_r + 0,21(\alpha - 1)L_0 + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2, \quad \text{кмоль п.сг/кг т;} \quad (13)$$

Окончательно:

$$M_2 = \Sigma \left(n + \frac{m}{2} \right) \cdot C_n H_m O_r + (\alpha - 0,21)L_0 + N_2 \quad (14)$$

5.10.2 При неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$)

При недостатке воздуха ($\alpha < 1$) горение топлива (окисление С и Н) происходит не полностью, поэтому образуются продукты неполного сгорания СО, а часть H_2 не вступает в реакцию окисления. Соотношение между числом молей H_2 , не вступившего в реакцию окисления, и числом молей СО, образовавшихся при неполном окислении углерода, выражаются опытной зависимостью:

$$K = \frac{M_{\text{H}_2}}{M_{\text{CO}_2}} \quad (15)$$

где $K \sim 0,3 - 0,50$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль п.сг/кг т}; \quad (16)$$

Для определения числа молей каждого из компонентов продуктов сгорания составляется уравнение объемного баланса для числа молей O_2 при сгорании в котором выражается значение остальных компонентов продуктов сгорания, например, через M_{co} . После преобразований получаются значения для каждого из компонентов в зависимости (16).

5.11 Коэффициенты молекулярного изменения.

Различают теоретический (химический) μ_0 и действительный, μ коэффициенты молекулярного изменения.

Коэффициент μ_0 - это отношение количества молей продуктов сгорания к количеству молей свежего заряда:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (17)$$

Для дизелей (при $\alpha = 1,3-1,7$) $\mu_0 = 1,02-1,06$.

Для бензиновых ДВС (при $\alpha = 0,80-0,95$) $\mu_0 = 1,06-1,16$.

Чем выше μ_0 , тем лучше, т.к. возрастает число молей, участвующих в процессе сгорания, а значит и растет давление газов P .

Учтя число молей остаточных газов, находящихся в цилиндре (M_r), получим действительный коэффициент молекулярного изменения.

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \quad (18)$$

5.12 Теплоемкость свежего заряда и продуктов сгорания.

В теории ДВС используется мольная средняя теплоемкость газа при $P = const - \mu \cdot C_{pm}$ или $V = const - \mu \cdot C_{vm}$

Теплоемкость свежего заряда в ДВС принимаем равной теплоемкости воздуха (для дизеля это точно, для бензиновых ДВС - приближенно, т.к. не учитываются пары бензина).

Теплоемкость продуктов сгорания определяется как теплоемкости газовых смесей.

Вопросы для самоконтроля.

1. Что обусловило разработку ДВС как силового агрегата?
2. Когда и кем были созданы первые ДВС: с воспламенением от искры? с воспламенением от сжатия?
3. По каким признакам рабочего цикла и как классифицируются автомобильные двигатели?
4. Что называется рабочим циклом ДВС? Приведите основные понятия, связанные с рабочим циклом ДВС (такт, V_c , V_h , ϵ и др.).
5. Назовите основные виды циклов ДВС и определите назначение каждого из

них.

6. Что называется коэффициентом избытка воздуха? Как рабочие смеси подразделяются по коэффициенту избытка воздуха?

7. Из каких компонентов состоят рабочие смеси и продукты сгорания в дизеле? Бензиновом и газовом двигателях?

8. Как изменяются объемы смеси при сгорании жидкого и газового топлив? Какими показателями учитывается это изменение?

9. Что называется теплотой сгорания топлива? Различия между высшей и низшей теплотой сгорания? Почему при расчетах рабочего цикла ДВС используется низшая теплота сгорания?

10. Как определяются в ДВС теплостойкости свежего заряда и продуктов сгорания?

Лекция 2. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ПОРШНЕВОГО ДВС

Методические указания к теме.

1) Будем изучать рабочие процессы в 4-х тактном ДВС. Для 2-х тактных укажем лишь принципиальные особенности протекания отдельных процессов.

2) Цель изучения рабочих процессов в автомобильных ДВС.

- уяснение физической сущности процессов, явлений, протекающих в цилиндре двигателя;

- построение диаграммы расчетного цикла, которая необходима для:

а) оценки выходных показателей работы ДВС;

б) динамического расчета ДВС;

в) расчета систем, механизмов, деталей ДВС.

3) Тепловой расчет будет моделироваться по методу проф. Гриневецкого для ДВС без наддува. На особенности расчета ДВС с наддувом будет указываться в конце соответствующих разделов.

4) Рассчитать процесс рабочего цикла - значит определить значения параметров, определяющих состояние рабочего тела в процессе, и обобщенных параметров, принятых для характеристики процесса.

ПЛАН

1 Процесс впуска (наполнения).

2 Процесс сжатия.

3 Процессы смесеобразования и сгорания.

4 Процесс расширения.

5 Процесс выпуска.

6 Показатели рабочего цикла и работы ДВС.

7 Понятие о тепловом балансе

1. Процесс впуска (наполнения)

1.1. Общие положения.

Для осуществления рабочего цикла в ДВС необходимо удалить из цилиндра продукты сгорания и ввести в него свежий заряд. Оба эти процесса называются газообменом, протекают в значительной степени одновременно, вследствие чего анализ процесса впуска следует вести с учетом параметров выпуска.

Предположим, что в конце впуска свежий заряд занимает объем V_h , а его параметры равны P_0 и T_0 . Тогда в цилиндре помещается заряд:

$$M_h = \frac{P_0 \cdot V_h}{8314 \cdot T_0} \text{ [кмоль/цикл]} \quad (19)$$

где: 8314 - универсальная газовая постоянная, Дж/кмольК; V_h , в м^3 ; P_0 , в Па; T_0 , в К.

Этот заряд называется потенциальным.

Действительный заряд в конце впуска

$$M_{cm} = M_f \cdot B \text{ [кмоль/цикл]} \quad (20)$$

где: B (кг/цикл) - цикловая подача топлива;

$$M_{cm} \neq M_h$$

Зависимость между ними оценивается обобщенным показателем, называемым коэффициентом наполнения.

$$\eta_v = \frac{M_{cm}}{M_h} \quad (21)$$

Коэффициент наполнения - это отношение числа молей действительного заряда, поступившего в цилиндр (свежей смеси M_{cm}), к числу молей потенциального заряда.

Определение η_v - одна из основных задач расчета рабочего цикла. Всегда необходимо стремиться к увеличению η_v , т.к. это позволит:

- а) уменьшить D при заданной N_e ;
- б) повысить N_e при $D = \text{const}$.

Величину M_{cm} уменьшают по сравнению с M_h (рисунок 4):

- а) потери давления ΔP_a из-за гидравлических потерь при впуске;
- б) наличие остаточных газов в цилиндре в конце выпуска с давлением P_r , вследствие чего теряется часть хода наполнения ΔS ;
- в) подогрев свежего заряда при наполнении ΔT .

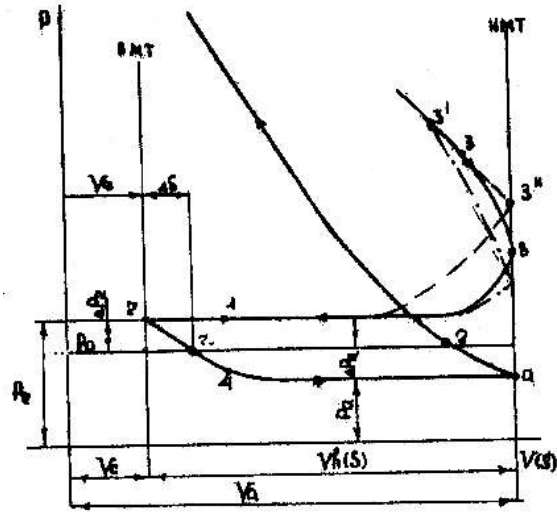


Рисунок 4 Диаграмма процессов газообмена четырехтактного двигателя

Действие перечисленных факторов уменьшает $M_{см}$, вследствие чего в двигателе без наддува $\eta < 1$. Оценить влияние каждого из них на η_v можно при раздельном их рассмотрении. Естественно, что такое рассмотрение условно.

1.2. Основные факторы, влияющие на процесс наполнения.

1.2.1. Давление в цилиндре в конце впуска, P_a , P_a .

Уменьшение $M_{см}$ по сравнению с M_h является следствием потери давления ΔP_a во впускной системе, для определения которой применяется зависимость, полученная из уравнения Я.Бернулли [1, 4].

$$\Delta P_a = C \cdot \frac{W_{вп}^2}{2} \cdot \rho_g, \quad \text{Па} \quad (22)$$

где: C - коэффициент, учитывающий затухание скорости в цилиндре и сопротивление впускной системы, $C = 2,5-4$;

$W_{вп}$ - средняя за впуск скорость заряда при полностью открытом клапане;

$W_{вп} = 50-150$ м/с [1-4].

$$P_a = P_0 - \Delta P_a \quad (23)$$

1.2.2. Остаточные газы.

В ВМТ остаточные газы занимают объем $V_r = V_c$ с параметрами P_r и T_r .

На P_r основное влияние оказывает n , мин⁻¹, при увеличении n , P_c растет из-за увеличивающихся потерь на впуске.

На T_r влияют: α , D , n

Количество остаточных газов в конце впуска

$$M_r = \frac{P_r \cdot V_c}{8314 \cdot T_r}, \quad \text{кмоль/цикл} \quad (24)$$

или при оценке, обобщенным показателем

$$\gamma = \frac{M_r}{M_{см}}$$

где: γ - коэффициент остаточных газов, равен отношению количества молей остаточных газов к количеству молей свежего заряда.

$$\gamma = \frac{M_r}{M_{см}} = \frac{P_r \cdot V_c}{8314 \cdot T_r} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{8314 T_0}{P_0 V_h} = \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{P_r T_0}{P_0 T_r} \cdot \frac{V_c}{V_h};$$

Тогда

$$\gamma = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v} \cdot \frac{P_r}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_r}; \quad (25)$$

где $\frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{V_c}{V_r};$

1.2.3. Температура подогрева заряда.

Свежий заряд при движении во впускной системе и внутри цилиндра подогревается на $\Delta T_{см}$. Поступив в цилиндр, он теряет скорость, а кинетическая энергия превращается в теплоту $\Delta T_{кин}$. Тогда суммарный подогрев ΔT , К

$$\Delta T = \Delta T_{см} + \Delta T_{кин}, \quad (26)$$

Расчет ΔT затруднен из-за отсутствия точных данных по $\Delta T_{ст}$ и $\Delta T_{кин}$.

Поэтому обычно ΔT принимают по опытным данным

У бензиновых ДВС ΔT меньше, т.к. часть теплоты от подогрева заряда расходуется на испарение топлива при впуске.

1.2.4. Температура конца впуска, T_a , К.

В двигателе влияние рассмотренных факторов на процесс впуска проявляется одновременно. В конце впуска $T_a < T_0$.

Температура в конце впуска, T_a определяется из баланса энтальпий:

$$I_a = I_{см} + I_r$$

После подстановки в уравнение значений энтальпий и несложных преобразований, получается

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma}, \quad \text{К} \quad (27)$$

1.2.5. Зависимость для определения коэффициента наполнения.

1) Величина η_v как для дизелей, так и для бензиновых двигателей определяется по воздуху (погрешность при этом для последних невелика).

2) Проф. В.И.Гриневецкий в разработанном тепловом расчете задавался η_v . Проф. Е.К.Мазинг, принимая во внимание важность этого показателя, получил зависимость для его определения, задаваясь параметрами остаточных газов, P_r и T_r .

3) Как и $T_a - \eta_v$ находится из уравнения баланса энтальпии при тех же допущениях. Тогда, после преобразования получается:

$$\eta_v = \frac{I}{P_0(\varepsilon - \rho)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} [\varepsilon \cdot p_a - p_r] \quad (28)$$

Значения параметров газообмена приведены в таблице 5.

Таблица 5 Значения параметров газообмена

Параметры	Четырехтактные ДВС		Дизели		
	Карбюраторные двигатели	газовые двигатели	Четырехтактные		двухтактные с прямооточной клапанно-щелевой продувкой
			без наддува	с наддувом	
Давление конца выпуска P_r , МПа	0,102-0,120	0,102-0,120	0,105-0,125	(0,8-0,95) P_k^*	0,105-0,120
Температура конца выпуска T_r , К	900-1000	750-950	600-900	600-900	600-900
Коэффициент остаточных газов γ	0,06-0,08	0,06-0,08	0,03-0,06	0,03-0,06	0,04-0,10
Давление конца впуска P_a , МПа	0,08-0,09	0,09-0,09	0,08-0,09	(0,9-0,96) P_k^*	(0,85-1,05) P_k^*
Температура конца впуска T_a , К	320-380	350-400	310-350	320-400	320-400

Продолжение таблицы 5

Подогрев заряда ΔT , К	0-25	0-20	20-40	0-10	5-10
Коэффициент наполнения η_v	0,75-0,8	0,75-0,8	0,8-0,9	0,8-0,95	0,75-0,85**

* При давлениях наддува $P_k \leq 0,2$ МПа и без промежуточного охлаждения воздуха.

** Значения отнесены к полному объему цилиндра.

1.2.6. Порядок расчета процесса впуска по методу проф. В.И. Гриневецкого.

Цель расчета: определение P_a , T_a , V_a и η_v .

1) Обоснованно выбираются C , $W_{вп}$, ΔT , P_r , T_r для конкретного двигателя.

2) Определяется ΔP_a по (22).

3) Определяется P_a по (23).

4) Определяется η_v по (28).

5) Определяется γ по (25).

6) Определяется T_a по (27).

В настоящее время разработаны уточненные методы расчета процесса наполнения (методы проф. Глаголева Н.М., Ховаха М.С., Ленина И.М.), учитывающие влияние конструктивных (D , S , ε , $\mu_{кл}$ и др.) и эксплуатационных (n , N_e , и др.) факторов и параметров.

1.2.7. Влияние режима работы двигателя на величину η_v .

Задача - оценить влияние на η_v режима работы ДВС (n , мин^{-1} , $\overline{N_e}$),

учитывая, что $\eta_v = f(\gamma, \Delta P_a, \Delta T)$

а) Влияние n , мин^{-1}

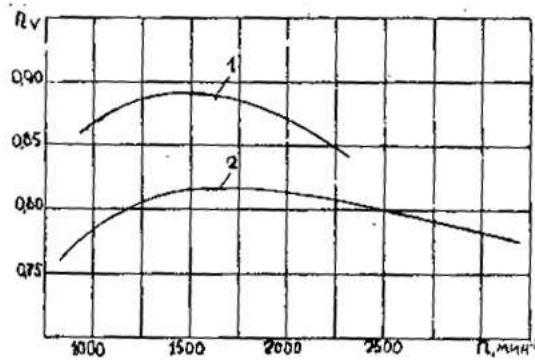


Рисунок 5 Зависимость η_v от n , мин^{-1} : 1- дизель; 2 - бензиновый (газовый) ДВС

б) Влияние $\overline{N_e}$

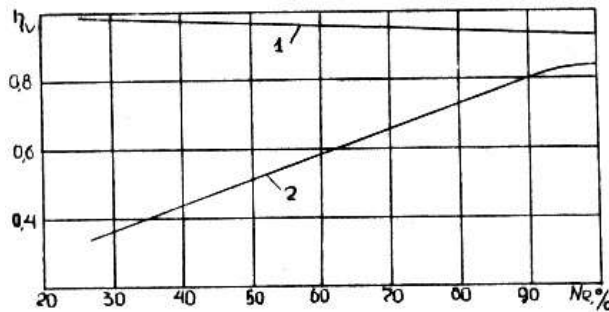


Рисунок 6 Зависимость η_v от нагрузки ($n = \text{const}$); ($\overline{N_e} = \frac{N_{ei}}{N_{eH}}$); остальные

обозначения те же, что и на рисунке 5.

Из рисунка 5 видно, что кривые изменения коэффициента η_v имеют оптимум, отклонение от которого по n в обе стороны приводит к уменьшению η_v . Положение оптимума η_v зависит от фаз газораспределения, которые выбирают таким образом, чтобы обеспечить максимум η_v на режимах, соответствующих максимальному крутящему моменту.

При уменьшении n от значения, соответствующего $\eta_{v\text{опт}}$, его величина уменьшается из-за утечек заряда обратно во впускную систему на участке а-2 (рисунок 4), в картер, ухудшения смесеобразования, увеличения потерь теплоты в систему охлаждения. При увеличении же n значение η_v уменьшается из-за увеличения гидравлических потерь, а значит и γ .

Из рисунка 6 видно, что кривые $\eta_v = f(\overline{N}_e)$ различаются не только количественно, но и качественно, что объясняется способом регулирования мощности.

1.2.8. Пути повышения η_v .

- 1) Уменьшением гидравлического сопротивления впускного тракта, а именно:
 - воздухоочистителя (резерв 5-10%);
 - карбюратора (резерв 5-15%) или смесителя газовой смеси;
 - впускного коллектора и впускного канала в головке цилиндра.
- 2) Увеличением проходных сечений впускного клапана (на клапан приходится до 80% потерь), за счет применения 3-х и 4-х клапанных головок цилиндров.
- 3) Выбором формы КС.
- 4) Уменьшением ΔT , особенно в дизеле (например, разносом впускного и выпускного коллекторов по обе стороны ДВС).
- 5) Уменьшением S/D при $V_a = \text{const}$. В этом случае можно увеличить $d_{\text{кл}}$ в связи с увеличением D , но при этом труднее организовать рабочий процесс, особенно в дизеле, и предотвратить повышение токсичности ОГ.

1.2.9. Наддув автомобильных ДВС.

Наддув состоит в том, что воздух или горючая смесь подается в цилиндр под давлением $p_k > p_0$. Этим увеличивается массовое наполнение цилиндра $G_{\text{см}}$ и, следовательно, открывается возможность для увеличения при том же, что и без наддува α , подачи топлива G_T , а значит и увеличения N_e . Применением наддува можно увеличить N_e до 50%.

При наддуве возрастает теплонапряженность ДВС, которая является ограничивающим фактором при выборе величины степени наддува $\pi_k = \frac{p_k}{p_0}$ в дизелях. С учетом допустимой величины теплонапряженности в дизелях с наддувом устанавливается также необходимый коэффициент избытка воздуха α . В бензиновых и газовых ДВС наддув применяется сравнительно редко из-за опасности появления детонационного сгорания. Однако, в последнее время при использовании электронного (микропроцессорного) управления рабочим циклом, наддув находит все большее применение и в этих ДВС.

Для снижения температуры свежего заряда и повышения его плотности при высоких значениях π_k применяют промежуточное охлаждение наддувочного воздуха, благодаря чему увеличивается массовое наполнение цилиндра свежим зарядом, уменьшаются потери теплоты в систему охлаждения ДВС, что открывает возможность для уменьшения α , повышения N_e и КПД цикла, а значит и топливной экономичности двигателя.

В автомобильных ДВС наибольшее применение получили системы газотурбинного наддува с использованием турбокомпрессора, обеспечивающие π_k до 2,5, и с применением промежуточного охлаждения наддувочного воздуха (при $\pi_k > 2$) в жидкостно-воздушном охладителе. Схема такого комбинированного ДВС приведена на рисунке 7; там же представлена диаграмма газообмена в двигателе с газотурбинным наддувом (б).

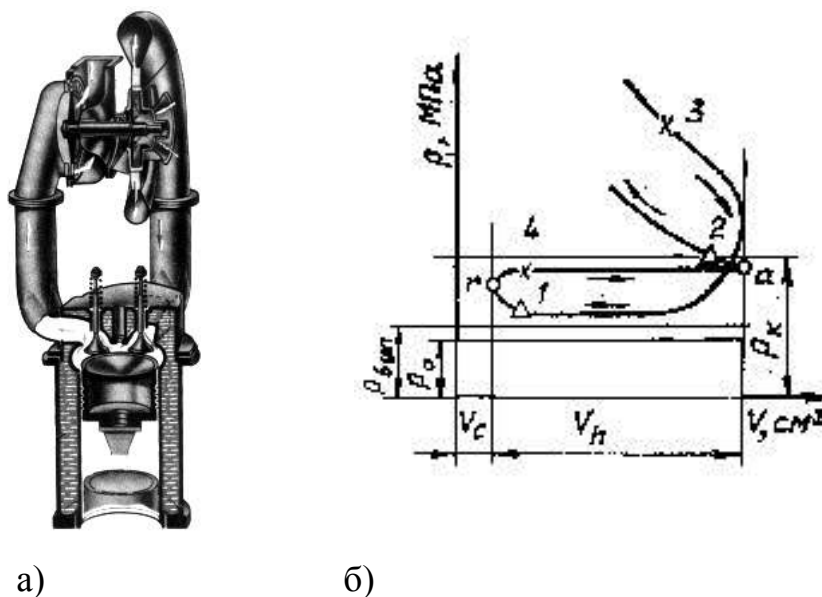


Рисунок 7 - Схема комбинированного ДВС (а) и диаграмма газообмена (б) при наддуве

Особенности расчета газообмена в ДВС с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха производится по приведенным ранее зависимостям (23;25;27;28), в которых P_0 и T_0 заменяются соответственно на давление и температуру после компрессора и охладителя, P_k и T_k . При вычислении величины ΔT учитывают повышение температуры свежего заряда в компрессоре ΔT_k и понижение ее в охладителе наддувочного воздуха $\Delta T_{охл}$. Тогда

$$\Delta T = \Delta T_k - \Delta T_{охл} + \Delta T_{ст} + \Delta T_{кин} \quad (29)$$

где

$$\Delta T_k = T_0 \left[\pi_k^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], K; \quad m = 1,6-1,8.$$

В связи с дополнительным подогревом заряда при трении его о лопатки компрессора показатель политропы сжатия в компрессоре m больше показателя адиабаты K .

При выборе $\Delta T_{охл}$ учитывается тип охладителя, его конструкция, допустимые масса, стоимость изготовления и др. Обычно после теплообменника превышение температуры над T_0 принимается равным $\Delta = 25 - 50$ К.

$$\Delta T_{охл} = T_k - T_{охл} = T_k - (T_0 + \Delta) \quad (30)$$

В современных ДВС для увеличения η_v и уменьшения γ стремятся использовать инерционные (динамические, акустические) наддув и очистку цилиндра от ОГ, в основу которых положены колебательные процессы, сопровождающие впуск и выпуск. Этот вид наддува (очистки) наиболее экономичен и технически прост. Однако, впускную (выпускную) системы можно настроить лишь на отдельные эксплуатационные режимы, при этом настройка не всегда конструктивно проста и устойчива.

1.2.10 Особенности газообмена в двухтактных ДВС

В двухтактных ДВС в конце расширения (за 40-50 ° п.к.в. до НМТ) при давлении в цилиндре 0,3 - 0,5 МПа открывается впускной клапан (или выпускные окна) (рисунок 8, точка 3) и начинается свободный выпуск ОГ. В точке 1 начинают открываться продувочные окна и через них под давлением P_k в цилиндр поступает свежий заряд (процесс наполнения), вытесняющий продукты сгорания (принудительный выпуск). Процесс выпуска заканчивается в точке 2, а продувочные окна закрываются в точке 4. Участок $\overline{1-2}$ называется продувкой, а $\overline{4-2}$ - дозарядкой.

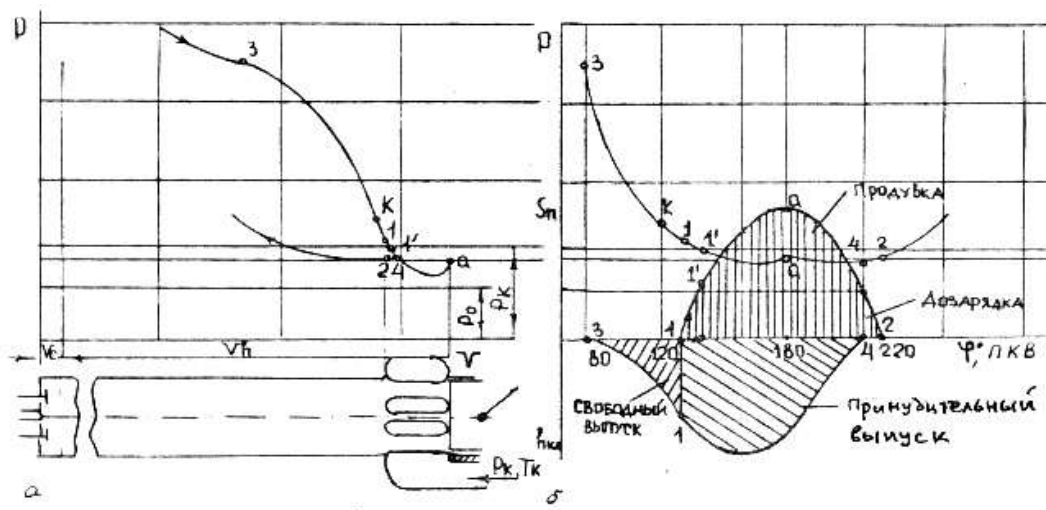


Рисунок 8 - Газообмен в двухтактном дизеле с прямоточной клапанно - щелевой продувкой (а - схема ДВС и диаграмма газообмена; б - диаграмма проходных сечений выпускных клапанов и продувочных окон).

В процессе продувки свежий заряд смешивается с ОГ и часть его удаляется с ними. Отношение количества свежего заряда, введенного в цилиндр за период продувки M_s , к количеству свежего заряда, оставшегося в цилиндре после продувки, называется коэффициентом избытка продувочного воздуха:

$$\varphi_k = \frac{M_s}{M_{cm}}, \quad (31)$$

где M_s - общее количество молей заряда, поступившего в цилиндр;

M_{cm} - количество молей заряда, находящегося в цилиндре к началу сжатия (точка2).

Качество продувки оценивается коэффициентом полезного действия продувки:

$$\eta_s = \frac{M_{cm}}{M_{cm} + M_r} = \frac{1}{1 + \gamma}, \quad (32)$$

Существенное увеличение коэффициента продувки до значений $\eta_s = 0,94...0,95$ для двигателя с клапанно - щелевой продувкой наблюдается лишь до $\varphi_k = 1,5...1,7$ [1,2]. При этом следует учитывать, что чем выше φ_k , тем больше затраты мощности двигателя на продувку.

2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ.

2.1. Общие положения.

1) В дизелях сжатие - способ воспламенения горючей смеси.

2) В бензиновых и газовых ДВС сжатие не является принципиально необходимым процессом, но осуществление его полезно в 4-х тактных ДВС в связи со следующим:

- необходимо возвратить поршень в ВМТ для осуществления следующего хода - расширения;

- при сжатии увеличивается температура T , что раздвигает температурный интервал процесса расширения, увеличивая термодинамический КПД цикла;

- повышение P_c и T_c в конце сжатия создает условия, необходимые для сгорания смеси вблизи ВМТ, что улучшает теплоиспользование, повышает КПД цикла.

3) В зависимости от типа смесеобразования (внутреннее или внешнее) требования к величине ε различны.

Бензиновые или газовые ДВС, сжимается топливо-воздушная смесь. Величина ε ограничивается условиями бездетонационного сгорания.

ДИЗЕЛЬ, сжимается воздух. Величина ε должна обеспечить получение в конце сжатия устойчивого воспламенения заряда, для чего его температура должна быть выше на 150 - 200 °С температуры самовоспламенения дизельного топлива ($t_s \sim 350, ^\circ\text{C}$).

2.2. Теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра в процессе сжатия.

Процесс сжатия сопровождается изменением направления теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра (рисунок 9):

- участок I - температура рабочего тела повышается как вследствие сжатия, так и в результате подвода теплоты от стенок (+Q), показатель политропы сжатия $n_1 > \kappa$;

- точка d, квазиadiaбатный процесс, $n_1 = \kappa$;
- участок II - рабочее тело отдает часть теплоты в стенки цилиндра, $n_1 < \kappa$.

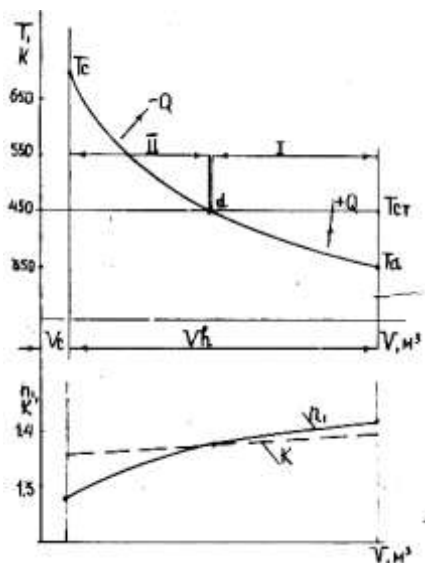


Рисунок 9 Теплообмен при сжатии

Из рисунка 9 видно, что при сжатии: $\kappa = 1,36 - 1,4$, а $n_1 = 1,28 - 1,42$

В бензиновых ДВС среднее значение n_1 больше, чем у дизеля, из-за наличия паров бензина и большего γ .

При моделировании процесса сжатия использование переменных значений показателя n_1 в расчетном цикле затруднено. Поэтому для каждого конкретного двигателя выбирается постоянный средний показатель n_1 .

При выборе среднего значения n_1 для расчета процесса сжатия в конкретном двигателе необходимо учитывать, что основными факторами, влияющими на его значение, являются интенсивность охлаждения камеры сжатия, размеры цилиндра и частота вращения коленчатого вала. Оценка влияния перечисленных и др. факторов на величину n_1 приведена в [1,2,4].

2.3. Расчет процесса сжатия.

Цель расчета - определение P_c и T_c .

Допущения при расчете сжатия:

- сжатие - политропное, но с постоянным, средним за процесс значением n_1 ;
- утечек рабочего тела нет;
- топливо при сжатии не испаряется;
- процесс протекает от НМТ до ВМТ.

Тогда:

$$\begin{cases} P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \\ T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \end{cases} \quad (33)$$

Пределы изменения параметров и показателей процесса сжатия приведены в таблице 6.

Таблица 6 Параметры и показатели сжатия

Тип ДВС	ϵ	P_c , МПа	T_c , К	n_1
Дизель	14,5-21	3,5-5,0	700-900	1,33-1,37
Бензиновый	6-11	0,9-1,5	550-750	1,36-1,39
Газовый	7-12	1,2-2,0	650-750	1,37-1,39

3. ПРОЦЕССЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ

3.1. Процесс смесеобразования.

Предшествует процессу сгорания, полнота и скорость которого определяется не только общим соотношением количества топлива и воздуха в смеси, но и однородностью смеси, скоростью, местом и временем ее образования. В бензиновых и газовых двигателях смесеобразование преимущественно внешнее, в дизелях - внутреннее, в газодизелях - комбинированное. Закономерности, лежащие в основе перечисленных типов смесеобразования, различные.

3.1.1. Смесеобразование в бензиновых и газовых двигателях.

Смесеобразование у этих двигателей включает в себя комплекс взаимосвязанных процессов: дозирование топлива и воздуха, распыливание, испарение топлива (в бензиновых двигателях) и перемешивание его с воздухом.

В бензиновых двигателях образование однородной горючей топливо - воздушной смеси затрудняют различные агрегатные состояния компонентов. Поэтому диффузионным процессам смешения паров топлива и воздуха должны предшествовать процессы распыливания и испарения жидкого топлива.

В газовых двигателях компоненты горючей смеси смешиваются в результате молекулярной диффузии одного газа в другой, для интенсификации которых во впускной системе повышают температуру (подогрев) компонентов, увеличивают поверхность смешения, турбулизируют заряд, способствуя перемешиванию не только отдельных молекул, но и объемов компонентов и др.

3.1.2. Смесеобразование в дизелях.

Смесеобразование в дизелях начинается в момент начала впрыскивания топлива и заканчивается с окончанием его горения.

Процессы смесеобразования в дизелях включают в себя впрыскивание и распыливание топлива, распределение его по объему камеры сгорания, нагрев, испарение топлива, смешивание паров топлива с воздухом. Поэтому качество смесеобразования определяется не только характеристиками перечисленных

процессов, но и их оптимальным сочетанием. Основную роль при этом играет тип камеры сгорания, определяющий способ смесеобразования.

В современных автомобильных дизелях применяются камеры сгорания разделенные (вихревые и предкамеры (рисунок 10)), неразделенные (однополостные) в поршне, обеспечивающие объемный способ смесеобразования, и полуразделенные, в которых организуются пленочный и объемно-пленочный способы смесеобразования (рисунок 11).

Смесеобразование в разделенных камерах сгорания

Разделенные камеры сгорания состоят из основной и вспомогательной полостей, соединенных горловиной. Разделение увеличивает энергию движущегося в камере сгорания воздушного заряда и улучшает смесеобразование.

Основные преимущества дизелей с этими камерами:

- высококачественное сгорание (без дымления) при сравнительно малом коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,2...1,25$;
- мягкое сгорание, а следовательно, надежная и плавная работа дизеля;
- сравнительно малая токсичность отработавших газов (вследствие качественного сгорания);
- относительно низкие требования к топливной аппаратуре, так как функции смесеобразования в основном выполняет движущийся воздушный заряд.

Эти преимущества в последнее время вновь привлекли внимание автомобилестроителей к этим дизелям.

Недостатки дизелей с разделенными камерами сгорания:

- худшая топливная экономичность вследствие больших потерь на перетекание заряда из камеры в камеру и в систему охлаждения;
- худший запуск.

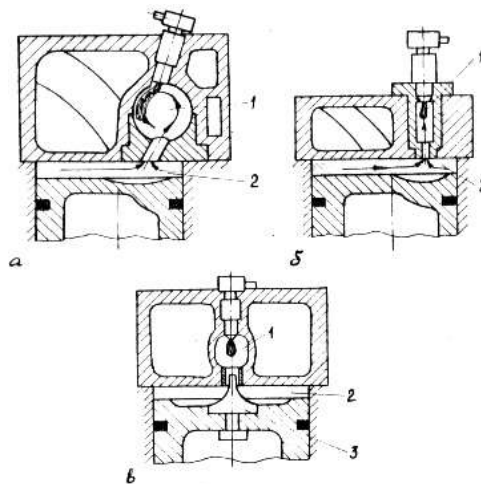


Рисунок 10 Типы разделенных камер сгорания: 1 - вихревая (а), предкамера (б и в); 2 - основная КС; 3 - штифт.

Смесеобразование в неразделенных камерах сгорания

Неразделенные камеры сгорания получили наибольшее распространение на дизелях для грузовых автомобилей - особенно с большим диаметром цилиндра, $D \geq 100$ мм. Их основные преимущества: возможность обеспечения наивысшей топливной экономичности дизеля при умеренных степенях сжатия, хорошие пусковые качества; простота конструкции. Основные недостатки дизелей с неразделенными камерами: худшее качество смесеобразования на частичных режимах вследствие рассогласования характеристик впрыскивания и направленного движения воздушного заряда; высокая жесткость процесса сгорания; повышенные требования к топливной аппаратуре. В неразделенных камерах сгорания возможна организация нескольких способов смесеобразования.

Объемное смесеобразование

Осуществляется в размещенных в поршне однополостных неглубоких, большого диаметра камерах сгорания ($d_{кв}/D = 0,75...0,85$ рисунок 11а). При этом способе основная часть топлива впрыскивается и распределяется в объеме камеры сгорания.

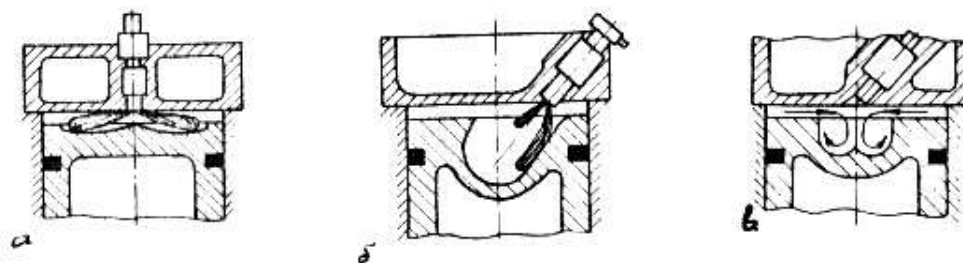


Рисунок 11 Типы неразделенных (а) и полуразделенных (б и в) камер горания

Энергия, затрачиваемая на смесеобразование, складывается из кинетической энергии впрыскивания и распыливания топлива и направленно движущегося воздушного заряда. Поэтому топливная аппаратура должна обеспечить проникновение топливных струй на периферию камеры сгорания, максимально заполнить весь объем, внутри струи обеспечить мелкое и однородное распыливание и равномерное распределение капель топлива. Эти жесткие и противоречивые требования обеспечиваются: дальнобойностью топливных факелов - подбором размеров сопловых отверстий форсунки ($d_c = 0,15...0,25$ мм) и давления впрыскивания (80...100 МПа, а иногда и выше); заполнение объема камеры сгорания топливными факелами - количеством сопловых отверстий ($n_c = 6..10$); мелкость и однородность распыливания - применением высокого давления впрыскивания и сопловых отверстий форсунок малого диаметра и др. Перечисленные требования к топливной аппаратуре усложняют ее конструкцию и снижают надежность в эксплуатации.

Для обеспечения эффективного смесеобразования в цилиндре этих дизелей

создается направленное движение воздушного заряда, согласованное по интенсивности с числом топливных факелов. Его энергия должна быть такой, чтобы за время впрыскивания угол поворота воздушного заряда в цилиндре был равен углу между проекциями осей сопел на плоскость, перпендикулярную к оси цилиндра.

Образование направленного движения заряда в четырехтактных двигателях обычно достигается применением тангенциальных или винтовых впускных каналов, а также за счет эффекта перетекания заряда из объема, расположенного над поршнем.

Теплообмен между воздушным зарядом и топливом, обеспечивающий испарение последнего, происходит преимущественно в объеме факела. Поэтому деформация факелов движущимся зарядом, увеличивающая их объем, улучшает смесеобразование. Смещение паров топлива с воздухом происходит благодаря диффузии.

При оптимальной организации объемного способа смесеобразования обеспечивается максимальная экономичность дизеля. Однако это достигается за счет высокой жесткости работы, усложнения топливной аппаратуры, работы с большими $\alpha > 1,6 - 1,7$, что уменьшает значение эффективной и литровой мощности (N_e и $N_{л}$).

Пленочное смесеобразование

При пленочном смесеобразовании значительная часть топлива (до 90 - 95 %) подается на стенку камеры сгорания, а около стенки организуется движение заряда с такой скоростью, чтобы был обеспечен интенсивный отвод паров топлива от пленки без ее разрушения (рисунок 11б). Направленное движение воздушному заряду обеспечивается во впускных каналах и эффективным вытеснением его из надпоршневого зазора.

Пленочное смесеобразование при среднем коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,3...1,4$ сочетает в себе преимущества разделенных и неразделенных камер сгорания. Вместе с тем, чисто пленочное смесеобразование обладает и недостатками: плохими пусковыми качествами двигателей; невозможностью значительного форсирования дизеля наддувом из-за необходимости повышения температуры поршня; сложностью доводки рабочего процесса; повышенной дымностью при малых нагрузках и рядом других.

Объемно-пленочное смесеобразование

При этом способе на стенки камеры сгорания в поршне сравнительно большого диаметра ($d_{кв}/D = 0,5...0,6$) попадает 40 - 60 % топлива (рисунок 11в) которое вначале существенно уменьшает скорость его испарения, а значит и скорость образования топливоздушной смеси. После начала горения и повышения температуры заряда скорости испарения и смешения резко возрастают, поэтому завершение сгорания по сравнению с объемным способом существенно не

затягивается.

Вследствие применения меньших отношений $d_{кв}/D$ удается существенно снизить требования к топливной аппаратуре, а следовательно повысить ее надежность и долговечность. В этом случае обычно достаточно максимального давления впрыскивания 60...70 МПа, четырех-пяти сопловых отверстий в распылителе сравнительно большого диаметра ($d_p = 0,3...0,45$ мм). Основные недостатки двигателя с этим способом смесеобразования: большая высота головки поршня; высокая тепловая напряженность поршня (особенно кромок горловины камеры сгорания) и головки цилиндров; необходимость работы с большим избытком воздуха из-за малого относительного объема камеры сгорания.

3.1.3. Особенности смесеобразования при наддуве.

При наддуве дизеля возрастает плотность, а нередко и температура заряда в цилиндре. Процессы окисления ускоряются, поэтому возникает необходимость в увеличении пробивной способности топливных факелов. Для этого необходимо увеличить диаметр сопловых отверстий и давление впрыскивания. Продолжительность впрыскивания желательно сохранить неизменной.

3.2. Процессы сгорания

3.2.1. Современные теории рассматривают сгорание в ДВС как цепной, разветвленный, многостадийный процесс, развивающийся к конечному состоянию через ряд простейших промежуточных реакций и сопровождающийся выделением теплоты. Основными активными промежуточными веществами (активными центрами) в процессе реакций являются свободные атомы, радикалы, осколки молекул которые вступают в реакцию с молекулами. Опыт показывает, что энергия активации E , характеризующая активность реагирующих веществ и, следовательно, скорость химических реакций W_p , у свободных атомов и радикалов \sim в 10 раз ниже (т.е. они в 10 раз активнее), чем у валентно насыщенных молекул.

Если для такой реакции складывается благоприятная обстановка (центры не замыкаются друг на друге, не обрываются на стенках и т.п.), то она завершается тепловым взрывом - появлением очага пламени.

3.2.2. Характерной чертой окисления углеводородов является многостадийность, т.е. появление в начале так называемого "холодного пламени" при $T=520-550$ К, со слабым сечением. Окисление в этот период завершается образованием альдегидов, перекисей, спиртов. Перекиси неустойчивы. Распадаясь, образуют активные центры реакций - свободные радикалы, атомы, осколки молекул. В определенной области температур и давлений процесс этот затем переходит к нормальному "горячему пламени" с конечными продуктами - CO_2 и H_2O .

3.3. Сгорание в бензиновых (газовых) ДВС.

При сгорании в бензиновых и газовых двигателях можно выделить ряд характерных процессов: воспламенение, распространение пламени и диссоциацию продуктов сгорания.

3.3.1. Воспламенение.

В двигателе с принудительным зажиганием между электродами свечи образуется токопроводящий канал с $T > 1000$ К. В этом канале образуются первые активные центры, обеспечивающие начало развития разветвленных цепных реакций. Если теплота, выделяющаяся от этих реакций, не успевает в значительной степени отводиться во внешнюю среду, происходит разогрев смеси, резкое увеличение скорости окисления, в результате чего произойдет воспламенение - появится очаг пламени.

3.3.2. Распространение пламени.

а) Ламинарная смесь.

Фронт пламени распространяется путем передачи тепла и диффузии активных центров из зоны горения в свежую смесь.

Скорость перемещения фронта пламени в ламинарной смеси называется нормальной скоростью распространения пламени (I_n). Большое влияние на I_n оказывает α .

Опыт показал, что при сгорании углеводородных топлив наибольшее значение $I_n = 45-55$ см/с имеют обогащенные смеси ($\alpha = 0,85-0,93$). При $I_n < 10$ см/с пламя гаснет из-за значительных относительных потерь тепла из зоны горения. Пределы возможного обогащения и обеднения смеси, выше и ниже которых распространение пламени невозможно, называют верхним ($\alpha_{\text{мин}}$) и нижним ($\alpha_{\text{макс}}$) концентрационными пределами распространения пламени (рисунок 12).

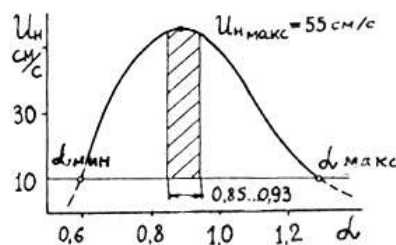


Рисунок 12 Зависимость I_n от α для бензиновых смесей

б) Турбулентная смесь.

В цилиндре ДВС смесь находится в турбулентном состоянии. Турбулентная скорость распространения пламени $I_t \gg I_n$ из-за:

- 1) крупномасштабных пульсаций, скорости которых искривляют и увеличивают поверхность фронта пламени;
- 2) мелкомасштабных пульсаций, которые усиливают теплоотдачу и диффузию

активных центров в самом фронте пламени.

$$I_T = 30 - 40 \text{ м/с.}$$

3.3.3. Диссоциация продуктов сгорания.

При $T > 2000 \text{ К}$ наступает процесс распада конечных продуктов окисления углеводородных топлив на начальные, который носит название диссоциации продуктов сгорания. Это эндотермический процесс, поэтому при нем часть теплоты отводится от превращения в работу.

3.3.4. Фазы сгорания.

В бензиновых ДВС достаточно однородная смесь испаренного топлива, воздуха и продуктов сгорания воспламеняется искрой и сгорает в процессе распространения турбулентного фронта пламени по всему заряду. Горение протекает в условиях изменяющегося объема смеси. Нормальная длительность сгорания в бензиновых двигателях составляет:

$$\Delta\varphi = 40-60^0 \text{ п.к.в.}$$

В этом процессе можно выделить 3 фазы (рисунок 13).

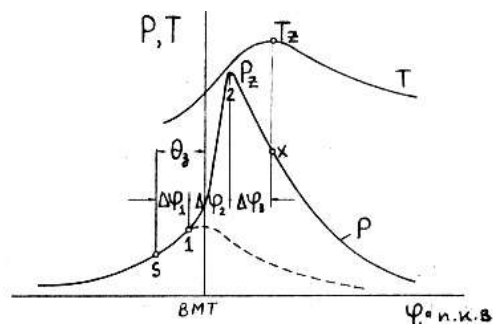


Рисунок 13 Диаграмма сгорания в бензиновых ДВС (θ_3 - угол опережения зажигания, до ВМТ, ° п.к.в.).

Первая фаза - начальная или период задержки повышения давления, $\Delta\varphi_1$. Продолжительность $\Delta\varphi_1 = 5-10^0$ п.к.в. Происходит окисление небольшой части топлива (5-8% объема смеси) и формирование очага пламени. Скорость сгорания при этом определяется главным образом физико-химическими факторами: свойствами топлива и составом смеси, хотя на нее влияет и турбулентность заряда у свечи. Для устойчивости очага сгорания свечу помещают в углубление в головке.

Вторая фаза - основного турбулентного или видимого сгорания, $\Delta\varphi_2$. Продолжительность $\Delta\varphi_2 = 25-30^0$ п.к.в. За φ_1 и φ_2 сгорает до 80% топлива. Резко увеличиваются P и T . Опыты (акад. Стечкина Б.Н., проф. Генкина К.И. и др.) показывают, что $N_{e \max}$ достигается при близком к симметричному расположению $\Delta\varphi_2$ относительно В.М.Т. Этого добиваются выбором $\theta_{3 \text{ опт}}$. Важным оценочным показателем 2-ой фазы является жесткость работы ДВС, устанавливаемая по величине $(\Delta P / \Delta\varphi)_{\max}$ и P_z . При нормальном сгорании $(\Delta P / \Delta\varphi)_{\max} \approx 0,1-0,25 \text{ МПа/}^0$ п.к.в. На $(\Delta P / \Delta\varphi)_{\max}$ влияют ϵ , турбулентность заряда (она повышает $(\Delta P / \Delta\varphi)$,

свойства топлива, γ и др.

Третья фаза - догорание топлива, $\Delta\varphi_3$ (за фронтом пламени в пристеночном слое и в зазорах). Продолжительность $\Delta\varphi_3 \sim 10-15^0$ п.к.в. Скорость догорания мало зависит от турбулентности и определяется физико-химическими факторами. Давление падает, т.к. скорость сгорания уменьшается (фронт пламени достиг стенок), а T увеличивается, т.к. тепловыделение еще продолжается. Длительность $\Delta\varphi_3$ влияет на экономичность работы двигателя.

3.3.5. Влияние отдельных параметров и факторов на процесс сгорания

Проанализируем это влияние по изменению продолжительности фаз сгорания и общей продолжительности сгорания.

Степень сжатия, ϵ . При увеличении ϵ повышаются P и T заряда в цилиндре к началу сгорания, в результате чего интенсифицируется нагрев и испарение топлива, ускоряются реакции окисления, что в конечном итоге приводит к сокращению фазы $\Delta\varphi_1$. Кроме того, более высокие значения параметров P и T на протяжении всего процесса сгорания, а также меньшее количество остаточных газов в смеси (с увеличением ϵ коэффициент γ уменьшается) способствуют сокращению $\Delta\varphi_2$ и $\Delta\varphi_3$, а значит и $\Delta\varphi$ в целом. В результате этого показатели работы двигателя (мощность и экономичность) улучшаются. Ограничивающими факторами для величины ϵ служат опасность появления детонации и увеличение токсичности ОГ.

Диаметр цилиндра, D . Изменение его оказывает влияние в основном на продолжительность второй и третьей фаз сгорания: на $\Delta\varphi_2$ из-за большего пути, который должен пройти фронт пламени, а следовательно, и большего времени на его прохождение; на $\Delta\varphi_3$ из-за увеличения поверхности пристеночной области с пониженной температурой, в которой догорает смесь. Это повышает вероятность появления детонационного сгорания. Поэтому в двигателях с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием обычно применяются цилиндры с диаметром $D < 100$ мм. При применении цилиндров больших диаметров целесообразно применить две и больше свечей зажигания.

Форма камеры сгорания. Существенно влияет на процесс сгорания. Общий принцип конструирования - сосредоточение возможно большего объема заряда возле свечи зажигания и направление фронта пламени в первую очередь, в сторону узких зон. Исходя из этого, перспективными, позволяющими работать с высокими степенями сжатия ϵ , являются полуклиновые, клиновые, полусферические, сферические камеры сгорания.

Нагрузка, N_e . В бензиновых и газовых ДВС регулирование нагрузки - количественное. Для снижения нагрузки уменьшается количество заряда, подаваемого в цилиндр, вследствие чего снижается температурный режим в цилиндре, а относительное количество остаточных газов увеличивается. В результате этого снижается устойчивость воспламенения и скорость сгорания. Для повышения устойчивости воспламенения необходимо обогащать смесь, при этом ухудшается экономичность двигателя. Неэкономичная работа бензиновых и

газовых двигателей на частичных нагрузках является их главным недостатком.

Частота вращения коленчатого вала, n , мин^{-1} . Эксперименты показывают, что $\Delta\varphi_1$ увеличивается пропорционально лишь \sqrt{n} из-за уменьшения теплоотвода; $\Delta\varphi_2$ - остается практически неизменной из-за пропорционального с n изменения скорости турбулентного движения заряда; $\Delta\varphi_3$ - также изменяется в меньшей степени, чем n , вследствие уменьшения потерь теплоты в систему охлаждения. При соответствующем изменении θ_3 эффективность сгорания в бензиновом двигателе мало зависит от частоты вращения коленчатого вала (при достигнутом уровне частот). При увеличении частоты n угол θ_3 необходимо увеличивать.

3.3.6. Основные нарушения нормального сгорания.

Различают три вида нарушений: детонацию, преждевременное воспламенение и последующее воспламенение.

Детонация - процесс сгорания с неуправляемым самовоспламенением сгорающей в последнюю очередь (10-15%) топливо-воздушной смеси, сопровождающийся почти мгновенным локальным повышением P и T и образованием вследствие этого ударных волн (рисунок 14а). Детонация возникает: при применении бензина с низким октановым числом для данной степени сжатия ε ; перегреве двигателя; большом нагарообразовании в цилиндре.

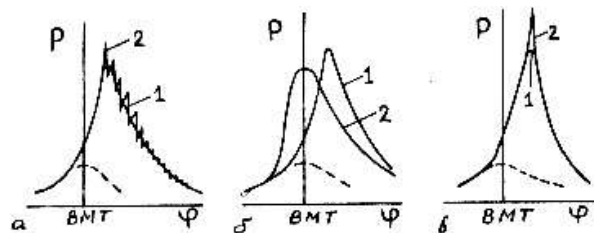


Рисунок 14 Основные нарушения нормального сгорания в КБД
1 - нормальное сгорание; 2 - сгорание с нарушением

Скорость движения ударной волны при детонации (скорость окисления) $W_d = 1500...2000$ м/с. Вследствие этого сгорание неполное. Высокие температуры при таком сгорании (малом теплоотводе) приводят к перегреву деталей, а удар волны о стенки вызывает их вибрацию. При детонации обгорают, в первую очередь, кромки поршня, электроды свечи, клапаны, прогорают прокладки, значительно перегружаются подшипники коленчатого вала.

Внешние признаки детонации: падение мощности двигателя, N_e и рост удельного расхода топлива, g_e ; черная окраска отработавших газов; металлический стук внутри цилиндра; перегрев двигателя.

Для снижения детонации необходимо: применять топливо с октановым числом, соответствующим установленной степени сжатия ε ; не применять цилиндры большого диаметра D (сокращается путь фронта пламени); придавать

камере сгорания компактную форму; применять направленное движение заряда в камере сгорания, увеличивая скорость сгорания; улучшать теплоотвод от смеси в застойных зонах; не допускать образование нагара в камере сгорания.

Преждевременное воспламенение (калильное зажигание) - воспламенение смеси от нагретых до высокой температуры ($t > 700...800$ °С) деталей двигателя (электродов свечи, клапанов, прокладок головки цилиндров) и частиц нагара до проскакивания искры. Причиной может быть также устойчивая детонация (рисунок 14,б).

Внешние признаки преждевременного воспламенения: работа двигателя при выключенном зажигании, снижение мощности двигателя, N_e , шум (стук), (трудно диагностируемый).

При преждевременном воспламенении:

- из-за большого времени контакта с зарядом, имеющим высокую температуру T ; оплавление и прогар поршня;
- значительные резкие нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма при движении поршня к ВМТ; разрушение подшипников коленчатого вала.

Для предотвращения преждевременного воспламенения необходимо: подбирать свечи по калильному числу; обеспечивать оптимальную регулировку системы охлаждения; обеспечить проворачивание клапанов, особенно выпускных, и снижать опасность перегрева деталей двигателя.

Последующее воспламенение проявляется в появлении очагов самовоспламенения в смеси уже после начала распространения основного фронта пламени от искры. Появляется обычно в двигателях с высоким ϵ , работающими на топливах с антидетанационными присадками, при переходе после длительного холостого хода к полной нагрузке (рисунок 14, в). Источник последующего воспламенения - оторвавшиеся от стенок камеры сгорания раскаленные частицы нагара.

Отрицательное проявление последующего воспламенения состоит в появлении дополнительных фронтов пламени, резко повышающих жесткость сгорания ($(\Delta P/\Delta \varphi)_{\max}$ до 10 МПа/° п.к.в.), из-за чего перегружаются детали кривошипно-шатунного механизма.

3.3.7. Способы улучшения сгорания в бензиновых и газовых ДВС

Основываются на обеспечении устойчивого эффективного сгорания бедных смесей. Состоят в:

- интенсификации воспламенения заряда, открывающей возможность расширения пределов эффективного обеднения смеси, особенно при работе на малых нагрузках и переходных режимах;
- гомогенизации заряда в цилиндре путем придания ему направленного движения при впуске и сжатии;
- расслоению заряда при впуске таким образом, чтобы в зоне свечи концентрировалась обогащенная, стабильно воспламеняющаяся и окисляющаяся с

максимальной скоростью смесь, а по мере удаления от свечи - смесь обеднялась; при этом средний в камере сгорания коэффициент избытка воздуха α может быть значительно больше единицы. Основным недостатком этого способа улучшения сгорания является сложность сохранения настройки, обеспеченной на одном режиме, при других режимах;

- организации форкамерно-факельного зажигания в разделенной камере сгорания.

3.4. Сгорание в дизеле

3.4.1. Особенности сгорания в дизеле вытекают из способа воспламенения топлива - самовоспламенения.

а) Для самовоспламенения требуется $t \sim 450-600^{\circ} \text{C}$, а для ее создания необходимо $P \geq 3,5-5,5 \text{ МПа}$, что обеспечивается за счет высоких ε .

б) Для управления сгоранием впрыск топлива в цилиндр в конце сжатия около ВМТ, т.е. в дизеле - внутреннее смесеобразование.

в) Максимальное T_z , а значит экономичность двигателя, при изохорном сгорании, но при высоких ε это приведет к недопустимо высоким P_z , а значит к недопустимым нагрузкам на детали КШМ. Поэтому компромиссное решение - организация сгорания по смешанному механизму (изохорно - изобарному).

3.4.2. Отличия в сравнении с бензиновыми и газовыми ДВС.

1) Продолжительность смесеобразования на порядок меньше, чем в ДВС с внешним смесеобразованием.

2) Сгорание протекает параллельно с впрыскиванием топлива и смесеобразованием, отсюда большая гетерогенность заряда и необходимость работать с $\alpha \gg 1$.

3) Значение α переменное и по объему КС, и по времени. Локальные значения α сильно отличаются от средних.

4) Несколько очагов самовоспламенения.

5) На сгорание значительно больше, чем у бензиновых и газовых ДВС, влияют характеристики впрыскивания топлива.

3.4.3. Фазы сгорания в дизеле.

Различают четыре фазы сгорания (рисунок 15):

Первая фаза - период задержки воспламенения (или период индукции), $\Delta\varphi_i(\Delta\tau_i) = 10 - 30^{\circ}$ п.к.в. Начинается с момента впрыскивания в цилиндр первой порции топлива ($\theta_{\text{впр}} = 25 - 30^{\circ}$ п.к.в. до ВМТ) и заканчивается обрыванием очагов пламени.

Условно первую фазу сгорания можно разделить на физическую и химическую составляющие, т.е.

$$\Delta\varphi_i = \Delta\varphi_i^{\text{физ}} + \Delta\varphi_i^{\text{хим}}.$$

Физическая составляющая оказывает основное влияние на величину $\Delta\varphi_i$ и включает в себя: впрыскивание топлива; распыливание топлива; распределение топлива по объему камеры сгорания; нагрев топлива; испарение топлива и смешение паров топлива с воздухом.

Химическая составляющая определяется скоростью реакций окисления. Они начинаются в глубине топливного факела при $\alpha \leq 0,1 \dots 0,15$, а завершаются в слоях с $\alpha \approx 1$.

На процесс сгорания в дизеле значительно влияет характеристика подачи топлива. В интегральном виде она представляет собой отношение количества топлива, поданного в камеру сгорания к i -му моменту времени, $B_i, (V_{цi})$ мг (мм^3), к цикловой подаче топлива $B, (V_{ц})$ мг (мм^3) (рисунок 15б), т.е.

$$\sigma = \frac{B_i}{B} \left(\frac{V_{цi}}{V_{ц}} \right) \quad (34)$$

Соблюдается соотношение $0 \leq \sigma \leq 1$.

Кроме того, различают и дифференциальную форму характеристики подачи топлива, характеризующего количество подаваемого топлива при каждом угле поворота коленчатого вала φ :

$$Q_{\text{впр}} = \frac{dV_{ц}}{d\varphi} = \frac{B_i}{d\varphi} = f(\varphi) \quad (35)$$

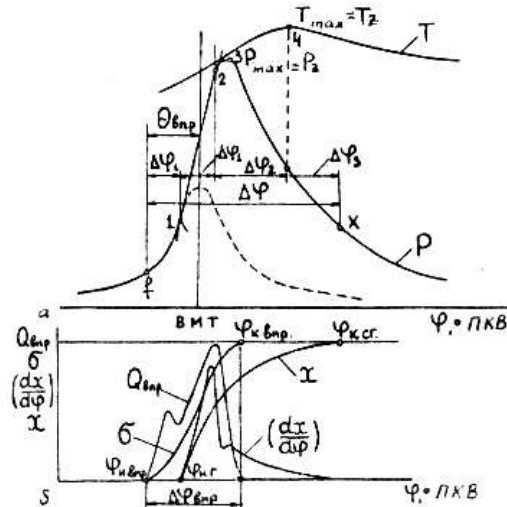


Рисунок 15 Диаграммы сгорания в дизеле

Характеристика подачи топлива определяется конструкцией топливной аппаратуры, свойствами топлива, режимом работы двигателя.

На $\Delta\varphi_i$ также влияют качество топлива, температура в цилиндре к началу впрыскивания, скорость направленного движения в цилиндре заряда, определяющая скорость испарения и смесеобразования.

В свою очередь, период $\Delta\varphi_1$ влияет на продолжительность и характеристики второй фазы сгорания.

Вторая фаза - фаза быстрого сгорания, $\Delta\varphi_1 = 7 - 10^0$ п.к.в., начинающаяся с появлением очагов пламени и заканчивающаяся достижением максимального давления сгорания в цилиндре P_z . В этот период при сгорании в цилиндре выделяется до одной трети теплоты, внесенной с топливом. Для характеристики процесса сгорания введено понятие закона сгорания, отождествляемого с законом тепловыделения. В конечном итоге на основные показатели работы двигателя влияют именно закономерности тепловыделения, формирующие изменение давления и температуры в цилиндре.

Закон тепловыделения (сгорания) в интегральной форме представляет собой отношение количества теплоты, израсходованной на изменение внутренней энергии ΔU , совершение индикаторной работы L_i и потерь, Q_n к i -му моменту времени, к теплоте, внесенной в цилиндр с топливом за цикл (рисунок 15), т.е.

$$x = \frac{(\Delta U + L_i + Q_n)}{BH_u} \quad (36)$$

Очевидно, что $0 \leq x \leq 1$.

Для характеристики динамики (скорости) тепловыделения введено понятие закона тепловыделения в дифференциальной форме, который характеризует количество теплоты, выделяющейся в цилиндре двигателя в каждый момент времени, т.е. при каждом угле поворота коленчатого вала (рисунок 15):

$$dx/d\varphi = f(\varphi) \quad (37)$$

В зависимости от преобладающего механизма сгорания $\Delta\varphi_1$ можно условно разделить на две части: первая - взрывное сгорание (вспышка), от начала воспламенения до точки 2 (рисунок 15в), определяемая по моменту отрыва касательной от линии давления. В этот период сгорает главным образом топливо, испарившееся и смешавшееся с воздухом за $\Delta\varphi_1$; $dx/d\varphi$, а значит $(dP/d\varphi)_{\max}$ - в значительной степени определяет жесткость работы дизеля. Принято считать, что $(dP/d\varphi)_{\max} \leq 0,5 \text{ МПа}^0$ п.к.в., дизель работает мягко, а при $(dP/d\varphi)_{\max} > 0,5 \text{ МПа}^0$ п.к.в. - жестко.

Во второй части после точки 2 до P_z преобладает диффузионный, более медленный, механизм сгорания, скорость которого лимитируется скоростью смешения паров топлива и воздуха.

На длительность $\Delta\varphi_1$ оказывают влияние: продолжительность периода $\Delta\varphi_1$; скорость испарения топлива за $\Delta\varphi_1$; состав смеси в зоне размещения паров топлива, который может характеризоваться местным коэффициентом избытка воздуха, α_m . Отсюда следует, что на жесткость сгорания можно влиять как через количество поданного и испарившегося за $\Delta\varphi_1$ топлива, так и через скорость подведения к парам в этот период воздуха.

Вторая фаза в свою очередь существенно влияет на обе последующие фазы сгорания.

Третья фаза - фаза диффузионного сгорания или “сгорания, развитого по всему объему” по определению проф. Н.Х. Дьяченко [1,3], $\Delta\varphi_2 = 30...40^0$ п.к.в. Начинается с момента достижения максимума давления и завершается в момент максимума температуры.

Характер сгорания - диффузионный, определяется скоростями испарения и диффузии паров в воздух (скоростью смесеобразования). За ($\Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2$) выделяется 80-90% теплоты, т.е. формируется мощность ДВС.

На $\Delta\varphi_2$ влияют: относительная (к топливу) скорость воздушного заряда в камере сгорания; коэффициент α_m .

Закон подачи топлива (σ) незначительно влияет на $\Delta\varphi_2$, поэтому следует заканчивать впрыскивание топлива, как можно ближе в ВМТ, чтобы уменьшить время на смесеобразование и, тем самым, продолжительность фазы $\Delta\varphi_2$.

Четвертая фаза - фаза догорания, $\Delta\varphi_3$. Начинается в момент достижения максимума температуры в цилиндре и заканчивается при окончании тепловыделения. Продолжительность ее может достигать $50-80^0$ п.к.в. Скорость тепловыделения ($dx/d\varphi$), определяется скоростью диффузии паров топлива в зоны неизрасходованного воздуха, мала и стремится к нулю, так как основная часть топлива и окислителя израсходованы. Длительность фазы $\Delta\varphi_3$ влияет на экономичность дизеля g_e , г/(кВт ч) (чем короче $\Delta\varphi_3$, тем выше экономичность) и температуру отработавших газов, а значит, и коэффициент наполнения η_v .

На $\Delta\varphi_3$ влияет степень турбулизации заряда (распределение паров по объему камеры сгорания и продолжительность впрыскивания) и мелкость распыливания топлива, определяющие скорости испарения и смешения паров топлива с неизрасходованным воздухом.

Продолжительность сгорания $\Delta\varphi$:

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_i + \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3$$
$$\Delta\varphi_{\text{опт}} = 60 - 90^0 \text{ п.к.в.}$$

Обычно она существенно больше.

Влияние основных параметров и факторов на процесс сгорания

Степень сжатия ε . При увеличении степени сжатия ε повышаются Р и Т в цилиндре к моменту впрыскивания топлива. В результате этого сокращается $\Delta\varphi_i$, за второй период $\Delta\varphi_1$ сгорает меньшее количество смеси; снижается скорость нарастания давления $(dP/d\varphi)_{\text{макс}}$, двигатель работает мягче. Однако при высоких значениях ε возрастают нагрузки на детали кривошипно-шатунный механизма, снижается надежность и долговечность дизеля. Поэтому в зависимости от назначения двигателя выбирается оптимальное значение ε .

Свойства топлива. Состав, физические характеристики дизельного топлива существенно влияют на процессы смесеобразования и сгорания. Например, чем больше в топливе парафинов (бутана, изооктана), тем выше его цетановое число и, следовательно, короче $\Delta\varphi_i$ и мягче работа двигателя. Вязкость и поверхностное

натяжение влияют на сгорание через характеристики впрыскивания, испаряемость, скорость смесеобразования.

Угол $\theta_{\text{впр}}$ для каждого режима работы дизеля должен быть оптимальным - $\theta_{\text{впр опт}}$. При $\theta_{\text{впр}} > \theta_{\text{впр опт}}$ увеличивается $\Delta\varphi_i$ из-за низкой температуры заряда, в который впрыскивается топливо, повышается жесткость работы дизеля. При установлении $\theta_{\text{впр}} < \theta_{\text{впр опт}}$ уменьшается период $\Delta\varphi_i$, понижается жесткость работы дизеля, но одновременно снижаются мощность и экономичность, так как большая часть заряда сгорает вдали от ВМТ и не может быть эффективно превращена в работу.

Характеристика подачи топлива оказывает значительное влияние на процесс сгорания в дизеле через мелкость распыливания, продолжительность впрыскивания, распределения топлива по объему камеры сгорания. Особенно значительно его влияние в однокамерных дизелях, в которых в процессе доводки закон подачи тщательно согласовывается с формой камеры сгорания и характеристиками движущегося воздушного заряда.

Частота вращения коленчатого вала, n , мин⁻¹. При увеличении n , увеличивается $\Delta\varphi$. Однако, опыт показывает, что при подборе $\theta_{\text{впр опт}}$ при достигнутых значениях n , мощность и экономичность дизеля могут быть сохранены высокими., т.е. процесс сгорания не лимитирует дальнейшее форсирование дизелей по n .

Нагрузочный режим работы дизеля N_e . При понижении нагрузки уменьшается местное переобогащение смеси, в результате чего увеличивается скорость сгорания, увеличивается КПД дизеля, снижается g_e , г/(кВт ч), но до определенного значения коэффициента избытка воздуха α . Затем из-за снижения скорости сгорания, относительного увеличения потерь теплоты в систему охлаждения показатели работы дизеля медленно ухудшаются. Экономичная работа дизеля на частичных, в том числе малых нагрузках - основное преимущество их перед бензиновыми двигателями.

3.5. Расчет процесса сгорания.

3.5.1. Цель - определение P_z , V_z и T_z в конце сгорания (индекс z).

3.5.2. Допущения:

- процесс сгорания - изохорный в бензиновых, газовых ДВС или смешанный в дизеле (рисунок 16);
- горение смеси заменяется подводом теплоты (рисунок 16).
- общие потери теплоты учитываются коэффициентом использования теплоты при сгорании $\xi_z = (0,85-0,95)$, который учитывает потери теплоты:
 - а) в систему охлаждения на участке $C - Z$;
 - б) вследствие того, что не все топливо сгорает до $t.Z$;
 - в) из-за диссоциации продуктов сгорания.

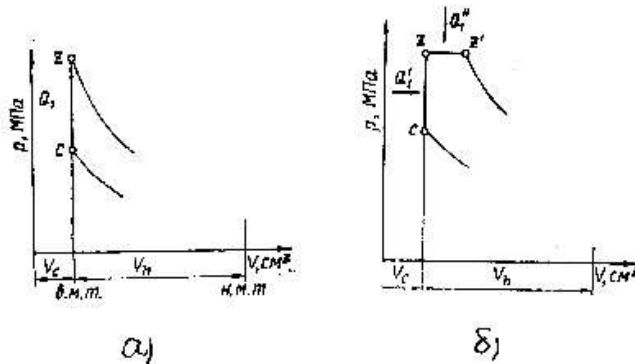


Рисунок 16 К расчету процесса сгорания: а) - бензиновый, газовый ДВС, б) дизель

3.5.3. Расчет ведется на 1 кг топлива (кг т.)

Значение T_z определяем из 1-го закона термодинамики:

$$\xi_z H_u = \Delta U_{c-z} + L_{c-z}; \quad (38)$$

или

$$\xi_z H_u = U_z - U_c + L_{c-z}$$

где: U_z и U_c - внутренняя энергия рабочей смеси в т. Z и C.

L_{c-z} - работа на участке C-Z .

После преобразований получаем:

3.5.4 Дизель: $L_{c-z} = P_z (V_z - V_c) = P_z \cdot V_c - \lambda \cdot P_c \cdot V_c = 8314 \cdot [(M_2 + M_r) \cdot T_z - \lambda (M_1 = M_r) \cdot T_c]$,

где $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ - степень повышения давления; $\lambda = 1,4 \div 2,2$

После подстановки в (38):

$$\begin{aligned} \xi_z \cdot H_u + M_1 \cdot U_c' + M_r \cdot U_c'' + 8314 \lambda (M_1 + M_r) \cdot T_c = \\ = (M_2 + M_r) \cdot U_z'' + 8314 (M_2 + M_r) \cdot T_z, \end{aligned}$$

и преобразований, получается:

$$\frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1 (1 + \gamma)} + \frac{U_c' + \gamma \cdot U_c''}{1 + \gamma} + 8314 \lambda \cdot T_c = \mu (U_z'' + 8314 \cdot T_z) \quad (39)$$

Задавая λ , определяем T_z , например, методом подбора

Значение P_z определяется из зависимости:

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad (40)$$

Для определения V_z используется уравнение состояния для начала и конца сгорания:

$$\frac{P_z \cdot V_z}{P_c \cdot V_c} = \frac{8314(M_2 + M_r) \cdot T_z}{8314(M_1 + M_r) \cdot T_c} = \mu \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

Обозначим степень предварительного расширения через ρ :

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

или

$$V_z = V_c \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (40)$$

3.5.5. Бензиновый (газовый) ДВС

Для них: $L_{c-z} = 0$, $\rho = 1$;

Тогда:

$$\frac{\xi_z [H_u - \Delta H_u^{хим}]}{M_1(1 + \gamma)} + \frac{U_c' + \gamma \cdot U_c''}{1 + \gamma} = \mu \cdot U_z'' \quad (41)$$

где: $\Delta H_u^{хим}$ - потери теплоты из-за химической неполноты сгорания ($\alpha < 1$)

Из уравнения (41) определяем T_z

Объем в конце сгорания:

$$V_z = V_c \quad (42)$$

Для определения P_z используем уравнение состояния

$$\frac{P_z V_z}{P_c V_c} = \frac{8314(M_2 + M_r) T_z}{8314(M_1 + M_r) T_c}$$

или

$$P_z = P_c \cdot \mu \frac{T_z}{T_c}$$

Результаты статистической обработки опытных индикаторных диаграмм свидетельствует, что действительное значение P_z^d отличается от расчетного на $\varphi_z = 0,85$, т.е

$$P_z^d = 0,85 P_z \quad (43)$$

Основные параметры сгорания приведены в таблице 7

Таблица 7 Параметры сгорания

Тип ДВС	λ	ρ	P_z МПа	T_z К
Бензиновый, газовый ДВС	3-4	1,0	3,5-5,5	2300-2800
Дизель:				
без наддува	1,4-2,2	1,2-1,7	6,0-10	1800-2000
с наддувом	-''-	-''-	10-15	1900-2200

4 ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

4.1. Методические замечания к теме.

1) Процесс расширения называется рабочим ходом, т.к. при этом также происходит превращение теплоты в механическую работу.

2) В действительном цикле расширение от Z до $t.3$, в расчетном - от Z до b (рисунок 17).

3) При расширении происходят:

- сгорание топлива;
- теплообмен рабочего тела со стенками цилиндра;
- диссоциация продуктов сгорания (бензиновый, газовый ДВС);
- утечки газа в картер.

4.2. Теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра

Показатель адиабаты при расширении изменяется мало, $k \approx 1,25$ (k_{\min} при $T_{\max} = T_z$); показатель политропы n_2 - значительно - $n_2 = 1,15 - 1,35$ (рисунок 17)

Значение показателя n_2 :

- на участке $C - Z_d$ - n_2 - отрицательное
- В т. P_z - $n_2 = 0$ ($P = \text{const}$)
- В т. T_z - $n_2 = 1$ ($T = \text{const}$)
- В т. x - $n_2 = k$ (процесс квазиадиабатный)
- После т. x $n_2 > k$, т.к. скорость теплоотвода больше скорости тепловыделения
- $n_2^{\text{диз}} < n_2^{\text{бенз}}$ из-за большего догорания у первых.

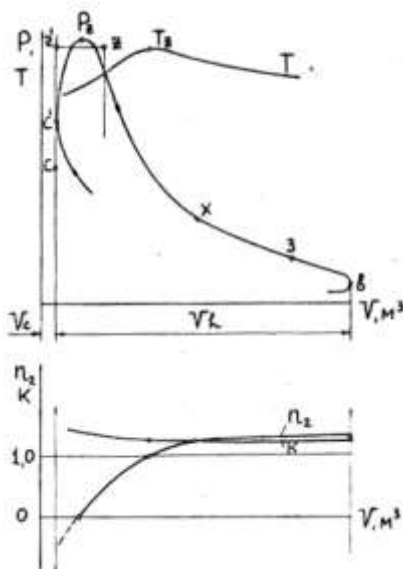


Рисунок 17 К расчету процесса расширения

4.3. Расчет расширения.

4.3.1 Цель расчета - определение значений P_b и T_b ,

4.3.2 Допущения:

- процесс политропный, но с постоянным, средним за процесс значением n_2 .
- утечек рабочего тела нет.
- процесс протекает от т. z до н.м.т (т.в)

$$\begin{cases} P_{\theta} = P_z \left(\frac{V_z}{V_{\theta}} \right)^{n_2} \\ T_{\theta} = T_z \left(\frac{V_z}{V_{\theta}} \right)^{n_2 - 1} \end{cases} \quad (44)$$

Введя понятие степени расширения, δ

$$\delta = \frac{V_{\theta}}{V_z}, \quad (45)$$

получим

$$\begin{cases} P_{\theta} = P_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2} \\ T_{\theta} = T_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2 - 1} \end{cases} \quad (46)$$

В таблице 8 приведены параметры рабочего тела в конце расширения

Таблица 8 Параметры расширения

Двигатели	n_2	P_{θ} , МПа	T_{θ} , К
Бензиновые и газовые ДВС	1,23-1,30	0,35-0,6	1200-1700
Дизель	1,15-1,28	0,2-0,6	1000-1200

4.4. Влияние основных факторов на показатель политропы расширения

Коэффициент избытка воздуха, α . В дизеле при увеличении α до значений $\alpha \leq 3 \dots 3,5$ увеличивается скорость сгорания, уменьшается догорание, значение n_2 растет. В бензиновом двигателе при увеличении α от $\alpha > 1$ скорость сгорания уменьшается, догорание увеличивается, n_2 снижается.

Диаметр цилиндра, D. При увеличении диаметра D и уменьшении вследствие этого отношения S/D, снижается относительная поверхность теплообмена, что уменьшает отвод теплоты от рабочего тела, а следовательно, и величину n_2 . Аналогичный результат получается и при увеличении диаметра D при сохранении неизменным отношения S/D.

Частота вращения коленчатого вала, n , мин⁻¹. С увеличением частоты n уменьшается продолжительность расширения, снижаются потери теплоты в систему охлаждения и утечки заряда, что, как правило, уменьшает величину n_2 .

Нагрузка, N_e . При уменьшении N_e в дизеле увеличивается скорость сгорания и уменьшается догорание смеси, вследствие чего n_2 растет; в бензиновом двигателе уменьшается скорость и увеличивается продолжительность сгорания, но и возрастают относительные потери теплоты в систему охлаждения. Отсюда слабая зависимость n_2 от нагрузки, при том лишь в области небольших значений N_e .

5 ПРОЦЕСС ВЫПУСКА

5.1. Выпуск должен быть организован таким образом, чтобы затраты работы на него были минимальными. Для этого выпуск начинается за 30-60⁰ п.к.в. до НМТ (рисунок 4, т.3) и заканчивается через 15-30⁰ п.к.в. после ВМТ (т. 4).

5.2. На первом этапе выпуска, пока давление в цилиндре больше $P_{кр.}$, истечение ОГ протекает с критической скоростью (600-700 м/с). При этом удаляется 60-70% ОГ.

5.3. На втором этапе после НМТ истечение происходит за счет насосного действия поршня. Скорость при этом 200- 250 м/с.

5.4. Обычно $\Delta\varphi_{вып} = 235-270^0$ п.к.в. Оптимальное значение устанавливается экспериментальным путем по минимальной работе выпуска. На $\Delta\varphi_{вып}$ влияют:

- n (чем выше n , тем больше $\Delta\varphi_{вып}$);
- конструкция выпускной системы;
- P_o .

5.5. В методе проф. Гриневецкого - процесс выпуска не рассчитывается. Считается, что он протекает от НМТ до ВМТ при $P = P_r = const$.

6 ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И РАБОТЫ ДВС

План

- 6.1. Построение диаграммы расчетного цикла.
- 6.2. Показатели рабочего цикла (индикаторные показатели).
- 6.3. Механические потери.
- 6.4. Показатели работы ДВС (эффективные показатели).

6.1. Построение диаграммы расчетного цикла.

Исходными для построения диаграммы расчетного цикла являются параметры рабочего тела (P, V, T), определенные для характерных точек (r, a, c, z, v) рабочего цикла.

Отложив их величины на диаграмме $P-V$ и приняв во внимание, что в расчетном цикле процессы протекают между мертвыми точками; а также то, что впуск происходит при $P_a = const$, а выпуск при $P_r = const$; сгорание заменяется

теплоотводом в бензиновых и газовых ДВС при $V=\text{const}$, а в дизеле частично при $V=\text{const}$, а частично при $P = \text{const}$, получим диаграмму без политроп сжатия и расширения. Недостающие политропы сжатия и расширения строим, используя приведенные ниже уравнения политроп.

$$P_a \cdot V_a^{n_1} = P_x^{\text{сж}} \cdot V_x^{n_1}$$

и

$$P_z \cdot V_z^{n_2} = P_x^{\text{расш}} \cdot V_x^{n_2}$$
(47)

Откуда:

$$P_x^{\text{сж}} = \frac{A_1}{V_x^{n_1}}; \quad P_x^{\text{расш}} = \frac{A_2}{V_x^{n_2}}$$
(48)

где: A_1 и A_2 - коэффициенты объединяющие постоянные величины в зависимости (47);

$$V_x = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S_x$$

D - диаметр цилиндра;

S_x - текущее значение перемещения поршня (задаем).

После построения политроп, диаграммы расчетного цикла приближаем к индикаторной для чего скругляем их.

Различие диаграммы расчетного цикла с индикаторной диаграммой ДВС оценивается коэффициентом полноты диаграммы, φ_n .

$$\varphi_{n.д} = \frac{L_i}{L_p},$$
(49)

Значение $\varphi_{n.д} = 0,92-0,97$ (большие значения относятся к дизелям, меньшие - к бензиновым и газовым ДВС).

6.2. Показатели рабочего цикла (индикаторные показатели ДВС).

Методические указания

Эти показатели характеризуют совершенство рабочего цикла по теплоиспользованию и зависят от качества протекания процессов рабочего цикла, в первую очередь, смесеобразования и сгорания. Их можно условно разделить на три группы: 1-я, энергетические показатели (индикаторная работа, L_i ; удельная индикаторная работа или среднее индикаторное давление, P_i ; индикаторная мощность, N_i ; индикаторный крутящий момент, M_i); 2-я, показатели, характеризующие эффективность рабочего цикла (индикаторный КПД); 3-я, экономические показатели (часовой расход топлива, G_T и удельный индикаторный расход топлива, g_i).

6.2.1 **Индикаторная работа, L_i** -это работа, совершаемая газами внутри цилиндра ДВС за цикл.

Ей соответствует площадь ($afsc'zva$) на диаграмме расчетного цикла. Работа на газообмен (площадь $v_{гв}$) условно не включается в L_i и относится к работе механических потерь (рисунок 21 или 22).

6.2.2. **Удельная индикаторная работа или среднее индикаторное давление, P_i** - это такое условное, постоянно действующее давление, работа которого за ход поршня численно равна индикаторной работе за цикл. L_i зависит от размерности ДВС, частоты вращения коленчатого вала и др. факторов; вводится для возможности сравнения различных ДВС по совершаемой индикаторной работе:

$$P_i = \frac{L_i}{V_h} \left[\frac{Дж}{м^3} = Па \right] \quad (50)$$

Выведем расчетную зависимость для P_i :

$$P_i = \frac{\varphi_n \cdot L_p}{V_h}$$

где:

$$L_p = L_{гор} + L_{расш} - L_{сжат}$$

Дизель (после преобразований)

$$P_i = \frac{\varphi_{nД} \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (51)$$

Бензиновый и газовый ДВС

Для них:

$$L_{гор} = 0, \quad \text{т.к. } \rho = 1, \quad \delta = \varepsilon.$$

Поэтому:

$$P_i = \frac{\varphi_{nД} \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (52)$$

Значение P_i у бензиновых ДВС выше, чем у дизеля, главным образом, из-за более высокого α у последних.

Величина

$$P_i = f(\eta_v; \alpha; \varepsilon)$$

Влияние этих факторов на P_i проанализировано в работах [1 - 3].

6.2.3. **Индикаторная мощность, N_i** - это мощность, получаемая внутри цилиндров ДВС, т.е.:

$$N_i = L_i \left(\frac{n}{60} \cdot \frac{2}{\tau} \right) \cdot i \quad \text{кВт}$$

где: τ - тактность ДВС ($\tau = 2$ или 4);

$\left(\frac{n}{60} \cdot \frac{2}{\tau}\right)$ - число циклов, в с;

i - число цилиндров.

Если P_i в МПа, V_h в m^3 , то $L_i = 10^{-3} P_i \cdot V_h$, кДж, тогда:

$$N_i = \frac{10^{-3} P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau}, \text{ кВт}$$

Если подставить V_h в л, то для 4-х тактного ДВС:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_l \cdot n}{120}, \text{ кВт} \quad (53)$$

где: $V_l = V_h \cdot i$, л - литраж ДВС.

Значение N_i у 2-х тактных ДВС выше, чем у 4-х тактных всего на 30% из-за более низких P_i .

6.2.4. Индикаторный КПД η_i равен отношению количества тепла, эквивалентного индикаторной работе (Q_i) к теплоте, внесенной в цилиндр с топливом за цикл (Q).

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q} = \frac{L_i}{B \cdot H_u} = \frac{P_i V_h}{B \cdot H_u}$$

где: H_u - низшая теплота сгорания;

B - цикловая подача топлива.

Если расшифровать: $V_h = \frac{8314 \cdot M_h \cdot T_o}{P_o}$; $\eta_v = \frac{M_{cm}}{M_h}$; $M_{cm} = B \cdot M_l$; $M_l = \alpha L_o$

(дизель); $\alpha L_o + \frac{1}{\mu_T}$ - (бензиновый ДВС), $\alpha L_o + 1$ - (газовый ДВС), то окончательно:

$$\eta_i = 8314 \frac{P_i}{P_o} \cdot \frac{M_l}{H_u} \cdot \frac{T_o}{\eta_v} \quad (54)$$

6.2.5. Удельный индикаторный расход топлива, g_i - равен отношению часовому расходу топлива, G_T к N_i .

$$g_i = \frac{G_T}{N_i}, \text{ кг/кВтч} \quad (55)$$

Расчетная зависимость для g_i :

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q} = \frac{3,6 \cdot N_i}{H_u \cdot G_T} = \frac{3,6}{H_u \cdot g_i} \quad (56)$$

отсюда:

$$g_i = \frac{3,6}{H_u \eta_i} \quad (57)$$

где: 3,6 мДж - тепловой эквивалент 1 кВт ч.

Числовые значения индикаторных показателей приведены в таблице 10.

Таблица 10 Индикаторные показатели

Тип двигателя	P_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт ч)
Бензиновые и газовые	0,9-1,2	0,3-0,4	273-205
Четырехтактные дизели: без наддува с наддувом	0,75-1,05 До 2,5*	0,4-0,5	212-170
Двухтактные дизели: без наддува с наддувом	0,5-0,7 1,0-1,2 (1,5)*	0,39-0,53	162-220

*Перспективные значения

6.3. Механические потери.

6.3.1. Мощность механических потерь, N_M включают в себя потери на трение, $N_{тр}$; потери на газообмен, $N_{газ}$; потери на привод вспомогательных агрегатов, $N_{всп.агр.}$.

$$\frac{N_M}{100\%} = \frac{N_{тр}}{(65-75)\%} + \frac{N_{газ}}{(12-20)\%} + \frac{N_{всп.агр.}}{(10-15)\%} \quad (58)$$

По аналогии с N_i , мощность, механических потерь:

$$N_M = \frac{P_M \cdot V_l \cdot n}{120}, \text{ кВт} \quad (59)$$

где: P_M - среднее давление механических потерь.

Значение P_M почти линейно зависит от n , мин^{-1} и для широкого класса ДВС может быть представлено зависимостью:

$$P_M = a + bC_m \quad (60)$$

где: $C_m = \frac{S \cdot n}{30}$, м/с - средняя скорость поршня,

a и b - коэффициенты, зависящие от типа ДВС [1,3 и др.].

6.3.2. Механический КПД, η_m

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i} \quad (61)$$

$$\eta_m = \begin{cases} \text{Бензиновые и газовые ДВС} & 0,7-0,85 \\ \text{Дизель: без наддува} & 0,7-0,82 \\ \text{с наддувом} & 0,8-0,90 \end{cases}$$

6.4. Показатели работы ДВС (эффективные показатели).

6.4.1. Среднее эффективное давление, P_e - это эффективная работа, L_e , снимаемая с единицы рабочего объема, V_h :

$$P_e = \frac{L_e}{V_h} \quad (62)$$

или

$$P_e = P_i - P_m \quad (63)$$

6.4.2. Эффективная мощность двигателя:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_l \cdot n}{120}, \text{ кВт} \quad (64)$$

6.4.3. Эффективный крутящий момент:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \cdot 10^3 = \frac{P_e V_h i}{4\pi} \cdot 10^3, \text{ Нм} \quad (65)$$

6.4.4. Эффективный КПД, η_e - это отношение теплоты, эквивалентной эффективной работе, Q_e к теплотворности топлива, поданного за цикл Q .

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q} = \frac{L_e}{B H_u} = 8314 \frac{P_e}{P_0} \cdot \frac{M_1}{H_u} \cdot \frac{T_0}{\eta_v} \quad (66)$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M \quad (67)$$

6.4.5. Удельный эффективный расход топлива g_e .

$$g_e = \frac{G_T}{N_e}, \quad \text{кг/кВт} \cdot \text{ч} \quad (68)$$

или

$$g_e = \frac{3,6}{H_U \cdot \eta_e}, \quad \text{кг/кВт} \cdot \text{ч}$$

Численные значения эффективных показателей ДВС приведены в таблице 11

Таблица 11 Эффективные показатели

Тип двигателей	P_e , МПа	η_e	g_e , г/(кВт ч)
Бензиновые и газовые	0,6-0,95	0,25-0,32	250-320
Четырехтактные дизели	без наддува	0,55-0,85	212-255
	с наддувом	0,7-2,2	200-242
Двухтактные дизели	без наддува	0,4-0,60	232-310
	с наддувом	0,8-1,30	-

7 ПОНЯТИЕ О ТЕПЛОВОМ БАЛАНСЕ ДВС

7.1. Тепловой баланс (ТБ) характеризует распределение теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в ДВС, на определенные составляющие.

ТБ составляется с целью: анализа и определения путей улучшения теплоиспользования в ДВС; контроля достоверности результатов теплового расчета или экспериментального исследования; получения исходных данных для расчета

систем охлаждения и смазки ДВС.

7.2. Составляются внешний (обычно) или внутренний (реже) ТБ.

7.3 Внутренний ТБ оценивает движение тепла внутри ДВС и раскрывает составные части внешнего ТБ. Он достаточно сложный, применяется лишь при исследовательских экспериментах или расчетах (например, для оценки теплонпряженности поршня, головки цилиндров и др.).

7.4. Внешний ТБ составляется либо по данным теплового расчета (расчетный), либо по данным экспериментальных исследований (опытный).

$$Q_T = Q_e + Q_{охл} + Q_G + Q_M + Q_{ост} \quad (69)$$
$$100\% < 40\% \quad 20-40\% \quad 30-60\% \quad 3-6\% < 3\%$$

где: $Q_T = G_T \cdot H_{и}$ (для газового ДВС: $V_G \cdot H_{и}$);

Q_T - теплота, внесенная в цилиндр с топливом;

$Q_{охл}$ - теплота, отводимая с охлаждающей жидкостью;

Q_G - теплота, отводимая с отработавшими газами;

$Q_e = N_e \cdot 3,6$ - теплота, превращенная в эффективную работу;

Q_M - теплота, отводимая системой смазки.

7.6. Составляющие в ТБ удобно представлять в относительных величинах.

Для этого зависимость (69) относится к Q_T

Тогда:

$$1 = g_e + g_{охл} + g_G + g_M + g_{ост} \quad (70)$$

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Что называется газообменом в ДВС?
2. Что называется коэффициентом наполнения? Факторы, уменьшающие его величину? Влияние режима работы ДВС на величину η_v и пути увеличения η_v .
3. Приведите алгоритм расчета наполнения.
4. Что называется степенью сжатия? Из каких соображений выбирается ε в двигателях разных типов?
5. Преведите алгоритм расчета процесса сжатия.
6. Перечислите основные требования к процессу смесеобразования в двигателях с принудительным зажиганием.
7. Назовите способы смесеобразования в дизелях и укажите их преимущества и недостатки.
8. Дайте характеристику процессу сгорания углеводородных топлив. Что означают слова: цепной, разветвленный, многостадийный в характеристике сгорания?
9. Назовите фазы сгорания в бензиновых двигателях и охарактеризуйте каждую из них.
10. Назовите фазы сгорания в дизелях и охарактеризуйте каждую из них.
11. Какой дизель относится к работающим жестко?
12. Приведите алгоритм расчета процесса сгорания в бензиновом двигателе, в

дизеле.

13. Чем отличается протекание процесса расширения в действительном и расчетном циклах?

14. Приведите алгоритм расчета процесса расширения.

15. Укажите виды показателей работы в теории ДВС. Чем отличаются эффективные показатели работы от индикаторных?

16. Какие показатели служат для оценки энергетических возможностей ДВС?

17. Какие показатели служат для оценки экономичности ДВС?

18. Что оценивают индикаторный и эффективный КПД? В каком двигателе (бензиновом или дизеле) их значение выше и почему?

19. Какие виды потерь относят к мощности механических потерь?

20. Назначение ТБ. Виды ТБ.

21. Составляющие внешнего ТБ и использование их для улучшения показателей работы в ДВС.

Лекция 3. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА ДВС. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС. СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВС ТОПЛИВОМ.

План.

1. Экологические качества ДВС.
2. Режимы работы и характеристики ДВС.
3. Системы питания ДВС топливом.

1. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА ДВС

1.1 Это одно из важнейших потребительских качеств ДВС. По оценкам специалистов доля транспорта в общем загрязнении окружающей среды превышает 60%, а в крупных городах, таких как Киев, Харьков, Днепропетровск и др. достигает 60-80% [4].

В ДВС источниками загрязнений окружающей среды токсичными (вредными) и канцерогенными (увеличивающими предрасположенность к раковым заболеваниям) веществами являются отработавшие газы (ОГ), картерные газы и пары топлива. Всего ДВС выделяет более 200 вредных веществ (В.В.), однако такими из них, которые надо учитывать, являются: оксиды азота, No_x ; оксиды углерода; CO ; углеводороды, C_nH_m ; альдегиды, CH_2O , H_2CO и др.; бенз- α -пирен, $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$; оксиды свинца; соединения серы; сажа. Первые шесть - характерны для бензиновых двигателей, последние шесть - для дизелей.

Сажа, C , в чистом виде не является токсином, однако, она способствует образованию смогов и адсорбирует бенз- α -пирен.

Говоря о загрязнении окружающей среды, следует так же принимать во внимание дымность ОГ и шум ДВС.

1.2 Нормативными документами, ограничивающими (регулирующими) загрязнение окружающей среды являются:

- Конституция Украины;
- предельно допустимые среднесуточные концентрации токсичных веществ в атмосфере населенных пунктов страны (нормы Минздрава Украины);
- технические нормы допустимого выброса В.В. двигателями различного типа ГОСТы (ОСТы) для бензиновых ДВС; нормы ЕВРО I-IV - для дизелей. [4]

1.3 Условия образования и воздействия на здоровье человека основных токсичных компонентов и дыма.

Оксиды азота, NO_2 состоят в основном из оксида, NO и диоксида, NO_2 азота. Выход оксида азота зависит от концентрации атомарного кислорода, азота и температуры (более 2200 К). Такие температуры характерны для бензиновых двигателей, поэтому и выход No_x у них выше.

Оксиды азота способствуют образованию смогов, поражающих органы дыхания человека. Присутствие No_x в атмосферном воздухе в количестве 0,004-0,008 % приводит к появлению отека легких.

Оксид углерода, CO образуется главным образом при сгорании топлива с недостатком кислорода, что также более характерно для бензиновых двигателей. Оксиды углерода вызывают кислородное голодание тканей организма человека. Присутствие CO в атмосферном воздухе в количестве более 1% приводит к угару.

Углеводороды, C_nH_m . Содержание их в отработавших газах двигателей связано с отсутствием горения в пристеночном слое из-за низких температур, а также существованием зон с чрезмерно обедненной или обогащенной смесью (характерно для дизелей). В тех количествах, в которых они содержатся в отработавших газах, сами углеводороды не представляют большой опасности. Однако они способствуют образованию смога, разрушающе действующего на органы дыхания.

Альдегиды, CH_2O , $\text{C}_3\text{H}_4\text{O}$ - продукты холоднопламенных процессов.

Особенно большой выход альдегидов наблюдается на режимах холостого хода и малых нагрузок, когда температура сгорания низкая. Частично они выгорают. Образованию альдегидов способствует попадание масла в камеру сгорания. Альдегиды действуют раздражающе на слизистые оболочки организма человека, вызывают различные хронические и даже онкологические заболевания.

Бенз- α -пирен, $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ - канцероген, образующийся при низкотемпературном окислении ($T = 900 \dots 1200$, K) топлива в условиях недостатка кислорода. Повышает возможность возникновения онкологических заболеваний.

Оксиды свинца, PbO_x . Наличие в отработавших газах PbO_x , связанное с работой двигателя на этилированных бензинах, вызывает свинцовые отравления.

Сажа, C. Образуется при термическом крекинге углеводородов в условиях недостатка кислорода при ($\alpha = 0,3 \dots 0,7$) и сравнительно низких температурах (примерно 1000, K). Значительный выход сажи наблюдается лишь у дизелей, где механизм сгорания носит преимущественно диффузионный характер. На такте расширения часть образовавшейся сажи выгорает. Сажа не токсична, однако с ней связано появление черного дыма на выпуске, ухудшающего видимость, загрязняющего окружающую среду, дыхательные пути и легкие человека. Особенно опасна сажа как активный адсорбент и переносчик канцерогенных веществ.

Сернистый ангидрид, SO_2 , сероводород, H_2S и др. Образуются при сгорании серы, содержащейся в дизельном топливе.

Анализ показывает, что токсичность дизелей зависит в основном от содержания в отработавших газах оксидов азота, бенз- α -пирена, альдегидов и твердых частиц, а бензиновых двигателей - от оксидов азота, диоксидов свинца, паров топлива и оксида углерода. В целом токсичность бензиновых двигателей,

обычно, считается более высокой, чем у дизелей.

1.4 Оценка токсичности ДВС.

В Украине экодиагностика автомобилей с бензиновыми ДВС оценивается в соответствии с ГОСТ 17.2.2.03-87 “Нормы и методы измерений содержания окиси углерода и углеводородов в ОГ автомобилей с бензиновыми двигателями”, согласно которому определяется содержание CO и C_nH_m в ОГ на холостом ходу для двух n , мин⁻¹: минимальный, $n_{мин}$ и повышенный, $n_{пов}$. Очевидно, что эти данные не достаточные для суждения об экологическом совершенстве ДВС. Поэтому для более полной оценки экологических показателей легковых автомобилей с бензиновыми ДВС предложена методика оценки их по Европейскому ездовому циклу (ОСТ 37.001.054-86 “Автомобили и двигатели. Выбросы вредных веществ. Нормы и методы определения”), имитирующему на стендах с беговыми барабанами условия движения автомобиля в условиях города. Общая продолжительность цикла 13 мин. Все ОГ собираются в емкость, из которой отбираются пробы, по которым определяются выбросы CO, C_nH_m и NO_x за испытание и сопоставляются с предельно допустимыми, а именно:

- для легковых автомобилей без нейтрализаторов: CO = 45, $NO_x = 6$,
сумма C_nH_m и $NO_x \leq 17$ г/испытание.
- “-” с нейтрализаторами: CO = 25, $NO_x = 3,5$,
сумма C_nH_m и $NO_x \leq 6,5$ г/испытание.

В Украине экодиагностика грузовых автомобилей и автобусов с дизелями осуществляется в соответствии с ГОСТ 21393-75 “Автомобили с дизелями. Дымность ОГ. Нормы и методы измерения” и ГОСТ 17.2.2.01-84 “Дизели автомобильные. Дымность ОГ. Нормы и методы измерений”. Измерение лишь уровней дымности без знаний уровней выбросов ВВ не определяет экологического совершенства дизелей.

В странах западной Европы приняты требования (Правило R 49-02 ЕЭК ООН к экологическим показателям дизелей по допустимым уровням выбросов с ОГ CO, C_nH_m , NO_x , твердых частиц (ЕВРО - I-IV), которые постепенно внедряет и Украина.

1.5 Влияние различных факторов на токсичность ДВС.

К основным конструктивным факторам, оказывающим основное влияние на токсичность ДВС, относятся: форма камеры сгорания, степень сжатия, размеры цилиндра.

Например, в 2-х камерных дизелях по сравнению с однокамерными меньше: CO- в 2-3 раза, NO_x - на 20-30%, C_nH_m - в 2-2,5 раза [4] и дымность ОГ.

К основным эксплуатационным факторам, оказывающим наибольшее влияние

на токсичность ОГ, относятся: состав топливо-воздушной смеси (оцениваемый α), N_e , n , мин^{-1} , угол опережения зажигания, θ_z или угол опережения впрыскивания топлива, $\theta_{\text{впр}}$.

Например, увеличение θ_z или $\theta_{\text{впр}}$ приводит к росту No_x и C_nH_m и фактически не влияет на выход CO. Обогащение смеси на режимах холостого хода и близкому к номинальному в бензиновых двигателях резко увеличивает выход CO, а в последнем случае и No_x .

1.6 Способы снижения токсичности ДВС.

1.6.1 Основными направлениями снижения токсичности ОГ для бензиновых и газовых ДВС является:

а) разработка способов, обеспечивающих устойчивую их работу на обедненных смесях. Определены два пути решения задачи: первый - создание по объему КС топливо-воздушной смеси неравномерного состава, обогащенной в зоне свечи зажигания и обедненной - в объеме; второй, значительная турбулизация обедненной однородной смеси, воспламеняемой с помощью нескольких свечей, многоэлектродных свечей и свечей с повышенной энергией и увеличенной продолжительностью (перспективны плазменные системы зажигания) ;

б) рециркуляция ОГ, при которой уменьшается температура смеси и концентрация O_2 в цилиндре, что приводит к резкому уменьшению No_x в ОГ;

в) применение механизмов исключения подачи топлива на режимах принудительного холостого хода;

г) применение закрытых систем вентиляции картера;

д) применение альтернативных топлив, образующих меньше ВВ (водород, биогаз и др.);

е) применение нейтрализаторов ВВ в ОГ.

1.6.2 Основными направлениями для дизелей являются применение:

а) рециркуляции ОГ;

б) автоматических ограничителей дымления и противодымных отрицательных корректоров подачи топлива (при низких n , мин^{-1});

в) механизмов отключения подачи топлива на режимах принудительного холостого хода;

г) закрытых систем вентиляции картера;

д) нейтрализаторов ВВ в ОГ и улавливателей сажи.

1.7. Виды нейтрализаторов .

Применяются нейтрализаторы: каталитические (наиболее распространены), термические, адсорбирующего или поглощающего действия.

Каталитические нейтрализаторы - обезвреживают ВВ за счет окислительных

(для CO и C_nH_m) и восстановительных (для NO_x) реакций, они обезвреживает не меньше 80% CO , C_nH_m и NO_x . Это возможно при применении электронных систем управления нейтрализацией.

Термические нейтрализаторы - дожигают CO и C_nH_m в термическом реакторе (жаровой трубе, в которую подается дополнительный воздух).

Нейтрализаторы адсорбционного действия - задерживают твердые частицы и поглощают газообразные ВВ при пропускании ОГ через водные химические растворы. Находят применение в ДВС, которые эксплуатируются в местах с ограниченными воздухообменом.

1.8 Шум в ДВС.

Вредно влияет на организм человека (снижает его работоспособность, повышает утомляемость, вызывает появление неврозов и т.д.) при превышении установленных норм. Имеет двойное происхождение: механическое (как следствие ударов в соединениях систем, механизмах, деталях ДВС) и газодинамическое (при впуске, сгорании и др.) Уровень шума в современных ДВС достигает 110-120 дБ (болевого порог человека ≈ 130 дБ)

Для уменьшения шума применяются: капотирование ДВС, слоистые материалы, оборудование ДВС глушителями, различные конструктивные решения, управление процессом сгорания в дизелях и др.

Вопросы и задания для самоконтроля.

1. Перечислите основные токсичные компоненты продуктов сгорания двигателей с воспламенением от искры.
2. Какие токсичные компоненты содержатся в продуктах сгорания дизеля?
3. Какие факторы и каким образом влияют на токсичность отработавших газов двигателей с воспламенением от искры?
4. Укажите основные мероприятия, снижающие токсичность отработавших газов двигателей.
5. Назовите основные источники шума в ДВС.
6. Назовите основные способы снижения шума.

2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Методические замечания

Автомобильные двигатели в процессе эксплуатации значительную часть времени работают в широком диапазоне режимов (от холостого хода до номинального), в том числе и при неустановившихся режимах, т.е. при переменных нагрузках, частотах вращения коленчатого вала, температурах деталей, масла, охлаждающей жидкости. В предыдущих разделах все вопросы, связанные с рабочим циклом, показателями двигателей, рассматривались применительно к номинальным режимам их работы. Поэтому для объективной всесторонней оценки двигателей необходимо рассмотреть показатели их работы на ненормальных и неустановившихся режимах.

Показатели работы двигателей на ненормальных режимах оцениваются по характеристикам, которые определяют на испытательных стендах в соответствии с государственным стандартом. Что касается неустановившихся режимов работы, то показатели работы двигателей на режимах, как показывает практика, так же могут быть оценены по аналогичным показателям для установившихся режимов работы, установленным на основании различных характеристик ДВС.

2.1 Виды характеристик автомобильных двигателей.

Характеристики двигателей представляют графические зависимости одних показателей его работы от других, называемых независимыми параметрами, которые определяют режим или условия работы двигателя. В качестве независимых параметров работы ДВС принимаются: частота вращения коленчатого вала (устанавливается водителем), n , мин⁻¹ (или с⁻¹) и нагрузка, развиваемая ДВС (определяется условиями движения и работы автомобиля), N_e , кВт (или P_e , МПа, или M_e , н·м).

Характеристики автомобильных двигателей оценивают при стендовых испытаниях в соответствии с ГОСТ 14846-81 “Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний”.

Автомобильный двигатель может работать в любой точке области FBAD(E) (рисунок 18). Точка А соответствует номинальному режиму работы: $n_{ном.}$ и $N_{e ном.}$

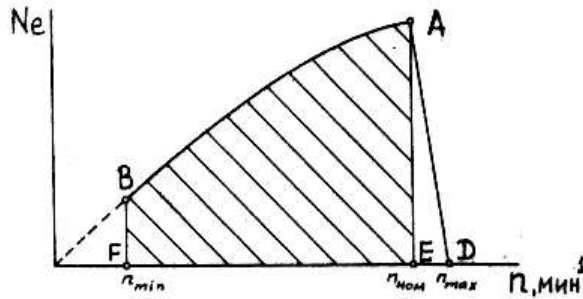


Рисунок 18. Характеристики автомобильных ДВС

Участок \overline{BA} , представляющий собой зависимость N_e , развиваемой двигателем, от n при постоянном открытии дроссельной заслонки в бензиновых (газовых) двигателях или неизменном положении рейки топливного насоса в дизеле, называется скоростной характеристикой.

Участок \overline{AE} , представляющий собой зависимость показателей работы двигателя от нагрузки (N_e) при постоянной n , называется нагрузочной характеристикой.

Участок \overline{AD} , характерный для ДВС, оборудованных регулятором, называется регуляторной характеристикой.

Перечисленные характеристики называются эксплуатационными или рабочими, по ним ДВС работают в эксплуатации.

Кроме того, в автомобильных двигателях снимаются характеристики, которые служат для контроля работы или регулировки его отдельных систем и механизмов. Эти характеристики называются регулируемыми; они нерабочие, стендовые.

Область возможных режимов работы ДВС (рисунок 18) ограничивается минимальной, n_{\min} , номинальной, $n_{\text{ном}}$ и максимальной $n_{\text{хх макс}}$ частотами вращения коленчатого вала. Ниже n_{\min} - режимы работы двигателя неустойчивы; $n_{\text{ном}}$ - частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая номинальной мощности двигателя, $N_{e \text{ ном}}$, гарантируемой заводом-изготовителем при полной подаче топлива, стандартных атмосферных условиях, температуре, плотности топлива, частоте вращения

$n_{\text{хх макс}}$ - максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу.

2.2. Скоростные характеристики

Различают внешнюю и частичные скоростные характеристики.

2.2.1. Внешняя скоростная характеристика представляет собой зависимость

показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала (n , мин^{-1}) при постоянном, соответствующем максимальной подаче топлива, положении дроссельной заслонки в бензиновом и газовом двигателях ($\psi_{\text{др. max}}$) или рейки топливного насоса в дизеле ($h_{p \text{ max}}$).

Преобразуем зависимости для мощности (64) и момента (65) к виду:

$$N_e = A_1 \cdot \eta_v(\eta_i/\alpha) \cdot \eta_m \cdot n ;$$

и

$$M_e = A_2 \cdot \eta_v(\eta_i/\alpha) \cdot \eta_m$$

где A_1, A_2 - коэффициенты, объединяющие постоянные величины для конкретного двигателя.

В процессе оценки характера изменения N_e и M_e по внешней скоростной характеристике анализируем и характер изменения других входящих в зависимости показателей.

Коэффициент наполнения η_v . Кривая $\eta_v = f(n)$ имеет вид, показанный на рисунке 5, а характер ее изменения проанализирован ранее.

Комплекс η_i/α . Он оценивает эффективность цикла. Его зависимость от n ясна из рисунка 20 ($\alpha \approx \text{const}$). При увеличении n уменьшаются потери теплоты в систему охлаждения (особенно проявляется при малых n), улучшаются смесеобразование и сгорание смеси из-за увеличения скорости движения заряда в камере сгорания двигателя (особенно проявляется на средних нагрузках), увеличивается догорание смеси на такте расширения, что уменьшает прирост η_i (особенно при высоких n).

Индикаторная мощность N_i , кВт. Характер изменения зависимости

$N_i = f(n)$ определяется видом рассмотренных зависимостей для $\eta_v = f(n)$ и $\eta_i/\alpha = f(n)$:

$$N_i = A \cdot \eta_v(\eta_i/\alpha) \cdot n$$

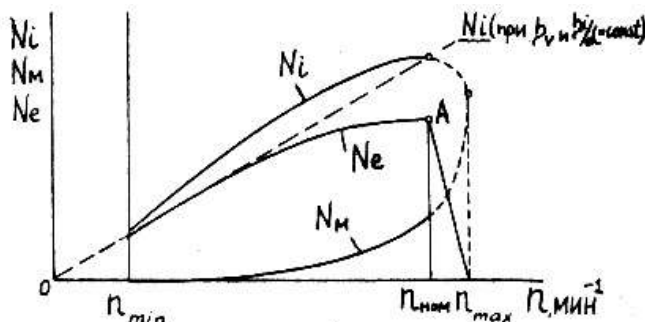


Рисунок 19. Изменение мощностей с n

На рисунке 19 пунктиром показана N_i при независимых от n показателях η_v и η_i/α .

Мощность механических потерь N_M , кВт. Складывается из затрат мощности на трение, привод вспомогательных агрегатов и на газообмен. Зависимости каждой из составляющих от n сложные и различные для разных типов двигателей; усредненное же значение имеет вид, представленный на рисунке 19.

Эффективная мощность двигателя N_e , кВт. Определяется как разность мощностей.

$$N_e = N_i - N_M,$$

Внешние скоростные характеристики ДВС снимаются при неизменном регулировании. Если же для каждого значения n подбирать оптимальные регулировочные параметры (α , θ_3 или $\theta_{впр.}$, температуру охлаждающей жидкости и др.), то получим максимальные значения N_e на каждом скоростном режиме. Такая характеристика называется абсолютной.

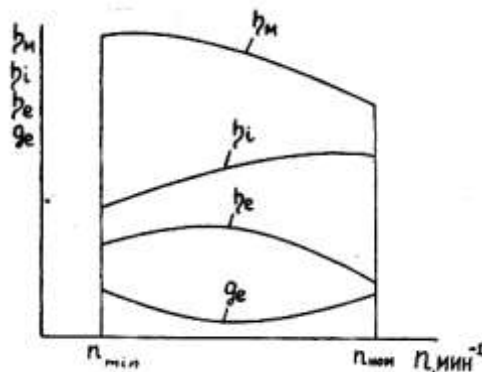


Рисунок 20. Изменение η_m , η_i , η_e и g_e с n

Механический КПД, η_m . Характер его изменения по внешней скоростной характеристике показан на рисунке 20, определяется зависимостью:

$$\eta_m = 1 - N_M/N_i$$

Увеличение N_M и замедление роста N_i вследствие уменьшения η_i/α и η_v при повышении n снижают механический КПД.

Индикаторный КПД η_i . Усредненная зависимость η_i от n показана на рисунке 20. При приблизительно постоянном α в противоположных направлениях действуют два фактора. С одной стороны, с уменьшением n возрастают потери в систему охлаждения, что снижает η_i , с другой - уменьшается догорание топлива на такте расширения, что повышает η_i . Таким образом, коэффициент η_i слабо зависит от n . Более существенно на η_i влияет коэффициент α . поэтому в бензиновых и газовых двигателях при n приближающихся к $n_{ном}$ и на холостом ходу, когда $\alpha < 1$, коэффициент η_i снижается. В дизеле снижение η_i при больших частотах связано с увеличивающимся догоранием топлива на такте расширения вследствие местного переобогащения смеси из-за малых α .

Эффективный КПД, η_e . Зависимость $\eta_e = f(n)$ определяется характером изменения η_i и η_m (рисунок 20).

Удельный эффективный расход топлива, g_e представляет собой зависимость зеркально-симметричную зависимости $\eta_e = f(n)$ (рисунок 20).

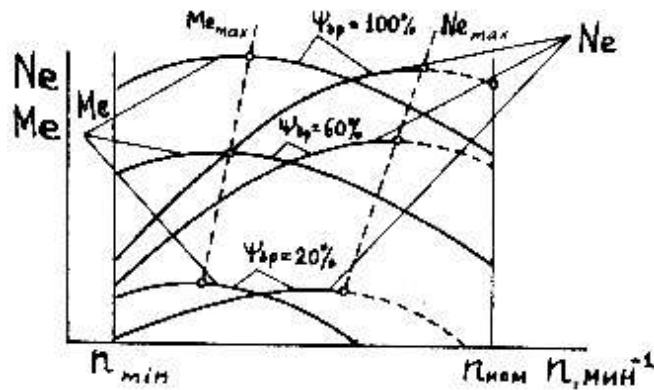


Рисунок 21. Зависимости N_e и M_e от n в КБД

Эффективный крутящий момент M_e , Н·м. Характер изменения M_e определяется особенностями изменения сомножителей в выражении (для M_e). В двигателях без наддува в области малых частот вращения эффективный момент с ростом n увеличивается, достигает максимума и затем уменьшается (рисунок 21). Частота вращения вала двигателя, соответствующая $M_{e \text{ макс}}$ для бензиновых и газовых двигателей, составляет $(0,45...0,55) \cdot n_{\text{ном}}$, для дизелей - $(0,55...0,70) \cdot n_{\text{ном}}$. В двигателях с наддувом вследствие более пологого изменения кривой η_v , а также увеличения ρ_v значение $M_{e \text{ макс}}$ достигается при более высоких n , чем у двигателя без наддува. При этом уменьшается запас крутящего момента.

Основные требования, предъявляемые к внешней скоростной характеристике автомобильного двигателя, связаны с обеспечением устойчивости его работы:

- рабочая зона чисел оборотов между $n_{\text{ном}}$ и n_{M_e} должна быть возможно шире, что позволит уменьшить число передач в автомобиле;
- коэффициент приспособляемости двигателя, K , т.е. отношение максимального крутящего момента к номинальному:

$$K = \frac{M_{e \text{ макс}}}{M_{e \text{ ном}}}, \quad (69)$$

должен быть возможно большим, чтобы при постоянном положении регулирующего органа (дроссельной заслонки у карбюраторного и газового двигателей или рейки топливного насоса у дизеля) двигатель автоматически приспособлялся к переменной нагрузке в широком диапазоне ее изменения. Этим достигается упрощение управления двигателем, увеличение ресурса двигателя и автомобиля при эксплуатации. Как видно из рисунка 21, коэффициент приспособляемости у дизеля ($K \leq 1,1$) меньше, чем у бензинового двигателя ($K =$

1,25...1,35).

Повысить коэффициент K у дизеля возможно:

- соответствующим изменением фаз газораспределения, для изменения характеристик $\eta_v = f(n)$ и $\eta_m = f(n)$;
- использованием инерционного наддува для улучшения очистки и наполнения цилиндров в зоне частот вращения, соответствующих $M_{e \text{ макс}}$;
- коррекцией цикловой подачи топливного насоса по скоростной характеристике.

Сравнение скоростных характеристик бензиновых, газовых двигателей и дизелей позволяет сделать выводы:

1) по внешней скоростной характеристике режим работы бензинового и газового двигателей устойчивее, чем дизеля;

2) у дизелей с газотурбинным наддувом режим работы, как правило, менее устойчив, чем у дизелей без наддува.

Отметим, что приспособляемость в двухтактных двигателях, как правило, хуже, чем у четырехтактных, так как возможности подбора фаз газораспределения для повышения K ограничены.

2.2.2. Частичные скоростные характеристики представляют собой зависимости показателей работы двигателей от частоты вращения коленчатого при различных промежуточных постоянных положениях дроссельной заслонки в бензиновых и газовых двигателях или рейки топливного насоса в дизелях.

Условия получения, а следовательно, и характер изменения показателей по частичным скоростным характеристикам у дизеля и у двигателей с принудительным зажиганием различные, что вытекает из разных способов регулирования нагрузки.

Подробно частичные скоростные характеристики ДВС проанализированы в [1-3] и будут отработаны при выполнении лабораторного практикума по этой дисциплине.

2.3. Нагрузочные характеристики.

Нагрузочными характеристиками автомобильных двигателей называют зависимости показателей работы двигателя от нагрузки (N_e , P_e , M_e) при постоянном значении частоты вращения коленчатого вала, n .

Характер изменения показателей по нагрузочным характеристикам различен для двигателей с количественным (бензиновые и газовые) и качественным (дизели и газодизели) способом регулирования нагрузки, так как фактором внешнего воздействия на рабочий процесс в первом случае является количество подаваемой за цикл горючей смеси, а во втором количество топлива при почти неизменном

количестве свежего заряда. Это относится к дизелям без наддува. В дизелях с газотурбинным наддувом из-за изменения с нагрузкой условий работы газовой турбины изменяется также давление и количество поступающего в дизель воздуха.

При постоянной частоте вращения коленчатого вала величины N_e , P_e и M_e пропорциональны друг другу. Поэтому целесообразно в нагрузочных характеристиках вместо конкретных значений по оси абсцисс откладывать их доли или процентные значения от нагрузки, соответствующей номинальному режиму (

$$\bar{N}_e = \frac{N_e}{N_{eном}} \quad , \%) .$$

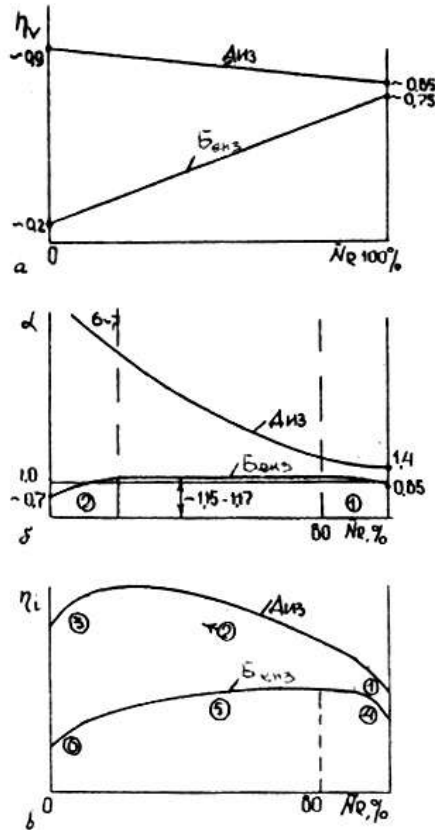


Рисунок 22. Зависимости от нагрузки η_v (а); α (б); η_i (в)

Коэффициент наполнения η_v . Характер изменения его для дизеля без наддува и бензинового двигателя показан на рисунке 22,а, а проанализирован ранее. Отметим, что в дизеле с газотурбинным наддувом при снижении нагрузки уменьшается частота вращения турбокомпрессора вследствие снижения теплосодержания и располагаемой энергии отработавших газов. Это уменьшает η_v и его приращение будет меньше, чем у дизеля без наддува.

Коэффициент избытка воздуха α (рисунок 22,б). В дизеле при уменьшении нагрузки α растет, так как цикловая подача топлива, V снижается, а количество свежего заряда, $M_{см}$ при $n = \text{const}$ остается практически неизменным ($\alpha = M_{см}/VH_{и}$). На холостом ходу α достигает нескольких единиц.

В бензиновых и газовых двигателях система питания с учетом концентрационных пределов распространения пламени отрегулирована таким образом ($\alpha = 1,15 \dots 1,17$), чтобы на основных нагрузочных режимах поддерживался состав смеси, соответствующий максимальной экономичности. При больших нагрузках (более 85%) и на холостом ходу рабочая смесь принудительно обогащается до $\alpha < 1$ для получения максимальной мощности и обеспечения устойчивой работы двигателя.

Индикаторный КПД η_i (рисунок 22,в). В дизеле, в области больших нагрузок, приближающихся к номинальному режиму (1), сгорание протекает в условиях местного переобогащения смеси из-за сравнительно малых значений α ; по мере уменьшения нагрузки (2) улучшается сгорание за счет уменьшения переобогащения смеси и снижения доли остаточных газов, что увеличивает η_i (до $\alpha = 3,5 \dots 4$); в области малых нагрузок (3) η_i резко падает из-за ухудшения характеристик топливоподачи.

В бензиновых и газовых двигателях уменьшение η_i в области больших (от 85% номинальных и выше) нагрузок (4) объясняется принудительным обогащением смеси, а на частичных режимах (5) - снижением скорости сгорания из-за малой плотности заряда и вследствие увеличения удельного веса остаточных газов; резкое снижение η_i на режиме холостого хода (6) связано со значительным обогащением смеси для повышения устойчивости работы двигателя.

Механический КПД η_m (рисунок 23). При уменьшении нагрузки от номинального значения величина η_m изменяется более круто в бензиновых и газовых двигателях, так как у них одновременно снижается N_i и растет N_m из-за значительного увеличения потерь на впуске при прикрытии дроссельной заслонки. В дизелях же N_m остается практически постоянным.

Эффективный КПД η_e . Определяется суммарным действием η_i и η_m ($\eta_e = \eta_i \eta_m$). Наибольшее значение η_e в дизелях, бензиновых и газовых двигателях обеспечивается при нагрузках, меньших номинальных. На режимах больших 85% нагрузки от номинального значения η_e снижается: в дизеле из-за местного переобогащения смеси, в бензиновых и газовых двигателях - из-за принудительного обогащения смеси.

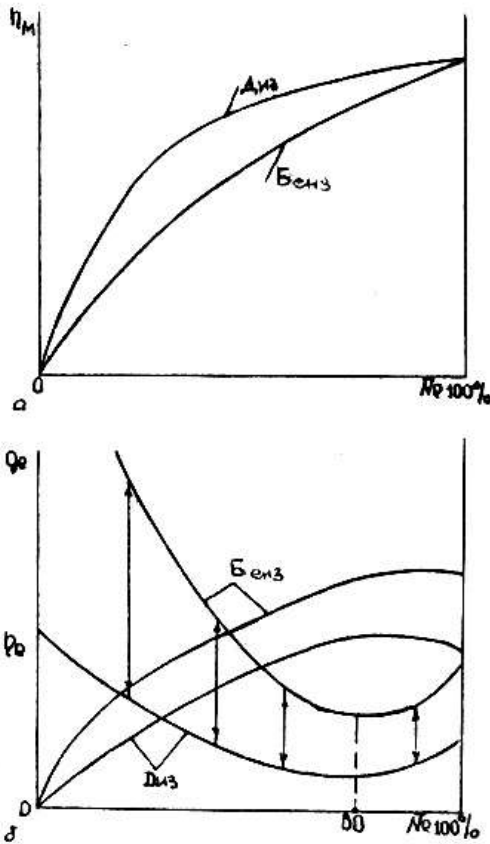


Рисунок 23. Зависимости от нагрузки: η_m (а); η_e и g_e (б)

Удельный расход топлива g_e . Кривые, обратные соответствующим зависимостям η_e . Аналогично предыдущему объясняется ухудшение g_e при нагрузках больших 80-85% от номинальных.

2.4. Регуляторные характеристики.

По регуляторным характеристикам работают автомобильные двигатели, оборудованные автоматическими регуляторами частоты вращения коленчатого вала. Регуляторные характеристики представляют собой зависимость основных показателей работы двигателя от нагрузки при непостоянном значении n . Вид этих характеристик зависит от параметров регулятора, топливоподающей аппаратуры и параметров двигателя.

2.5. Регулировочные характеристики.

Регулировочные характеристики (стендовые, нерабочие) снимаются при доводке, контроле, настройке или исследовании работы систем и механизмов двигателей. Их много. Для примера рассмотрим три регулировочные характеристики.

2.5.1. Регулировочная характеристика карбюраторного двигателя по составу смеси.

Регулировочной характеристикой карбюраторного двигателя по составу смеси называются зависимость N_e и g_e от α (или часового расхода топлива G_T).

По ней устанавливаются условия регулировки систем карбюратора для обеспечения оптимальной работы двигателя. Для этого определяется серия характеристик при постоянных n и положении $\psi_{др}$ и отключенном экономайзере (рисунок 24,а). Так как при этом G_B и η_v также постоянны, то состав смеси, оцениваемый коэффициентом α , можно изменить лишь за счет G_T . Для этого изменяется либо проходное сечение топливного жиклера главной дозирующей системы, либо давление воздуха в поплавковой камере карбюратора.

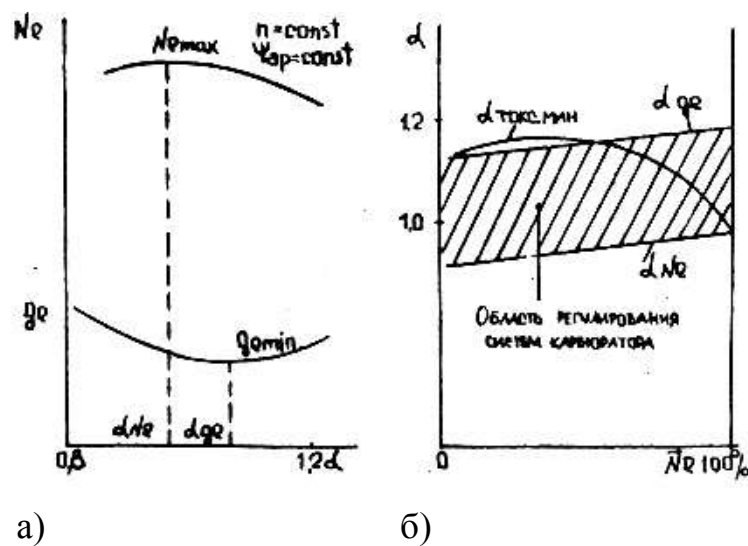


Рисунок 24. Регулировочные характеристики КБД по составу смеси

Каждая исходная регулировочная характеристика позволяет установить значения α , при которых обеспечивается наибольшая мощность α_{N_e} и наилучшая экономичность α_{g_e} .

По полученным совокупностям значений α строится результирующая (суммарная) характеристика в координатах $\alpha = f(N_e)$ или $\alpha = f(\psi_{др})$ (рисунок 24,б.). Поле между кривыми α_{ge} и α_{N_e} - область регулировки систем карбюратора, на которой нанесена наивыгоднейшая, с учетом рассмотренных условий, характеристика карбюратора. С учетом корректировки ее на минимальную токсичность ($\alpha_{\text{токс мин}}$) характеристику по α нужно поднять примерно на $0,1$.

2.5.2. Регулировочная характеристика бензинового двигателя по углу опережения зажигания.

Эта характеристика позволяет проверить правильность регулировки или настроить работу центробежного и вакуумного регуляторов опережения зажигания. Она определяется при отключенных регуляторах на двигателе, дооборудованном устройством для изменения θ_3 . Вначале определяют серию исходных характеристик при постоянных n и $\psi_{др}$. При изменении θ_3 оценивают N_e и g_e .

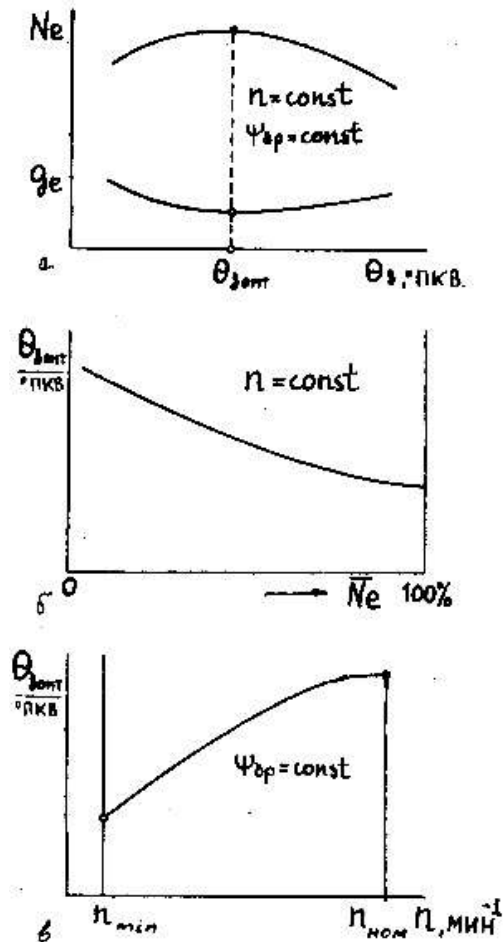


Рисунок 25. Исходная (а) и регулировочные характеристики (б и в) по углу опережения зажигания

Строятся зависимости N_e и $g_e = f(n)$, на которых устанавливаются $\theta_{3\text{ опт}}$ для данного режима работы (рисунок 25,а), соответствующие $N_{e\text{ макс}}$ и $g_{e\text{ мин}}$. При постоянном $\psi_{др}$, а значит и G_T эти точки соответствуют одному и тому же значению $\theta_{3\text{ опт}}$. По данным, полученным из этих характеристик, строят обобщающие зависимости $\theta_{3\text{ опт}} = f(N_e)$ и $\theta_{3\text{ опт}} = f(n)$, по которым контролируют (настраивают) работу регуляторов (рисунок 25, б и в.).

2.5.3 Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения впрыскивания топлива.

Цель определения характеристики - получение данных для настройки или контроля работы центробежной муфты опережения впрыска топлива в дизеле. Характеристика определяется по методике, аналогичной изложенной выше.

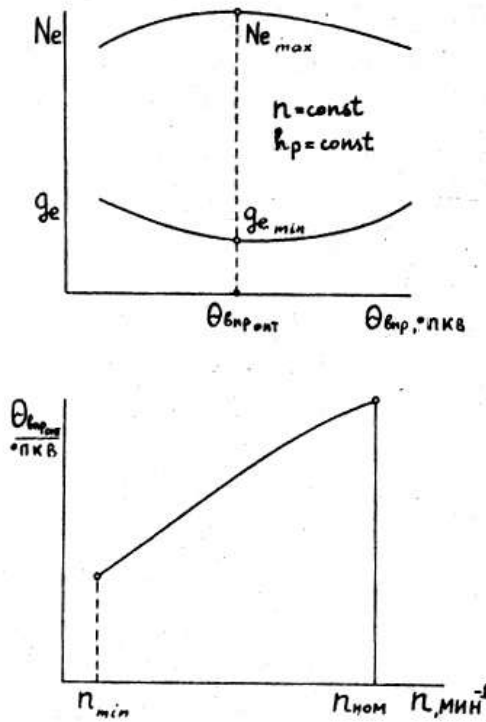


Рисунок 26. Исходная (а) и регулировочная характеристики дизеля по углу опережения впрыскивания топлива (б).

По результатам испытаний строят исходные характеристики N_e и $g_e = f(\theta_{впр,опт})$ (рисунок 26,а) и обобщающую зависимость $\theta_{впр,опт} = f(n)$ (рисунок 26,б), по которой настраивают или контролируют работу центробежной муфты опережения впрыскивания топлива.

Вопросы для самоконтроля.

1. Виды характеристик автомобильных ДВС?
2. Роль эксплуатационных и назначение регулировочных характеристик?
3. Что называется скоростными характеристиками ДВС?
4. При каких условиях снимается внешняя скоростная характеристика?
5. Что называется нагрузочной характеристикой ДВС? Чем объясняется различия в изменении показателей по нагрузочной характеристике у дизелей и бензиновых двигателей?

6. Назначение регулировочных характеристик ДВС?

7. Что понимается под установившимся и неуставившимся режимами работы ДВС?

3. СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВС ТОПЛИВОМ

Качество их функционирования в значительной степени определяет показатели работы ДВС, особенно дизелей.

Принципиально различаются системы питания карбюраторных ДВС, двигателей с впрыскиванием бензина, дизелей, газовых ДВС.

3.1. Системы питания карбюраторных ДВС.

3.1.1 Назначение и устройство системы питания

Система питания карбюраторных двигателей (КБД) предназначена для хранения топлива; фильтрации подаваемых к карбюратору топлива и воздуха; приготовления топливо-воздушной смеси необходимого качества; подачи смеси в цилиндры двигателя в необходимом количестве в соответствии с его режимом работы; ограничения максимальных оборотов холостого хода двигателя. Система питания подразделяется на систему питания топливом и систему питания воздухом.

Система питания топливом (рисунок 27) состоит из топливного бака 1 с датчиком контроля количества топлива 2; топливопроводов 3; топливного фильтра 4; топливоподкачивающего насоса 5; карбюратора 6. Воздух поступает в карбюратор через воздухоочиститель 7, который одновременно служит глушителем шума на впуске. Топливоздушная смесь поступает из смесительной камеры карбюратора в цилиндры двигателя через впускной коллектор. На дроссельную заслонку карбюратора воздействует ограничитель максимальных оборотов холостого хода двигателя 8.

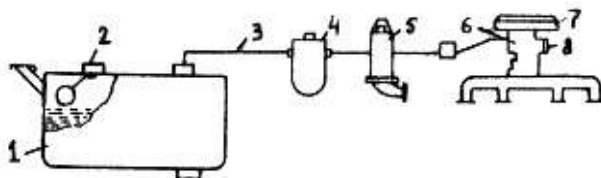


Рисунок 27. Схема системы питания КБД.

3.1.2. Карбюрация - это процесс приготовления бензо-воздушной смеси необходимого состава в устройстве, называемом карбюратором. Процесс карбюрации включает в себя процессы впрыскивания и распыливания топлива,

нагрев и испарение его, перемешивание с воздухом. На карбюрацию влияют: продолжительность времени на приготовление горючей смеси; τ , с; T_0 и P_0 ; тепловое состояние двигателя; качество топлива; конструкция карбюратора .

3.1.3. Рабочий процесс элементарного карбюратора.

Работу карбюратора на различных режимах анализируют по его характеристике.

Характеристикой карбюратора называют зависимость коэффициента избытка воздуха α от одного из параметров, определяющих секундный расход смеси через карбюратор. В качестве такого параметра чаще всего принимают разрежение ΔP_d в диффузоре карбюратора или расход воздуха, G_v .

В основе современных сложных карбюраторов лежит элементарный одножиклерный карбюратор, изображенный на рисунке 28.

Элементарный карбюратор работает следующим образом. Воздух из атмосферы поступает во входящий патрубок 1, а из него в диффузор 2, имеющий форму насадка “Вентури”, где скорость воздуха значительно возрастает, а давление снижается (рисунок).

Под действием разности давлений в поплавковой камере 3, где давление равно атмосферному, и в диффузоре топливо движется через жиклер 4 и вытекает, фонтанируя через распылитель 5, в зону, где скорость воздушного потока и разрежение близки к максимальным. В турбулентном воздушном потоке в диффузоре и в смесительной камере 6 топливо дробится, нагревается и испаряется; пары смешиваются с воздухом и топливоздушная смесь в количестве, определяемом положением дроссельной заслонки 7, поступает во впускной трубопровод.

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_v}{G_T \cdot l_0} \quad (70)$$

Расходы воздуха G_v и топлива G_T соответственно через диффузор и топливный жиклер карбюратора могут быть определены с помощью известных из гидравлики соотношений, кг/с.

$$G_v = \mu_d f_d \sqrt{2 \Delta P_d \rho_v} \quad (71)$$

$$G_T = \mu_{жс} f_{жс} \sqrt{2(\Delta P_d - \Delta h \rho_T g) \rho_T} \quad (72)$$

где μ_d и $\mu_{жс}$ - коэффициенты расхода диффузора и топливного жиклера;

f_d и $f_{жс}$ - проходные сечения диффузора и жиклера, m^2 ;

ΔP_d - разрежение в диффузоре, Па;

Δh - разность между высотой выходного отверстия распылителя и уровнем топлива в поплавковой камере, m^2 .

ρ_v и ρ_T - плотность соответственно воздуха и топлива, kg/m^3 ;

g - ускорение свободного падения, м/с^2 .

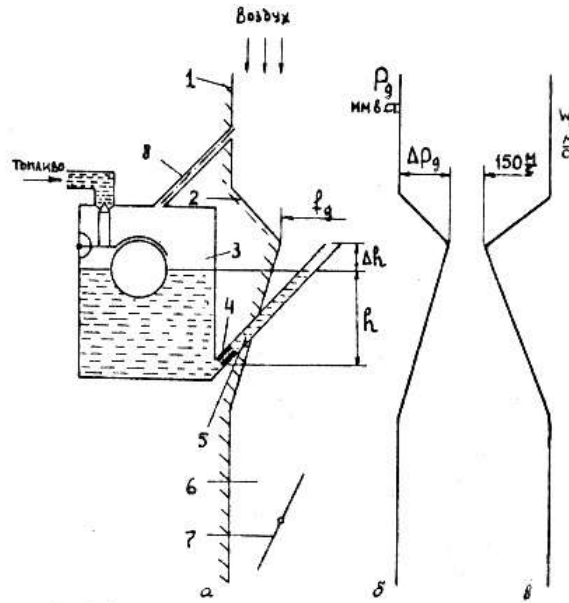


Рисунок 28. Схема элементарного карбюратора (а), эпюры разрежений (б) и скоростей воздуха в диффузоре (в)

После подстановки соотношений (71) и (72) в зависимость для α (70) получаем

$$\alpha = \frac{l}{l_0} \cdot \frac{\mu_d}{\mu_{жс}} \cdot \frac{f_d}{f_{жс}} \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_T}} \sqrt{\frac{\Delta P_d}{\Delta P_d - \Delta h \rho_T \cdot g}} \quad (73)$$

Обозначая все постоянные в зависимости (73) коэффициентом A и пренебрегая сравнительно малой величиной $\Delta h \cdot \rho_T \cdot g$ по сравнению с ΔP_d , получаем

$$\alpha \approx A \cdot \frac{\mu_d}{\mu_{жс}} \quad (74)$$

На рисунке 29 показаны зависимости μ_d , $\mu_{жс}$, α и $\mu_d / \mu_{жс}$ от разрежения в диффузоре карбюратора и наивыгоднейшая характеристика карбюратора (кривая α_n)

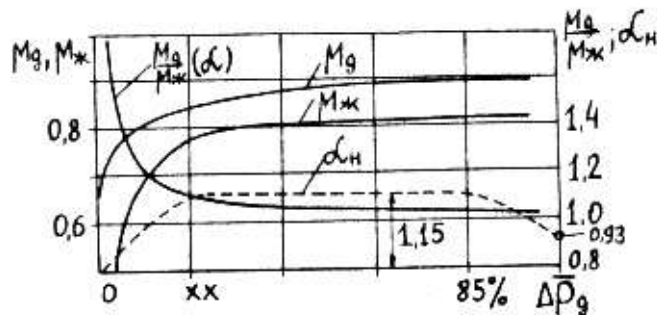


Рисунок 29. Зависимости μ_{δ} , $\mu_{жс}$, $\mu_{\delta}/\mu_{жс}$ и α_n от разрежения ΔP_{δ}

3.1.4. Дополнительные системы и устройства карбюраторов.

Сопоставление характеристики элементарного карбюратора $\alpha = f(\Delta P_{\delta})$ с наивыгоднейшей характеристикой карбюратора $\alpha_n = f(\Delta P_{\delta})$ показывает, что они различаются практически во всем диапазоне рабочих режимов. С целью приближения первой характеристики к наивыгоднейшей элементарный карбюратор должен быть дооборудован:

- системой компенсации состава смеси, корректирующей работу главной дозирующей системы на частичных нагрузках, а именно, обедняющей смесь до значения $\alpha = 1,15 \dots 1,17$, при которых обеспечивается экономичная работа двигателя;
- системой холостого хода, обогащающей смесь на малых нагрузках и холостом ходу до значений $\alpha = 0,6 \dots 0,85$ и обеспечивающей устойчивую работу двигателя на этих режимах;
- системой обогатителя (экономайзером, эконостатом или обоими одновременно), обогащающей смесь при режимах максимальных нагрузок (более 80-85% номинальной мощности) до значений $\alpha = 0,85 \dots 0,93$.

Кроме того, карбюраторы современных автомобильных двигателей оборудуются:

- системой ускорительного насоса, обеспечивающей хорошую приемистость двигателя при резком изменении режима работы;
- устройством для устойчивого запуска двигателя.

Перечисленные дополнительные системы и устройства в различных карбюраторах отличаются по принципу действия и конструкции [1-3].

3.1.5. Вспомогательные системы и устройства карбюраторов.

Кроме перечисленных, карбюраторы современных ДВС дооборудуются следующими вспомогательными системами и устройствами, повышающими эффективность и стабильность их работы:

- системой балансировки поплавковой камеры карбюратора, предназначенной для исключения влияния на работу карбюратора сопротивления воздухоочистителя, изменяющегося в процессе эксплуатации;
- устройством принудительного холостого хода, уменьшающим перерасход топлива и повышенное содержание ВВ в ОГ двигателя на режимах принудительного холостого хода двигателя (движение автомобиля под уклон, торможение двигателем и др.);
- устройством для ограничения максимальной частоты вращения двигателя и др.;

3.1.6. Основные направления дальнейшего совершенствования систем

питания КБД:

- уменьшение количества мест подрегулировки и обеспечение сохранения исходных регулировок карбюратора в эксплуатации;
- уменьшение сопротивления карбюратора и неравномерности подачи топлива по цилиндрам;
- осуществление температурной и барометрической коррекции топливоподачи;
- обеспечение максимально возможного испарения топлива до поступления его в цилиндр (для качественного смесеобразования и сгорания);
- применение электронных (микропроцессорных) систем управления приготовлением смеси.

3.2. Системы питания двигателей с впрыскиванием бензина.

3.2.1. Преимущества и недостатки впрыскивания бензина.

Это один из основных путей улучшения показателей работы автомобильных бензиновых двигателей.

Преимущества впрыскивания бензина:

- более равномерное распределение топлива по цилиндрам, что позволяет поддерживать в цилиндрах одинаковый состав смеси для повышения экономичности, снижения токсичности отработавших газов, вибрации и износа двигателя;
- меньшее сопротивление впускной системы и возможность оптимизировать ее конструкцию из-за отсутствия карбюратора, вследствие чего улучшается наполнение цилиндров и повышается мощность двигателя;
- возможность увеличения степени сжатия вследствие более равномерного распределения смеси по цилиндрам, что приведет к повышению мощности (на 6-8%) и экономичности (до 20%) двигателя;
- наличие предпосылок для оптимального управления работой двигателя и улучшение его показателей на всех режимах с применением микропроцессорной техники;
- упрощение нейтрализации токсических компонентов отработавших газов в связи с впрыскиванием топлива в цилиндры и обеспечение качественного смесеобразования и сгорания.

Недостатки впрыскивания бензина:

- более сложная и дорогостоящая топливная система для впрыскивания бензина по сравнению с карбюраторными системами;
- потребность в более квалифицированных кадрах для эксплуатации таких систем.

3.2.2. Схемы систем впрыскивания.

На автомобильных ДВС применяются пять типов систем впрыскивания бензина:

- электронно - управляемая, центральная, периодически впрыскивающая топливо, “Моно-Джетроник” (автомобили ВАЗ-21044, ВАЗ-21214);

- механическая, многоточечная, непрерывно впрыскивающая топливо - “К-Джетроник” (автомобили БМВ 318i - 320i, Вольво 240GL, 740GL, Вольво 240 и 740 турбо и др.);

- электронно - механическая, многоточечная, непрерывно впрыскивающая топливо - “КЕ-Джетроник” (автомобили Мерседес-Бенц 190Е, 200Е, 230Е, 300Е и др.);

- электронная, многоточечная, периодически впрыскивающая топливо - “L-Джетроник” (автомобили БМВ-316, 318, 323i, 520i, 525i, 535i; Вольво 740 турбо, 760 турбо, ВАЗ-21083, 21093, 21099, 21102 и др.)

- электронная, комбинированная система управления впрыскиванием топлива и зажигания “МоноТроник” (автомобили ВАЗ-21044, 21214, 21083, 21092, 21102, БМВ -316, 318i, 520i, 525i, 528i, 535i; Вольво-740 турбо, 760 турбо и др.).

3.2.3. Способы регулирования мощности ДВС и состава смеси.

Мощность двигателя при впрыскивании легкого топлива регулируют при помощи дроссельной заслонки, которая изменяет количество воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, а состав смеси зависит от массы впрыскиваемого топлива.

Состав смеси в системах впрыскивания бензина может регулироваться по частоте вращения двигателя и расходу воздуха, разрежению во впускной системе, углу открытия дроссельной заслонки, разрежению во впускной системе.

Кроме того, состав смеси корректируется в зависимости от температурного режима работы двигателя, давления и температуры окружающей среды и др.

Сложные принципы и способы регулирования требуют для применения на автомобилях преимущественно перспективных электронных адаптивных систем впрыскивания, подобных “L - Джетроник” или “МоноТроник”.

3.2.4. Система впрыскивания бензина “L-Джетроник”.

Позволяет обеспечить высокую экономичность бензиновых ДВС в широком диапазоне изменений режимов работы. Это достигается оптимизацией подачи топлива по ряду параметров.

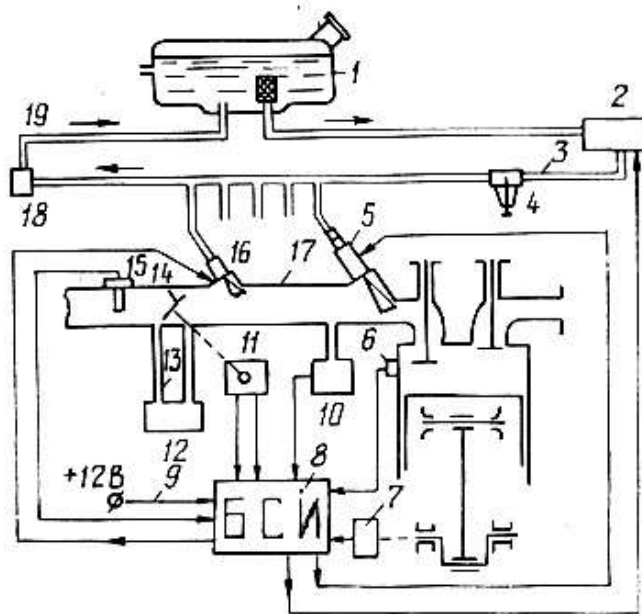


Рисунок 30. Система впрыскивания бензина “L - Джетроник”

На рисунке 30 приведена схема такой топливной системы для циклического впрыскивания бензина во впускной трубопровод в зону впускных клапанов.

Бензин из бака 1 через фильтр 2 по топливопроводу 3 поступает в насос 4, а от него через распределительный трубопровод к форсункам 5 с электромагнитным приводом. Постоянное давление топлива в системе (примерно 0,2 Мпа) поддерживается редукционным клапаном 18, который перепускает излишек топлива в бак 1. Расход воздуха регулируется заслонкой 14, которая размещена во впускном трубопроводе 17. Для электрообеспечения применяется аккумуляторная батарея 9, которая включается замком зажигания. Управляющие импульсы тока подаются на форсунки 5 электронного блока синтеза информации (БСИ), 8. Их формирование происходит при замыкании контактов датчика 7 частоты вращения коленчатого вала, а продолжительность корректируется в зависимости от температуры охлаждающей жидкости (датчик 6) и температуры воздуха (датчик 15).

Экономический эффект достигается применением диафрагменного устройства в датчике 10, которое изменяет его характеристику при изменении уровня разряжения во впускном трубопроводе. Датчик 11 подает сигнал отключения подачи топлива при закрытии воздушной заслонки 14.

Для обеспечения устойчивой работы ДВС на холостом ходу предусмотрен регулятор 12 количества подаваемого дополнительного воздуха 13, а для облегчения пуска предусмотрена электромагнитная форсунка 16.

3.3. Системы питания газовых двигателей

Газовые модификации, до настоящего времени, как правило, создаются на базе серийно выпускаемых двигателей, работающих на жидком топливе, с минимально возможной их унификацией. При этом двигатели, использующие в качестве топлива сжиженную пропан-бутановую смесь, выпускаются как “чисто” газовые, которые могут только кратковременно работать на бензине, так и универсальные, обеспечивающие полноценную работу на газе и бензине.

Двигатели, работающие на сжатом природном газе, выпускаются преимущественно как универсальные. Главное отличие газовых модификаций от базовых жидкостных заключается в системах топливоподачи, воспламенения смеси и регулирования. Опыт эксплуатации автомобильных газовых двигателей в стране показывает, что стоимость их эксплуатации ниже, а межремонтный пробег автомобиля выше. Кроме того, у них существенно ниже токсичность и дымность отработавших газов.

3.3.1. Особенности рабочего процесса в двигателях, работающих на газе.

При работе на газе по протеканию и конечным результатам в основном аналогичен процессу на жидких топливах, однако, имеются и отличия:

- меньшие скорости сгорания, требующие увеличения угла опережения зажигания и впрыскивания топлива (для газодизелей);
- более широкие концентрационные пределы распространения пламени, создающие предпосылки для эффективной работы (по сравнению с бензиновыми двигателями) при больших значениях α , что обеспечивает более высокую эксплуатационную экономичность и меньшую токсичность отработавших газов;
- выше качество смесеобразования (смешиваются газовые компоненты), более равномерное распределение смеси по цилиндрам и более полное сгорание, что увеличивает мощность, снижает расход топлива и токсичность отработавших газов;
- меньшее нагарообразование из-за более качественного смесеобразования и сгорания, позволяющее повысить надежность и долговечность работы элементов камеры сгорания двигателя.

При переводе на газ бензинового двигателя его мощность и экономичность снижаются (до 18 %) из-за уменьшения теплотворности смеси $H_{см}^{\Gamma}$, обусловленной увеличением α и коэффициента массового наполнения, η_v .

Теплотворность газовой смеси

$$H_{см}^{\Gamma} = \frac{H_{см}^{\Gamma}}{1 + \alpha^{\Gamma} L_0^{\Gamma}} \quad (75)$$

где H_u^{Γ} - теплотворность газа.

Как показывает опыт эксплуатации мощность может снизиться на 7-9% при работе на сжиженном нефтяном и на 15-18% при работе на сжатом природном газе. Частичная компенсация этих потерь возможна повышением степени сжатия в газовой модификации двигателя, изменением θ_z и усовершенствованием системы питания.

При переводе на газ дизеля возможны два варианта.

В первом варианте может быть использован режим двигателя с внешним смесеобразованием и принудительным воспламенением смеси. В этом случае необходимо значительно снизить степень сжатия, чтобы предотвратить появление детонационного сгорания, заменить систему питания топлива и дооборудовать двигатель системой зажигания.

Во втором варианте дизель может быть переоборудован на работу по газодизельному циклу. В этом случае двигатель дооборудуется системой ввода газа в цилиндр. Газовоздушная смесь при работе на газовом топливе воспламеняется от горящего факела жидкого топлива, впрыскиваемого в небольших количествах в конце такта сжатия как запальная порция в газовоздушную смесь. Процесс образования горючей смеси из паров топлива и воздуха протекает также, как в дизелях при работе на жидком топливе. Недостатки этого способа перевода дизеля на газ: более сложное регулирование состава смеси и необходимость иметь две системы питания (газовую и жидкостную).

При реализации бензо-газовых циклов в большей степени можно реализовать преимущества первых и вторых.

3.3.2. Особенности устройства автомобильных газобаллонных установок

Автомобильные газобаллонные установки могут работать на сжатых и сжиженных газах.

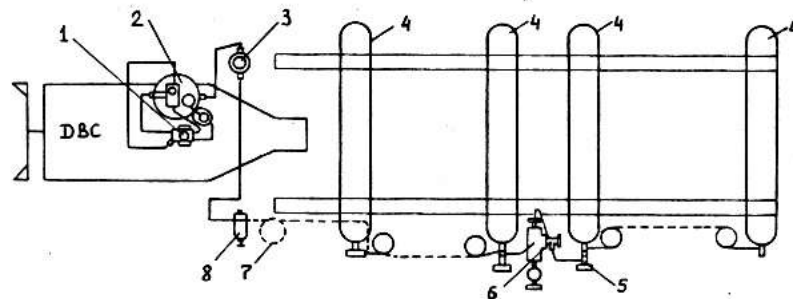


Рисунок 31. Схема газобаллонной установки для сжатого газа

Газобаллонная установка для сжатых природных газов двигателей с принудительным зажиганием (рисунок 31). Сжатый до 20 МПа газ содержится в

нескольких баллонах 4, соединенных между собой параллельно с помощью переходников, тройников и трубок с компенсаторами, которые предохраняют их от поломок при деформации рамы автомобиля. Баллоны снабжены заправочными и расходными магистральными вентилями 5 и 6, которые позволяют как наполнять, так и потреблять газ из всех баллонов одновременно. От баллонов газ высокого давления через подогреватель 7, где теплоносителем являются отработавшие газы или охлаждающая жидкость ДВС, направляются в одноступенчатый газовый редуктор высокого давления 8, который снижает его давление до 0,8...1,6 МПа. Затем газ через магистральный электромагнитный клапан 3 поступает в редуктор низкого давления 2, где давление понижается до атмосферного. После редуктора газ попадает в дозирующее экономайзерное устройство, обеспечивающее подачу необходимого количества газа в карбюратор-смеситель 1. Работа системы на автомобиле контролируется дистанционным манометром и контрольной лампой.

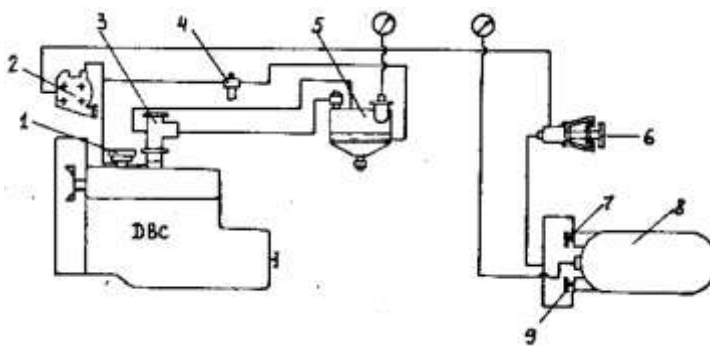


Рисунок 32. Схема газобаллонной установки для сжиженного газа

Газобаллонная установка для сжиженного нефтяного газа для двигателей с принудительным зажиганием (рисунок 32). Сжиженный газ под давлением 1,6 МПа находится в баллоне 8 в жидком и парообразном состояниях. На переднем днище баллона установлены отдельные расходные 7 и 9 вентили для паровой и жидкой фаз. После прогрева ДВС на паровой фазе в него подают жидкую фазу. От расходных вентилей газ поступает к магистральному вентилю 6, от которого - к испарителю 2. В испарителе за счет теплоты системы охлаждения двигателя газ испаряется и через фильтр 4 в паровой фазе поступает в газовый редуктор 5, где происходит двухступенчатое снижение его давления до значения, близкого к атмосферному. Из полости второй ступени редуктора газ поступает в дозирующее экономайзерное устройство, а от него - к дроссельным заслонкам газового смесителя 3 и далее в цилиндры двигателя. Газобаллонная установка снабжается контрольными приборами, оценивающими давление газа в первой ступени редуктора и уровень сжиженного газа в баллоне.

Газобаллонная установка для газодизеля принципиально не отличается газовой арматурой от описанной для двигателей с принудительным зажиганием, а

аппаратурой для впрыскивания жидкого топлива от топливной аппаратуры дизелей. Запальная порция жидкого топлива составляет 5-15% цикловой подачи дизеля при работе на дизельном топливе.

Газовая установка для двигателей, работающих на сжиженном природном газе, отличается в основном наличием криобаллона, где газ содержится при температуре - 161 °С и давлении 1,6 МПа.

3.4. Системы питания дизелей топливом.

Методические замечания

Дизель - двигатель с внутренним смесеобразованием. Вследствие этого на процессы смесеобразования и сгорания в нем отводится почти на порядок меньший промежуток времени по сравнению с двигателем с внешним смесеобразованием. Поэтому качество рабочего процесса, а значит и показатели работы, в значительной степени зависят от работы топливной системы.

3.4.1. Назначение, устройство и работа системы питания топливом.

Топливная система дизелей предназначена для: хранения запаса топлива; его очистки от воды и примесей; дозирования топлива в соответствии с режимом работы дизеля и подачи цикловой порции топлива по определенному закону в цилиндры согласно порядку их работы и установленным фазам впрыскивания; распределения топлива по камере сгорания в соответствии с принятым способом смесеобразования; обеспечения необходимых динамических качеств двигателя, особенно на переходных режимах работы.

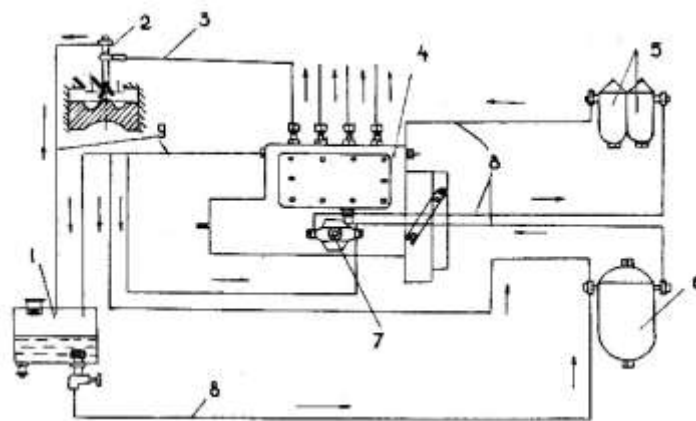


Рисунок 33. Система питания топливом дизелей

Топливная система дизелей в общем случае состоит из следующих основных элементов (рисунок 33): топливного насоса высокого давления 4; нагнетательных

топливопроводов 3; форсунок 2, а также вспомогательных агрегатов - топливного бака (баков) 1; топливных фильтров грубой 5 и тонкой очистки 6; топливopодающего насоса 7; перепускных и редукионных клапанов; трубопроводов систем низкого давления 8 и сливных трубопроводов 9, манометра.

Она работает следующим образом. Топливо поступает в систему из бака 1 через фильтр грубой очистки 6 при помощи подкачивающего насоса 7 и подается через фильтр тонкой очистки 5 в надплунжерное пространство топливного насоса высокого давления 4.

Перепускные клапаны поддерживают в системе определенное установленное давление, отводя излишки топлива по сливным трубопроводам 9 в бак. Давление в подводящей линии (линии низкого давления) контролируется манометром. Насос высокого давления подает по нагнетательному трубопроводу 3 отмеренную в соответствии с режимом работы двигателя порцию топлива через форсунку 2 в камеру сгорания. Просочившиеся через зазоры в насосе и форсунках топливо отводится по сливным топливopодавам в бак.

3.4.2. Элементы классификации систем питания

По принципу действия топливные системы могут быть как непосредственного впрыскивания, так и аккумуляторные. Первые в свою очередь подразделяются по следующим признакам:

По конструктивному оформлению они делятся на топливные системы разделенного типа, у которых топливный насос высокого давления и форсунка конструктивно разобщены нагнетательным трубопроводом (применяются преимущественно), и неразделенного типа - насос-форсунки.

По способу дозирования топлива топливные системы (насосы) делятся на системы с дозированием отсечкой (наиболее распространены) и с дозированием на всасывание за счет изменения в соответствии с режимом работы дизеля количества топлива, заполняющего надплунжерное пространство (применяются редко).

По способу сообщения с камерой сгорания дизеля топливные системы делятся на системы открытого типа (применяется редко), и закрытого типа, полость высокого давления и камера сгорания дизеля при которых разобщены запорным органом форсунки (применяются преимущественно).

Аккумуляторные топливные системы с электронно управляемыми форсунками, как открывающие возможность для получения высоких давлений впрыскивания ($P_{впр} \geq 100$ МПа), получают все большее применение на автомобильных дизелях (системы типа "Симон гаил").

3.4.3. Устройство и работа основных агрегатов систем питания

Топливные насосы высокого давления.

Топливные насосы высокого давления (ТНВД) подразделяются на многосекционные (многоплунжерные), у которых на каждый цилиндр работает отдельная секция и распределительного типа (одно- и двухплунжерные), у которых на несколько цилиндров (до 4) работает одна секция.

Многосекционные насосы представляют собой преимущественно отдельные агрегаты с автономной системой смазки, в корпусе которых размещаются распределительный вал, нагнетательные секции, механизмы управления, регуляторы частоты вращения дизеля. От кулачкового вала насоса приводится топливоподкачивающий насос.

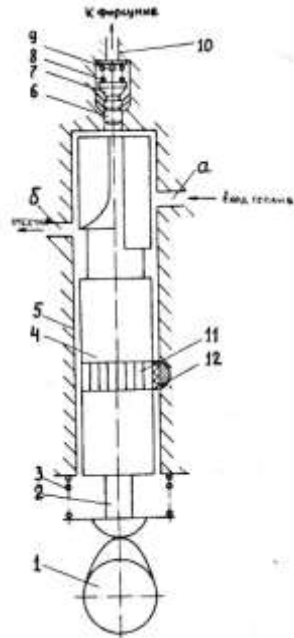


Рисунок 34. Секция ТНВД

Основной элемент топливного насоса - нагнетательная секция - состоит (рисунок 34) из привода плунжера (кулачок 1, толкатель 2 и возвратная пружина плунжера 3), плунжерной пары (плунжер 4 и втулка плунжера 5), нагнетательного клапана (седло клапана 6, клапан 7, пружина клапана 8, штуцера 9, а также деталей, с помощью которых плунжер поворачивается вокруг оси для регулирования цикловой подачи (зубчатый сектор 11, рейка 12). Все детали смонтированы в корпусе насоса, имеющего полости и каналы “а” и “б” для подвода и отвода топлива.

Секция топливного насоса с дозированием отсечкой работает следующим образом. при движении плунжера 4 вниз заполняется топливом надплунжерный объем, V_n во втулке плунжера через дополнительное отверстие “а”. Плунжер движется обратно при набегании кулачка 1 на ролик толкателя 2. По мере движения плунжера вверх повышается давление топлива в надплунжерном объеме V_n и вытесняется часть топлива обратно через дополнительное отверстие. После перекрытия торцом плунжера дополнительного отверстия давление в

надплунжерном объеме резко повышается, в результате чего нагнетательный клапан 7 поднимается и пропускает топливо к форсунке. Начинается активный ход плунжера, в продолжение которого вся цикловая подача топлива вытесняется в нагнетательный трубопровод. Когда отсечная кромка плунжера начинает открывать отсечное отверстие “б” втулки 5, активный ход плунжера заканчивается, топливо из нагнетательной полости начинает вытекать в отсечное отверстие, давление над плунжером резко падает, нагнетательный клапан садится на седло, а впрыскивание в камеру сгорания дизеля прекращается.

Цикловая подача топлива ($V_{ц}$), мм³/цикл) регулируется поворотом плунжера вокруг оси, при этом изменяется расположение отсечной кромки плунжера относительно отсечного отверстия втулки. Моменты перекрытия торцевой кромки плунжера наполнительного отверстия и начала открытия отсечной кромкой отсечного отверстия называются геометрическим началом и концом подачи топлива.

Ход плунжера между геометрическим началом и концом подачи топлива называется активным ходом плунжера, h_n^a .

Теоретическая (геометрическая) цикловая подача нагнетательной секции насоса, мм³/цикл,

$$V_{ц}^T = f_n \cdot h_n^a \quad (76)$$

где f_n - площадь поперечного сечения плунжера, мм².

Действительная цикловая подача топлива отличается от теоретической из-за утечек, сжимаемости топлива, недостаточной жесткости привода и других факторов; учитываемых коэффициентом подачи насоса, η_n :

$$V_{ц} = V_{ц}^T \cdot \eta_n = f_n \cdot h_n^a \cdot \eta_n \quad (77)$$

где $\eta_n = (0,75-0,90)$.

Из зависимости следует, что цикловую подачу насоса можно изменять, если варьировать геометрически активным ходом плунжера за счет перемещения рейки насоса h_p . Очевидно, что $V_{ц}$ зависит также от частоты вращения кулачкового вала насоса, $n_{кул}$. Эти зависимости $V_{ц}=f(n_k)$ (при $h_p=const$) и $V_{ц}=f(h_p)$ (при $n_k=const$) называются характеристиками подачи топлива, определяемыми при совместной работе насоса и форсунки. Их вид изображен на рисунке 35.

При применении в дизеле топливной системы с такой характеристикой кривая крутящего момента двигателя в зависимости от частоты n_k - пологая, а коэффициент приспособляемости двигателя, K , малый.

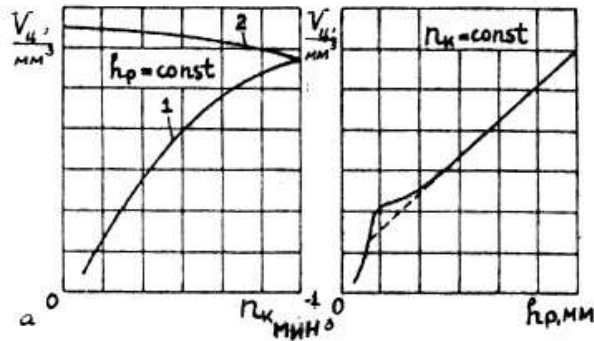


Рисунок 35. Зависимости цикловой подачи топлива от скоростного режима (а) и от хода рейки (б)

Для увеличения коэффициента приспособляемости дизеля, K требуется качественно изменить характер зависимости $V_{ц}=f(n_k)$ с тем, чтобы цикловая подача топлива возрастала по мере снижения $n_{кул}$. Это достигается применением нагнетательных клапанов-корректоров или специальных корректирующих устройств.

Нагнетательный топливопровод

Оказывает существенное влияние на характеристику впрыскивания. Поэтому автомобильные дизели комплектуются топливопроводами одинаковой длины (максимально короткой) и внутреннего диаметра.

Форсунки

Предназначены для впрыскивания топлива в камеру сгорания двигателя. Они обеспечивают необходимое качество распыливания топлива; образование в камере сгорания факелов распыленного топлива требуемой формы и в необходимом количестве; совместно с топливным насосом необходимые фазы и характеристики топливоподачи. Форсунки должны иметь минимальные размеры и массу движущихся частей, высокую надежность в эксплуатации и низкую стоимость.

На автомобильных дизелях преимущественно применяются форсунки закрытого типа с гидравлическим управлением открытием запорного органа. Конструктивно (рисунок 36,а) они состоят из корпуса 3, распылителя 1, гайки распределителя 2, штанги 4, стакана пружины 5, пружины 6, регулировочного винта 7, колпака 8. Распылители (рисунок 36,б) подразделяются на игольчатые, штифтовые, клапанно-сопловые.

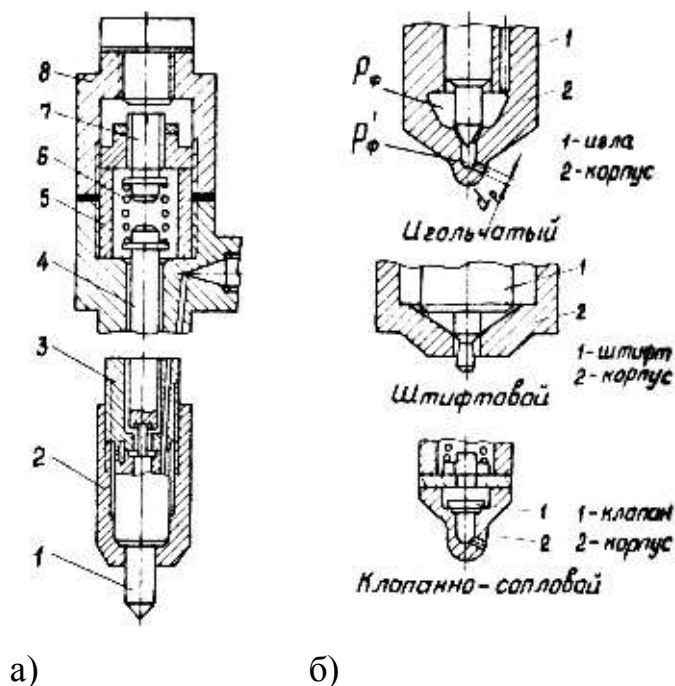


Рисунок 36. Форсунка а) и распылители б) закрытого типа

Тип распылителя, диаметр, количество и направление распыливающих отверстий выбирают в соответствии со способом смесеобразования и формой камеры сгорания.

Форсунка к дизелю подбирается с учетом ее гидравлической характеристики.

В системах “Симон гаил” применяются форсунки с электронным управлением открытием запорного органа.

3.4.4. Процесс топливоподачи.

Процесс топливоподачи в топливной системе разделенного типа может быть представлен следующим образом (рисунок 37). Начало повышения давления в штуцере насоса P_n^I соответствует точке $\varphi_{н.н}$, а в форсунке P_ϕ - $\varphi_{ф.н}$. Запаздывание равно времени достижения импульсом давления, созданным у насоса, форсунки

$$\theta_з = \frac{L_T}{a} \quad (78)$$

где L_T - длина нагнетательного топливопровода, м; a - скорость звука в топливе, м/с.

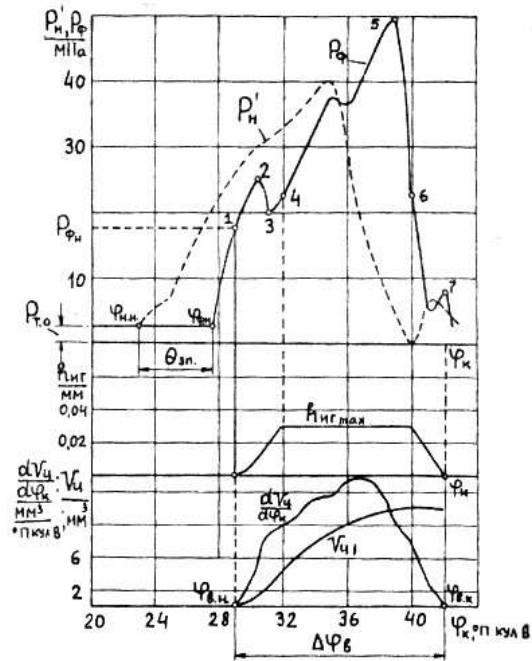


Рисунок 37. Процесс топливоподачи топливной аппаратурой разделенного типа

Впрыскивание в цилиндр начинается, когда давление форсунки P_ϕ превысит $P_{\phi n}$ (точка 1). На участке 2-3 отмечается снижение давления у форсунки из-за увеличения объема полости, вызванного подъемом иглы и начавшимся истечением топлива. Периоду впрыскивания от выхода иглы форсунки на упор $h_{иг\ max}$ до начала ее обратного движения при отсечке, соответствует участок 4-5-6. На участке 6-7 игла движется к седлу. При посадке иглы на седло давление P_ϕ меньше, чем $P_{\phi n}$, что объясняется большей площадью иглы, на которую действует топливо после ее подъема. Общая продолжительность впрыскивания составляет $\Delta\phi_B$.

По давлению P_ϕ , используя гидравлическую характеристику распылителя, можно определить дифференциальный $dV_u/d\phi_k$ и интегральный $V_{ци} = f(\phi_k)$ законы подачи топлива за цикл (рисунок)

$$\frac{dV_u}{d\phi_k} = \mu_p f_p \sqrt{2 / \rho_T (P_\phi - P_u)} / 6n_k - \quad (79)$$

$$V_n = \int_{\phi}^{\phi_k} (dV_n / d\phi_r) \cdot d\phi_k \quad (80)$$

где $P_{ци}$ - давление в цилиндре; $n_{кул}$ - частота вращения кулачкового вала насоса.

Процесс топливоподачи - волновой процесс, при котором топливный насос и форсунка могут рассматриваться как источник и приемник колебаний давлений и скоростей движения топлива, а топливопровод - как канал связи. В этом случае действительные значения в каждый момент времени по длине топливопровода являются результатом сложения прямых и отраженных волн.

На характер впрыскивания влияют конструктивные особенности насоса и форсунки, параметры (d_T и L_T) нагнетательного топливопровода, физические характеристика топлива и режим работы дизеля.

3.4.5. Подбор системы питания к дизелю.

Осуществляется, исходя из способа смесеобразования и формы камеры сгорания. При выборе (расчете) параметров топливной аппаратуры (d_n, h_n, d_p, n_p, d_T и др.) исходят из величины цикловой подачи топлива, оцениваемой, например, по результатам теплового расчета дизеля.

3.4.6. Регулирование частоты вращения коленчатого вала.

В разделе “Характеристики двигателя” установлено, что автомобильный дизель нуждается в поддержании его работы по крайней мере на двух скоростных режимах: номинальном и минимальном. Применяемый для этого регулятор называется двухрежимным. Однако, как правило, автотракторные дизели оборудуются регуляторами, которые управляют их работой на всех скоростных режимах, т.е. всережимными.

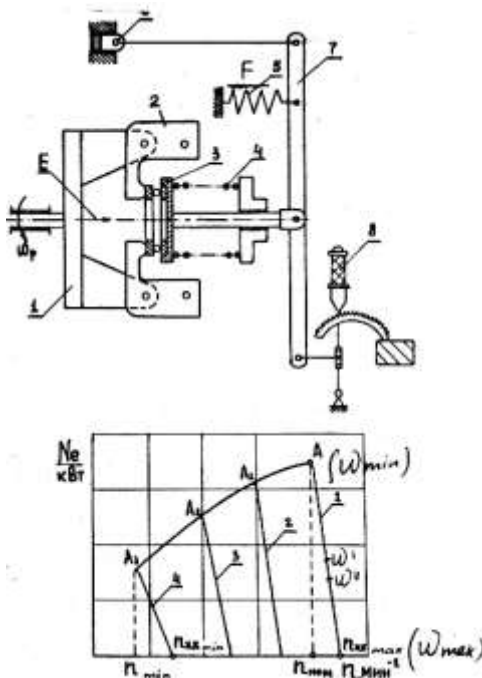


Рисунок 38. Схема механического центробежного регулятора дизеля (а) и характеристика дизеля со всережимным регулятором (б)

По принципу работу регуляторы делятся на механические, пневматические, гидравлические, комбинированные.

На автотракторных двигателях наиболее распространены механические центробежные регуляторы (рисунок 38), состоящие из чувствительного элемента 1

(с центробежными грузами, 2) реагирующего на изменение n_k ; органа управления регулятором 8 (рычаги, тяги, пружины); органа управления рейкой топливного насоса 7 (система рычагов, тяг, пружин).

Регулятор работает следующим образом. При изменении частоты вращения двигателя изменяются центробежные силы, создаваемые грузами 2, они расходятся или сходятся и перемещают муфту 3, нагруженную пружиной 4. Перемещение муфты через систему рычагов 7 передается рейке топливного насоса 6, которая движется в направлении соответствующего изменения цикловой подачи топлива. Переходной процесс заканчивается по наступлению равновесия силы затяжки пружины F , устанавливаемой через систему рычагов и тяг 7 водителем, и центробежной силы грузов E . Таким образом дизель управляется (изменяется частота вращения коленчатого вала) регулированием затяжки пружины 4 перестановкой рычага 8.

Характеристика дизеля с всережимным регулятором изображена на рисунке 38,б.

3.4.7. Основные направления совершенствования систем питания дизелей.

Основные направления совершенствования систем питания дизелей:

- повышение $P_{впр.}$ до 100 МПа и выше (перспективно применение аккумуляторных систем “Cumon rail”);
- повышение стабильности характеристик ТНВД до 95%;
- корректирование скоростных характеристик топливоподачи $V_{ц}=f(n_k)$ с целью обеспечения запаса крутящего момента по внешней скоростной характеристике дизеля не менее 30%;
- повышение надежности и долговечности работы систем питания до значений, сравнимых с нормативными для дизелей;
- уменьшение массо-габаритных показателей систем питания, особенно установочных габаритов форсунок;
- разработка адаптивных электронных систем управления топливными системами, с целью повышения эксплуатационной топливной экономичности и надежности дизелей, снижения токсичности и дымности отработавших газов.

Вопросы и задания для самоконтроля.

1. Устройство системы питания карбюраторных двигателей?
2. Как устроен и работает простейший (элементарный) карбюратор?
3. Как рассчитать и построить характеристику простейшего карбюратора? Сравните ее с характеристикой “идеального” карбюратора.

4. Укажите назначение системы компенсации смеси в карбюраторе. Какие способы компенсации смеси применяются в отечественных карбюраторах?
5. Назначение обогатителя (экономайзера)? Преимущества и недостатки обогатителя с механическим и вакуумным приводами?
6. Какие системы и как корректируют характеристику карбюратора при холостом ходе, резком изменении нагрузки?
7. Укажите перспективные направления совершенствования карбюраторов.
8. Укажите преимущества и недостатки систем впрыскивания бензина.
9. Назовите способы впрыскивания легкого топлива и охарактеризуйте их.
10. Перечислите и кратко охарактеризуйте применяемые на них элементы.
11. Укажите способы регулирования нагрузки при впрыскивании легкого топлива.
12. Укажите на особенности рабочего процесса в газовых двигателях.
13. Назовите преимущества и недостатки внешнего и внутреннего смесеобразования для газовых двигателей.
14. Перечислите основные элементы газовой аппаратуры и укажите их назначение.
15. Из каких основных элементов состоит разделенная топливная аппаратура дизелей? Как подается топливо ТНВД и осуществляются изменения начала подачи топлива; конца подачи топлива?
16. Какие типы форсунок применяются в автотракторных дизелях? Преимущества и недостатки каждого типа форсунок.
17. Как оценивается устойчивость работы дизеля?
18. Виды характеристик топливных систем дизеля?
19. Как подбирается система питания к дизелю?
20. Какой регулятор и почему называется двухрежимным? всережимным?

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ДИНАМИКА И УРАВНОВЕШЕННОСТЬ ДВС

Лекция 4. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО - ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

План

- 1 Типы КШМ.
- 2 Перемещение поршня.
- 3 Скорость поршня.
- 4 Ускорение поршня.

При работе автомобильных ДВС в деталях возникают усилия, зависящие от режимов работы двигателя. Значение и характер изменения механических нагрузок в этих деталях определяются при динамическом исследовании ДВС с использованием ряда кинематических соотношений (зависимостей). Поэтому изучение динамики двигателя начинают с рассмотрения кинематики кривошипно-шатунного механизма (КШМ). КШМ состоит из следующих основных групп: поршня, коленчатого вала и шатуна.

1 ТИПЫ КШМ

В автомобильных двигателях применяются (применялись) четыре типа КШМ:

1. Центральный (аксиальный), у которого ось цилиндра находится в

плоскости, проходящей через ось коленчатого вала, пересекая ее (рисунок 39,а);

2. Смещенный (дезаксиальный), у которого ось цилиндра не лежит в плоскости коленчатого вала и не пересекает ее (рисунок 39,б) - применялся главным образом в ДВС при нижнем боковом расположении распределительного вала для уменьшения межцентрового расстояния между ним и коленчатым валом двигателя.

3. Механизм со смещением (дезаксажем) поршневого пальца (рисунок 39,в). В настоящее время применяется преимущественно. Смещение перераспределяет нагрузку на поршень, устраняет его “запрокидывание” вблизи мертвых точек и смягчает удары о цилиндр. Благодаря этому конструктивному решению значительно уменьшаются шум двигателя и скорость кавитационного разрушения наружной поверхности гильз цилиндров мокрого типа. Абсолютные значения смещения для автомобильных двигателей КамаЗ-740, АЗЛК-412, ГАЗ-24, МеМЗ-968 = 1,5 мм; ВАЗ = 2,0 мм; ЗИЛ-130 = 1,6 мм, а относительные составляют $k = 0,01 - 0,03$.

Этот механизм рассчитывают также как центральный.

4. Механизм с прицепным шатуном (рисунок 39,г), применявшийся на двигателе Д-12 автомобилей МАЗ-525, МАЗ-530; БелАЗ-540. В условиях массового или крупносерийного производства такой механизм не рационален.

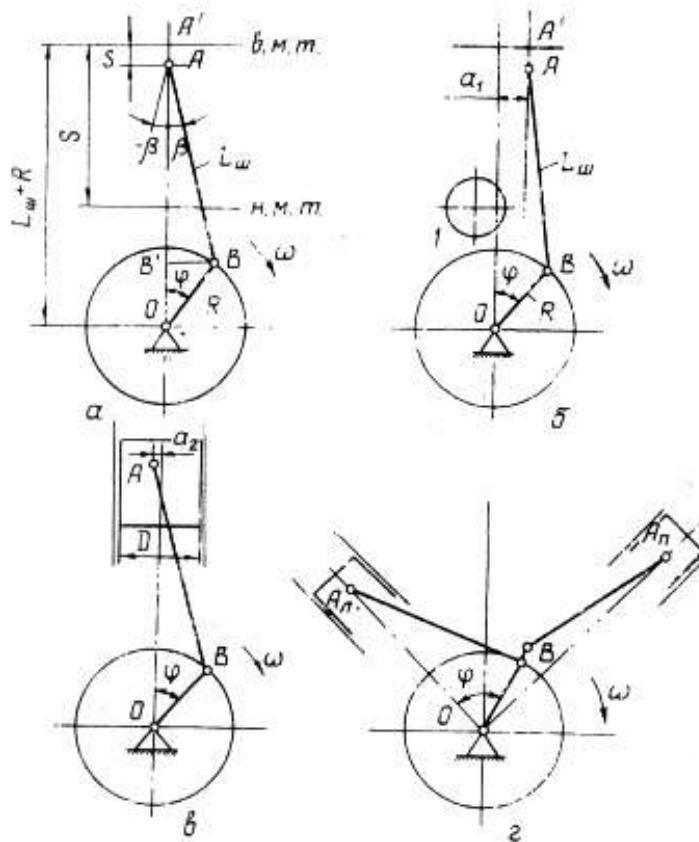


Рисунок 39 - Типы КШМ.

2 ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПОРШНЯ

При кинематическом исследовании КШМ принимается, что коленчатый вал двигателя абсолютно жесткий, а угловая скорость ω на установившемся режиме работы постоянная:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (81)$$

где ω - в мин^{-1} .

При этом угол поворота коленчатого вала φ пропорционален времени t , с, т.е.

$$\varphi = \omega t \quad (82)$$

Для исследования рассмотрим схему коленчатого вала, изображенную на рисунке 39,а. Основные конструктивные параметры КШМ: радиус кривошипа R , м (или ход поршня $S=2R$), длина шатуна L , м.

Все геометрически подобные механизмы характеризуются безразмерным параметром

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (83)$$

Для современных автотракторных двигателей $\lambda=0,25...0,3$.

На рисунке 39,а угол β характеризует отклонение оси шатуна от оси цилиндра и считается положительным, если при движении поршня из исходного положения шатун отклоняется от оси цилиндра в сторону вращения коленчатого вала, и отрицательным при отклонении шатуна в противоположном направлении.

Установим зависимость перемещения поршня от угла φ . Из схемы (рисунок 39,а)

$$S = \overline{OA} - \overline{OA} = L + R - (L \cdot \cos \beta + R \cos \varphi)$$

После преобразований

$$S = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] \quad (84)$$

При динамическом исследовании двигателя целесообразнее оперировать с функцией, зависящей от одного аргумента. Поэтому преобразуем полученное выражение (84) в зависимость с одним аргументом φ . Для этого выразим угол β через угол φ .

После несложных преобразований получаем:

$$S = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad (85)$$

Анализ зависимостей (84) и (85) показывает, что при уменьшении λ , например, за счет увеличения длины шатуна L , уменьшаются силы инерции, но при этом увеличиваются масса и габаритные размеры двигателя.

В соответствии со структурой зависимости (85), она может быть представлена в виде: $S = S_1 + S_2$.

3 СКОРОСТЬ ПОРШНЯ

Зависимость для скорости поршня C может быть получена при дифференцировании выражения для перемещения по времени, м/с:

$$C = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot \frac{dS}{d\varphi}$$

Используя зависимость (87), получаем

$$C = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) \quad (86)$$

Аналогично принятому для перемещения поршня, зависимость для C может быть представлена в виде

$$C = C_1 + C_2$$

Для сравнения двигателей по быстроходности используется понятие средней скорости поршня C_m , м/с:

$$C_m = \frac{Sn}{30} \quad (87)$$

Для автотракторных двигателей C_m изменяется в пределах:
 $C_m = 8 \dots 15$ м/с (для двигателей грузовых автомобилей $C_m = 8 \dots 11$ м/с, легковых $C_m = 11 \dots 15$ м/с) [1,2,3].

4 УСКОРЕНИЕ ПОРШНЯ

Зависимость для ускорения поршня может быть получена при дифференцировании зависимости для скорости по времени, м/с²:

$$j = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot \frac{dc}{d\varphi}$$

Используя выражение (86), получаем

$$j = R \cdot \omega \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \quad (88)$$

Зависимость (88) для ускорения может быть также представлена в виде двух слагаемых:

$$j = j_1 + j_2$$

Абсолютное значение для автомобильных двигателей $j_{\max} = (5 \dots 20) 10^3 \text{ м/с}^2$ [1,2,3] и ограничивается допустимыми величинами сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

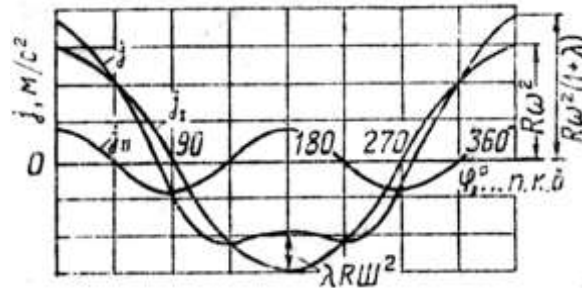


Рисунок 40 - Графики ускорения поршня

Вопросы и задания для самоконтроля.

1. Назовите типы КШМ, применяемые на автомобильных ДВС.
2. Укажите преимущества КШМ со смещением оси поршневого пальца. Назовите пределы изменения его относительного значения λ .
3. В каких пределах изменяется значение средней скорости и максимального ускорения поршня? Чем вызваны ограничения максимальных значений средней скорости и ускорения поршня?
4. В каких пределах изменяются в современных автомобильных двигателях: $\lambda = R/L$?

Лекция 5. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

План

- 1 Силы, действующие в КШМ.
- 2 Силы давления газов
- 3 Силы инерции
- 4 Суммарная сила, действующая на поршень.
- 5 Суммарные силы и моменты, действующие в КШМ.
- 6 Суммарный крутящий момент.

Динамический расчет КШМ заключается в определении суммарных сил и моментов, действующих в КШМ. По этим силам и моментам рассчитывают детали КШМ на прочность, износ и т.д.; определяют суммарный крутящий момент и степень неравномерности хода двигателя, оценивают уравновешенность двигателя.

1 СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КШМ

На детали КШМ действуют силы: давления газов в цилиндре, P_G ; давления картерных газов, P_0 (примерно равные силам атмосферного давления); инерции возвратно-поступательных, P_j и вращающихся (центробежные силы инерции), K_R масс; тяжести, P_G (обычно при расчетах не учитываются). Эти силы воспринимаются полезным сопротивлением, $P_{сопр.}$; силами трения $P_{тр.}$; реакциями опор двигателя, $R_{оп.}$

В течение цикла значение и направление действующих сил и моментов изменяется, поэтому при динамическом исследовании определяются их значения для нескольких положений коленчатого вала (обычно через 5^0 п.к.в. для инженерных расчетов, и через $10-15^0$ п.к.в. в курсовых и дипломных проектах).

2 СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ

При исследовании действие сил давления газов (P_G и P_0) заменяется одной силой, приложенной к оси поршневого пальца. Эта сила определяется по диаграмме

расчетного цикла, построенной на основании теплового расчета, которую перестраивают в координаты $P = f(\varphi)$. Для построения такой диаграммы применяются аналитический или графические способы. При построении следует учитывать, что на поршень действует избыточное давление

$$P_z = (P - P_0) \quad (89)$$

Следовательно, сила давления газов, действующая на поршень, при давлении в цилиндре меньше атмосферного, на развернутой диаграмме - отрицательная.

3 СИЛЫ ИНЕРЦИИ

Различают два вида сил инерции:

- возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j j \quad (90)$$

- вращающихся масс (центробежные силы инерции)

$$K_R = -m_R R \omega^2 \quad (91)$$

Для вычисления сил инерции необходимо определить соответствующие массы. Для этого заменяем реальный КШМ динамически эквивалентной системой двух сосредоточенных масс (рисунок 41,а).

Приведение масс шатуна и кривошипа.

По характеру движения детали КШМ можно разделить на совершающие возвратно-поступательное движение (поршень), вращательное движение (коленчатый вал) и сложное, плоско-параллельное движение (шатун).

Масса поршневой группы, m_n - сосредотачивается на оси поршневого пальца.

Масса шатуна, $m_{ш}$ (рисунок 41,б) - заменяется системой двух масс, одна из которых сосредоточена на оси поршневого пальца $m_{ш.п.}$, а другая - на оси кривошипа $m_{ш.к.}$.

Для большинства автотракторных двигателей

$$m_{ш.п.} = (0,2...0,3) m_{ш}; \quad m_{ш.к.} = (0,8...0,7) m_{ш} \quad (92)$$

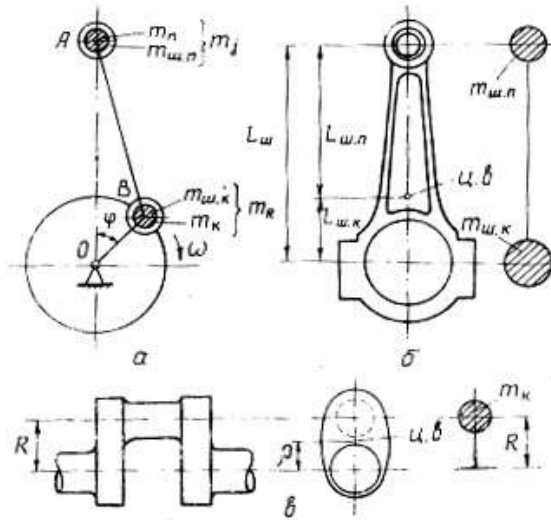


Рисунок 41 - Приведение масс шатуна и кривошипа

Масса кривошипа, m_k - заменяется массой, приведенной к его радиусу R . При этом должно соблюдаться условие равенства центробежных сил инерции исходной и эквивалентной систем.

Приведенная масса кривошипа состоит из массы шатунной шейки $m_{ш.ш.}$ и приведенной к оси шатунной шейки массы двух щек, т.е.

$$m_k = m_{ш.ш.} + 2m_{щ} \frac{\rho}{R}, \quad (93)$$

где, ρ - расстояние от оси вращения вала до центра тяжести щеки.

Таким образом, КШМ может быть представлен в виде двух сосредоточенных масс, связанных жесткими невесомыми нитями, а именно: массы, участвующей в возвратно-поступательном движении

$$m_j = m_n + m_{ш.н.}, \quad (94)$$

и массы, совершающей вращательное движение

$$m_R = m_k + m_{ш.к.}. \quad (95)$$

Силы инерции

В соответствии с расчетной двухмассовой системой КШМ силы инерции сводятся к силе инерции P_j от возвратно-поступательно движущихся масс и к центробежной силе инерции K_R .

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (96)$$

или

$$P_j = c (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где $c = -m_j R \omega^2$.

Эта сила направлена вдоль оси цилиндра.

По аналогии с зависимостью для ускорения

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

Центробежная сила инерции (вращающихся масс кривошипа)

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -(m_k R \omega^2 + m_{ш.к.} R \omega^2) \quad (97)$$

Эта сила направлена вдоль радиуса кривошипа от оси вращения, она постоянна по величине и приложена к центру шатунной шейки.

4 СУММАРНАЯ СИЛА, ДЕЙСТВУЮЩАЯ НА ПОРШЕНЬ

Суммарная сила P_Σ складывается из силы давления газов P_Γ и силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j :

$$P_\Sigma = P_2 + P_j \quad (98)$$

График изменения этой силы приведен на рисунке 42.

5 СУММАРНЫЕ СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КШМ

Для их определения разложим суммарную силу P_Σ на два направления. Боковая сила N прижимает поршень к стенке цилиндра, а действующая вдоль оси шатуна, S , его сжимает или растягивает. Зависимости для этих сил:

$$N = P_\Sigma \operatorname{tg} \beta; \quad (99)$$

$$S = P_\Sigma \frac{1}{\cos \alpha} \quad (100)$$

Перенесем силу S в центр шатунной шейки и разложим на два направления: по радиусу кривошипа (сила K) и перпендикулярно к нему (сила T). Сила K сжимает или растягивает шатун. Сила T создает индикаторный крутящий момент $M_{кpi}$ (или M_i)

$$K = P_\Sigma \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (101)$$

$$T = P_\Sigma \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (102)$$

$$M_{кpi} = TR = P_\Sigma R \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (103)$$

Схема сил и моментов, действующих в КШМ приведена на рисунке 43, а графики их изменения на рисунке 42. Направление сил и моментов, показанные на рисунке 43 считаются положительными, противоположные им - отрицательные.

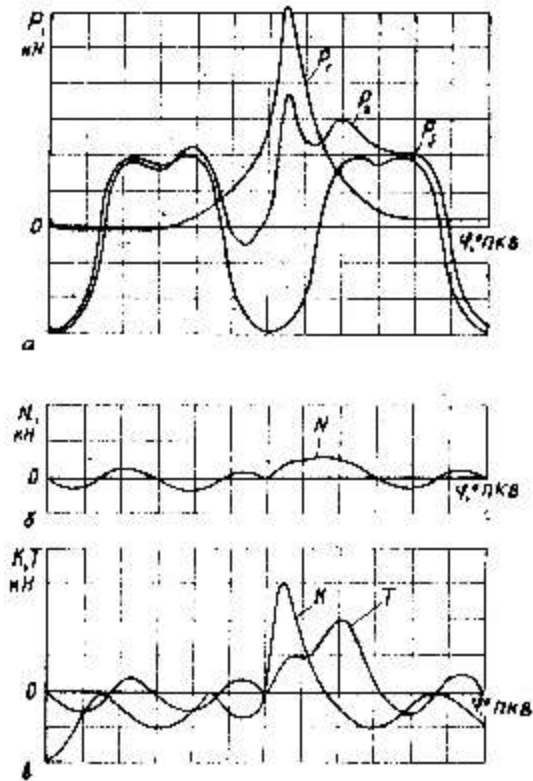


Рисунок 42 - График сил, действующих в КШМ

График силы $T = f(\varphi)$ одновременно отражает и качественный характер изменения крутящего момента.

Одновременно с возникновением крутящего момента в двигателе начинает действовать равный ему, но действующий в противоположном направлении опрокидывающий момент

$$M_{opr.} = -Nh = -P_2 h \operatorname{tg} \beta \quad (104)$$

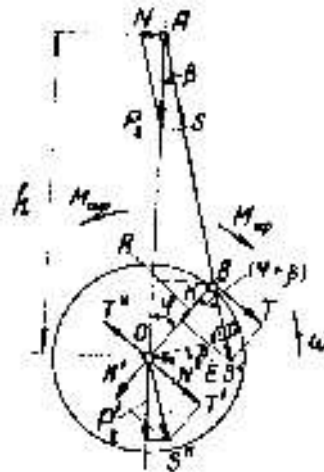


Рисунок 43 - Схема сил и моментов, действующих в КШМ

6 СУММАРНЫЙ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ

В многоцилиндровом двигателе тангенциальные усилия, действующие на каждой шатунной шейке, суммируются, в результате чего образуется суммарный индикаторный крутящий момент, Н.м,

$$\Sigma M_{кр i} = \sum_1^i T_1 R \quad (105)$$

На рисунке 44,а изображена кривая суммарного крутящего момента для четырехцилиндрового двигателя, построенная графическим суммированием моментов для отдельных цилиндров. При суммировании кривые отдельных моментов смещаются на угол θ , соответствующий интервалу между рабочими ходами двигателя.

При равномерном чередовании рабочих ходов период изменения $\Sigma M_{кр i}$ равен

$$\theta = \frac{720}{i}, \quad (106)$$

где i - число цилиндров в двигателе.

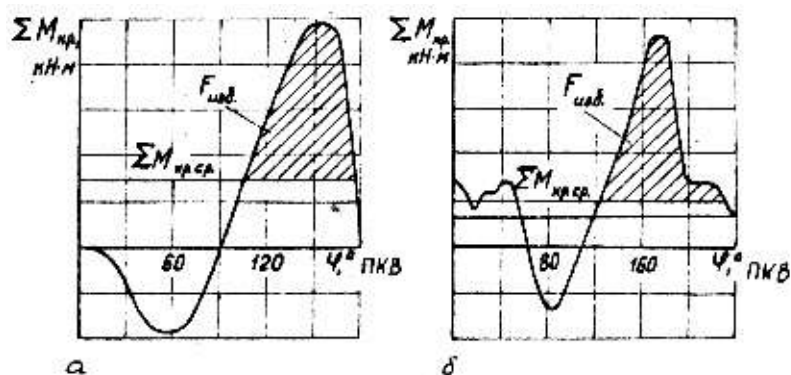


Рисунок 44 - Графики $\Sigma M_{кр}$ двигателей: 4P (а) и 6V с $\gamma = 90^\circ$ (б).

Средний суммарный крутящий момент двигателя равен

$$\Sigma M_{кр i ср} = \frac{1}{\theta} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \Sigma M_{кр i} d\varphi \quad (107)$$

где $\theta = \varphi_1 - \varphi_2 = \frac{4\pi}{i}$.

Полученный индикаторный момент отличается от эффективного M_e на величину механических потерь, учитываемых η_m , т.е.

$$M_e = \eta_m \Sigma M_{кр i ср} \quad (108)$$

В ряде шестицилиндровых V-образных автотракторных дизелей (ЯМЗ-236, СМД-60, дизелей фирмы БМВ, “Вольво”, “Рено”) с углом развала $\gamma = 90^0$ происходит неравномерное чередование рабочих ходов - через 90 и 150^0 п.к.в., поэтому зависимость (106) для них не применима. Период чередования крутящего момента будет равным $\theta=240^0$ п.к.в. При построении суммарного крутящего момента у этих двигателей учитывается порядок работы цилиндров. Как видно из рисунка бб, $\Sigma M_{кр.i}$ для этого дизеля отличается большей неравномерностью (большей разницей между наибольшим и наименьшим значениями), для уменьшения которой увеличивают массу маховика.

Вопросы и задания для самоконтроля.

1. Какие силы действуют в КШМ одноцилиндрового двигателя? Действие каких из них передается на опоры двигателя?
2. Какие силы создают крутящий и опрокидывающий моменты? Докажите равенство и противоположное направление их действия.
3. Постройте график суммарной силы, действующей на поршень в зависимости от угла ϕ , как результат суммирования действия сил давления газов и инерции.
4. Постройте график тангенциальной силы в зависимости от угла ϕ .
5. Как строится диаграмма суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя? Укажите особенности построения диаграммы для двигателя 6V с $\gamma=90^0$.

Лекция 6. ДИНАМИКА КРИВОШИПО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА (продолжение)

План.

- 7 Силы, действующие на шейки и подшипники коленчатого вала.
- 8 Неравномерность хода двигателя.
- 9 Расчет маховика.

7 СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ШЕЙКИ И ПОДШИПНИКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

График сил, действующих в КШМ, является исходным для построения полярных диаграмм сил (годографов сил), нагружающих шейки и подшипники коленчатого вала, которые позволяют определить удельные нагрузки на шейки и подшипники, построить условные диаграммы их износа и определить области, в которые целесообразно вывести масляные отверстия для смазки подшипников.

К шатунной шейке приложена результирующая сила $R_{ш.ш}$ (рисунок 45,а)

$$\overline{R_{ш.ш}} = \overline{S} + \overline{K_{Ru}}, \quad (109)$$

где $|\overline{K_{Ru}}| = -m_{ш.к}R\omega^2$ и $\overline{S} = \sqrt{\overline{K}^2 + \overline{T}^2}$

Отсюда следует, что конец вектора $\overline{R_{ш.ш}}$ можно представить как полярную диаграмму нагрузки на шейку, ориентированную относительно кривошипа неподвижного коленчатого вала, вращение которого заменяется вращением шатуна, поршня и цилиндра в обратном направлении, т.е. с частотой $-\omega$. Такой метод исследования называется инверсией. Пример построения полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку показан на рисунке 45,б, из которого видно, что в начале целесообразно построить полярную диаграмму нагрузки отсилы \overline{S} , затем, смещением начала координат на значение $|\overline{K_{Ru}}|$, перейти к полярной диаграмме силы $\overline{R_{ш.ш}}$.

Вид полярной диаграммы силы $\overline{R_{ш.ш}}$ зависит от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала и может характеризовать условия работы шеек коленчатого вала.

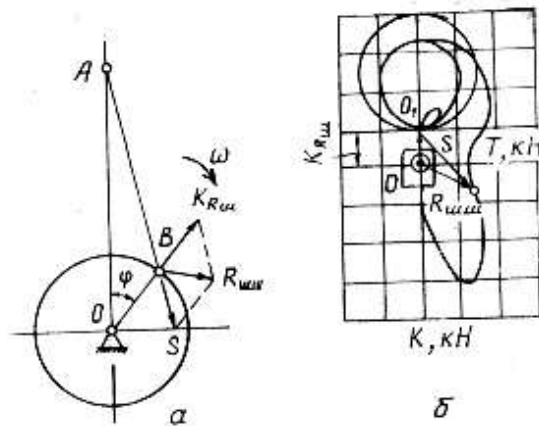


Рисунок 45 - Силы, действующие на шатунную шейку

Условная диаграмма износа шатунной шейки строится на основе сил из полярной диаграммы нагрузки на нее. Предполагается, что износ пропорционален усилию и распространяется в обе стороны от точки приложения силы на угол 60 градусов (в этом условность). Результаты построения и выбор рационального направления масляного канала в шейке показаны на рисунке 46.

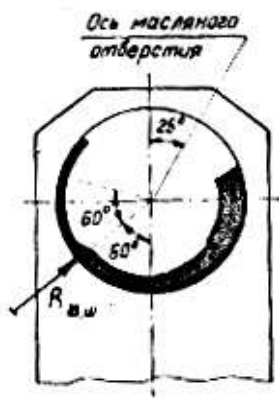


Рисунок 46 - Схема построения диаграммы износа

Полярная диаграмма сил, действующих на шатунный подшипник, строится по полярной диаграмме нагрузок на шатунную шейку. При этом учитывается, что сила, действующая на шатунный подшипник при данном угле φ поворота коленчатого вала, равна по величине, но противоположна по направлению силе, действующей на шатунную шейку. Учитывается также, что скорость вращения шатунного подшипника относительно шейки переменная и при ее повороте на угол φ шатунный подшипник поворачивается относительно шейки на угол $(\varphi + \beta)$. Таким образом, векторы сил, действующие на шатунный подшипник, повернуты по сравнению с соответствующими векторами сил, действующими на шатунную шейку, на угол $(180 + \varphi + \beta)$.

Полярная диаграмма нагрузки на коренную шейку строится также как и на шатунную с учетом порядка работы двигателя и схемы коленчатого вала. При этом считают, что силы, действующие в каждом цилиндре, воспринимаются лишь двумя ближайшими опорами (коренными шейками).

8 НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ДВИГАТЕЛЯ

Принятое в начале динамического исследования допущение, что коленчатый вал абсолютно жесткий и вращается с постоянной угловой скоростью ω , не соответствует действительности. Даже при установившемся режиме работы двигателя угловая скорость вращения не остается постоянной. Основной причиной этого является неравномерность крутящего момента (рисунок 47), в результате чего возникает и неравномерность хода двигателя (вращения коленчатого вала).

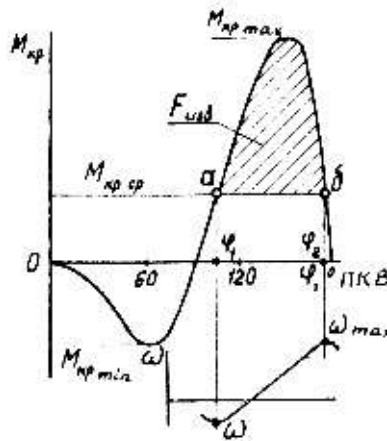


Рисунок - 47 Графики, характеризующие неравномерность крутящего момента и хода двигателя

Для оценки колебаний крутящего момента введен коэффициент неравномерности

$$\mu = \frac{M_{кр.max} - M_{кр.min}}{M_{кр.ср.}} \quad (110)$$

Значение коэффициента μ зависит от числа цилиндров (например, по данным [1; 2] при $i=1$ $\mu=7,74$, а при $i=8$ $\mu=1,36$), режима его работы и др.

В каждый момент времени значение $M_{кр}$ уравнивается моментом сопротивления M_c , приложенным к коленчатому валу, и моментом сил инерции всех движущихся масс, приведенных к оси вращения, т.е.

$$M_{кр.} = M_c + I_0 \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (111)$$

где I_0 - момент инерции всех движущихся масс ДВС, приведенный к оси коленчатого вала; $d\omega/dt$ - угловое ускорение коленчатого вала.

На установившемся режиме работы

$$M_{кр.ср.} = M_c, \text{ т.е.}$$

$$I_0 \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0$$

Принимая во внимание, что I_0 не равно нулю, заключаем, что

$$\frac{d\omega}{dt} = 0$$

Из этого следует, что кривая изменения угловой скорости ω в точках “а” и “б” (рисунок 47) проходит через экстремальные значения: ω_{max} и ω_{min}

Для оценки колебаний угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя вводится коэффициент или степень неравномерности хода двигателя

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega} \quad (112)$$

Для автомобильных двигателей допустимая величина степени неравномерности хода [1,2,5]

$$\delta = 0,02 \dots 0,03$$

На работу двигателя величина δ оказывает существенное влияние: большие значения δ увеличивают износ деталей ДВС, повышают ударные нагрузки, затрудняют трогание автомобиля с места и др.; малые δ - требуют больших масс маховика, что ухудшает динамику двигателя и автомобиля и затрудняет компоновку.

Выведем расчетную зависимость для δ . Для этого проинтегрируем по φ зависимость (111) на участке, соответствующем изменению ω между экстремальными значениями

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кр.ср.} - M_c) \cdot d\varphi = I_0 \cdot \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} d \frac{\omega^2}{2} \quad (113)$$

Левая часть уравнения - избыточная (над средним значением) работа, $A_{изб.}$, связанная с колебаниями крутящего момента, т.е.

$$A_{изб.} = F_{изб.} \cdot \mu_\varphi \cdot \mu_{кр.},$$

где $F_{изб.}$ - заштрихованная (рисунок 47) площадь избыточного $\Sigma M_{кр.}$;

μ_φ и $\mu_{кр.}$ - масштабные значения на рисунке 47.

После подстановки в (113) выражений для δ и $A_{изб.}$, получим:

$$A_{изб.} = I_0 \cdot \delta \cdot \omega^2 \quad (114)$$

Выражение (114) применяется для расчета маховика двигателя.

9 РАСЧЕТ МАХОВИКА

Маховик ДВС рассчитывают по значению I_m , полученному по допустимому значению δ и из условия обеспечения трогания автомобиля с места.

9.1 Расчет маховика по допустимой степени неравномерности хода

Опыт показывает [1,2,5], что

$$I_m = (0,85-0,9)I_0 \quad (115)$$

Кроме того, для маховика в виде диска

$$I_m \cong m_m \cdot r_m^2, \quad (116)$$

где m_m - масса маховика; r_m - радиус обода маховика.

Маховик проверяют на допустимую окружную скорость обода, м/с,

$$V_m = \frac{\pi \cdot r_m \cdot n}{30} \quad (117)$$

Допустимые значения V_m составляют для маховика [1,2,5]: из чугуна 25...30 м/с; из стали 40...45 м/с (и даже до 100 м/с).

9.2 Расчет маховика из условия обеспечения трогания автомобиля с места

При расчете маховика из условия обеспечения трогания автомобиля с места устанавливается достаточность махового момента маховика ($m_m D_m^2$) для трогания автомобиля, оцениваемого по допустимому падению его частоты вращения при трогании (n_2/n_1) [1,5] (n_1 - частота вращения коленчатого вала до включения сцепления, обеспечивающая необходимый M_e для трогания автомобиля с места без остановки двигателя, n_2 - минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала после включения сцепления).

Если падение частоты находится в заштрихованной области (рисунок 48), то автомобиль трогается с места.

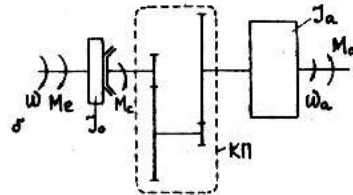
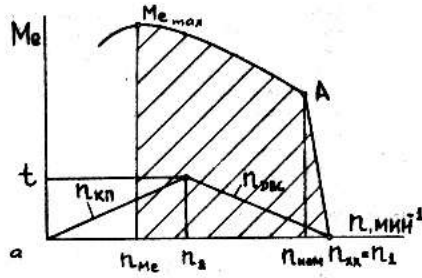


Рисунок 48 - Схемы к расчету маховика

Модели расчета зависят от типа двигателя.

Автомобиль с бензиновым (газовым) двигателем

Условная схема автомобиля для этого случая показана на рисунке 48, б, где ω_1 и ω_a - угловые скорости вращения соответственно коленчатого вала, первичного вала коробки передач и вторичного вала коробки передач; M_e , M_c , M_a - крутящий момент ДВС, момент трения сцепления и момент сопротивления движению автомобиля; I_0 и I_a - моменты инерции ДВС и автомобиля.

При выводе расчетной зависимости принимают допущения, что автомобиль трогается на первой передаче при неизменном положении дроссельной заслонки двигателя, т.е. за счет кинетической энергии движущихся масс двигателя, освобождающейся при падении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Также считают, что при трогании автомобиля сцепление включается мгновенно, а момент трения сцепления M_c равен моменту сопротивления, приложенному к первичному валу коробки передач и зависит от сопротивления трению в механизме передач и сопротивления движению автомобиля. Для надежности его обычно принимают равным максимальному крутящему моменту двигателя $M_{e. \max}$.

При этих допущениях получена расчетная зависимость :

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{I_0 \cdot (\beta - 1)}{I_0 (\beta - 1) + \beta \frac{I_a}{i_k^2}}, \quad (118)$$

где β - коэффициент запаса сцепления, для грузового автомобиля $\beta=1,3...1,5$, для легкового $\beta=1,2...1,4$; I_a - момент инерции автомобиля; i_k - передаточное число первой передачи; $\omega_2/\omega_1 = 0,15 - 0,4$ и $0,05 - 0,12$ угловые скорости вращения соответственно легковых и грузовых автомобилей [1,5].

Момент инерции автомобиля

$$I_a = \frac{m_a \cdot r_k^2}{i_o^2}, \quad (119)$$

где m_a - масса груженого автомобиля; r_k - радиус колеса с учетом деформации шины; i_o - передаточное число главной передачи.

Автомобиль с дизелем

Основные особенности и отличия при расчете маховика автомобильного дизеля по сравнению с бензиновым (газовым) двигателем вытекают из особенностей в работе и связанных с ними допущений. Дизель работает преимущественно с механическим регулятором, который имеет зону нечувствительности. Трогание автомобиля с дизелем должно обеспечиваться на высшей передаче при полной (с учетом груженого прицепа) нагрузке. Включение сцепления - не мгновенное.

Расчеты, выполненные на кафедре ДВС (ХНАДУ) показали, что с приемлемой для практики точности маховик автомобильного дизеля может быть рассчитан по зависимости (120), в которую введен коэффициент ψ , учитывающий отмеченные особенности, т.е.:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{I_o(\beta - 1)}{I_o(\beta - 1) + \beta \cdot \frac{I_a}{i_k^2}} \cdot \psi \quad (120)$$

где $\psi = 1,1 \dots 1,4$; $\beta = 1,5 \dots 3,0$; $n_2/n_1 = 0,5 \dots 0,7$ [1,5]; остальные обозначения - аналогичные тем, что в зависимости (118).

Вопросы и задания для самоконтроля

1 Что учитывает коэффициент неравномерности крутящего момента? От каких факторов он зависит?

2 В результате чего возникают колебания угловой скорости двигателя? Какими показателями они оцениваются? Как сказываются на работе двигателя?

3 На каких посылках основывается расчет маховика ДВС по допустимой величине δ ?

4 На каких посылках основывается расчет маховика ДВС по допустимой величине δ и из условия трогания автомобиля с места?

5 В чем отличия в расчете маховика дизеля по сравнению с бензиновым ДВС?

Лекция 7 УРАВНОВЕШЕННОСТЬ ДВС

План.

- 1 Силы и моменты, вызывающие неуравновешенность ДВС
 - 2 Условия уравновешенности ДВС. Критерии уравновешенности
 - 3 Теоретическая и действительная уравновешенности ДВС
 - 4 Методы анализа уравновешенности ДВС
 - 5 Пример анализа уравновешенности ДВС
 - 6 Назначение противовесов в ДВС
- Вопросы для самоконтроля

1 СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ ДВС

Силы, возникающие при работе двигателя, можно разделить на внутренние и внешние. К внутренним относятся силы, которые уравновешиваются внутри ДВС и не передаются на его опоры. Например, силы давления газов. К внешним относятся все силы, которые стремятся вызвать перемещение двигателя и, следовательно, воспринимаются его опорами. К ним относятся силы инерции, сила тяги вентилятора системы охлаждения, силы реакции отработавших газов и массы движущихся жидкостей. Внешние силы могут быть уравновешенными и неуравновешенными. Уравновешенными называются силы, равнодействующая которых равна нулю и которые в многоцилиндровом двигателе не дают суммарного неуравновешенного момента. Неуравновешенные силы передаются остову двигателя и через его опоры раме автомобиля, в результате чего могут нарушаться крепления агрегатов и деталей, искажаться показания контрольных приборов, повысится утомляемость водителя и пассажиров. Поэтому одно из основных требований, предъявляемых к каждому двигателю, обеспечение необходимой уравновешенности.

Из внешних основными неуравновешенными силами в ДВС являются силы инерции: центробежные K_R и возвратно-поступательно движущихся масс P_j . Будучи неуравновешенными для отдельных цилиндров, эти силы в совокупности могут приводить к появлению неуравновешенных продольных моментов. Моменты, создаваемые центробежными силами M_R , постоянны и действуют в плоскостях, проходящих через геометрическую ось коленчатого вала. Иначе говоря, эти моменты как бы вращаются вместе с коленчатым валом. Моменты от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс M_j переменны, они действуют в плоскостях, проходящих через оси цилиндров. Кроме названных неуравновешенных сил и их моментов, в любом поршневом ДВС действует опрокидывающий момент, $M_{опр}$ - равный и противоположно направленный крутящему $M_{кр}$. Он всегда остается неуравновешенным. Поэтому полностью уравновесить поршневой ДВС невозможно.

Двигатель внутреннего сгорания считается теоретически уравновешенным (в дальнейшем просто уравновешенным), если при установившемся режиме работы он воздействует на свои опоры с постоянными по величине и направлению (в частном случае равными нулю) усилиями.

Уравновешенность ДВС достигается в основном двумя способами:

- расположением цилиндров и кривошипов коленчатого вала, при котором неуравновешенные для отдельных цилиндров силы инерции взаимно уравновешиваются;
- применением дополнительных масс - противовесов, которые создают новые силы инерции, равные и противоположно направленные неуравновешенным.

2 УСЛОВИЯ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВС. КРИТЕРИИ УРАВНОВЕШЕННОСТИ

Обычно в автомобильных и тракторных двигателях внутреннего сгорания исследуют уравновешенность лишь наиболее значительных сил инерции: центробежных K_R и возвратно-поступательно движущихся масс первого и второго порядков P_{j1}, P_{j2} , а также моментов от этих сил M_R, M_{j1} и M_{j2} . Поэтому условия уравновешенности ДВС имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum_1^i K_R = 0; & \quad \sum_1^i M_R = 0 \\ \sum_1^i P_{j1} = 0; & \quad \sum_1^i M_{j1} = 0 \\ \sum_1^i P_{j11} = 0; & \quad \sum_1^i M_{j11} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (121)$$

где i - число цилиндров

Если при проектировании двигателя оказывается, что некоторые силы инерции или их моменты не уравновешены, то вопрос о необходимости их уравновешивания решается с помощью критериев уравновешенности.

Чаще применяются безразмерные критерии уравновешенности, например, Климова-Стечкина-Каца (ξ, η), [1,5].

Опыт показывает, что с точки зрения вибрации и износа более опасны неуравновешенные силы. Их и необходимо уравновешивать в первую очередь.

3 ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВС

При рассмотрении условий уравновешенности ДВС предполагалось, что масса и длина движущихся деталей КШМ всех цилиндров и углы расположения всех кривошипов коленчатого вала абсолютно одинаковы, угловая скорость коленчатого вала постоянна.

В действительности из-за технологического разброса масса и размеры деталей ДВС всегда отличаются от их номинальных значений, коленчатый вал деформируется под действием приложенных к нему сил, а угловая скорость коленчатого вала не постоянна. Поэтому, как правило, действительная уравновешенность ДВС ниже теоретической. Для уменьшения этого расхождения, например, поршни и шатуны при сборке ДВС подбираются по массе; у шатунов проверяются положение центра тяжести и их моменты инерции. Коленчатые валы, маховики и сцепления автомобильных ДВС статически и динамически балансируют (уравновешивают).

Условием статической балансировки коленчатого вала является нахождение центра тяжести его на оси вращения, а динамической - дополнительно равенство нулю суммы моментов инерции центробежных сил относительно любой точки оси вращения коленчатого вала.

4 МЕТОДЫ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВС

Для анализа уравновешенности применяют аналитический, графический и графо-аналитические методы.

Аналитический метод.[1,2]. В основу положено составление и анализ на равенство нулю аналитических зависимостей для равнодействующих сил инерции всех цилиндров (ΣK_R , ΣP_{ji} и ΣP_{jII}) и суммарных моментов этих сил (ΣM_R и ΣM_{ji} и ΣM_{jII}). Об уравновешенности сил инерции и моментов от них свидетельствует равенство нулю соответствующих зависимостей для равнодействующих.

Графический метод. [1,5]. В основу метода положено графическое суммирование векторов, эквивалентных силам инерции и их моментам. Об уравновешенности свидетельствует равенство нулю геометрической суммы векторов всех цилиндров.

В основе метода для сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс и моментов от этих сил лежит посылка о том, что закон изменения сил инерции соответствует закону изменения проекций на ось цилиндра суммы двух фиктивных (метод Тейлора) вращающихся векторов. При этом для сил инерции определяется геометрическая сумма фиктивных векторов всех цилиндров соответствующих порядков, и при ее неравенстве нулю равнодействующая фиктивных векторов проектируется на ось цилиндров.

Для моментов сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс ищется геометрическая сумма векторов моментов фиктивных векторов, которая затем анализируется на равенство нулю.

При неравенстве нулю проекция на ось цилиндров равна неуравновешенной суммарной силе инерции или моменту от нее.

По мнению кафедры ДВС ХНАДУ, графический метод анализа уравновешенности более прост и нагляден при сложных схемах коленчатых валов. Поэтому он рекомендован для специальности 7.090215, Автомобиля и автомобильное хозяйство.

Графо-аналитический метод представляющий комбинацию аналитического и графического методов, упрощает исследование многоцилиндровых двигателей сложных схем.

5 ПРИМЕР АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВС

Для примера проанализируем уравновешенность аналитическим и графическим методами четырехцилиндрового рядного двигателя (4Р), получившего наибольшее распространение на легковых автомобилях от особо малого до среднего классов с плоским валом и зеркальным расположением колен (АЗЛК, ВАЗ, ГАЗ, “Форд”, “Хонда”, “Рено”, БМВ, “Шкода” и др.) (рисунок 11). При этом обеспечиваются, как правило, достаточная уравновешенность и равномерное чередование тактов двигателя.

Порядок работы цилиндров: 1-2-4-3 или 1-3-4-2. Угловые интервалы между вспышками одинаковы $\theta = 720^0/4 = 180^0$.

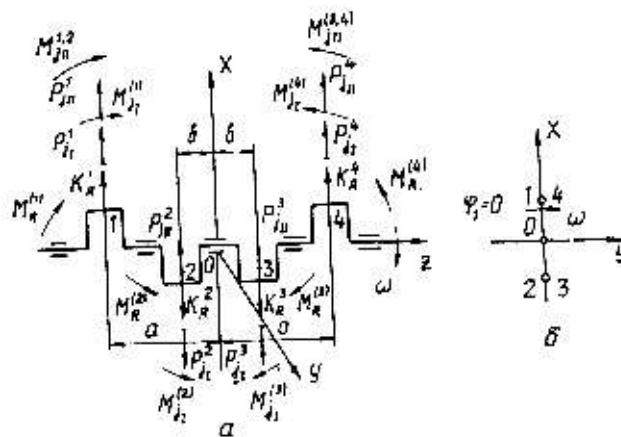


Рисунок 49 - Схема коленчатого вала и направления сил инерции и моментов от них

Для оценки уравновешенности этого двигателя необходимо проанализировать все шесть условий уравновешенности (3.1).

Аналитический метод

Зависимость для равнодействующей центробежных сил инерции имеет вид (рисунок 49)

$$R_{K_R} = \sum_1^4 K_R = K_R^{(1)} - K_R^{(2)} - K_R^{(3)} + K_R^{(4)} = m_R R \omega^2 - m_R R \omega^2 - m_R R \omega^2 + m_R R \omega^2 = 0.$$

Результат показывает, что двигатель уравновешен относительно этих сил.

Зависимость для равнодействующего момента от центробежных сил инерции равняется (рисунок 49)

$$R_{M_R} = \sum_1^4 M_R = -M_R^{(1)} + M_R^{(2)} - M_R^{(3)} + M_R^{(4)} = -K_R^1 3b + K_R^2 b - K_R^3 b + K_R^4 \cdot 3b = 0.$$

Как видно и от центробежных моментов этот двигатель уравновешен.

Равнодействующая сил инерции первого порядка также равняется нулю (рисунок 49)

$$R_{P_{jI}} = \sum_1^4 P_{jI} = P_{jI}^{(1)} - P_{jI}^{(2)} - P_{jI}^{(3)} + P_{jI}^{(4)} = -m_j R \omega^2 \cos \varphi - m_j R \omega^2 \cos(180^\circ + \varphi) - m_j R \omega^2 \cos(180^\circ + \varphi) - m_j R \omega^2 \cos \varphi = 0,$$

т.е. и от этих сил инерции двигатель уравновешен.

Выражение для равнодействующего вектора моментов от этих сил имеет вид (рисунок 49)

$$R_{M_{jI}} = \sum_1^4 M_{jI} = -M_{jI}^{(1)} + M_{jI}^{(2)} - M_{jI}^{(3)} + M_{jI}^{(4)} = -P_{jI}^{(1)} 3b + P_{jI}^{(2)} b - P_{jI}^{(3)} b + P_{jI}^{(4)} 3b = 0,$$

т.е. и от моментов сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигатель уравновешен.

Равнодействующая сил инерции второго порядка (рисунок 49)

$$R_{P_{jII}} = \sum_1^4 P_{jII} = P_{jII}^{(1)} + P_{jII}^{(2)} + P_{jII}^{(3)} + P_{jII}^{(4)} = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\varphi + \lambda m_j R \omega^2 \cos 2(180^\circ + \varphi) + \lambda m_j R \omega^2 \cos 2(180^\circ + \varphi) + \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\varphi = 4 \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\varphi,$$

т.е. не равна нулю, следовательно, эти силы инерции не уравновешены.

Полностью уравновесить их можно с помощью механизма Ланчестера, [1,5], необходимость применения которого устанавливается с учетом значений критериев уравновешенности.

Равнодействующий вектор моментов от этих сил

$$R_{M_{jII}} = \sum_1^4 M_{jII} = -M_{jII}^{(1)} + M_{jII}^{(2)} - M_{jII}^{(3)} + M_{jII}^{(4)} = -P_{jII}^{(1)} 3b + P_{jII}^{(2)} b - P_{jII}^{(3)} b + P_{jII}^{(4)} 3b = 0,$$

т.е. от этих моментов двигатель уравновешен.

Графический метод

Силы инерции вращающихся масс или центробежные силы инерции постоянны по величине и направлены вдоль радиуса кривошипа от оси вращения, т.е. в неподвижной системе координат они переменны по направлению. Векторные диаграммы этих сил и моментов от них приведены на рисунке 50. Видно, что равнодействующие векторы как сил R_{K_R} (рисунок 50,а), так и моментов R_{M_R} (рисунок 50,б) равны нулю, т.е. двигатель от них уравновешен.

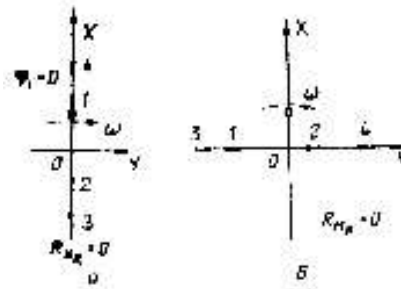


Рисунок 50 - Векторные диаграммы сил K_R и моментов M_R

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого порядка и моменты от них заменяем эквивалентными им фиктивными векторами сил и моментов, изменяющиеся с частотами $-\omega$ и $+\omega$ [1,5]. Диаграммы этих векторов (прямых и обратных) для сил и моментов от них приведены на рисунках 51 и 52.

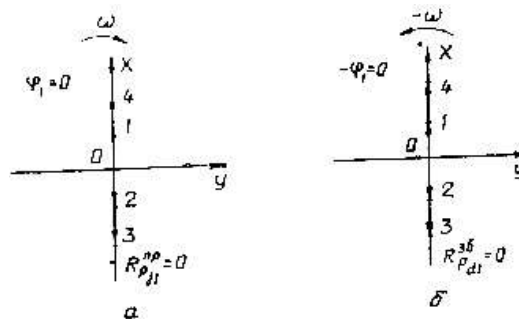


Рисунок 51 - Векторные диаграммы сил инерции P_{jI}

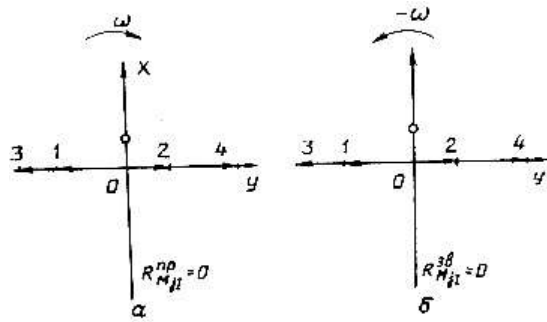


Рисунок 52 - Векторные диаграммы моментов от сил инерции P_{jI}

Из диаграмм следует, что двигатель 4P уравновешен относительно сил инерции P_{jI} и моментов от них M_{jI} .

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс второго порядка и моменты от них заменяем эквивалентными им фиктивными векторами сил и моментов, изменяющиеся с частотами -2ω и $+2\omega$ [1,5]. Диаграммы этих векторов (прямых и обратных) для сил и моментов от них приведены на рисунках 53 и 54.

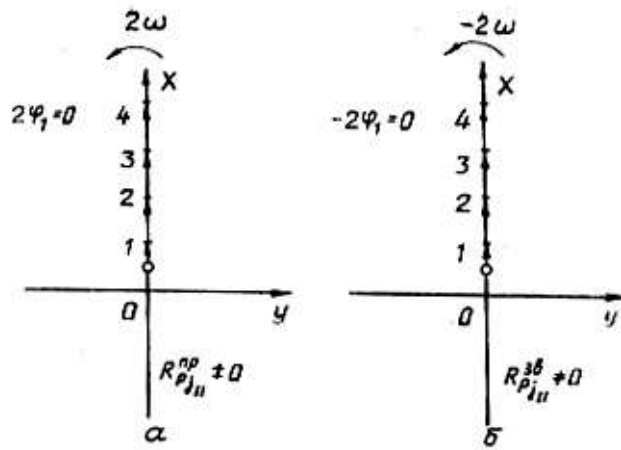


Рисунок 53 - Векторные диаграммы сил инерции P_{jII}

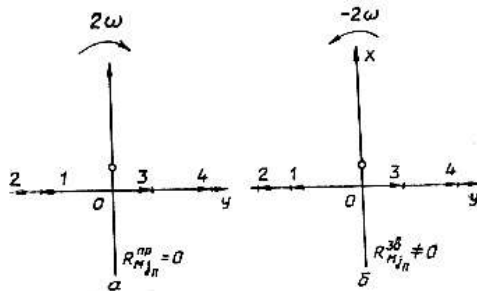


Рисунок 54 - Векторные диаграммы моментов от сил инерции P_{jII}

Из диаграмм следует, что двигатель 4P не уравновешен относительно сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс второго порядка и уравновешен относительно моментов от этих сил, что аналогично выводам по результатам аналитического исследования уравновешенности.

Данные об уравновешенности автомобильных двигателей других схем приведены в таблице Приложения.

6 НАЗНАЧЕНИЕ ПРОТИВОВЕСОВ

Противовесы на продолжении щек коленчатого вала могут выполнять следующие функции:

- уравновешивать центробежные силы и силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого порядка и продольные моменты от этих сил;
- разгружать коренные подшипники коленчатого вала от действия местных центробежных сил инерции.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Какой двигатель считается теоретически уравновешенным? Запишите общие условия уравновешенности ДВС.
2. Можно ли полностью уравновесить поршневой двигатель?
3. Как уравновешиваются силы инерции вращающихся масс и моменты от них?
4. Укажите методы анализа уравновешенности ДВС.
5. Какие принципы положены в основу графического метода анализа уравновешенности сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс и моментов от них?
6. Проанализируйте, что уравновешено в двигателе 1P? Как его уравновесить?
7. Проанализируйте, как уравновешен двигатель 4P? Как его уравновесить?
8. Укажите назначение противовесов в двигателе. С какой целью уравновешенные коленчатые валы многоцилиндровых двигателей снабжаются противовесами?

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ПРИНЦИП КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

**Лекция 8 ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВС.
РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ И НАГРУЗКИ. ПОРЯДОК РАССМОТРЕНИЯ
ПРИНЦИПОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ И
СИСТЕМ ДВС**

План

- 1 Порядок проектирования автомобильных ДВС
- 2 Расчетные режимы и нагрузки
- 3 Рекомендуемый порядок рассмотрения принципов конструирования и схемы расчета механизмов и систем ДВС

Методические указания к изучению раздела

1 Учитывая, что работа студентов - заочников данной специальности в основном связана с автомобильным транспортом, а также то, что при выполнении КП отрабатываются основные вопросы, связанные с конструированием и расчетом ДВС, изложение содержания раздела будет выполнено в виде обзора и рекомендаций.

2 Третий пункт плана изложен схематично, как рекомендация на примере группы поршня КШМ; исходя из того, что эта схема может быть распространена и на изучение других групп КШМ, механизма газораспределения и систем двигателя.

1 ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВС

1.1 Проектирование начинается с разработки технических условий (ТУ) на проектирование. Возможны два вида технических условий :

- ТУ заданы для автомобиля в целом, а параметры для проектирования ДВС выбираются из условия обеспечения заданных параметров автомобиля;

- ТУ заданы для ДВС; тогда, кроме основных (тип N_e , n , вид топлива и др.), часто задаются специфические требования (работа в высокогорных условиях, надежный пуск при низких температурах и др.).

1.2 На основании ТУ разрабатывается и уточняется с заказчиком техническое задание (ТЗ) на проектирование ДВС, которое является основной для разработки конструкторской документации, технического предложения и конструкторского проекта.

1.3 Конструкторский проект состоит из следующих частей.

Эскизный проект, включающий выбор типа ДВС, проработку особенностей основных механизмов и систем двигателя, установление ориентировочных значений D и S , частоты вращения, количества и расположения цилиндров и др. На этой стадии составляется пояснительная записка к проекту, в которой выполняются тепловой и динамический расчеты, расчет систем и механизмов двигателя, чертежи общих видов ДВС, технико-экономическое обоснование. По объему и содержанию этот проект в основном соответствует учебному курсовому проекту.

Технический проект, включающий чертежи узлов и систем ДВС, перечень

комплектующих деталей, специального инструмента и др., технико-экономическую оценку двигателя в сравнении с лучшими мировыми образцами; вопросы организации производства ДВС и др.

Рабочий проект, включающий чертежи каждой детали, ТУ на ее изготовление, приемку, хранение и транспортировку и т.д.

1.4 Как правило, параллельно с разработкой технического проекта изготавливают опытные одноцилиндровые образцы ДВС для отработки технических и эксплуатационных вопросов, а параллельно с рабочим проектом - опытную партию двигателей для заводских и эксплуатационных испытаний. По их результатам утверждается техническая документация на производство ДВС.

1.5 В настоящее время в Европе достигнут 5-ти летний цикл разработки ДВС, в Японии 3-х летний (со стремлением перейти на двухлетний). Для разработки принципиально новых конструкций - цикл удлиняется.

2 РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ И РЕЖИМЫ

2.1 Расчет с учетом действительных условий работы деталей, величины и характера действующих сил либо вообще невозможен, либо приводит к сложным, на практике трудно применимым зависимостям.

Поэтому пользуются условными поверочными расчетами, которые хотя и лишь приближенно отражают как условия работы деталей, так и систему действующих сил, однако позволяют сопоставить значения получаемых напряжений с аналогичными для работоспособных деталей, работающих в сходных условиях, и сделать выводы об их эксплуатационной надежности.

Для расчетов применяются известные зависимости из курсов сопротивления материалов, деталей машин и др.

2.2 Виды применяемых при проектировании расчетов:

- на усталостную прочность;
- на жесткость - к сожалению поддаются расчету лишь ряд деталей (распредвал, цилиндр, головка шатуна);
- на износ - обычно сводится к определению удельных давлений (шейки коленчатого вала, цилиндр и др.);
- на упругие колебания (коленчатый вал, пружины клапанов и др.);
- на тепловую напряженность (рассчитываются поршень, цилиндр, клапаны).

Возможны и др. расчеты.

2.3 Расчетные режимы

В соответствии с характером протекания M_e по скоростной характеристике применяют для бензиновых (газовых) ДВС и дизелей следующие расчетные режимы:

Бензиновые и газовые ДВС

- 1) $n_{xx \text{ макс}}$ - по $P_{j \text{ макс}}$ ($P_z \approx 0$); $n_{xx \text{ макс}} = (1,1 - 1,15) n_{ном}$
- 2) $n_{ном}$ - по P_z и P_j
- 3) $n_{ме}$ - по P_z ($P_j \approx 0$); $n_{ме} = (0,4 - 0,6) n_{ном}$

В дизеле P_z при $n_{ме \text{ макс}}$ и n_n примерно равны, поэтому для них - два расчетных режима:

- 1) $n_{xx \text{ макс}}$ - по $P_{j \text{ макс}}$; $n_{xx \text{ макс}} = (1,05 - 1,07)n_{ном}$
- 2) $n_{ном}$ - по P_z и P_j

2.4 Наиболее приемлемым для ДВС являются расчеты на усталостную прочность. Однако этому виду расчетов поддаются лишь ограниченное количество деталей.

2.4.1 При расчетах деталей под действием статистических нагрузок напряжение не должны превышать пределов прочности (для хрупких материалов) σ_b и τ_b либо пределов текучести (для пластичных материалов) σ_T и τ_T .

2.4.2 При расчетах в условиях действия циклических знакопеременных нагрузок за основу принимают предел выносливости σ_r и τ_r (т.е. максимальное напряжение, которое может выдержать материал при заданном - обычно 10^7 - числе циклов нагружения).

Предел выносливости зависит не только от материала, но и от цикла нагружения, размеров детали, формы, чистоты их поверхности и т.д.

Различают симметричный и асимметричный, нулевой и сложный циклы нагружения, каждый из которых характеризуется: $\sigma_{\text{макс}}$, $\sigma_{\text{мин}}$, σ_m (средним), амплитудой цикла σ_a и коэффициентом асимметрии цикла $r = \sigma_{\text{мин}}/\sigma_{\text{макс}}$;

Наиболее опасным для усталостных разрушений является симметричный цикл, у которого $\sigma_a = \sigma_{\text{макс}} = -\sigma_{\text{мин}}$; $\sigma_m = 0$; $r = -1$. Этот цикл имеет наибольшую амплитуду при одинаковых $\sigma_{\text{макс}}$ и $\sigma_{\text{мин}}$.

при расчете на прочность с учетом знакопеременных нагрузок для нормальных и касательных напряжений определяют запас прочности и запас текучести (n_σ и n_τ), под которыми понимают отношение предельно допустимых напряжений (пределов выносливости) к максимальным действующим.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\text{макс}}}; \quad n_\tau = \frac{\tau_r}{\tau_{\text{макс}}}$$

где:

$$\sigma_{\text{макс}} = \sigma_a + \sigma_m; \quad \tau_{\text{макс}} = \tau_a + \tau_m.$$

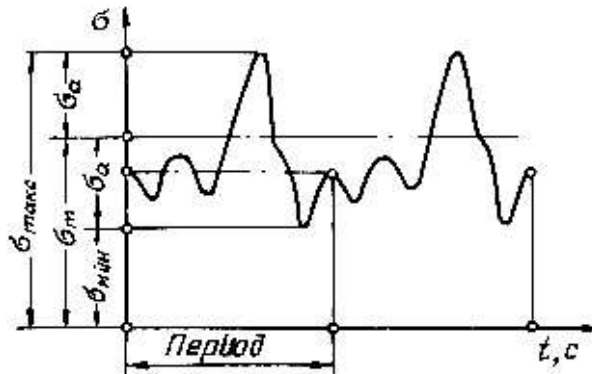


Рисунок 55. Напряжения при изменяющихся нагрузках

Запас прочности должен определяться с учетом концентраций напряжений, зависящих от резкого изменения формы детали, качества поверхности, технологии изготовления и т.д., учитываемых в формулах n_σ и n_τ - дополнительными коэффициентами.

При сложном напряженном состоянии:

$$n_\Sigma = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

3 РЕКОМЕНДУЕМЫЙ ПОРЯДОК РАССМОТРЕНИЯ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СХЕМ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ ДВС

Рассматривается на примере группы поршня:

- 3.1 Назначение группы поршня;
- 3.2 Устройство группы поршня;
- 3.3 Условия работы деталей группы поршня;
- 3.4 Требования, предъявляемые к деталям группы поршня;
- 3.5 Обеспечение предъявляемых требований:

- конструктивно;
- выбором материала;
- технологией изготовления;
- последующей термической и механической обработкой.

3.6 После п. 3.5 осуществляется рассмотрение способов удовлетворения перечисленных требований.

3.2 Схема расчета [6]

3.2.1 Поршень

Днище поршня - рассчитывается на изгиб от P_z (реже и от тепловых нагрузок).

Стенки поршня в области маслосъемного кольца, ослабленные отверстиями (канавками) для отвода масла рассчитываются на:

- сжатие от P_z ;
- разрыв от P_j .

Кольцевые перемычки рассчитываются на:

- срез от суммы сил P_j и P_z ;
- изгиб от суммы сил P_j и P_z .

Юбка поршня рассчитывается на удельное давление от силы N .

Бобышки поршня рассчитываются на удельное давление от P_z .

3.2.2 Исходным для расчета деталей систем двигателя является количество теплоты, отводимой от нагретых деталей теплоносителем системы, определяемой, например, из внешнего теплового баланса ДВС. По нему определяется количество циркулирующего в системе теплоносителя, по которому рассчитываются узлом детали ДВС.

Вопросы и задания для самоконтроля

- 1 Напишите основные этапы создания новых ДВС. Охарактеризуйте каждый из них.
- 2 Укажите виды расчетов, применяемых при проектировании ДВС и расчетные режимы.
- 3 Какие особенно имеют расчеты ДВС с учетом переменных нагрузок?
- 4 Приведите целесообразный алгоритм рассмотрения принципов проектирования механизмов и систем ДВС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящее время в Украине не до конца определены направления дальнейшего развития автомобилестроения, а следовательно и автомобильного двигателестроения. Можно лишь утверждать, что их развитие будет происходить в условиях повышения эффективности продуктивности работы автомобильного транспорта; улучшения эксплуатационных и экологических характеристик ДВС; уменьшения затрат труд, металла и эксплуатационных материалов на их изготовление, техническое обслуживание и ремонт; улучшения условий работы водителей и обслуживающего персонала.

Очевидно, что развитие автомобильного двигателестроения будет сопровождаться постепенным истощением мировых запасов нефти и газа, что

потребуется замены их альтернативными топливами.

Дальнейшее улучшение показателей и характеристик автомобильных ДВС возможно на основе повышения эффективности Рабочих циклов, использования прогрессивных конструктивных схем и конструкций отдельных механизмов, систем, узлов и деталей; широкого применения электроники и микропроцессорной техники.

В конспекте лекций изложены принципиальные основы работы автомобильных ДВС, необходимые для быстрого освоения, решения и внедрения перечисленных и др. проблем, связанных с развитием автомобильного двигателестроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

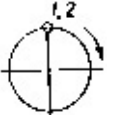
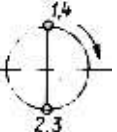
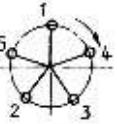
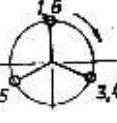
- 1 Тимченко І.І. та інш. Автомобільні двигуни. Харків, “Основа”, 1995. - 460 с.
- 2 Архангельский В.М. и др. Автомобильные двигатели. - М.: Машиностроение, 1977. - 591 с. (или 1967. - 496 с.)
- 3 Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. проф. В.И. Луканина. - М.: Высшая школа., 1985. - 311 с.
- 4 Канило П.М., Бей И.С., Ровенский А.И. Автомобиль и окружающая Среда - Х.: Прапор, 2000. - 304 с.
- 5 Тимченко И.И. Автомобильные двигатели. Теория рабочего цикла, системы питания и наддува, динамика и уравновешенность: Учеб. пособие / И.И. Тимченко. - К.: УМКВО, 1990. - 260 с.
- 6 Колчин А.И. и Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных

двигателей. “Высшая школа”, М.:, 1980 - 334 с.

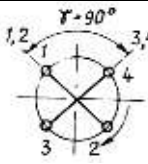
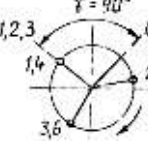
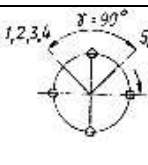
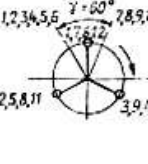
ПРИЛОЖЕНИЕ

П Р И Л О Ж Е Н И Е

Основные данные про уравновешенность автомобильных двигателей наиболее использованных схем

Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между рядами цилиндров, ... ⁰	Угол между кривошипами, ... ⁰	Угол между вспышками в цилиндрах, ... ⁰	Порядок работы цилиндров	Неуравновешенные силы			Неуравновешенные моменты			Примеры автомобилей, на которых применяются данные ДВС
						ΣK_R	ΣP_{jI}	ΣP_{jII}	ΣM_R	ΣM_{jI}	ΣM_{jII}	
Рядные ДВС												
2			360	360	1-2	2 K_R	2 P_{jI}	2 P_{jII}	-	-	-	“Ока” (двигатель - 1111)
4			180	180	1-3-4-2 1-2-4-3	-	-	4 P_{jII}	-	-	-	АЗЛК - 412, 414 ВАЗ 2101-2110 ГАЗ-24, МеМЗ - 245 и др.
5			72	144	1-2-4-5-3	-	-	-	-	-	-	ГАЗ
6			120	120	1-5-3-6-2-4	-	-	-	0. 449 M_R	0 .44 $9M_{jI}$	4.9 8 M_{jII}	ГАЗ-430 (двигатель ГАЗ-542)

V - образные ДВС

4		90	90	180	1-2-4-3	-	-	2 $\sqrt{2}$ P_{II}	$\sqrt{2}$ 2 M_R	$\sqrt{2}$ 2 M_{JI}	$\sqrt{2}$ M_{II}	ЗАЗ - 965, 966 (двигатель МеМЗ-936, 938)
6		90	120	90-150-90...	1-4-2-5-3-6	-	-	-	1, 732 M_R	1 ,73 2 M_{JI} I	2,4 5 M_{JI} I	МАЗ-503 (двигатель ЯМЗ-236)
8		90	90	90	1-5-4-8-6-3-7-2	-	-	-	3, 16 M_R	3, 16 M_{JI}	-	ЗИЛ-130, ЗИЛ-645, КамАЗ-740, ЯМЗ-238, ГАЗ-53А КрАЗ-256 и др.
12		60	60	60	1-10-2-12-3-11-6-9-5-7-4-8	-	-	-	-	-	-	МАЗ-530, БелАЗ-540, БелАЗ-548 и др.

