



МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА»
(ФГБОУ ВО РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева)

Институт механики и энергетики имени В.П. Горячкина

Чумаков В.Л., Бижаев А.В.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УЧЕБНИК

Рекомендовано научно-методическим советом по технологиям, средствам механизации и энергетическому оборудованию в сельском хозяйстве Федерального УМО по сельскому, лесному и рыбному хозяйству для использования в учебном процессе в качестве учебника при подготовке бакалавров и магистров по направлению «Агроинженерия»

Москва 2024

УДК 621.43

ББК 31.365

Ч90

Ч90 Чумаков В.Л., Бижаев А.В. Основы теории и расчета автотракторных двигателей: Учебник // М.: Изд-во РГАУ-МСХА, 2024. –145 с.

Рецензенты: Левшин А.Г. д.т.н., профессор кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева;

Сайкин А.М., д.т.н., старший научный сотрудник, главный специалист ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

ISBN _____

Учебник составлен в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования по направлению подготовки 35.03.06 – «Агроинженерия» (бакалавриат), 35.04.06 – «Агроинженерия» (магистратура), 23.03.03 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» (бакалавриат), 23.05.01 – «Наземные транспортно-технологические средства» (специалитет).

Учебник ориентирован на профессиональную подготовку и успешное овладение компетенциями в области теоретических процессов, осуществляемых в автотракторных ДВС. Данный учебник также может быть полезным для обучающихся в магистратуре и аспирантуре по вышеуказанным направлениям.

Рекомендовано к изданию методической комиссией кафедры «Тракторы и автомобили» ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева» (протокол заседания кафедры «Тракторы и автомобили» № 01/24-25 от 28.09.2024)

© Чумаков В.Л.

© Бижаев А.В.

© Издательство РГАУ-МСХА, 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

РАЗДЕЛ 1. РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	7
Глава 1. Циклы поршневых машин.....	7
Глава 2. Процессы газообмена.	17
Глава 3. Наддув двигателей.	29
Глава 4. Процесс сжатия.	32
Глава 5. Процесс сгорания.....	38
Глава 6. Процесс расширения.....	66
Глава 7. Индикаторные и эффективные показатели ДВС.	69
Глава 8. Тепловой баланс двигателя.....	77
Глава 9. Пример теплового расчёта бензинового ДВС.....	79
Глава 10. Пример теплового расчёта дизельного ДВС.....	83
РАЗДЕЛ 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	89
Глава 1. Регулировочные характеристики.....	90
Глава 2. Нагрузочные характеристики двигателя.....	101
Глава 3. Скоростные характеристики двигателя.....	107
Глава 4. Регуляторные характеристики дизеля.....	113
Глава 5. Многопараметровые и специальные характеристики.....	118
РАЗДЕЛ 3. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	124
Глава 1. Основные виды токсичных компонентов.....	125
Глава 2. Условия образования основных токсичных компонентов.....	128
Глава 3. Влияние некоторых факторов на выброс токсичных компонентов.....	130
Глава 4. Нормирование токсичных выбросов.....	134
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	143

ПРЕДИСЛОВИЕ

В учебнике излагаются основы теории рабочих процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания, расчета механизмов и систем двигателя, оценки экологических характеристик, испытаний автотракторных двигателей, особенности регулирования и изменения показателей двигателей в эксплуатации.

Учебник составлен в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования по направлению подготовки 35.03.06 – «Агроинженерия» (бакалавриат), 35.04.06 – «Агроинженерия» (магистратура), 23.03.03 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» (бакалавриат), 23.05.01 – «Наземные транспортно-технологические средства» (специалитет). Книга написана с учетом современных требований к подготовке специалистов сельского хозяйства, ориентированных на изучение теории, конструкции и эксплуатации автотракторных двигателей.

С учетом сложившейся ситуации в сельском хозяйстве, основное внимание уделяется особенностям организации рабочих процессов четырехтактных бензиновых и дизельных автотракторных двигателей. Рассматриваются методы улучшения их мощностных, экономических и экологических показателей в условиях реальной эксплуатации в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов.

Существенное усложнение современных двигателей и возрастание требований к улучшению их экологических характеристик, требует от специалистов не просто понимания принципов работы двигателей и их систем, представления о путях и перспективах их развития, но также предъявляет высокие требования к приобретению практических навыков по организации эффективной эксплуатации тракторных и автомобильных двигателей.

Авторы ставили перед собой задачу дать учащимся необходимую информацию для понимания основных закономерностей организации рабочих процессов двигателей и организации их эффективной эксплуатации. Материал представлен с учетом изучения предшествующих курсов по общему устройству и работе двигателей на автотракторной технике и мобильных сельскохозяйственных машин.

Учебник содержит необходимые сведения для самостоятельного изучения курса, приобретения знаний по лекционному материалу, подготовке к проведению соответствующих лабораторных работ и выполнения курсового проекта.

История создания ДВС. Двигатели внутреннего сгорания являются наиболее распространённым типом тепловых машин. На их долю приходится более 80% энергии, вырабатываемой в мире. Благодаря их компактности, достаточно высокой эффективности, надежности и сроку службы, они нашли применение во всех сферах деятельности человека, в том числе, в сельскохозяйственном производстве и на транспорте. Вместе с тем, в силу специфики организации рабочих процессов, они являются основными потребителями нефтяного топлива и оказывают значительное негативное влияние на загрязнение окружающей среды.

Идеи разработки двигателей внутреннего сгорания относятся к 60-м годам XVIII века. Впервые, французским инженером Э. Ленуаром в 1860г. был предложен двигатель, работающий по двухтактному циклу на светильном газе без предварительного сжатия заряда. В дальнейшем, в 1862г. также французом Бо Де Роша был предложен четырехтактный цикл, реализующем впуск, сжатие, сгорание-расширение и выпуск. Этот был практически реализован немецким изобретателем Н. Отто в 1878г. в качестве газового двигателя для промышленного применения. В 1889г. российский инженер И.С. Костович разработал двигатель, работавший на жидком топливе – бензине, для установки на дирижабле. В 1892г. в Германии, Р. Дизель реализовал рабочий цикл с высокими степенями сжатия, предполагавший самовоспламенение топлива, впрыскиваемого в конце процесса сжатия. Первый двигатель, работавший с воспламенением от сжатия, был построен в Германии в 1896г. В России, двигатели, использовавшие принцип воспламенения от сжатия, начали строить в Петербурге с 1889г. Значительный вклад в разработку отечественных конструкций дизелей внесли Г.В. Тринклер в 1901г. и Я.В. Мамин в 1910г.

Дальнейший прогресс в разработке теории рабочих процессов и создании конструкций двигателей внутреннего сгорания непосредственно связан с именами российских ученых В.И. Гриневецкого, Н.Р. Брилинга, Е.К. Мазинга, Б.С. Стечкина, А.С. Орлина, Д.Н. Вырубова, В.Н. Болтинского, А.И. Воинова, М.С. Ховаха, В.Н. Луканина, Н.С. Ждановского, И.М. Ленина, М.Г. Круглова и ряда других ученых и инженеров.

Сегодня многообразие тепловых двигателей принято классифицировать по следующим основным признакам:

-по роду применяемого топлива – работающие на жидком топливе (бензиновые, дизельные), на газовом топливе, многотопливные;

-по способу подвода тепловой энергии – двигатели с внешним сгоранием, двигатели с внутренним сгоранием;

-по способу преобразования тепловой энергии в механическую – поршневые, газотурбинные, комбинированные.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания на текущем этапе получили наибольшее распространение ввиду наилучших потребительских свойств и эксплуатационных характеристик. Они занимают основную долю рынка и имеют устойчивые перспективы развития.

В свою очередь поршневые двигатели внутреннего сгорания принято классифицировать по различным критериям:

-по способу организации рабочего цикла в поршневых двигателях – двухтактные и четырехтактные;

-по способу наполнения рабочего цилиндра – с подачей воздуха из атмосферы без наддува, с наддувом;

-по способу воспламенения – с принудительным зажиганием (от искры), и с воспламенением от сжатия (дизели);

-по способу смесеобразования – с внешним и внутренним смесеобразованием;

-по способу регулирования мощности – с качественным, количественным, и смешанным регулированием;

-по количеству цилиндров – 1, 2, 3 и т.д.;

-по взаимному расположению цилиндров – рядные, V-образные, оппозитные и т.д.;

-по типу запуска – от электрического стартера, от пускового двигателя, от пневмосистемы и т.д.

-по иным признакам.

РАЗДЕЛ 1. РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Глава 1. Циклы поршневых машин

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) представляют собой энергетические установки, преобразующие химическую энергию топлива в тепловую энергию, а затем в механическую работу. Двигатели являются машинами циклического действия, то есть их функционирование предполагает последовательное многократное выполнение совокупности процессов, обеспечивающих их непрерывную работу. В целях совершенствования показателей двигателей, в частности, повышения их мощности, улучшения топливной экономичности, снижения токсичности отработавших газов, их работу принято анализировать по действительным циклам двигателей. Действительные циклы отличаются от термодинамического и теоретического циклов, рассмотренных в курсе термодинамики.

Рабочий цикл двигателя – это совокупность процессов, обеспечивающих непрерывную циклическую работу двигателя. Деление цикла по характеру движения поршня между так называемыми «мертвыми точками», то есть положениями поршня при максимальном или минимальном удалении поршня от оси коленчатого вала, позволяет разделить рабочий цикл на «такты». Исходя из этого, двигатели различаются по количеству тактов. Наиболее распространены четырёхтактные ДВС, рабочий цикл которых состоит из четырёх тактов: 1) впуск, 2) сжатие, 3) рабочий ход, 4) выпуск. Такты имеют жёсткую привязку к положению поршня в цилиндре, в отличие от физико-химических процессов, протекающих во время рабочего цикла. В общем случае, границы процессов и одноименные такты не совпадают.

Термодинамический (идеальный) цикл – это замкнутый цикл, в котором сжатие и расширение рабочего тела адиабатные, теплоемкость рабочего тела постоянна и не зависит от его температуры, химический состав и объем рабочего тела не меняются, условные процессы подвода и отвода теплоты заменяют процессы сгорания и газообмена, протекающие в реальном рабочем цикле. В термодинамическом цикле нет других потерь теплоты, кроме неизбежной теплоотдачи холодному источнику.

Теоретический цикл – это незамкнутый, необратимый цикл, осуществляемый рабочим телом. В отличие от идеального термодинамического, в теоретическом цикле учитываются изменения теплоемкости рабочего тела, его химического состава в зависимости от фазы цикла и другие факторы. Коэффициент полезного действия (КПД) теоретического цикла меньше, чем соответствующего термодинамического. Теоретический цикл представляет

собой следующую, после идеального, степень приближения к действительному циклу.

Действительный цикл двигателя внутреннего сгорания — это совокупность периодически повторяющихся процессов (тепловых, физических, химических и др.), обеспечивающих непрерывную циклическую работу ДВС. Под процессом понимается совокупность однотипных последовательных изменений параметров рабочего тела.

Действительный цикл отличается от термодинамического и теоретического циклов, рассматриваемых в курсе теплотехники и термодинамики, по ряду причин.

Для анализа работы существующих поршневых двигателей рассматривается реальное рабочее тело - т.е. рабочая смесь, состоящая из воздуха, топлива и продуктов сгорания от предыдущего цикла. На смену рабочего тела в процессах газообмена затрачивается работа. Масса тела в процессах газообмена меняется. Теплота к телу подводится не извне, а выделяется в результате горения. В процессе горения имеются потери теплоты из-за неполноты сгорания рабочего тела. Теплоемкость рабочего тела переменна и зависит от температуры и состава рабочего тела, что влияет на получаемую полезную работу. Процессы сжатия и расширения не адиабатные, и при теплообмене со стенками камеры сгорания имеются потери теплоты. В условиях высоких температур происходит так называемая диссоциация продуктов сгорания, сопровождающаяся потерями получаемой энергии.

Поэтому показатели действительных циклов существенно отличаются от параметров теоретических циклов. Для оценки эффективности циклов необходимо рассматривать протекание составляющих их процессов. Среди основных процессов, характеризующихся однотипными физико-химическими явлениями, выделяют процессы впуска, сжатия, сгорания, расширения и выпуска.

В ходе рабочего цикла ДВС параметры рабочего тела в цилиндре меняются, в том числе основные - температура T , давление p , и объем V . Несмотря на то, что в действительном цикле рассматривается использование реального рабочего тела, состоящего из воздуха, топлива и продуктов сгорания, для его оценки используется уравнение состояния идеального газа $pV = MRT$. Это позволяет достаточно просто и с приемлемой точностью рассчитывать основные параметры рабочего цикла и показатели двигателя.

Рассмотрим **действительный цикл четырехтактного бензинового двигателя**. Анализ рабочих процессов в цилиндре двигателя хорошо интерпретировать с помощью индикаторной диаграммы - графического представления изменения давления p и/или температуры T в цилиндре двигателя

в функции хода поршня, изменения объема V камеры сгорания или угла поворота коленчатого вала φ . Диаграмму называют индикаторной, поскольку давление p в цилиндре работающего двигателя можно практически измерить с помощью датчика (индикатора давления), установленного в камере сгорания двигателя.

Пример индикаторной диаграммы бензинового двигателя, показывающей изменение давления в цилиндре в зависимости от объема надпоршневого пространства, представлен на рисунке 1.1. Под диаграммой схематично показан цилиндр, в котором поршень совершает возвратно-поступательные движения между верхней и нижней мертвыми точками (ВМТ и НМТ).

На рисунке приняты следующие обозначения:

ВМТ - положение наибольшего удаления поршня от оси коленчатого вала;

НМТ - положение наименьшего удаления поршня от оси коленчатого вала;

S – ход поршня от ВМТ к НМТ.

V_c – объем камеры сгорания над поршнем при положении в ВМТ.

V_a – полный объем цилиндра над поршнем при положении в НМТ.

V_h – рабочий объем цилиндра, он определяется как объем, освобождаемый при движении поршня от ВМТ к НМТ, $V_h = V_a - V_c$.

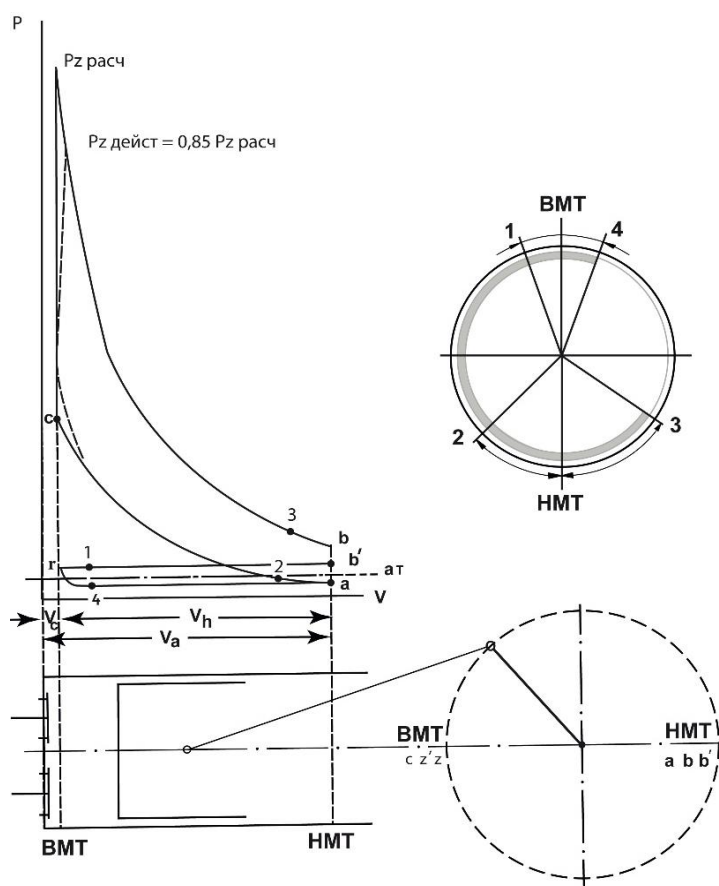


Рисунок 1.1 – Индикаторная диаграмма четырехтактного бензинового двигателя в координатах $p - V$.

ε – степень сжатия. Определяется как изменение объема камеры сгорания при движении поршня от НМТ к ВМТ, $\varepsilon = V_a/V_c = (V_h + V_c)/V_c$.

Индикаторную диаграмму ДВС удобнее рассматривать в свёрнутом виде (Рисунок 1.1), таким образом, можно наглядно сопоставить точки на характеристике и положение поршня, ход которого рассматривается по оси абсцисс от НМТ до ВМТ. На диаграмме устанавливается линия атмосферного давления, которая соответствует отметке P_a , отмечается также точка максимального давления в цилиндре P_z , и точки, 1, 2, 3, 4, соответствующие границам

открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов.

Индикаторная диаграмма может быть построена как в функции изменения объема $p = f(V)$, хода поршня $p = f(S)$, так и в функции угла поворота коленчатого

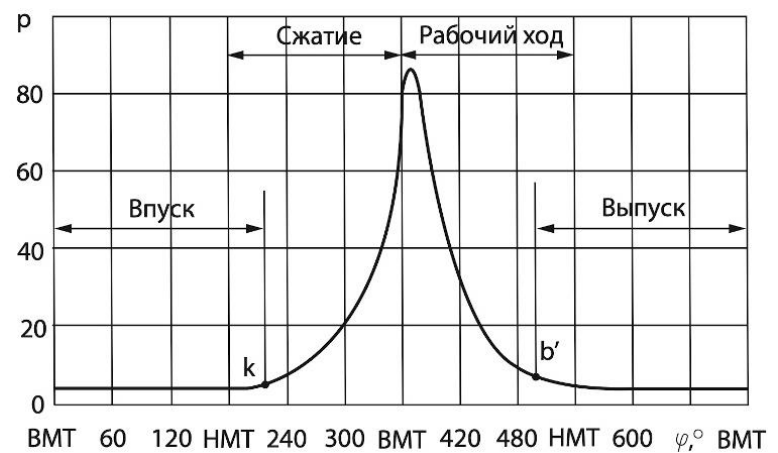


Рисунок 1.2 – Индикаторная диаграмма четырехтактного бензинового двигателя в координатах $p - \varphi$.

вала $p = f(\varphi)$ (Рисунок 1.2), в таком случае она имеет развёрнутый вид. Представленные диаграммы показывают, что границы реальных процессов рабочего цикла отличаются от геометрического деления цикла на такты, соответствующие движению поршня между мертвыми точками. В связи с тем, что в

процессе реализации действительного рабочего цикла рабочее тело в цилиндре заменяется после каждого цикла, рабочие процессы в целом можно подразделить на основные и вспомогательные. Основные процессы - сжатие, сгорание и расширение, соответствуют выделению теплоты и получению механической работы. Вспомогательные процессы обеспечивают смену рабочего тела в цилиндре двигателя – наполнение цилиндра свежим зарядом в процессе впуска и удаление продуктов сгорания из цилиндров процессе выпуска.

Процесс впуска горючей смеси начинается до прихода поршня в ВМТ, в точке 1 (Рисунок 1.1), соответствующей началу открытия впускного клапана и заканчивается после НМТ, в момент закрытия впускного клапана в точке 2. Горючая смесь воздуха и топлива, поступающая через впускной клапан, смешивается в цилиндре двигателя с остаточными газами, оставшимися в камере сгорания от предыдущего цикла, и образует рабочую смесь.

Процесс сжатия начинается в точке 2 после закрытия впускного клапана и продолжается до точки c' , когда рабочая смесь воспламеняется искровым разрядом свечи зажигания, что осуществляется с некоторым опережением по отношению к ВМТ (см. участок $c'-c$ или угол $\varphi_{заж}$ на индикаторной диаграмме). В процессе сжатия объем над поршнем уменьшается, повышаются давление и температура рабочей смеси, что создает хорошие условия для ее последующего воспламенения и сгорания. Максимальное изменение объема над поршнем при его движении от НМТ к ВМТ характеризуется степенью сжатия $\varepsilon = V_d/V_c = (V_h + V_c)/V_c = V_h/V_c + 1$. Для двигателей с искровым зажиганием, в зависимости от октанового числа применяемого топлива, $\varepsilon = 6...12$.

Процесс сгорания начинается в точке c' . Высокая температура в зоне искрового разряда порядка $T_{искр}=10\ 000\text{K}$ и достаточно высокая температура заряда в камере сгорания $T_c=600\dots700\text{K}$ приводит к воспламенению рабочей смеси и последующему устойчивому распространению фронта пламени по камере сгорания. Скорость движения фронта пламени быстро возрастает, достигая 50-80 м/с; горение сопровождается выделением теплоты, и повышением давления. Максимальное давление $p_z=5\dots6\text{МПа}$ обычно достигается в точке z' , примерно через 15 град. п.к.в. после ВМТ. Продолжительность данного этапа сгорания составляет около 30...40° поворота коленчатого вала. Однако в действительности, процесс сгорания и интенсивное выделение теплоты и повышение температуры сгорания до максимальной, продолжается некоторое время и после достижения максимального давления в точке z' . Однако вследствие движения поршня к НМТ и увеличения объема над поршнем, давление в камере сгорания снижается, несмотря на выделение теплоты.

Процесс расширения условно рассматривается от точки максимального давления z' до момента открытия выпускного клапана b' . В процессе расширения происходит превращение выделившейся в ходе сгорания тепловой энергии в механическую работу. Расширение сопровождается интенсивным отводом теплоты в стенки камеры сгорания. В процессе расширения газов совершается полезная работа, а давление и температура понижаются по закону политропного процесса.

Процесс выпуска начинается в момент открытия выпускного клапана в точке 3, с опережением до НМТ, и продолжается в ходе движения поршня между мертвыми точками ($b-r$), и заканчивается после ВМТ в момент закрытия выпускного клапана в точке 4. К моменту открытия выпускного клапана давление газов в цилиндре больше, чем давление окружающей среды, и в начальной стадии процесса выпуска отработавшие газы выходят из цилиндра с критической скоростью; после НМТ газы выталкиваются из цилиндра поршнем. Процесс очистки цилиндра от отработавших газов заканчивается к моменту закрытия выпускного клапана после ВМТ.

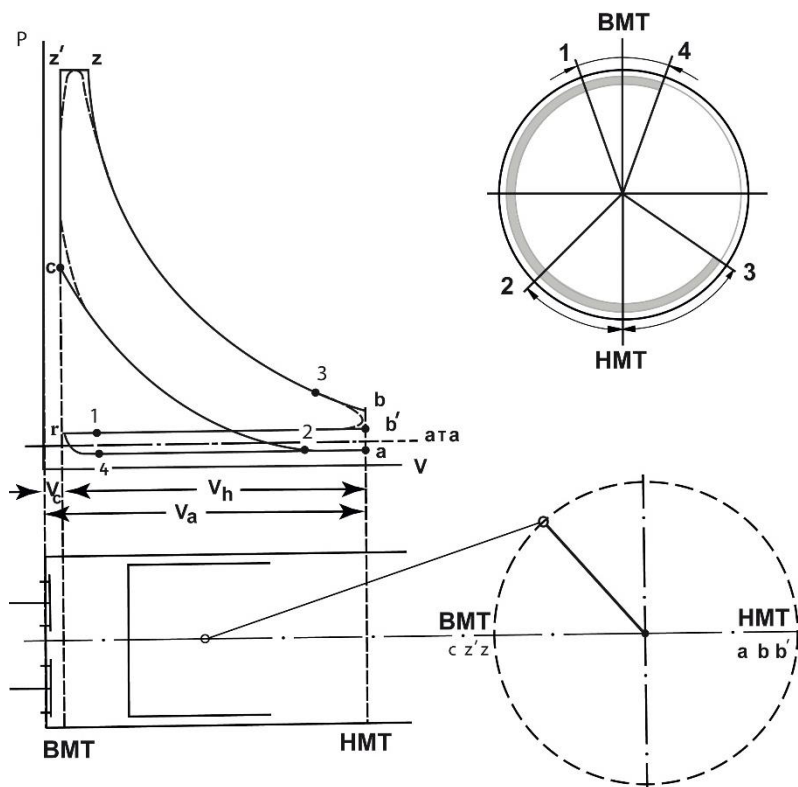
Процессы впуска и выпуска, направленные на смену рабочего тела в цилиндре - выпуск отработавших газов и впуск свежего заряда, называют процессами газообмена.

Приведенные индикаторные диаграммы, характеризуют протекание действительного цикла четырехтактного бензинового двигателя при нормальных регулировках систем питания и зажигания. Вид диаграммы может существенно измениться при нарушении регулировок состава смеси и опережения зажигания,

применения бензинов с низкой детонационной стойкостью и по другим причинам.

Действительный цикл четырехтактного дизеля имеет некоторые отличия от бензинового двигателя (Рисунок 1.3).

В процессе впуска в цилиндр поступает не горючая смесь, а воздух. Высокая степень сжатия дизеля обеспечивает быстрое повышение температуры воздуха. Топливо, впрыскиваемое в цилиндр двигателя в конце сжатия в точке c' , не доходя до ВМТ, должно расплыться в камере сгорания, перемешаться с воздухом, нагреться от горячего воздуха и самовоспламениться. В целях обеспечения высоких давлений и температур для самовоспламенения топлива, в дизеле воздух сжимается гораздо сильнее, чем в бензиновом двигателе. Для устойчивого самовоспламенения топлива, необходимо обеспечить более высокие температуры топливоздушной смеси в конце сжатия $T_c=700...1000\text{K}$. Это требует сжатия воздуха до давлений $p_c = 3...6 \text{ МПа}$, что, в свою очередь, обеспечивается высокой степенью сжатия $\varepsilon = 15...23$.



Вследствие высоких давлений уже в конце сжатия, максимальные давления последующего сгорания в дизеле, существенно превышают давления в бензиновых двигателях, и достигают $p_z = 6...12 \text{ МПа}$.

Для ограничения максимальных давлений цикла, впрыск дизельного топлива регулируется так, чтобы первая впрыснутая доза топлива быстро сгорала в зоне ВМТ, а последующая, и более значительная доза топлива,

Рисунок 1.3 – Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля в координатах p - V .

относительно медленно выгорала после ВМТ. Как показано на индикаторной диаграмме (Рисунок 1.3), сгорание топлива сначала сопровождается резким повышением давления и температуры (участок cz'), а затем на участке $z'z$, происходит дальнейшее повышение температуры при сравнительно незначительном изменении давления.

Большая степень сжатия дизеля определяет и более значительную степень расширения продуктов сгорания в процессе расширения, что определяет меньшие давления p_6 и температуры T_6 в конце процесса расширения, чем в бензиновом двигателе.

Таким образом, на индикаторной диаграмме мы можем выделить следующие основные процессы. При открытии впускного клапана в точке 1 в цилиндр поступает чистый воздух, а затем, после точки 2, происходит его сжатие до точки c' . Точка c' соответствует моменту начала впрыскивания топлива в цилиндр двигателя. Сгорание, в отличие от бензинового двигателя не начинается мгновенно. Вначале происходит перемешивание распыленного топлива с воздухом, нагревание топлива от окружающего воздуха, его испарение, начальные окислительные процессы впрыснутого топлива, а затем и его объемное самовоспламенение за счет высокой температуры сжатого воздуха.

Объемное самовоспламенение впрыснутого топлива приводит интенсивному повышению давления в цилиндре двигателя, значительно более резкому, чем в бензиновом двигателе. Для снижения максимальных давлений сгорания, процесс впрыска топлива в цилиндр регулируется, что отражает участок диаграммы $z'z$ показывающий, что, несмотря на движение поршня от ВМТ к НМТ, падения давления не происходит вследствие интенсивного выделения теплоты на такте расширения. Протекание сгорания и его представление на индикаторной диаграмме существенно зависит от степени сжатия, физико-химических свойств топлива, состава смеси, угла опережения впрыскивания топлива, характера топливоподачи, интенсивности завихрения заряда и других факторов. Сгорание происходит и в ходе дальнейшего расширения. Однако условно, начиная с точки z , принимается, что в двигателе происходит процесс расширения, вплоть до точки 3, соответствующей открытию выпускного клапана.

Протекание процессов газообмена в дизеле без наддува в значительной мере аналогично процессам в бензиновом двигателе.

В целях улучшения мощностных и экономических показателей двигателей производители двигателей часто используют наддув. Одну из простейших схем газотурбинного наддува можно представить в графическом виде (Рисунок 1.4). Отработавшие газы, выходящие из выпускной системы с высокой энергией, приводят в действие турбину, которая, в свою очередь, расположена на одной оси с компрессором, подающим воздух из атмосферы в цилиндр двигателя. Повышение плотности воздуха, а значит, и его количества в цилиндре двигателя позволяет увеличить подачу топлива в цилиндр, обеспечить большее выделение теплоты и повышение мощности двигателя.

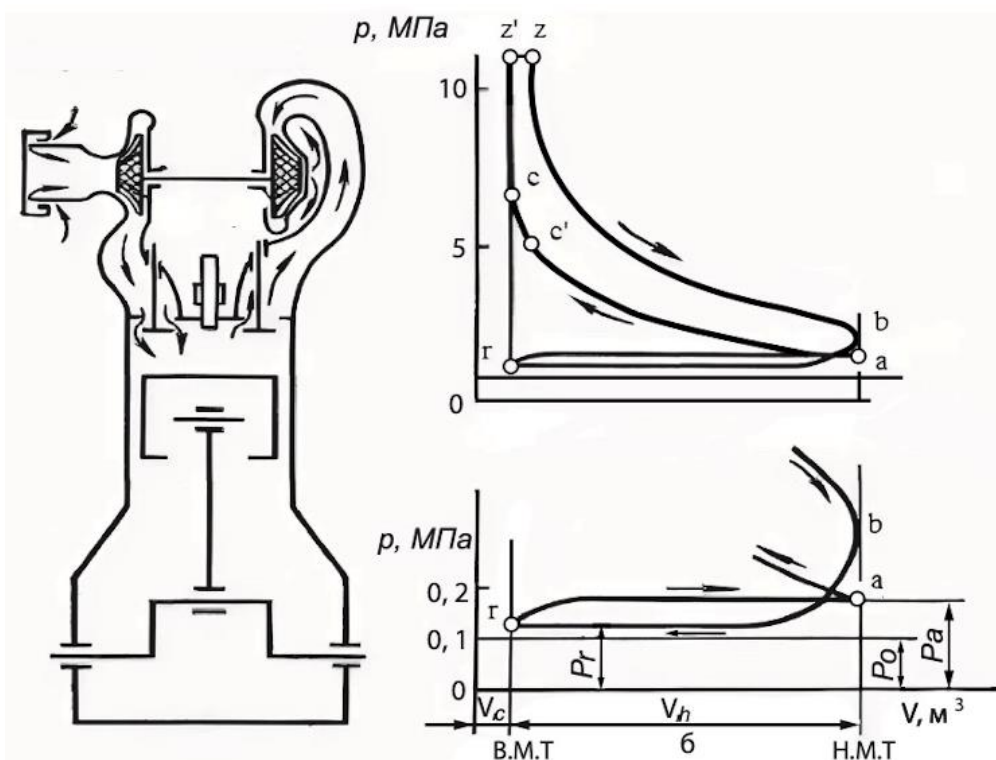


Рисунок 1.4 – Схема работы (а) и индикаторная диаграмма (б) четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом: 1 - газовая турбина; 2 – компрессор.

Особенности действительных циклов четырехтактного дизеля с наддувом рассмотрены далее при анализе рабочих процессов.

Действительные циклы двухтактных ДВС в данном учебнике не рассматриваются.

Процессами газообмена называются процессы впуска и выпуска, обеспечивающие смену рабочего тела в цилиндре двигателя - выпуск отработавших газов и впуск свежего заряда.

Периоды газообмена между моментом открытия и закрытия соответствующих клапанов называют фазами газораспределения. Фазы газораспределения могут изображаться на двух диаграммах: индикаторной или круговой (Рисунок 1.5). Обычно фазы газообмена больше соответствующих тактов впуска и выпуска (Рисунок 1.1, Рисунок 1.3).

$$\text{Так фаза выпуска } \varphi_{\text{вып}} = \varphi_{\text{о.вып}} + 180^\circ + \varphi_{\text{з.вып}},$$

где $\varphi_{\text{о.вып}}$ и $\varphi_{\text{з.вып}}$ углы опережения открытия и запаздывания закрытия выпускного клапана соответственно.

$$\text{Фаза впуска определяется как } \psi_{\text{вп}} = \psi_{\text{о.вп}} + 180^\circ + \psi_{\text{з.вп}},$$

где $\psi_{\text{о.вп}}$ и $\psi_{\text{з.вп}}$ углы опережения открытия и запаздывания закрытия впускного клапана соответственно.

Период одновременного открытия выпускного и впускного клапанов называют фазой перекрытия клапанов: $\psi_{\text{о.вп}} + \varphi_{\text{з.вып}}$ (на круговых диаграммах фаз газораспределения показано как зона 1 – 4). Общая длительность газообмена

превышает геометрическую длительность тактов выпуска и впуска и составляет около $\varphi_{0.вып} + 360^\circ + \varphi_{з.вп} \approx 400 \dots 520^\circ$ п.к.в.

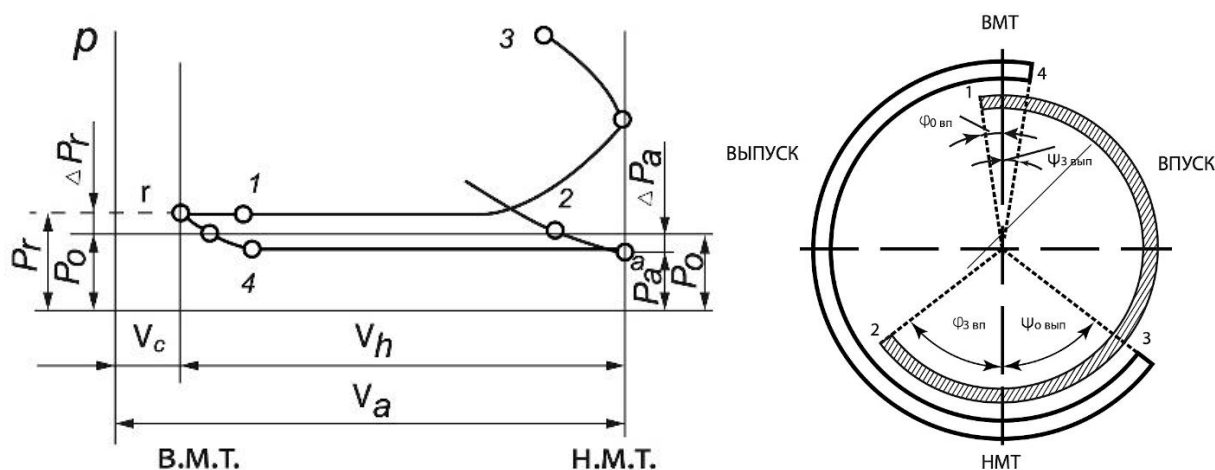


Рисунок 1.5 – Диаграмма фаз выпуска и впуска в четырехтактном двигателе

Процесс выпуска отработавших газов целесообразно условно разделить три этапа - период свободного выпуска (участок 3-*b*), принудительный выпуск (участок *b-r*), и газообмен в период перекрытия клапанов (1-4).

Свободный выпуск. Открытие выпускного клапана (точка 3), происходит в такте расширения, обычно за 40...60 град п.к.в. до прихода поршня в НМТ В этот момент давление в цилиндре p_3 составляет порядка 0,4 - 0,6 МПа, значительно превышает атмосферное давление $p_0 = 0,1$ МПа (для дизеля $p_3 = 0,2 \dots 0,4$ МПа, $T_g = 1000 \dots 1200$ К, а для бензинового двигателя $p_3 = 0,3 \dots 0,5$ МПа, $T_g = 1200 \dots 1500$ К). Истечение отработавших газов из цилиндра происходит при так называемом "сверхкритическом перепаде давлений" $p_3/p_0 > 2$. Скорости истечения газов из цилиндра достигают максимальных значений для данной среды, и составляют 500...600 м/с, что позволяет за короткий период времени, называемом периодом свободного выпуска (участок диаграммы 3 - *b*), удалить из цилиндра 50-70 % отработавших газов.

Принудительный выпуск. Дальнейшее удаление отработавших газов под вытесняющим действием поршня, движущегося от НМТ к ВМТ (участок диаграммы *b-r*), называют принудительным выпуском. Скорость истечения отработавших газов составляет 80...250 м/с, и определяется скоростью движения поршня, соотношением площадей поршня и проходного сечения в зоне выпускного клапана, колебательными процессами в трубопроводах и иными факторами.

Открытие выпускного клапана до НМТ несколько уменьшает положительную работу в процессе расширения, но, благодаря интенсивному истечению газа в период свободного выпуска, значительно уменьшает работу, затрачиваемую на принудительное выталкивание отработавших газов при движении поршня от НМТ к ВМТ.

Вследствие сопротивления элементов выпускной системы, включающей выпускной клапан, коллектор, нейтрализаторы, глушитель, трубопроводы, давление газа в цилиндре в ходе принудительного выпуска, и в частности, давление в точке r превышает атмосферное на 5...25%, то есть $p_r = (1,05 - 1,25)p_o \approx 0,105...0,125$ МПа. Температуры в точке r составляют примерно $T_r \approx 900...1100$ К для бензинового двигателя, и порядка $T_r \approx 700...900$ К для дизеля.

Газообмен в период перекрытия клапанов. Завершение процесса выпуска на участке $r - 4$ происходит в период перекрытия клапанов ($1-r-4$). В связи с открытым состоянием как выпускного, так и впускного клапанов, данный этап следует рассматривать совместно с процессом впуска.

Процесс впуска формально начинается с открытия впускного клапана в точке 1 , и происходящего обычно за 10...30 град п.к.в. до прихода поршня в ВМТ, затем продолжается при движении поршня от ВМТ к НМТ и завершается в момент закрытия выпускного клапана в точке 2 , обычно, 10...50 град. п.к.в. после НМТ

Количество поступившего свежего заряда зависит от гидравлических сопротивлений всех элементов впускной системы, количества отработанных газов, оставшихся в цилиндре от предыдущего цикла, снижения плотности заряда в результате его подогрева от стенок цилиндра и от отработавших газов, а также от скоростного режима двигателя.

В момент открытия впускного клапана, давление в цилиндре выше давления во впускном трубопроводе. В этих условиях может происходить так называемый «обратный заброс газа» из цилиндра во впускной коллектор, что будет препятствовать последующему наполнению цилиндра свежим зарядом. Поэтому реальное наполнение цилиндра начнется после снижения давления в цилиндре до уровня давления во впускном трубопроводе. Такие явления характерны, например, для режимов работы бензиновых двигателей на холостом ходу. В действительности, процессы движения свежего заряда и отработавших газов в трубопроводах нельзя рассматривать как стационарные. Процессы впуска и выпуска сопровождаются колебательными процессами в трубопроводах, порождаемых циклическим открытием и закрытием клапанов, и определяющими движение заряда по трубопроводу с зонами повышенного и последующего пониженного давления. Учет колебательных процессов позволяет использовать условия локального повышения давления перед впускным клапаном в момент его открытия.

Истечение отработавших газов через выпускной клапан с достаточно высокой скоростью, может вызывать локальное снижение давления в зоне впускного клапана, способствующее поступлению свежего заряда в цилиндр в период перекрытия клапанов. То есть, при оптимальных условиях выпуск

отработавших газов через закрывающийся выпускной клапан будет сопровождаться впуском свежего заряда через открывающийся впускной клапан. Такое явление называется продувкой цилиндра.

Таким образом, в период перекрытия клапанов, в зависимости от конкретных условий могут наблюдаться разные явления: одновременно выпуск отработавших газов и впуск свежего заряда, обратный заброс отработавших газов из цилиндра во впускной трубопровод и продувка цилиндра свежим зарядом.

Основное наполнение цилиндра происходит на участке $r - a$ при перемещении поршня от ВМТ к НМТ, когда давление в цилиндре станет ниже давления во впускном трубопроводе. Скорость движения заряда в процессе наполнения не является постоянной, составляет около 80...150 м/с, и зависит от соотношения проходного сечения впускного клапана и площади поршня, скорости движения поршня, гидравлических сопротивлений впускной системы (воздушных фильтров, впускного трубопровода, клапана и других). Чем меньше гидравлическое сопротивление впускной системы, тем меньше давление в цилиндре отличается от давления окружающей среды, тем больше свежего заряда поступит в цилиндр к моменту прихода поршня в НМТ (точка a).

Поступление свежего заряда в цилиндр продолжается в течение некоторого времени и при движении поршня от НМТ к ВМТ (участок $a-2$). Данное явление называется дозарядкой. Дозарядка возможна, поскольку из-за гидравлических сопротивлений системы впуска, среднее давление в цилиндре остается ниже атмосферного ($p_a < p_o$), а также благодаря инерционности воздушного потока в системе впуска.

Однако, если фаза выпуска слишком широкая, и впускной клапан закрывается позже, чем сравниваются давления в цилиндре и во впускном трубопроводе, происходит обратный выброс газа из цилиндра во впускной трубопровод.

Фазы газораспределения, то есть периоды открытого состояния клапанов, оказывают существенное влияние на очистку цилиндра от отработавших газов и его наполнение свежим зарядом. Как правило, более широкие фазы газораспределения применяются в высокооборотных двигателях, позволяющих более эффективно использовать волновые процессы в системах впуска и выпуска, а также получить максимум наполнения цилиндра свежим зарядом на средних и высоких частотах вращения двигателя.

Глава 2. Процессы газообмена.

Рабочий цикл предполагает смену рабочего тела в цилиндре двигателя: впуск свежего заряда и выпуск продуктов сгорания после реализации рабочего

цикла. Поэтому оба процесса впуска и выпуска часто целесообразно рассматривать как процессы газообмена.

Параметры процессов газообмена позволяют оценить эффективность удаления продуктов сгорания и степень наполнения цилиндра свежим зарядом. Параметры заряда в конце процесса выпуска принято оценивать по уравнению состояния "идеального газа" $pV = MRT$. Но для оценки рабочего цикла используются как абсолютные параметры, характеризующие состояние рабочего тела *абсолютное давление p , абсолютная температура T , абсолютный объем V , масса рабочего тела M* , так и относительные параметры, характеризующие качество газообмена *коэффициент наполнения η_v , коэффициент остаточных газов γ_z , и работа процессов газообмена L_{zo}* .

Параметры конца выпуска принято условно оценивать в ВМТ, в точке r . Показатели процесса выпуска определяются множеством факторов: конструкцией системы выпуска, режимом работы, характеристиками рабочего тела, протеканием рабочего цикла, параметрами окружающей среды и другими. При анализе рабочего цикла показатели рабочего тела в конце выпуска обычно задаются на основе среднестатистических данных с учетом вышеназванных факторов. Вследствие сложности газодинамических и тепловых процессов в ходе газообмена, для расчета его характеристик допускается ряд упрощений.

Так расчетной точкой конца процесса выпуска условно принимается ВМТ (точка r), и соответственно, объем рабочего тела конца сжатия равен объему камеры сгорания (сжатия) $V_r = V_c$.

Температура и давление выбираются, согласно типу двигателя по среднестатистическим данным:

температура в конце впуска:

$T_r = 900 \dots 1100$ К для бензинового двигателя;

$T_r = 600 \dots 900$ К для дизелей;

давление конца выпуска:

$p_r = (1,05 \dots 1,25) p_o$ МПа для двигателей без наддува;

$p_r \cong (0,75 \dots 0,98) p_k$ для двигателей с наддувом;

где p_k - давление воздуха после компрессора, перед впускным клапаном.

Поскольку продукты сгорания рабочего цикла (остаточные газы) не могут быть полностью удалены из камеры сгорания над поршнем, их приблизительное количество можно оценить из уравнения состояния идеального газа ($pV = MRT$):
 $p_r V_c = M_r R_y T_r$.

То есть количество молей продуктов сгорания в точке r можно выразить как:

$$M_r = (P_r \cdot V_c) / (R_y \cdot T_r);$$

где: p_r - давление остаточных газов, Па,

T_r - температура остаточных газов, К,

V_c - объем камеры сжатия, м³

$R_y=8314$ - универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К).

Параметры конца впуска определяются в общем случае гидравлическим сопротивлением системы впуска Δp , наличием остаточных газов в камере сгорания M_r и подогревом заряда от стенок впускного трубопровода, камеры сгорания и остаточных газов.

Расчетной точкой конца процесса впуска условно принимается НМТ (точка a), и соответственно, абсолютный объем рабочего тела конца сжатия равен объему надпоршневого пространства $V_a = V_h + V_c$.

Давление в конце впуска p_a ниже атмосферного p_o на величину гидравлических сопротивлений системы впуска Δp_a :

$$p_a = p_o - \Delta p_a,$$

где: Δp_a - суммарное гидравлическое сопротивление впускной системы,

$$\Delta p_a = \sum \Delta p_{\text{сопр}} = \Delta p_{\text{вф}} + \Delta p_{\text{др}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{кл}},$$

учитывающее экспериментально оцененные гидравлические сопротивления воздушного фильтра ($\Delta p_{\text{вф}}$), дросселирующего органа ($\Delta p_{\text{др}}$), впускного трубопровода ($\Delta p_{\text{тр}}$) и клапана ($\Delta p_{\text{кл}}$).

Величина составляющих гидравлических сопротивлений Δp_a может быть также определена расчетным путем по уравнению Бернулли, составленного для условий на впуске и в цилиндре:

$$\Delta p_a \sim (\beta^2 + \xi) 0,5 \omega_{\text{вн}}^2 \rho_k 10^6, \text{ МПа}$$

где: $(\beta^2 + \xi) = 2,5 \dots 4,0$ - характерные суммарные гидравлические потери по длине и на местных сопротивлениях,

$\omega_{\text{вн}}^2 \sim h^2 / f_{\text{вн}}^2$ - средняя скорость газа на клапане, ($\omega_{\text{вн}} = 50 \dots 150$ м/с),

h и $f_{\text{вн}}$ - характеристики проходного сечения впускного клапана,

ρ_k - плотность воздуха на впуске.

Согласно статистическим данным, в поршневых двигателях внутреннего сгорания, величина гидравлических потерь на впуске при работе двигателя на полных нагрузках может достигать 5...20% от атмосферного давления, а давление в конце впуска составлять:

$p_a = (0,8 \dots 0,95) p_o$ для бензинового двигателя;

$p_a = (0,82 \dots 0,97) p_o$ для дизеля;

$p_a = (0,9 \dots 0,97) p_o$ для дизеля с наддувом.

В целях повышения мощностных и экономических показателей двигателя целесообразно снижать гидравлические сопротивления системы впуска Δp_a и повышать давление конца процесса впуска p_a .

К концу процесса впуска, температура свежего заряда T_a повышается по сравнению с исходной температурой на впуске T_o (T_k), поскольку зависит от подогрева заряда от стенок впускного трубопровода и камеры сгорания, уменьшения температуры заряда в случае испарения топлива в камере, подогрева от остаточных газов, оставшихся в цилиндре от предыдущего цикла. На температуру также могут влиять теплообменники системы впуска, устанавливаемые для охлаждения заряда при использовании наддува или при подогреве заряда для улучшения смесеобразования при низких температурах окружающей среды.

Суммарный подогрев заряда, по статистическим данным составляет:

$\Delta T = 0 \dots 20^\circ$ для бензиновых двигателей,

$\Delta T = 20 \dots 40^\circ$ для дизелей и

$\Delta T = 5 \dots 10^\circ$ для дизелей с наддувом.

Величина температуры в конце впуска T_a может быть определена из уравнения теплового баланса, составленного при допущении, что теплота рабочей смеси в точке a определяется суммой теплоты свежего заряда, теплотой подогрева свежего заряда от стенок и теплотой, полученной зарядом от отработавших газов:

$$Q_a = Q_l + Q_{под} + Q_r,$$

где:

$Q_l = M_l T_{en} c_p$ - количество теплоты свежего заряда;

$Q_{под} = M_l \Delta T c'_p$ - количество теплоты, свежего заряда, полученное от стенок;

$Q_r = M_r T_r c^r_p$ - количество теплоты, свежего заряда, полученное от остаточных газов;

$Q_a = (M_l + M_r) T_a c_p'$ - количество теплоты рабочей смеси в точке a ;

M_l, M_r - массы свежего заряда и остаточных газов;

T_{en} - температура заряда на впуске, ΔT - подогрев заряда от стенок и T_r - температура отработавших газов;

$c_p = c'_p = c^r_p$ - теплоемкости свежего заряда и остаточных газов.

Допуская, что количество остаточных газов в заряде невелико, и пренебрегая разностью в величине теплоемкостей заряда и остаточных газов, можно полагать, что теплоемкость меняется незначительно: $c'_p = c_p = c^{o2}_p = c_p$.

Тогда уравнение теплового баланса принимает вид:

$$(M_1 + M_r)T_a c_p = M_1(T_{en} + \Delta T) c_p + M_r T_r c_p$$

или, преобразовав данное уравнение, разделив все члены уравнения на M_1 , c_p , и представив коэффициент остаточных газов как соотношение масс остаточных газов M_r и свежего заряда M_1 , (соотношение $M_r/M_1 = \gamma_r$), получим величину температуры рабочей смеси в конце впуска

$$T_a = \frac{(T_{en} + \Delta T + \gamma_r T_r)}{1 + \gamma_r}$$

где: T_{en} - температура на впуске в цилиндр

$T_{en} = T_o$ (без наддува),

$T_{en} = T_k$ (при наличии наддува)

$T_k = T_o (P_k/P_o)^{(n_k-1)/n_k}$ (при наддуве), где n_k - показатель политропы сжатия в компрессоре ($n_k = 1,4 \dots 2$).

Согласно статистическим данным температура конца впуска в бензиновых двигателях составляет $T_a = 320 \dots 370^\circ \text{K}$, в дизелях $T_a = 310 \dots 350 \text{K}$, и в дизелях с наддувом $T_a = 320 \dots 400 \text{K}$.

Повышение температуры заряда в конце впуска может играть положительную роль с точки зрения улучшения смесеобразования в бензиновых двигателях. Однако рост температуры снижает плотность заряда, поступающего в цилиндр, и, тем самым, уменьшает массовое наполнение цилиндра свежим зарядом, что может ограничивать получаемую в цикле мощность как в бензиновых двигателях, так и в дизелях.

Показатели качества газообмена. Значения абсолютных температур и давлений рабочего цикла позволяют вести расчет рабочего цикла и определять большинство параметров рабочего цикла. Однако качество протекания процессов газообмена - очистку цилиндра от отработавших газов и эффективность поступления свежего заряда принято оценивать, соответственно, коэффициентом остаточных газов и коэффициентом наполнения.

Коэффициентом остаточных газов γ_r называется отношение количества остаточных газов M_r (продуктов сгорания, оставшихся в цилиндре к концу выпуска) к количеству свежего заряда, поступившего в цилиндр к концу впуска M_1 .

$$\gamma_r = M_r / M_1$$

Чем ниже γ_r , тем меньше продуктов сгорания от предыдущего цикла остается в цилиндре к концу выпуска, тем выше качество очистки цилиндра от отработавших газов.

Коэффициентом наполнения η_v называется отношение действительного количества свежего заряда G_l , (M_l), поступившего в цилиндр за период процесса впуска к тому количеству свежего заряда G_{lt} , (M_{lt}), которое теоретически могло бы заполнить рабочий объем цилиндра V_h при давлении p_k и температуре T_k во впускном коллекторе. Количество заряда можно оценивать, как в массовых единицах - G , кг, так и в молярных единицах - M , кмоль:

$$\eta_v = M_l/M_{lt} = G_l/G_{lt} = G_l/\rho_k V_h$$

Чем выше η_v , тем лучше наполнение цилиндра свежим зарядом. Однако, коэффициент наполнения будет всегда меньше единицы ($\eta_v < 1$), поскольку действительная плотность воздуха в цилиндре ρ_a будет всегда ниже плотности воздуха на впуске в двигатель (ρ_o – плотность воздуха на впуске в двигателе без наддува, или ρ_k – плотность воздуха после компрессора для двигателей с наддувом) вследствие ее снижения из-за гидравлических сопротивлений системы впуска и нагрева заряда в процессе впуска. (Исключение могут представлять некоторые варианты газодинамического наддува, однако они в данном учебнике не рассматриваются).

Снижение плотности воздуха и коэффициента наполнения в процессе впуска показана можно интерпретировать графически (Рисунок 1.6).

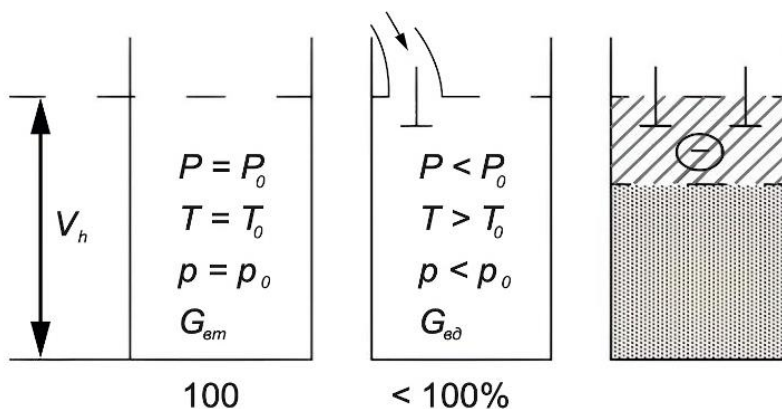


Рисунок 1.6 – Снижение плотности заряда в цилиндре за счет гидравлических сопротивлений и роста температуры заряда в системе впуска

Для определения значений коэффициента наполнения η_v и коэффициента остаточных газов γ_r , можно воспользоваться определением количества соответствующих компонентов свежего заряда и остаточных газов из уравнения состояния $pV=MRT$. Например, рассмотрим состав рабочей смеси в НМТ, в точке «а», которую будем условно принимать за конец расчетного процесса впуска.

Количество рабочей смеси M_a в конце впуска в точке a , состоит из поступившего свежего заряда M_l и остаточных газов M_r :

$$M_a = M_l + M_r,$$

Значения составляющих данного уравнения можем определить через основные параметры рабочего тела, исходя из уравнения состояния:

$$M_a = p_a V_a / R_y T_a,$$

$$M_r = p_r V_r / R_y T_r,$$

а количество свежего заряда M_I может быть получено из формулы коэффициента наполнения.

Так как по определению:

$$\eta_v = M_I / M_{It}, \text{ то}$$

$$M_I = \eta_v M_{It} = \eta_v p_{en} V_h / R_y T_{en}.$$

где: $p_a, V_a, T_a, p_r, V_r, T_r, p_{en}, V_h, T_{en}$ – значения давления, МПа; объемов, м³; и температур, К, в характерных точках процесса впуска a и r и параметров заряда на впуске;

$R_y = 8314$ - универсальная газовая постоянная, Дж/кмоль·К.

Тогда, уравнение

$$M_a = M_I + M_r = p_a V_a / R_y T_a$$

можно преобразовать, поделив правую и левую часть на $M_I = \eta_v p_{en} V_h / R_y T_{en}$:

$$\frac{M_1 + M_r}{M_1} = \frac{p_a V_a / R_y T_a}{\eta_v p_{en} V_h / R_y T_{en}}.$$

Учитывая, что

$$M_r / M_I = \gamma_r;$$

$$(M_I + M_r) / M_I = (1 + \gamma_r);$$

$$V_a / V_h = \varepsilon / (\varepsilon - 1);$$

выражение для коэффициента наполнения будет иметь вид:

$$\eta_v = \varepsilon / (\varepsilon - 1) (p_a / p_{en}) (T_{en} / T_a (1 + \gamma_r)),$$

или подставив значения:

$$T_a = (T_{en} + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r),$$

получим выражение:

$$\eta_v = \varepsilon / (\varepsilon - 1) (p_a / p_{en}) (T_{en} / (T_{en} + \Delta T + \gamma_r T_r)).$$

Используя связь параметров состояния рабочего тела в уравнении состояния ($pV = MRT$), и представляя величины температур через величины давлений, можно получить и иную формулу коэффициента наполнения, лучше показывающую определяющую роль снижения гидравлических сопротивлений

впускной системы и повышения давления в цилиндре p_a , по сравнению с возможным ростом сопротивления на впуске и повышения давления p_r :

$$\eta_v = 1 / (\varepsilon - 1) (1 / p_{en}) (T_{en} / (T_{en} + \Delta T)) (\varepsilon p_a - p_r).$$

Коэффициент остаточных газов $\gamma_r = M_r / M_I$ также может быть получен подстановкой значений M_r и M_I конца впуска, рассчитанных по уравнению состояния, а также заменой значения V_c :

$$M_r = p_r V_r / R_y T_r = p_r V_c / R_y T_r,$$

$$M_I = \eta_v p_{en} V_h / R_y T_{en},$$

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1).$$

Подставив данные значения, получим итоговую формулу для γ_r :

$$\gamma_r = 1 / (\eta_v (\varepsilon - 1)) (p_r / p_{en}) (T_{en} / T_r),$$

или с заменой переменных и учетом уравнения состояния:

$$\gamma_r = ((T_{en} + \Delta T) / T_r) (p_r / \varepsilon p_a - p_r).$$

Данные формулы получены без учета ряда факторов, таких как отличия теплоемкостей компонентов рабочей смеси, свободного выпуска, влияния фаз перекрытия клапанов, дозарядки цилиндра в процессе впуска и других. Но они отмечают наиболее значимое влияние давления в цилиндре в конце впуска, давления остаточных газов в конце выпуска, роль величины температур заряда на впуске и его подогрева, концентрации остаточных газов и их температуры.

Для современных высокооборотных двигателей с широкими фазами газораспределения, наполнение цилиндра свежим зарядом может быть улучшено за счет использования газодинамических явлений в процессах газообмена. Коэффициент наполнения может быть повышен как за счет дозарядки в процессе закрытия впускного клапана, так и в ходе наполнения в период перекрытия клапанов. Повышение наполнения в этом случае учитывается введением поправочного коэффициента $\varphi_{доз}$. Обычно коэффициент дозарядки меняется в диапазоне $\varphi_{доз} = 1.02 \dots 1.15$, повышаясь при увеличении частоты вращения двигателя; то есть позволяет увеличить наполнение порядка 2...15 %. Однако, для двигателей с широкими фазами газораспределения, при работе на низких частотах вращения возможно снижение коэффициента $\varphi_{доз} \leq 1.0$, что приведет к уменьшению наполнения цилиндра свежим зарядом на данных режимах работы.

Наполнение двигателя может быть улучшено и посредством лучшей очистки цилиндра от остаточных газов за счет улучшения очистки в ходе свободного выпуска и улучшения продувки цилиндра в период перекрытия клапанов. Данные процессы учитываются эмпирическим коэффициентом

очистки цилиндра от остаточных газов $\varphi_{оч}$. Величина $\varphi_{оч}$ обычно составляет 0,96...0,98. С учетом значения $\varphi_{оч}$ и $\varphi_{доз}$, формулы коэффициентов наполнения и остаточных газов могут быть представлены в виде:

$$\begin{aligned}\eta_v &= \varphi_{доз} \varepsilon / (\varepsilon - 1) (p_a / p_{ен}) (T_{ен} / (T_{ен} + \Delta T + \varphi_{оч} \gamma_r T_r)), \\ \eta_v &= \varphi_{доз} 1 / (\varepsilon - 1) (1 / p_{ен}) (T_{ен} / (T_{ен} + \Delta T)) (\varepsilon p_a - p_r), \\ \gamma_r &= \varphi_{оч} / (\eta_v (\varepsilon - 1)) (p_r / p_{ен}) (T_{ен} / T_r), \\ \gamma_r &= (\varphi_{оч} (T_{ен} + \Delta T) / T_r) (p_r / \varepsilon p_a - p_r).\end{aligned}$$

Факторы, влияющие на коэффициент наполнения, показаны в представленных выше формулах.

Основным фактором, влияющим на эффективность наполнения цилиндра свежим зарядом, является гидравлическое сопротивление системы впуска, которое оценивается падением давления воздуха в процессе впуска $\Delta p_a = p_o - p_a$. Величина Δp_a зависит от сопротивления воздушного фильтра, длины и диаметра впускного трубопровода, наличия карбюратора, дросселирующих устройств, теплообменников, размера и количества впускных клапанов, формы камеры сгорания, организации движения воздушного заряда в камере сгорания, фаз газораспределения, нагрузки и скоростного режима двигателя.

Суммарное гидравлическое сопротивление Δp_a принято оценивать рядом составляющих:

$$\Delta p_a = \sum \Delta p_{сопр} = \Delta p_{вф} + \Delta p_{др} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{охл} + \Delta p_{кл},$$

$\Delta p_{вф} = (0,0015 - 0,0035)$, МПа - сопротивление воздушного фильтра;

$\Delta p_{др} = (0,015 - 0,020)$, МПа - потери в карбюраторе или ином дросселирующем устройстве;

$\Delta p_{тр} = (0,001 - 0,0015)$, МПа - потери во впускном трубопроводе;

$\Delta p_{охл} = (0,003 - 0,005)$, МПа - потери в охладителе наддувочного воздуха;

$\Delta p_{кл} = (0,001 - 0,0015)$, МПа - потери на впускном клапане.

Снижение гидравлических сопротивлений впускного тракта способствует повышению давления в цилиндре p_a в конце впуска, и росту коэффициента наполнения, что определяет последующий рост мощности двигателя. Влияние этих факторов особенно важно для высокооборотных двигателей в связи с тем, что величина сопротивлений возрастает пропорционально квадрату средней скорости движения заряда.

В современных конструкциях снижение гидравлических сопротивлений впуска обеспечивается применением воздушных фильтров большой пропускной способности, увеличением проходного сечения дросселирующих органов

системы питания, увеличением диаметра и количества впускных клапанов и другими средствами.

Наполнение цилиндра повышается и при снижении противодавления на выпуске и уменьшения давления остаточных газов конце выпуска p_r . Однако снижение сопротивлений на впуске дает примерно в ε раз больший эффект, чем уменьшение сопротивления на выпуске. По этой причине в большинстве двигателей впускные клапана имеют больший диаметр, чем выпускные. Увеличению размера клапанов содействует повышение диаметра цилиндра двигателя. С точки зрения эксплуатационных факторов, на величину наполнения негативно сказываются загрязнение воздушного фильтра, чрезмерное увеличение тепловых газов в клапанах (и соответствующее сужение фаз газораспределения), а также износ кулачков распределительного вала.

Фазы газораспределения оказывают существенное влияние на коэффициент наполнения через процессы свободного выпуска, продувки и дозарядки цилиндра, что учитывается коэффициентами $\varphi_{доз}$ и $\varphi_{оч}$. Расширение фаз газораспределения позволяет использовать газодинамические процессы для увеличения наполнения на средних и высоких частотах работы двигателя, однако снижает наполнение на низких оборотах. В конструкциях современных двигателей применяются системы газораспределения с переменными фазами - узкими фазами на низких частотах вращения, и широкими на средних и высоких частотах.

Подогрев заряда в процессе впуска ΔT в целом негативно сказывается на коэффициенте наполнения, так как уменьшает плотность воздуха и количество поступающего заряда в цилиндр. Позитивное влияние ΔT может проявляться в улучшении смесеобразования в бензиновых двигателях за счет ускорения процессов испарения топлива в процессе впуска. Однако, в связи с развитием систем непосредственного распределенного впрыска бензина на горячий впускной клапан, роль подогрева ΔT уменьшается. Подогрев заряда на впуске нецелесообразен в дизеле, поскольку основная теплота, необходимая для смесеобразования, подводится к заряду в процессе сжатия. Исключение составляют режимы холодного пуска дизеля, но в этом случае облегчение пуска обеспечивается иными средствами предпускового прогрева заряда.

Наполнение цилиндра и концентрация остаточных газов существенно меняются в зависимости от режима работы двигателя.

В бензиновом двигателе, в соответствии с количественным принципом регулирования его мощности, повышение нагрузки обеспечивается открытием дроссельной заслонки во впускной системе, что приводит к резкому уменьшению гидравлических сопротивлений на впуске и линейному возрастанию коэффициента наполнения. При росте нагрузки от холостого хода

до полной, коэффициент наполнения меняется от 0,20...0,25 до 0,75...0,85 (Рисунок 1.7).

Вследствие меньших гидравлических сопротивлений впускного тракта дизеля, наполнение его цилиндра, как правило, выше, чем бензинового двигателя:

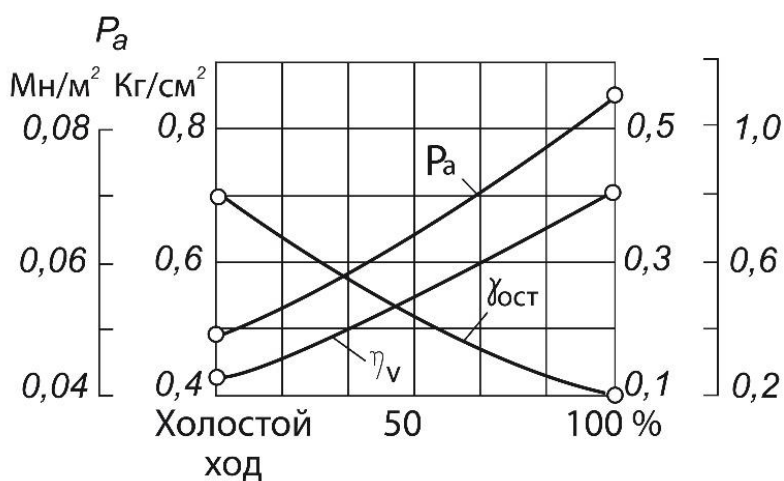


Рисунок 1.7 – Изменение коэффициентов наполнения и остаточных газов η_v и γ_r в зависимости от нагрузки бензинового двигателя

дизеля: $\eta_v = 0,85...0,95$. В дизеле без наддува, повышение мощности осуществляется без какого-либо дросселирования воздушного потока, за счет увеличения цикловой подачи топлива. Рост подачи топлива приводит к повышению температур деталей двигателя и большему прогреву заряда, поступающего в цилиндр двигателя.

Поэтому, коэффициент наполнения в дизеле при повышении нагрузки не только не растет, но может снижаться до 10%, в том числе за счет подогрева заряда $\Delta\eta_{v1}$, сопротивлений на впуске $\Delta\eta_{v2}$ и наличия остаточных газов $\Delta\eta_{v3}$ (Рисунок 1.8).

Поступление свежего заряда в цилиндр двигателя, соответственно, уменьшает концентрацию остаточных газов. Поэтому, для обоих двигателей, рост наполнения сопровождается падением коэффициента остаточных газов: очень существенным для бензинового двигателя и незначительным для дизеля. На полной нагрузке коэффициент остаточных газов бензинового двигателя составляет $\gamma_r = 0,06...0,12$, а для дизеля $\gamma_r = 0,03...0,06$. Снижение коэффициента наполнения и существенный рост коэффициента остаточных газов в бензиновом двигателе при снижении нагрузки, будет оказывать значительное негативное влияние на последующее протекание процесса сгорания и ухудшение топливной экономичности бензинового двигателя на малых нагрузках.

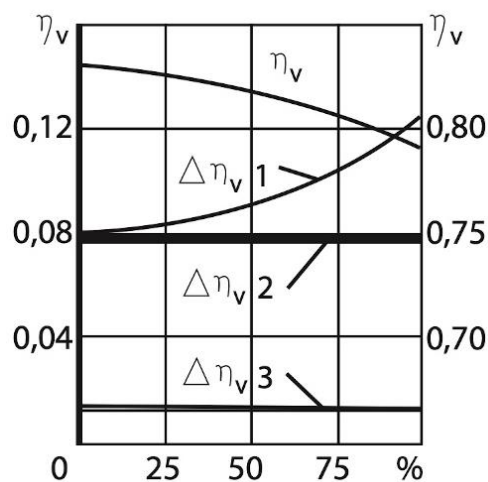


Рисунок 1.8 – Изменение коэффициентов наполнения и остаточных газов η_v в зависимости от нагрузки дизеля.

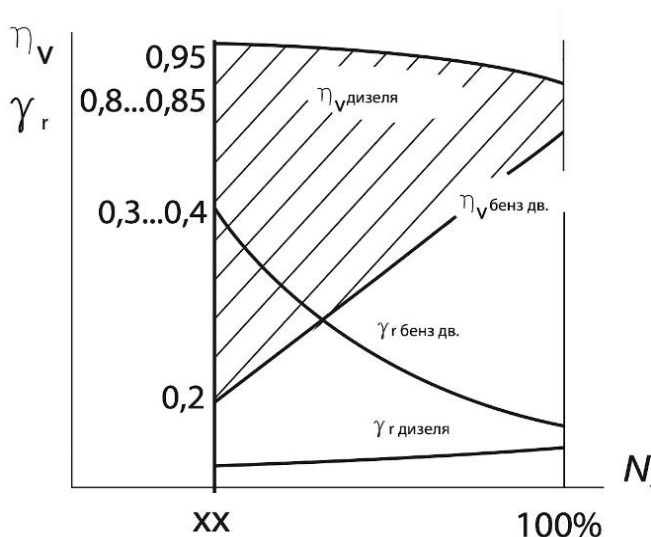


Рисунок 1.9 – Сравнительный характер изменения η_v и γ_r для бензинового двигателя и дизеля в зависимости от нагрузки

Характер изменения коэффициента наполнения в функции нагрузки является одной из причин, определяющих режимы лучшей топливной экономичности дизеля, особенно на режимах частичной нагрузки.

Типичное изменение характера коэффициента наполнения в зависимости от частоты вращения двигателя при полной нагрузке можно представить в графическом виде (Рисунок 1.9). Благодаря подбору фаз газораспределения, на средних частотах вращения обычно наблюдается максимальное наполнение цилиндра свежим зарядом.

С ростом частоты вращения растет скорость движения воздушного заряда, а значит, повышаются гидравлические сопротивления впускного тракта, что должно приводить к уменьшению коэффициента наполнения. При снижении частоты вращения наполнение уменьшается из-за не оптимально широких (для данного скоростного режима) фаз газораспределения. За счет расширения фаз газораспределения, мы можем увеличить коэффициент наполнения на высоких частотах вращения, но снизить его на малых.

Меньшие гидравлические сопротивления системы впуска дизеля обеспечивают более высокий коэффициент наполнения по сравнению с бензиновым двигателем (Рисунок 1.10). В бензиновом двигателе, работа двигателя на малых нагрузках обеспечивается прикрытием дроссельной заслонки, что существенно увеличивает гидравлические сопротивления впускного тракта. Это приводит к значительному снижению коэффициента наполнения при уменьшении нагрузки и возрастании частоты вращения (Рисунок 1.11).

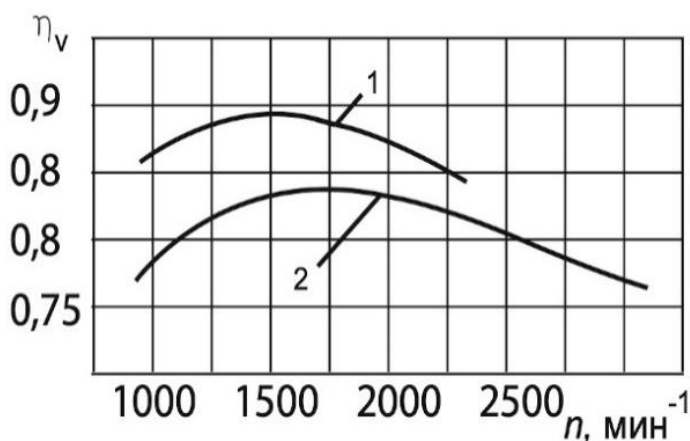


Рисунок 1.10 – Влияние частоты вращения на коэффициент наполнения дизеля (1) и бензинового двигателя (2).

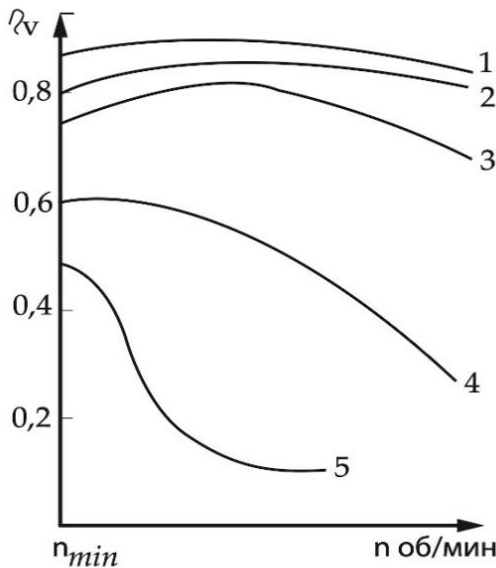


Рисунок 1.11 – Влияние частоты вращения на коэффициент наполнения бензинового двигателя при изменении нагрузки (1-100%, 2-80%, 3-60%, 4-40%, 5-20%)

Ряд факторов, представленных в формулах η_v и γ_r , как например, степень сжатия, давление и температура на впуске, температура остаточных газов, при их взаимодействии имеют сложное совокупное и менее значительное влияние на η_v и γ_r , и здесь не рассматриваются.

Современные бензиновые ДВС с точечным распределенным впрыском топлива или непосредственным впрыском в цилиндры двигателя имеют меньшие гидравлические сопротивления системы впуска и, соответственно, большие коэффициенты наполнения.

Глава 3. Наддув двигателей.

Коэффициент наполнения характеризует относительное наполнение цилиндра – сравнивает поступившее в процессе наполнения количество воздуха с количеством воздуха, которое могло бы там находиться при окружающих условиях, то есть без снижения плотности заряда из-за наличия гидравлических сопротивлений в процессе впуска и повышения его температуры от окружающих горячих стенок и остаточных газов. Однако реальная мощность двигателя зависит от абсолютного количества поступившего воздуха и возможности подать для сгорания соответствующее количество топлива. То есть, для оценки показателей двигателя важно знать не только относительное наполнение цилиндра свежим воздухом η_v , (по сравнению с условиями на впуске в двигатель), но и массовое наполнение цилиндра свежим зарядом, поступающим в цилиндр в единицу времени, и характеризуемое часовым расходом воздуха:

$$G_g = (120/\tau_{дв}) i V_h n \rho_k \eta_v, \text{ кг/ч,}$$

где: $\tau_{дв}$ - число тактов двигателя,

i - число цилиндров,

V_h - рабочий объем цилиндра, м^3 ,

n - частота вращения, об/мин,

ρ_k - плотность воздуха на впуске,

η_v - коэффициент наполнения.

Наддув является средством повышения количества свежего заряда в цилиндре ДВС. Установка компрессора на впуске увеличивает плотность воздуха и его количество. Пропорционально большему количеству воздуха можно подать и больше топлива, а значит увеличить эффективную мощность.

Наполнение цилиндра может происходить при всасывании воздуха из атмосферы при атмосферной плотности (ρ_0). Установка компрессора во впускном тракте позволяет повысить плотность воздуха на впуске ($\rho_k > \rho_0$). Компрессор может приводиться в действие непосредственно от коленчатого вала, либо от газовой турбины, приводимой в действие отработавшими газами двигателя. Могут использоваться и иные способы комбинированного наддува.

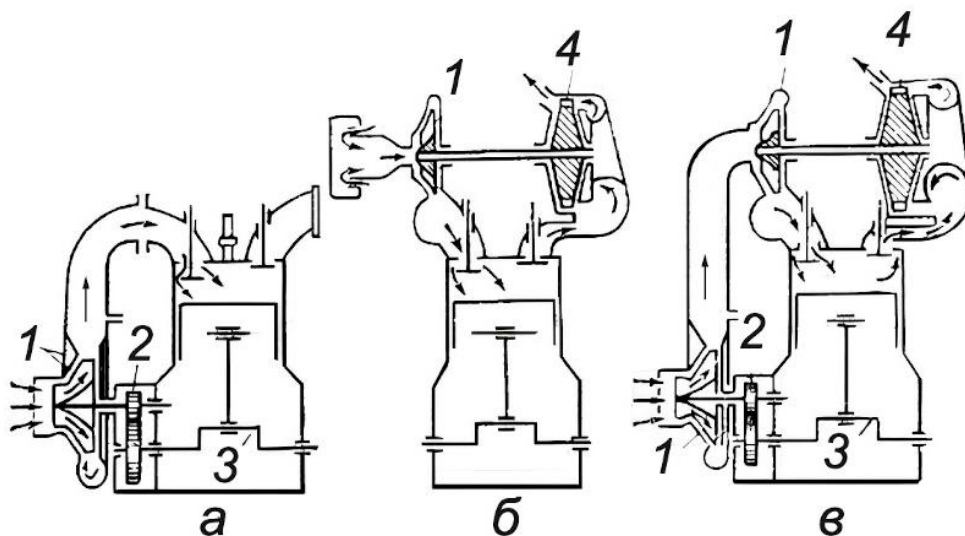


Рисунок 1.12 – Схемы наддува двигателей: а-с механическим приводом, б- газотурбинный наддув, в- с комбинированным приводом (1-воздушный компрессор для подачи свежего заряда, 2-механический привод воздушного компрессора, 3-коленчатый вал двигателя, 4-газовая турбина отработавших газов.)

При повышении давления, температура воздуха после компрессора увеличивается, а его плотность падает, что снижает эффективность наддува. Для снижения температуры воздуха после компрессора могут устанавливаться промежуточные (между компрессором и цилиндром) охладители наддувочного воздуха. В зависимости от степени повышения давления и соответствующего роста мощности двигателя выделяют низкий, средний и высокий наддув (Таблица 1.1).

Использование наддува дает возможность увеличить номинальную мощность двигателя до 50% и более.

Таблица 1.1 – Распределение наддува по степеням в зависимости от давления

Степень наддува	P_k / P_0	Повышение N_e	Охлаждение воздуха на впуске
I	< 1,3	<30%	не используется
II	<1,45	<50%	воздух – вода
III	>1,45	>50%	воздух - вода, воздух - воздух

При использовании наддува с промежуточным охлаждением, температура воздуха после компрессора T_k может быть определена как:

$$T_k = T_o (p_k/p_o)^{\frac{n_k-1}{n_k}} - \Delta T_k,$$

где: n_k - показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре;

ΔT_k - уменьшение температуры наддувочного воздуха при наличии специального охладителя, $\Delta T_k = 30...70^\circ$.

В зависимости от типа компрессора значения n_k принимают: для поршневого компрессора $n_k = 1,4...1,6$, для объемного $n_k = 1,55...1,6$, для центробежных с охлаждаемым корпусом $n_k = 1,45...1,8$; с неохлаждаемым корпусом $n_k = 1,8...2,0$.

При использовании наддува следует обратить внимание на возможное специфичное протекание газообмена на номинальных режимах работы. При работе двигателя с наддувом давление воздуха после компрессора P_k может быть как ниже ($P_k < P_p$), так и выше давления воздуха в выпускном трубопроводе P_p ($P_k > P_p$).

В первом случае ($P_k < P_p$), характер процессов газообмена аналогичен описанному ранее для атмосферного впуска. (Рисунок 1.3). Работа газообмена при этом отрицательная. Хотя при этом, процессы газообмена протекают при более высоком уровне давлений на впуске и выпуске (Рисунок 1.13), и относительное количество тепловых потерь газообмена уменьшается. Во втором случае, когда компрессор повышает давление на входе в цилиндр P_k выше среднего давления в выпускном трубопроводе P_p , вследствие имеющего место

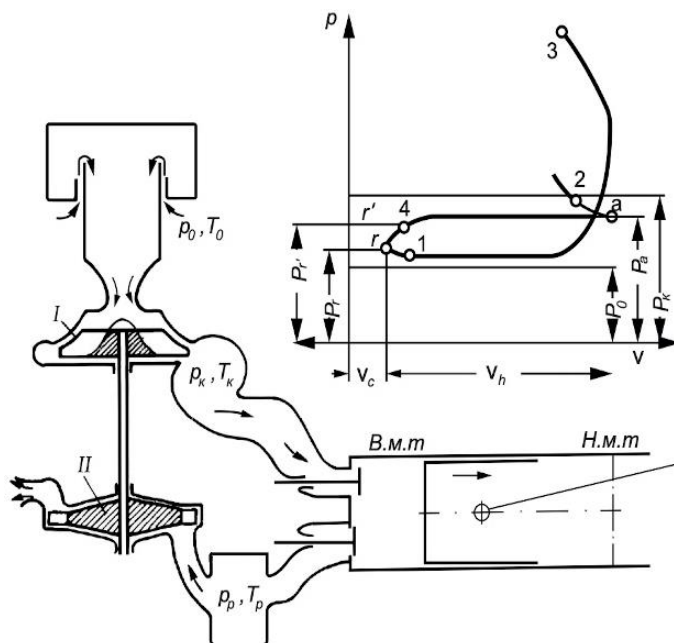


Рисунок 1.13 - - Особенности протекания процессов газообмена при наддуве.

перепада давлений $P_k > P_p$ происходит принудительная продувка камеры сгорания свежим зарядом в период перекрытия клапанов, что снижает концентрацию остаточных газов и увеличивает наполнение цилиндра. Кроме того, повышенное давление на впуске содействует увеличению дозарядки цилиндра в конце процесса впуска в районе НМТ. Определенная часть энергии отработавших газов полезно используется на процессы газообмена.

Использование газодинамического наддува основано на выборе длины, диаметра, конструкции впускных и выпускных коллекторов для использования эффекта колебательных процессов во впускной и выпускной системах с целью лучшей очистки цилиндров и повышения наполнения свежим зарядом. Динамический наддув обычно позволяет увеличить мощность двигателя до 10%.

Глава 4. Процесс сжатия

Процесс сжатия предназначен для создания благоприятных условий воспламенения и последующего сгорания рабочей смеси благодаря повышению давления и температуры заряда, и его сосредоточению в компактном объеме и организации движения заряда в камере сгорания.

Рост давления и температуры непосредственно влияет на повышение скорости сгорания, быстрое распространение фронта пламени по камере сгорания и эффективное тепловыделение. В задачи процесса сжатия входит и обеспечение организованного движения свежего заряда, поступившего в цилиндр в процессе впуска. Поступление свежего заряда через узкие зазоры впускных клапанов способствует созданию вихревых турбулентных пульсаций, которые в дальнейшем позитивно влияют на ускорение процесса сгорания. Турбулизация заряда может быть усилена за счет взаимного подбора формы камеры сгорания, тангенциального или винтового впускного канала, расположения клапанов и иных способов.

Требования к процессу сжатия определяются типом смесеобразования и способом воспламенения рабочей смеси. Конечные показатели процесса сжатия зависят, в основном, от степени сжатия и характера теплообмена между зарядом и стенками камеры сгорания.

В бензиновых двигателях с искровым зажиганием сжимаемый заряд состоит из смеси воздуха, паров топлива и остаточных газов. В ходе сжатия обеспечивается не только повышение давления и температуры, но происходит завершение процесса смесеобразования. К моменту воспламенения от свечи зажигания, заряд практически полностью готов к сгоранию, и искровой разряд на электродах свечи обеспечивает его мгновенное воспламенение. Общей тенденцией для бензиновых двигателей является повышение степени сжатия, обеспечивающее повышение мощности и топливной экономичности двигателя. Максимальные значения степени сжатия зависят от конструкции двигателя, октанового числа топлива, и ограничиваются возможными нарушениями последующего процесса сгорания в виде детонации или калильного зажигания. Для современных бензиновых двигателей степень сжатия обычно находится в пределах $\varepsilon = 7,5 \dots 12$. Хотя имеются примеры бензиновых и газовых двигателей с более высокими степенями сжатия ($\varepsilon = 14 \dots 16$).

В процессе экспериментального создания бензиновых ДВС степень сжатия конкретного двигателя требует применения бензина с соответствующей детонационной стойкостью, оцениваемой октановым числом (ОЧ) топлива. Более высокое октановое число топлива предполагает более высокую температуру самовоспламенения топлива, а, значит и стойкость к детонации. Поэтому при между степенью сжатия в цилиндре и октановым числом топлива прослеживается определённая корреляция (Таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Примерное соотношение октанового числа топлива и степени сжатия

октановое число	72...76	76...80	80...92	92...95	95... 98	> 100
степень сжатия	6,5..7,0	7,1..7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	9,6...11	>11

В дизельном двигателе сжимается не топливовоздушная смесь, а воздух. Процесс образования рабочей смеси воздуха и топлива начинается в конце процесса сжатия, в момент впрыска топлива в камеру сгорания вблизи ВМТ, и продолжается в ходе последующего процесса сгорания. Воспламенение первых порций заряда происходит без постороннего источника, в результате повышения температуры рабочей смеси выше температуры самовоспламенения топлива. Это предъявляет более высокие требования к величине степени сжатия, которая должна обеспечить стабильные условия воспламенения заряда на всех режимах работы двигателя от холодного пуска на малых частотах вращения до максимальных нагрузок при высоких оборотах. Кроме того, процесс сжатия в дизельных двигателях в гораздо большей степени, по сравнению с бензиновыми двигателями влияет на организацию направленного вихревого движения воздушного заряда, обеспечивающего необходимые условия смесеобразования в процессе впрыска топлива в камеру сгорания. В зависимости от типа камеры сгорания дизеля, организации смесеобразования, использования наддува, степень сжатия дизелей находится в пределах $\varepsilon = 14...24$.

Реальный процесс сжатия начинается после закрытия впускного клапана в точке 2 и продолжается до ВМТ до точки *c* (Рисунок 1.14). Для расчета процесса сжатия, его границы условно рассматриваются между мертвыми точками от НМТ до ВМТ (участок *a – c*).

Процесс сжатия сопровождается сложным характером теплообмена между сжимаемым зарядом и деталями двигателя. Изменение параметров заряда в процессе сжатия, в каждый момент времени, должно описываться уравнением политропного процесса:

$$pV^n = const,$$

где: *p*, *V*, - текущие давление и объем в надпоршневом пространстве,
n - текущий (переменный) показатель политропы сжатия, характеризующий теплообмен между зарядом и стенками.

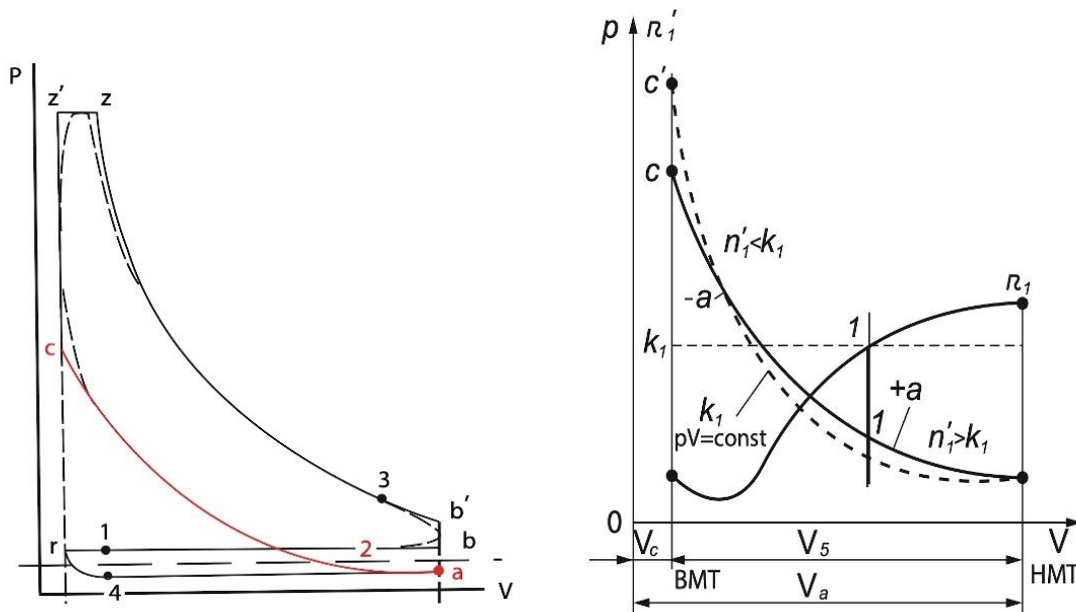


Рисунок 1.14 – Изменение давления и теплообмена между зарядом и стенками цилиндра в процессе сжатия.

Если бы теплообмен между зарядом и стенками цилиндра отсутствовал, процесс сжатия описывался бы уравнением адиабаты $pV^{k_1} = \text{const}$ с постоянным показателем адиабаты $k_1 \approx 1,41$.

В реальных условиях, в начале сжатия, после закрытия впускного клапана температура заряда T_a меньше температуры окружающих деталей $T_{cp.cm}$ (поршня, стенок цилиндра и головка блока цилиндров), поэтому повышение температуры заряда происходит как от сжатия, так и от подвода теплоты от окружающих стенок ($n > k_1$).

В дальнейшем, средняя температура заряда достигает, а затем и превышает среднюю температуру окружающих деталей, и процесс сжатия сопровождается отводом теплоты от заряда в окружающие стенки ($n < k_1$). Характер и интенсивность теплообмена меняются в процессе сжатия; в целом отвод теплоты от заряда превалирует над его подводом (Рисунок 1.14).

Ввиду сложности теплообмена в процессе сжатия, оценка давлений и температур сжатия является трудной задачей. В практических расчетах для оценки параметров конца сжатия P_c и T_c , допускается условие, что характер теплообмена между зарядом и стенками не меняется, отвод теплоты от заряда превышает подвод теплоты от стенок, интенсивность теплообмена характеризуется некоторым условным, постоянным показателем политропы сжатия n_1 .

Условная величина показателя политропы сжатия n_1 выбирается таким образом, чтобы при одинаковых начальных и конечных показателях процесса сжатия, работа сжатия была одинаковой для реального и расчетного процессов.

То есть, для упрощения представлений о процессе сжатия обычно допускается, что он осуществляется по политропному процессу:

$$pV^{n_1} = const,$$

где: n_1 – величина постоянная, т.е. в каждый момент времени имеется теплообмен между зарядом и стенками одинаковой интенсивности.

Среднестатистические значения показателя политропы n_1 составляют $n_1=1,3\dots 1,38$ – для бензиновых двигателей и $n_1=1,3\dots 1,4$ – для дизелей.

Меньший уровень величин n_1 для бензиновых двигателей определяется рядом факторов. В процессе сжатия продолжается испарение жидкого топлива, что уменьшает суммарную теплоту, отведенную от заряда в стенки. Теплоемкость топливовоздушной смеси бензинового двигателя выше, чем теплоемкость сжимаемого воздуха в дизеле. Вследствие более высоких степеней сжатия в дизеле, роль отвода теплоты в стенки более значительна, чем в бензиновом двигателе. В целом, все это определяет несколько более высокие значения среднего показателя политропы сжатия n_1 в дизеле по сравнению с бензиновым двигателем. Характер изменения величины P_c и T_c в зависимости от степени сжатия ε при некоторых постоянных значениях показателя политропы n_1 имеет возрастающую тенденцию, при увеличении степени сжатия (Рисунок 1.15). В реальных условиях в процессе сжатия показатель политропы n_1 может изменяться.

Уравнение политропы сжатия на участке $a - c$ может быть представлено в виде выражения:

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1},$$

тогда давление в конце сжатия:

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

Для определения температуры, уравнение политропы сжатия может быть представлено в виде:

$$T_a V_a^{n_1-1} = T_c V_c^{n_1-1},$$

тогда температура в конце сжатия:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}.$$

Давление в конце процесса сжатия для бензиновых двигателей составляет порядка $p_c = 0,8\dots 1,5$ МПа, а для дизелей $p_c = 3,0\dots 5,0$ МПа.

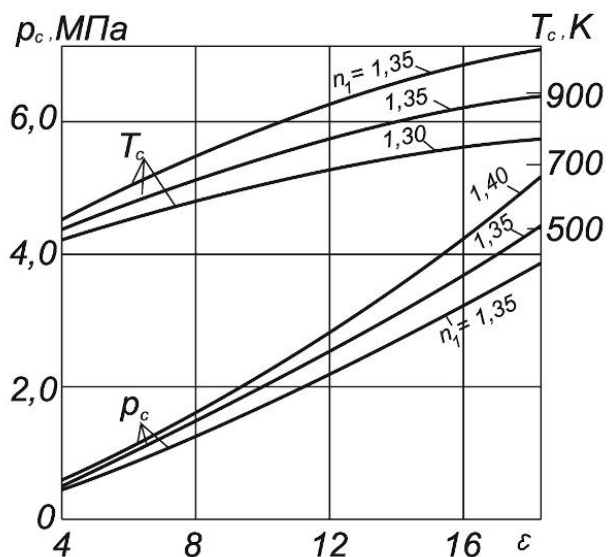


Рисунок 1.15 – Зависимость давления p_c и температуры T_c от степени сжатия при некоторых постоянных n_1

учитывать возможное изменение массового состояния заряда в процессе сжатия. Например, утечки заряда через неплотности поршневых колец, особенно на изношенных двигателях, а также на режимах холодного пуска и при низких температурах окружающей среды увеличивают относительные тепловые потери от заряда в стенки, снижают P_c и T_c , снижают n_1 и ухудшают условия пуска и последующего сгорания.

Двигатели с воздушным охлаждением, как правило, имеют более высокие температуры деталей, что снижает интенсивность теплоотвода от заряда в стенки и обеспечивает более высокие значения n_1 , чем в двигателях с водяной системой охлаждения. Повышение температуры теплоносителя в системе охлаждения (воздуха или охлаждающей жидкости) способствует уменьшению теплоотвода от заряда в стенки и повышает n_1 .

Значительное влияние на n_1 оказывает форма камеры сгорания. Компактные камеры сгорания, имеющие меньшее соотношение площади теплопередающей поверхности к объему камеры, имеют относительно меньшие тепловые потери и большее значение n_1 . Поэтому полусферические и полисферические камеры сгорания бензиновых двигателей имеют лучшие показатели p_c , T_c и n_1 и обеспечивают лучшие пусковые качества и показатели топливной экономичности.

В дизелях с разделенными камерами сгорания, имеющими большую относительную площадь теплопередающей поверхности к объему камеры сгорания, значения n_1 меньше, чем в неразделенных камерах сгорания, в том числе в камерах сгорания в поршне. При конструировании двигателей с разделенными камерами сгорания (имеющих некоторые преимущества в

Температура в конце сжатия для бензиновых двигателей составляет порядка $T_c = 600...800$ К, а для дизелей $T_c = 750...950$ К.

Представленные зависимости показывают, что параметры конца сжатия определяются параметрами заряда в конце впуска p_a и T_a , степенью сжатия ε и характером теплообмена, характеризуемым средним показателем политропы сжатия n_1 .

Очевидно, что чем выше параметры в конце впуска p_a и T_a , тем больше давление и температура в конце сжатия p_c и T_c . При этом следует

смесеобразовании и форсировании двигателя по оборотам), степень сжатия дизеля ε увеличивают для повышения температуры конца сжатия. Дополнительно, на режимах холодного пуска, для прогрева камеры сгорания, используются свечи накаливания.

Характер теплообмена и величина n_l меняются в зависимости от режима работы двигателя. В бензиновых двигателях с количественным регулированием мощности минимальное значение n_l наблюдается на холостом ходу, вследствие малой массы заряда в цилиндре, и соответственно высоких относительных тепловых потерях от заряда в стенки цилиндра. При повышении нагрузки, достигаемом за счет открытия дроссельной заслонки и увеличения коэффициента наполнения, уменьшаются относительные тепловые потери и растут p_c , T_c и n_l , что улучшает условия процесса сжатия.

В дизельном двигателе, изменение n_l при увеличении нагрузки незначительно, из-за противоположного влияния уменьшения относительных тепловых потерь при росте температуры деталей двигателя и их относительному увеличению из-за некоторого снижения наполнения цилиндра воздухом.

Как правило, на теплообмен в дизеле существенно влияет наддув. При повышении степени наддува, увеличивается массовое количество поступающего воздуха, что снижает относительный уровень тепловых потерь и повышает n_l (несмотря на увеличение теплоемкости заряда и повышение температур деталей двигателя).

Рост частоты вращения двигателя приводит к увеличению n_l , поскольку сопровождается уменьшением времени цикла (длительности процесса сжатия) и снижением потерь через поршневые кольца, и соответственно уменьшением относительных тепловых потерь от заряда в стенки.

Влияние степени сжатия ε на характер теплообмена в процессе сжатия невелико. Повышение степени сжатия способствует уменьшению теплоотвода за счет уменьшения относительной площади поверхности камеры сгорания к ее объему. Однако повышение температуры заряда оказывает обратное влияние, усиливая теплоотвод от заряда в стенки.

В действительности, величина степени сжатия в дизеле выбирается из условия обеспечения минимальной температуры заряда в конце впуска, необходимой для самовоспламенения смеси. Для дизелей с неразделенной камерой сгорания $\varepsilon = 16...18$, для двигателей с разделенными камерами сгорания, имеющими повышенные тепловые потери в стенки из-за большей теплопередающей поверхности, степень сжатия увеличивают до $\varepsilon = 20...24$. В дизелях с наддувом, имеющих более высокие давления начала сжатия p_a , степень сжатия может сохраняться или даже уменьшаться по сравнению с базовой

модификацией двигателя до $\varepsilon = 14 \dots 16$ для ограничения максимальных давлений в конце сжатия и последующего сгорания.

Степень сжатия в бензиновом двигателе, как было ранее отмечено, ограничивают, исходя из условий стабильного сгорания, без нарушений в виде детонации или калильного зажигания на уровне $\varepsilon = 7,5 \dots 12$. В некоторых современных двигателях, при оптимизации рабочих процессов степень сжатия может достигать и более высоких значений $\varepsilon = 14 \dots 16$.

Таким образом, каждому типу двигателя соответствуют свои, определённые параметры в конце процесса сжатия (Таблица 1.3).

Таблица 1.3 – Характерные показатели процесса сжатия двигателей

Тип двигателя	ε	n_1	p_c , МПа	T_c , °К
Бензиновые двигатели	8...11	1,34...1,38	0,9...2,2	600...900
Дизели:				
- без наддува	15...23	1,35...1,38	3,0...6,0	700...900
- с наддувом	12...15	1,35...1,38	4,0...8,0	900...1000

Глава 5. Процесс сгорания

Процесс сгорания – сложный физико-химический процесс, в котором химическая энергия топлива превращается в тепловую, а затем в механическую работу. Процесс, как правило, рассматривается с точки зрения изменения давления и температуры в цилиндре, эффективности тепловыделения, оценки мощностных, экономических и токсических показателей двигателя.

Начало горения топливовоздушного заряда в двигателе инициируется либо от подачи электрической искры, либо от теплоты сжатого воздуха и самовоспламенения топливовоздушной смеси.

Горение в цилиндре происходит только в газовой фазе. Поэтому, собственно горению заряда, предшествует процесс смесеобразования, предполагающий распыливание, нагрев, распределение и испарение топлива в воздушном заряде. Скорость сгорания зависит от эффективности смесеобразования. Наибольшая скорость сгорания наблюдается для однородных, хорошо перемешанных смесей паров топлива и воздуха. В идеальном случае, скорость сгорания будет соответствовать скоростям химических реакций компонентов смеси.

Для гомогенной, но неоднородной смеси, скорость сгорания будет определяться скоростью перемешивания компонентов, или взаимной диффузии паров топлива и воздуха.

Сгорание жидкого топлива будет ограничена скоростью испарения этого топлива и последующего смешения паров топлива и воздуха.

Горение хорошо подготовленной, гомогенной однородной смеси имеет цепной многостадийный характер, предполагающий разрушение исходных молекул и образование активных промежуточных продуктов сгорания (атомов, радикалов – частиц с незамещенными свободными валентностями) и их последующее взаимодействие. Скорости химических реакций при горении топлива в значительной мере зависят от температуры компонентов и их концентрации в смеси.

В зависимости от характера смесеобразования в двигателях внутреннего сгорания выделяют следующие виды сгорания: воспламенение заряда от искры и распространение фронта пламени (в бензиновом двигателе), объемное самовоспламенение заряда (в дизеле), и диффузионное горение топливоздушнй смеси.

Окончание сгорания определяется обрывом активных центров сгорания - атомов, радикалов, на одноимённых атомах или частицах, или гашением активных центров на холодных стенках камеры сгорания.

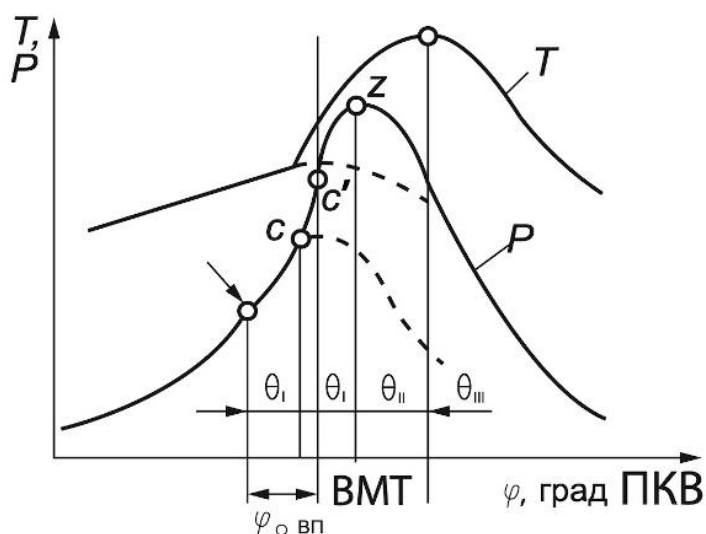
Процесс сгорания в бензиновом двигателе. В бензиновых двигателях с искровым зажиганием образование рабочей смеси из воздуха, паров топлива и остаточных газов происходит в процессах впуска и сжатия. Как правило, к началу воспламенения в цилиндре находится однородная гомогенная смесь, которая мгновенно воспламеняется от искрового разряда, и затем пламя быстро распространяется по камере сгорания.

Развитие процесса сгорания удобно анализировать по развернутой индикаторной диаграмме, показывающей изменение давления в цилиндре двигателя в функции угла поворота коленчатого вала двигателя. Развитие процесса сгорания в районе ВМТ, удобнее рассматривать на части развёрнутой диаграммы (Рисунок 1.16). В процессе сгорания бензинового двигателя, принятого выделять три фазы сгорания, характеризующихся однотипным протеканием процессов: I - начальная фаза сгорания от момента искрового разряда до заметного превышения давления сгорания над давлением процесса сжатия (так называемой «точки отрыва»); II - основная фаза горения, определяемая участком от «точки отрыва» до точки максимального давления в цилиндре двигателя; III - фаза догорания смеси.

Сгорание происходит с некоторой конечной скоростью. Чтобы обеспечить наибольшее выделение теплоты, а затем превращение теплоты в полезную механическую работу, стремятся, по возможности, выделить максимально возможное количество тепловой энергии в районе ВМТ. Для этого

воспламенение смеси начинают до ВМТ, в момент, определяемый углом опережения зажигания.

При подаче искрового разряда на свечу зажигания, происходит мгновенное воспламенение смеси в результате прогрева зоны между электродами свечи



зажигания до 10 000 К, и пламя начинает распространяться от зоны воспламенения в окружающий заряд. Ввиду незначительных размеров начального очага пламени, выделение теплоты и температуры сгорания невелики, а скорость движения фронта пламени мала, и составляет примерно $u_{пл} = 0,5 \dots 1,0$ м/сек. В данной фазе скорость сгорания в существенной мере определяется физико-химическими свойствами рабочей смеси, наблюдается

Рисунок 1.16 – Индикаторная диаграмма бензинового двигателя и основные фазы сгорания: Θ_3 – угол опережения зажигания, ϕ_1 – начальная фаза, ϕ_2 – основная фаза сгорания, ϕ_3 – фаза догорания.

плавное, постепенное распространение фронта пламени - так называемое ламинарное горение смеси. Продолжительность фазы составляет примерно $5 \dots 10^\circ$ п.к.в. За данный период происходит выгорание примерно 1-1,5 % массы заряда, находящегося в цилиндре двигателя, а диаметр очага пламени достигает 15...20 мм в зависимости от диаметра цилиндра. К этому моменту выделение теплоты становится ощутимым и проявляется в повышении давления, что отмечается на индикаторной диаграмме как превышение давления линии сгорания над давлением линии сжатия.

Вследствие незначительного тепловыделения, сгорание в начальной фазе нестабильно и подвержено влиянию ряда факторов. Существенное влияние оказывает работа системы зажигания, обеспечение необходимых параметров искрового разряда, состояние свечей зажигания, температура электродов свечи зажигания, наличие нагара, температура и состав смеси, концентрация остаточных газов в зоне воспламенения, режим работы двигателя и другие факторы. Любые причины, уменьшающие выделение теплоты в ходе горения и увеличивающие тепловые потери от очага сгорания, повышают нестабильность сгорания, и могут привести к затуханию начального очага и даже к пропускам воспламенения.

Начало основной фазы горения ϕ_2 определяют по моменту ощутимого повышения давления в камере сгорания. После развития начального очага

пламени более 15...20 мм, горение стабилизируется, а скорость сгорания и движение фронта пламени нарастают благодаря положительному влиянию турбулентных пульсаций заряда, существующих в камере сгорания в виде направленных вихрей и случайных пульсаций газовых потоков.

Наличие турбулентности в камере искривляет фронт пламени, увеличивают его поверхность, и количество реагирующей смеси, и тем самым повышают температуру и скорость сгорания. Сгорание заряда в основной фазе наиболее быстрое. Скорость движения фронта пламени достигает своих максимальных значений в средней части камеры сгорания, и составляет 50...80 м/с. Пламя распространяется по всей камере сгорания. В ходе горения во второй фазе, фронт пламени сильно искривлен турбулентными пульсациями, и часть заряда продолжает интенсивное горение и в очагах за фронтом пламени. При приближении к стенкам камеры сгорания скорость движения фронта пламени существенно замедляется. К моменту окончания второй фазы сгорает 80-85 % всей массы заряда.

В результате интенсивного сгорания давление в цилиндре достигает своих максимальных значений $p_z = 4...6$ МПа. Точка максимального давления z наблюдается обычно при 15° п.к.в. после ВМТ. Однако процесс интенсивного сгорания основной массы заряда продолжается и после этой точки, что характеризуется продолжающимся ростом средней температуры заряда до $T_z = 2600...2900$ К. (Рисунок 1.17). Но вследствие движения поршня по направлению к НМТ, объем камеры сгорания увеличивается и давление снижается, несмотря на интенсивное выделение теплоты. Как правило, продолжительность основной фазы горения принято оценивать по точке максимального давления z , которая легко определяется по индикаторной диаграмме. Но иногда, учитывая интенсивное горение смеси при достижении максимального давления, вторую фазу горения оценивают по точке достижения максимальной температуры z' :

$$\varphi_{z} = 20...30^\circ \text{ п.к.в.}, \varphi_{z'} = 30...40^\circ \text{ п.к.в.}$$

Интенсивность повышения давления в основной фазе горения на участке $c^I - z$ принято характеризовать «жесткостью» сгорания

$$Ж = \frac{dp}{d\varphi} = 0,1 \dots 0,25 \left[\frac{\text{МПа}}{^\circ \text{п. к. в.}} \right]$$

Обеспечение жесткости сгорания в указанных пределах обеспечивает оптимальное тепловыделение, относительно малозумную работу двигателя и небольшие износы цилиндропоршневой группы. Превышение уровня жесткости

ведет к росту тепловых потерь в стенки и также может вызывать нарушения сгорания в виде детонации.

Третья фаза φ_3 , или фаза догорания характеризует сгорание после распространения фронта пламени по камере. После этого момента, около 10...15 % заряда продолжают догорать за фронтом пламени и в пристеночных зонах камеры сгорания. Из-за уменьшения поверхности фронта пламени и увеличенной теплоотдачи в стенки камеры сгорания, скорость сгорания и эффективность тепловыделения снижаются, а горение зависит от физико-химических характеристик заряда. Начало данной фазы принято определять от точки максимального давления φ_{2z} (или точки максимальной температуры φ_{2r}).

Окончание третьей фазы сгорания наступает примерно через 40...60 град. п.к.в. после ВМТ, когда интенсивность тепловыделения в результате сгорания компенсируется высокими потерями теплоты в стенки цилиндра.

Опыт создания поршневых ДВС показывает, что наилучшие мощностные и экономические показатели двигателя могут быть получены при симметричном расположении второй (основной) фазы сгорания относительно ВМТ. При этом обеспечивается как наибольшая полнота сгорания топлива, так и максимальная интенсивность тепловыделения.

Интенсивность тепловыделения принято характеризовать коэффициентом тепловыделения χ и коэффициентом активного тепловыделения $\chi_{акт}$. Коэффициент тепловыделения показывает долю теплоты $Q_{цикл}$, выделившейся в цилиндре к теплоте, введенной к данному моменту цикла в цилиндр с топливом $Q_{топл}$. Коэффициент активного тепловыделения $\chi_{акт}$ показывает долю теплоты, использованной в цикле на повышение внутренней энергии (температуры рабочей смеси) ΔU и на совершение полезной механической работы ΔL , по отношению к общей теплоте, введенной в цикл к данному моменту времени $Q_{топл}$ (или к данному углу п.к.в.).

То есть, коэффициент тепловыделения χ определяется по формуле:

$$\chi = \frac{Q_{цикл}}{Q_{топл}} = \frac{\Delta L + \Delta U + \Delta Q_{ст}}{Q_{топл}},$$

А коэффициент активного тепловыделения исключает потери теплоты в стенки камеры сгорания, и определяется как

$$\chi_{акт} = \frac{Q_{полез}}{Q_{топл}} = \frac{\Delta L + \Delta U}{Q_{топл}} = \chi - q_{ст},$$

где: ΔU – доля теплоты на повышение внутренней энергии (повышение температуры рабочей смеси); ΔL – полезная механическая работа по перемещению поршня; $q_{ст}$ – доля потерь теплоты сгорания в стенки.

Как показано на характеристике, к моменту окончания основной фазы сгорания (точка z), несмотря на выгорание 80...85% всего заряда, коэффициент

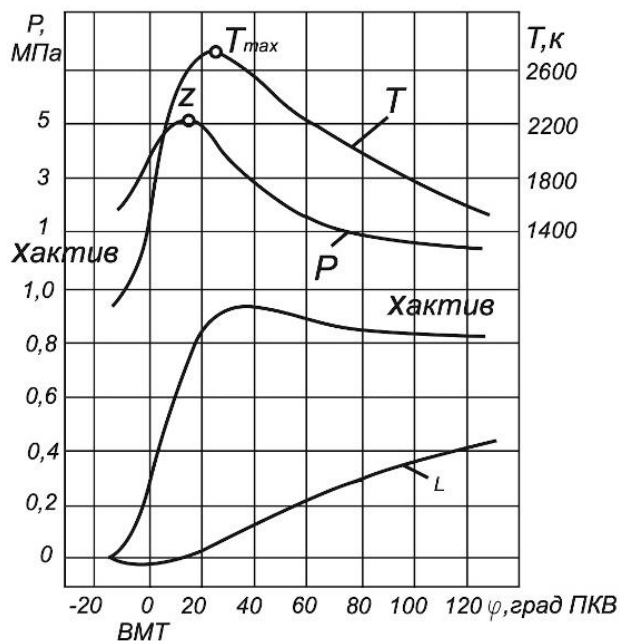


Рисунок 1.17 – Изменение давления, температуры, тепловыделения и работы газов при сгорании в бензиновом двигателе

активного тепловыделения составляет $\chi_{актив} = 75...80\%$ (Рисунок 1.17). К моменту окончания фазы догорания $\chi_{актив}$ не превышает 85...90%. То есть, по завершению процесса сгорания порядка 10...15% энергии топлива, введенного в цикл, теряется на отвод теплоты в стенки и на потери от неполноты сгорания топлива. Ввиду специфического протекания процесса сгорания в каждой из фаз, влияние факторов на отдельные этапы процесса различны.

Угол опережения зажигания является наиболее показательным фактором, который определяет эффективность организации процесса сгорания. Выбор угла опережения зажигания определяет положение участка сгорания по фазе рабочего цикла. Как было отмечено при анализе фаз сгорания, наилучшие мощностные и экономические показатели двигателя могут быть обеспечены при сгорании основной массы топлива во второй фазе сгорания φ_{2z} , при её симметричном расположении относительно ВМТ. Такой угол опережения зажигания считают оптимальным. Ранними углами опережения зажигания называют углы, при которых искровой разряд подается раньше оптимального. Соответственно поздними углами называют углы, при которых зажигание происходит после оптимального угла.

При ранних углах зажигания, воспламенение заряда начинается при большем удалении от ВМТ, и вызывает более раннее интенсивное сгорание основной массы заряда. Более активное выделение теплоты и повышение давления до ВМТ приводит к увеличению затрат энергии на сжатие сгорающего заряда. С другой стороны, увеличение доли топлива, сгорающего до ВМТ, соответственно, уменьшает количество топлива, сгорающего после ВМТ, которое и должно обеспечивать совершение полезной работы в процессе расширения (Рисунок 1.18). Оба фактора уменьшают мощность и топливную экономичность двигателя.

При поздних углах зажигания, момент воспламенения происходит ближе к ВМТ. Все фазы сгорания смещаются по ходу рабочего цикла. При смещении φ_{2z} на линию расширения, мощность и экономичность ухудшаются, так как сгорание основной массы топлива происходит при значительном увеличении объема камеры сгорания, что приводит к падению давления, а значит и к уменьшению полезной работы цикла. В связи с возрастанием площади теплопередающей поверхности камеры сгорания увеличиваются тепловые потери в стенки цилиндра, а рост температуры заряда при затягивании сгорания ведет к возрастанию потерь с удаляемыми из цилиндра отработанными газами. В бензиновом двигателе значение оптимального угла опережения зажигания корректируется в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя.

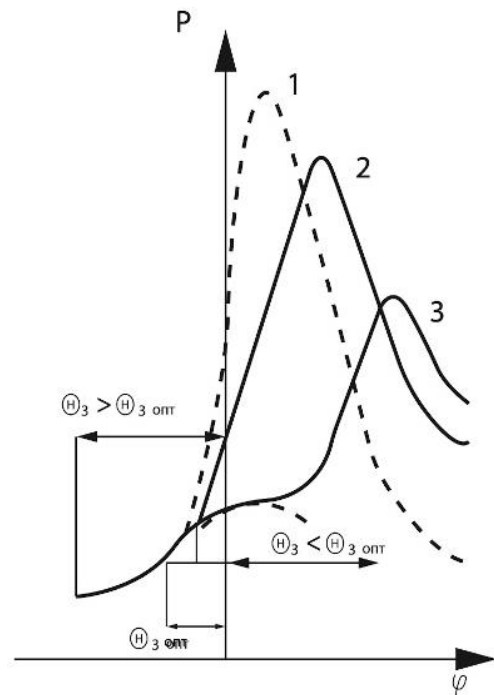


Рисунок 1.18 – Влияние угла опережения зажигания на сгорание в бензиновом двигателе: 1-ранний, 2-оптимальный, 3-поздний углы зажигания.

С ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя сокращается время цикла.

Сгорание основной массы заряда успевает произойти за тот же, практически неизменный, период второй фазы φ_2 ° п.к.в. Это связано с тем, что скорость сгорания основной массы заряда возрастает вследствие повышения турбулизации заряда почти пропорционально частоте вращения коленчатого вала. Кроме того, за счет уменьшения времени цикла уменьшается теплоотдача от заряда в стенки цилиндра, снижаются массовые потери через зазоры цилиндропоршневой группы. Однако длительность первой фазы φ_1 (в градусах поворота коленчатого вала) обычно возрастает, так как скорости сгорания начальных порций заряда невелики. Это должно привести к смещению участка основной фазы горения на процесс расширения и ухудшить показатели двигателя. Чтобы компенсировать увеличение длительности первой фазы и сжигать основную массу топлива вблизи ВМТ, надо увеличивать угол опережения зажигания (сделать его более ранним) при повышении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Оптимальный угол опережения зажигания изменяется и в функции нагрузки двигателя. Наименьшее значение угла опережения зажигания θ_3 соответствует хорошим условиям воспламенения и сгорания при работе двигателей на полной нагрузке. С уменьшением нагрузки оптимальный угол опережения зажигания возрастает (становится раньше). Объясняется это тем, что по мере снижения

нагрузки и прикрытия дроссельной заслонки снижается коэффициент наполнения и возрастает коэффициент остаточных газов, уменьшается турбулизация заряда, снижаются давления и температуры цикла. Эти факторы ухудшают условия воспламенения, уменьшают скорости сгорания топливно-воздушного заряда, приводят к увеличению длительности всех фаз сгорания и определяют необходимость увеличения оптимального угла опережения зажигания (Рисунок 1.18).

В современных системах управления двигателем, угол опережения зажигания в зависимости от частоты вращения изменяется автоматически электронной системой управления, исходя из результатов многочисленных экспериментальных данных, полученных в процессе испытаний двигателя заводом изготовителем.

Состав смеси, характеризуемый коэффициентом избытка воздуха α оказывает значительное влияние на все фазы сгорания. Как известно, сгорание

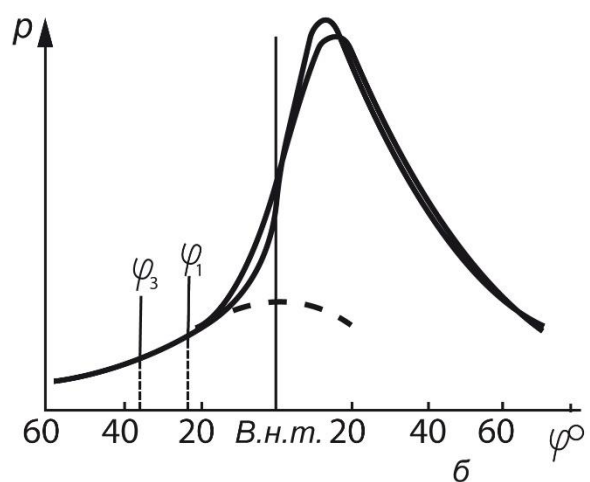
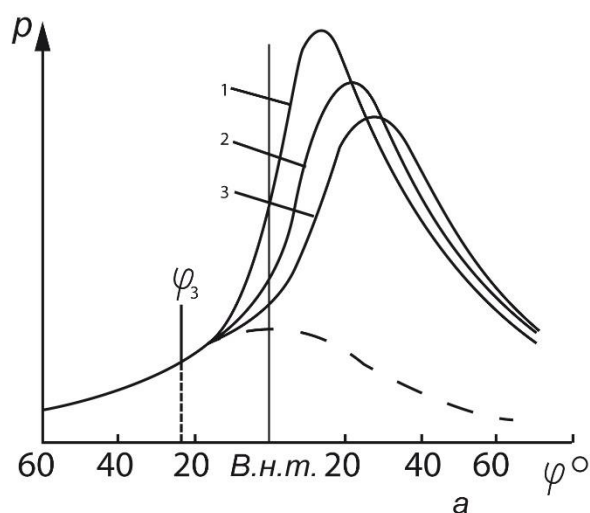


Рисунок 1.18. Изменение давления в цилиндре двигателя при увеличении частоты вращения при постоянном (а) и оптимальном угле опережения зажигания (б): 1-1000, 2-2000, 3-3000 об/мин.

топливовоздушной смеси, возможно, только при определенных концентрациях топлива в воздушном заряде. Наибольшая и наименьшая концентрации топлива, при которых возможно воспламенение смеси называются верхним и нижним концентрационными пределами воспламенения смеси. Для бензиновых смесей воспламенение смеси невозможно за пределами $0,4 \leq \alpha \leq 1,4$. Стабильное горение смеси в бензиновых двигателях возможно в более узком диапазоне $\alpha = 0,85 \dots 1,2$.

Наилучшие условия воспламенения и распространения фронта пламени обеспечиваются при обогащенных составах смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 0,85 \dots 0,9$. Как правило, при данных составах смеси наблюдаются максимальные скорости сгорания, обеспечивающие эффективное развитие начального очага пламени и быстрое распространение пламени по камере сгорания. Однако,

избыток топлива (и нехватка кислорода) не позволяет обеспечить полное окисление топлива, и обогащенные составы смеси негативно сказываются на топливной экономичности двигателя в целом. Поэтому такой состав смеси может применяться, как правило, на старых моделях двигателей с системами обогащения смеси на режимах пуска, интенсивного разгона автомобиля и работе с максимальной нагрузкой.

В целом, состав смеси, и угол опережения зажигания мало влияют на интенсивность сгорания основной массы топлива во второй фазе горения. Но оба фактора оказывают значительное влияние на начальную фазу и фазу догорания. Использование переобедненных смесей и поздних углов опережения зажигания может ухудшать показатели двигателя за счет затягивания сгорания в данных фазах и, соответственно, общему увеличению длительности сгорания и его смещению на линию расширения.

В современных двигателях, при использовании трехкомпонентного нейтрализатора и установки лямбда (λ) - зонда для контроля состава смеси, коэффициент избытка воздуха обычно регулируется бортовым компьютером автоматически на стехиометрическом уровне $\alpha=1,0$. Угол опережения зажигания устанавливается бортовым компьютером так, чтобы обеспечить симметричное положение основной фазы горения относительно ВМТ

Более подробно влияние состава смеси на процесс сгорания и показатели двигателя рассмотрено в разделе «характеристики двигателя».

Нагрузка. В бензиновом двигателе, работающем по принципу количественного регулирования мощности, наилучшие условия сгорания наблюдаются на полной нагрузке. Полностью открытая дроссельная заслонка обеспечивает максимальное наполнение цилиндра свежим зарядом и, соответственно, минимальные концентрации остаточных газов. Это положительно влияет на условия воспламенения и развития очага пламени в начальной фазе, определяет максимальные скорости сгорания топливоздушнoй смеси в основной фазе, уменьшает долю догорания в третьей фазе. Все это обеспечивает минимальную продолжительность сгорания, эффективное тепловыделение при минимальных тепловых потерях, достижение максимальных давлений в цилиндре, получение максимальной мощности.

Снижение нагрузки, осуществляемое прикрытием дроссельной заслонки, приводит к уменьшению поступления свежего заряда, снижению коэффициента наполнения и повышению коэффициента остаточных газов. Уменьшаются давления и температуры сгорания в цикле. Это снижает скорость сгорания и увеличивает длительность всех фаз сгорания.

Затягивание сгорания на линии расширения ведет к увеличению тепловых потерь в стенки и с отработавшими газами. Снижение эффективности выделения теплоты и рост тепловых потерь уменьшает КПД цикла и является причиной значительного ухудшения топливной экономичности бензинового двигателя при снижении нагрузки. В целях снижения негативного влияния затягивания сгорания, обычно применяется увеличение угла опережения зажигания при снижении нагрузки. При этом, более раннее воспламенение заряда позволяет сместить сгорание основной массы заряда во второй фазе ближе к ВМТ, повысить эффективность тепловыделения и снизить тепловые потери, что несколько компенсирует ухудшение показателей двигателя при снижении нагрузки.

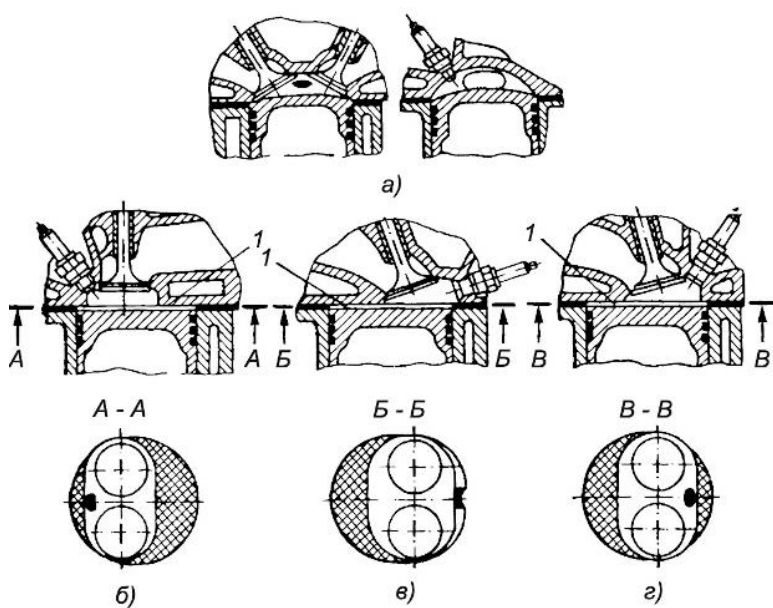
Частота вращения. Повышение частоты вращения приводит к увеличению интенсивности турбулентности заряда в цилиндре двигателя, что позитивно сказывается на скоростях сгорания основной массы заряда во второй фазе. Однако рост частоты вращения сопровождается уменьшением длительности рабочего цикла, и сокращению времени, отводимого на процесс сгорания. В итоге длительность основной фазы сгорания φ_{2z} , выраженная в градусах поворота коленчатого вала меняется мало. Вместе с тем, повышение турбулентности в цилиндре негативно сказывается на развитии начальной фазы сгорания, так как увеличивает отвод теплоты от начального очага пламени в окружающий заряд. Снижение скорости сгорания в начальной фазе ведет к увеличению её длительности, и последующему смещению основной фазы сгорания на линию расширения. Чтобы предотвратить негативное смещение основной фазы сгорания относительно ВМТ, угол опережения зажигания увеличивают при повышении частоты вращения.

Конструктивные особенности оказывают значительное влияние на процесс сгорания, параметры рабочего цикла и показатели двигателя. Все факторы, способствующие увеличению скорости сгорания, способствуют повышению мощности и улучшению топливной экономичности.

Общей тенденцией в совершенствовании бензиновых двигателей остается повышение степени сжатия. С ростом ε повышаются давления и температуры конца сжатия, уменьшается коэффициент остаточных газов γ_r , что создает благоприятные условия как воспламенения в начальной фазе φ_1 , так и последующего сгорания смеси в основной фазе φ_{2z} . Некоторое ухудшение возможно в усилении роли догорания в третьей фазе вследствие роста площади теплопередающей поверхности к объему камеры, и увеличению доли топлива, сгорающего в пристеночных зонах камеры сгорания. Рост степеней сжатия выше $\varepsilon=10,5\dots 11$, как правило, ограничивается величиной октанового числа топлива (ОЧ=95...98) и возможными нарушениями процесса сгорания. Хотя в практике

создания двигателей имеются примеры повышения степени сжатия бензиновых двигателей до 14-15 единиц. В спортивных двигателях, при использовании специальных спиртовых композиций топлива или добавок, повышающих октановое число также возможно увеличение степени сжатия $\epsilon \geq 12$ единиц.

Повышение эффективности сгорания и улучшение показателей двигателя достигается созданием компактных полисферических камер сгорания с минимальным соотношением площади теплопередающей поверхности камеры к ее объему $F_{кc}/V_{кc}$ (Рисунок 1.19). Повышению скорости сгорания и интенсивности тепловыделения способствует центральное расположение свечи зажигания, что сокращает путь движения фронта пламени от свечи к периферии



камеры сгорания. Однако при этом надо учитывать, что свечу не следует располагать в зоне повышенной турбулентности, что может приводить к замедлению сгорания в начальной фазе, и негативно скажется на последующих стадиях сгорания. При выборе положения свечи зажигания учитывается и характер движения свежего заряда в процессе впуска. По

Рисунок 1.19 – Камеры сгорания бензиновых двигателей (1-вытеснители).

возможности следует

стремиться к локальному уменьшению концентрации остаточных газов в зоне свечи, и использовать возможное расслоение смеси в цилиндре, обеспечивая обогащенный состав смеси в зоне свечи, и его последующее обеднение по мере удаления по камере сгорания. С целью повышения скорости и полноты сгорания смеси в камере предусматриваются вытеснители – зоны с минимальным зазором между днищем поршня и поверхностью головки блока цилиндров. При приближении поршня к ВМТ, заряд выталкивается из зоны вытеснителей в камеру сгорания, где происходит горение основного заряда. Это способствует дополнительной турбулизации порций заряда, вступающих в сгорание в последнюю очередь, и обеспечивает большую полноту догорания рабочей смеси.

Основные нарушения сгорания в бензиновом двигателе. В бензиновых двигателях с искровым зажиганием среди нарушений процесса сгорания обычно отмечают детонацию, калильное зажигание и воспламенение от сжатия при выключенном зажигании.

Детонация. Детонацией называется объемное самовоспламенение и взрывное сгорание порций заряда, до которых фронт пламени доходит в последнюю очередь.

При нормальном течении процесса сгорания, воспламенение смеси искровым разрядом приводит к плавному распространению фронта пламени по камере сгорания. В ходе сгорания топлива и распространения фронта пламени давление и температура в камере сгорания повышаются. Рост температур несгоревшей смеси перед фронтом пламени способствует подготовке смеси к воспламенению от фронта пламени и последующему быстрому сгоранию. Однако на высоких нагрузках и при малых частотах вращения возможны случаи, когда в отдельных зонах камеры сгорания, к которым фронт пламени приходит в последнюю очередь, температура несгоревшего заряда повышается до уровня температуры самовоспламенения топливовоздушной смеси. Это приводит к объемному самовоспламенению топлива в данной зоне камеры. Вследствие того, что перегретый заряд воспламеняется не в одной точке, а в объеме, данное сгорание сопровождается скачкообразным увеличением давления, которое распространяется от зоны самовоспламенения в виде детонационной волны со скоростями 1000...1500 м/с, что существенно превышает нормальные скорости фронта пламени (50...80 м/с). Такое перемещение зоны горения называется детонационной волной. При достижении детонационной волны противоположной стенки возникает удар, вызывающий отраженную ударную волну, движущуюся по камере в обратном направлении. Последующие колебания давления в камере сгорания являются ударными волнами, и происходят с теми же высокими скоростями, но уже без сгорания.

Внешне детонация проявляется в характерных металлических стуках, которые являются результатом многократного прохождения возникших ударных волн и их отражения от стенок камеры сгорания. На индикаторной диаграмме (Рисунок 1.20) детонация регистрируется в виде острых пиков, отражающих вибрации давления в камере сгорания. Возникающие при детонации ударные волны резко усиливают теплоотвод в стенки камеры сгорания и повышают тепловые нагрузки на детали двигателя, вызывая его перегрев и увеличивая вероятность разрушения перегретых деталей, таких как кромки выпускных клапанов, поршней, прокладки головки блока, электроды свечей зажигания. Кроме того, ударные вибрационные нагрузки разрушают масляную пленку на поверхностях гильзы цилиндров, что может приводить к сухому трению и повышенному износу деталей двигателя от поршня до коленчатого вала. Нагрузки передаются также на шатунные и коренные подшипники, повышая вероятность разрушения антифрикционного слоя. Возрастает неполнота сгорания и дымный выхлоп, потому что за фронтом детонационной волны

образуется волна разрежения, которая резко охлаждает воспламенившийся заряд и сгорание происходит не полностью.

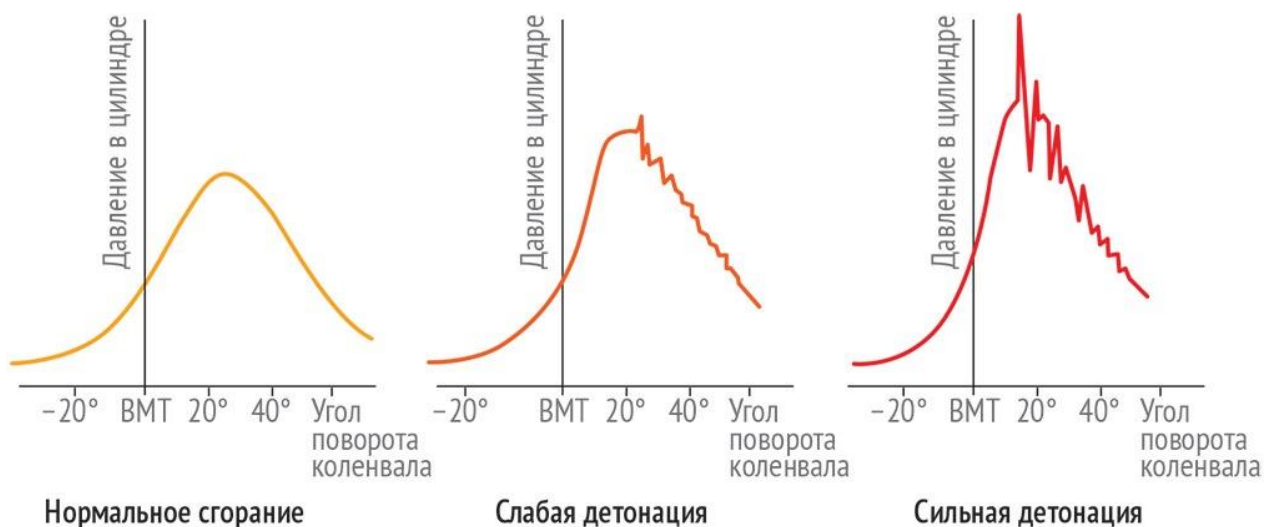


Рисунок 1.20 – Индикаторные диаграммы двигателя при слабой (а) и сильной детонации (б).

Вероятность детонационного сгорания увеличивается с ростом тепловой напряженности деталей камеры сгорания и использованием топлива с низким октановым числом, обладающим повышенной реакционной способностью. По соответствию степени сжатия двигателя и рекомендуемому октановому числу топлива представлены статистические данные (Таблица 1.2).

Октановое число топлива может быть повышено за счет специальных присадок – антидетонаторов. Наиболее известные из них, на основе свинца - ТЭС (тетраэтилсвинец) и на основе марганца - ЦТМ (циклопентадиенилтрикарбонил марганца). Обе они в настоящее время имеют ограниченное применение, так как ТЭС запрещается по причине высокой токсичности, а ЦТМ не используется так как имеет высокую стоимость.

Повышение степени сжатия ведет к увеличению давления и температуры конца процесса сжатия, более высоких максимальных давлений и температур в процессе сгорания, что увеличивает скорость сгорания и позитивно влияет на показатели двигателя. Однако при этом возрастают и температуры порций заряда, сгорающих в последнюю очередь, что повышает вероятность возникновения детонации.

Возникновение детонации более вероятно на малых частотах вращения и высоких нагрузках. С одной стороны, это связано с повышением тепловой напряженности деталей при увеличении нагрузки, с другой стороны, с уменьшением частоты вращения двигателя увеличивается продолжительность рабочего цикла и, соответственно, времени, в течение которого последние порции заряда имеют большую вероятность повышения температур до уровня самовоспламенения топлива.

Появлению детонации способствуют регулирование составов смеси в сторону обогащения и установка более ранних углов опережения зажигания, при которых достигаются большие значения максимальных давлений и температур цикла.

Снижение вероятности детонационного сгорания обеспечивают все факторы, ускоряющие процесс сгорания и препятствующие самовоспламенению последних порций заряда до прихода в эти зоны распространяющегося по камере фронта пламени. К таковым факторам следует отнести повышение турбулизации заряда за счет его организованного движения в процессах впуска и сжатия, наличие вытеснителей, не только ускоряющих догорание последних порций заряда, но и обеспечивающих снижение тепловой напряженности в этих зонах. Снижение детонации обеспечивается в компактных камерах сгорания, за счет центрального расположения свечи зажигания, уменьшающего путь движения фронта пламени до удаленных зон камеры сгорания

В современных двигателях, имеющих высокие степени сжатия, контроль появления детонации обеспечивается датчиками детонации, установленными на головке блока цилиндра и регистрирующими возникновение вибраций стенки камеры при появлении ударных детонационных волн. Сигнал от датчика детонации принимается бортовым компьютером (блоком управления), который, в свою очередь, подает команду на уменьшение угла опережения зажигания с целью снижения давления и температур в последующих рабочих циклах.

Калильное зажигание. При высоких температурах деталей камеры сгорания бензинового двигателя, воспламенение рабочей смеси возможно не только от искрового разряда на свече зажигания, но и ранее, до момента искрового разряда в результате воспламенения заряда от деталей, нагретых более 700...800 °С. Такими источниками преждевременного воспламенения могут быть нагретые тарелки выпускных клапанов, выступающие контуры прокладки головки блока цилиндров, электроды свечи зажигания. Для нормального воспламенения электроды свечи должны иметь температуру порядка 520...580°С. При температуре меньше 400°С наблюдается плохое воспламенение вследствие значительного отвода теплоты через электроды свечи зажигания в стенки камеры сгорания. Но температура электродов свечи не должна превышать 700°, так как может вызывать воспламенение не от искры, а несколько ранее, от нагретых электродов.

Тепловое состояние свечи зажигания характеризуется понятием калильного числа свечи. Это условная характеристика, независимо даваемая каждым производителем свечей зажигания, но позволяющая оценить интенсивность теплоотвода от электродов свечи зажигания, и рекомендовать тот или иной тип свечи с соответствующим калильным числом для заданной модели

двигателя. Высокая опасность калильного зажигания связана с возможностью прогрессивного развития данного процесса, когда в результате преждевременного воспламенения в цилиндре достигаются более высокие максимальные давления (Рисунок 1.21) и температуры, в результате воспламенение в каждом последующем цикле будет происходить еще раньше, что приводит к перегреву и прогоранию деталей в камере сгорания – свечей, поршней, клапанов.

Группы свечей зажигания различных производителей, имеющих разные маркировки калильного числа, но имеющие близкие характеристики по отводу теплоты от электродов свечи зажигания, можно рассмотреть из некоторых существующих (Таблица 1.4). Свечи, относящиеся к одной группе, независимо от производителя, могут быть рекомендованы для конкретного двигателя.

В бензиновых двигателях может возникать и последующее калильное зажигание, когда уже после начала распространения фронта пламени от свечи происходит неуправляемое воспламенение заряда от нагретых частиц нагара в камере сгорания. Данное явление может наблюдаться в высокофорсированных бензиновых двигателях большого литража с высокой степенью сжатия.

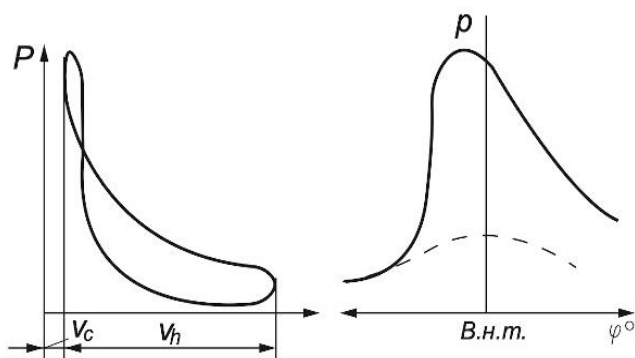


Рисунок 1.21 – Изменение индикаторных диаграмм при калильном зажигании

Таблица 1.4 – Марки свечей зажигания, имеющие близкие тепловые характеристики.

Россия	Beru	Bosch	Brisk	Champion	NGK	Nippon
A11	14-9A	W9A	N19	L86	B4H	W14F
A14ДВ	14-8D	W8D	L17Y	N11Y	BP5E	W16EX
A17ДВ	14-7D	W7D	L15Y	N9Y	B6EM	W20EP
A17ДВМ	14-7DU	W7DC	L15YC	N9YC	BP6E	W20EP-U
A20Д	14-6C	W6C	L14	N3	B7E	W22ES
A23ДМ	14-5CU	W5CC	L82C	N3C	B8ES	W24ES-U

Воспламенение при выключенном зажигании характерно для высокофорсированных двигателей при их резкой остановке после работы с большой нагрузкой. При этом высокая температура деталей камеры сгорания и достаточная длительность рабочего цикла при работе на малых частотах вращения создает условия для прогрева заряда до температур, при которых

происходит объемное самовоспламенение заряда. Такое нарушение сгорания может быть устранено посредством обязательной работы на холостом ходу после высокой нагрузки перед выключением двигателя, либо при одновременном выключении зажигания и прекращении подачи топлива в цилиндр двигателя.

Процесс сгорания в дизелях. Смесеобразование и сгорание в дизеле имеет более сложный многостадийный характер, чем в бензиновом двигателе с искровым зажиганием.

В процессе сжатия в цилиндре находится только воздух, температура которого при приближении поршня к ВМТ должна превысить 750...850 К, что обеспечивается повышением давления до 3..5 МПа при высоких степенях сжатия $\varepsilon = 16...22$. Топливо начинает впрыскиваться до ВМТ в нагретый воздушный заряд в жидкой фазе. Угол между моментом начала впрыскивания топлива и ВМТ называется углом опережения впрыскивания топлива $\varphi_{впр}$. Процесс подачи топлива начинается до ВМТ, и может заканчиваться как до, так и после ВМТ в зависимости от нагрузки двигателя.

Учитывая сложный характер одновременного смесеобразования и сгорания в дизеле принято условно выделять период задержки воспламенения и три фазы сгорания. Изменение некоторых характерных параметров дизельного двигателя удобно рассматривать схематично на участке индикаторной диаграммы процесса сгорания (Рисунок 1.22). Кроме давления p и температуры T в камере сгорания, на рисунке представлены также характер поступления доля цикловой подачи топлива поступающего в камеру сгорания σ , скорость подачи топлива $d\sigma/d\varphi$, а также изменение коэффициента активного тепловыделения $\chi_{акт}$ и скорости тепловыделения $d\chi/d\varphi$.

Начало впрыскивания топлива в цилиндр отмечено т.1. Момент начала впрыскивания характеризуется углом опережения впрыскивания $\varphi_{впр}$. Непосредственно после подачи топлива, на участке 1-2 индикаторной диаграммы рост давления определяется только сжатием заряда в цилиндре. Этот период φ_i называется периодом задержки воспламенения. В период задержки воспламенения, после начала впрыскивания топлива в цилиндр, за короткий промежуток времени происходит распыливание и распределение первых порций поступающего топлива по камере сгорания, его нагрев, испарение, перемешивание с воздухом для образования горючей смеси. В результате нагрева топлива от окружающего воздуха начинается процесс окисления топлива, развиваются процессы предпламенного окисления топлива, ведущие к образованию очагов его самовоспламенения. Ощутимого выделения теплоты не происходит, а на кривые тепловыделения отмечаются даже отрицательное значение χ , отражающее затраты теплоты на происходящий процесс смесеобразования. За период задержки воспламенения давление в цилиндре

повышается только вследствие сжатия заряда при движении поршня к ВМТ. Длительность периода задержки воспламенения обычно составляет $\varphi_i = 6 \dots 10$ град. п.к.в.

За начало сгорания принимается точка 2, где наблюдается заметное превышение давления от сгорания топлива, при котором линия повышения давления в цилиндре «отрывается» от линии сжатия заряда без сгорания (показана пунктирной линией). При непрерывной подаче топлива форсункой, к моменту окончания периода задержки воспламенения в цилиндр двигателя впрыскивается от 30 до 50% всей подачи топлива за рабочий цикл. Самовоспламенение смеси приводит к интенсивному повышению давления и температуры, и на индикаторной диаграмме отмечается «отрыв» линии сгорания от линии процесса сжатия.

Участок сгорания от точки «отрыва» до максимума давления называется первой фазой или фазой быстрого горения φ_1 . Максимальные давление сгорания достигают $p_z = 6 \dots 10$ МПа, а длительность данной фазы составляет $\varphi_1 = 10 \dots 15$ град. п.к.в. Быстрое выделение теплоты определяет высокую жесткость сгорания в данной фазе, характеризуемую степенью повышения давления за период быстрого сгорания $J = dp/d\varphi$, МПа/град.пкв. Рост давления в фазе быстрого сгорания не должен превышать $dp/d\varphi = 0,25 \dots 1,0$ МПа/град.пкв. Жесткость процесса и максимальное давление сгорания в первой фазе горения регулируют сокращением доли топлива, впрыскиваемого за период задержки воспламенения так, чтобы степень повышения давления в фазе быстрого сгорания $\lambda = p_z/p_c$ не превышала $1,8 \dots 2,2$.

Дальнейшее горение топлива σ , подаваемого за период фазы быстрого горения, происходит с существенно меньшими скоростями, зависящими от скорости перемешивания паров впрыскиваемого топлива и воздуха. Кроме того, сгорание сопровождается удалением поршня от ВМТ и увеличением объема камеры сгорания. Это приводит к тому, что выделение теплоты и рост

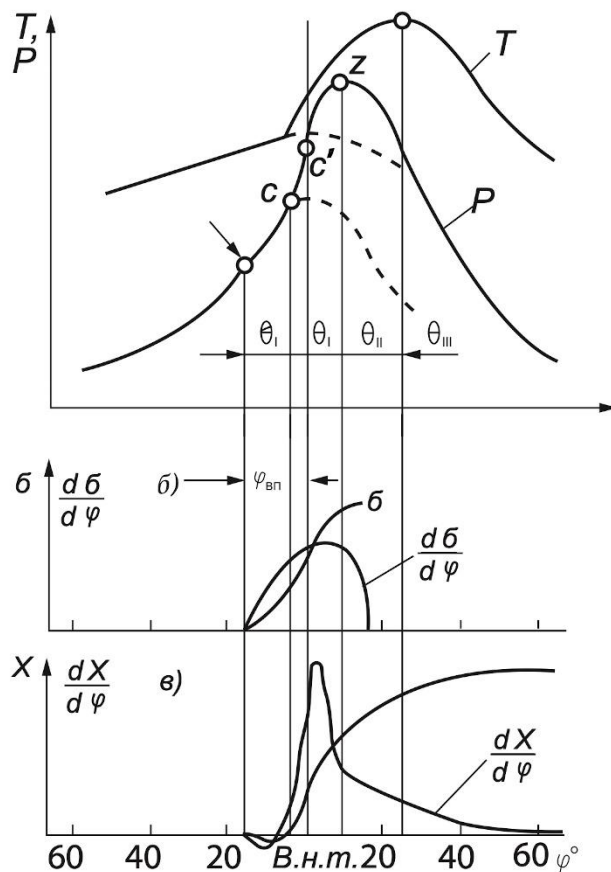


Рисунок 1.22 Пример развития процесса сгорания в дизеле

температуры в цилиндре происходит при постоянном или даже снижающемся давлении в цилиндре. Данная фаза φ_2 называется фазой замедленного горения (или диффузионного горения). Её границы условно принимают между координатами максимального давления (p_z или т.3) и максимальной температуры цикла (T_z или т.4). Длительность фазы замедленного сгорания составляет $\varphi_2 = 5 \dots 20$ град. п.к.в.

После достижения максимальной температуры цикла сгорание продолжается в фазе догорания φ_2 . Однако скорость тепловыделения существенно падает, так как зависит от процессов диффузии и турбулентного перемешивания воздуха, и оставшегося топлива. Окончание фазы догорания φ_3 может достигать $60 \dots 80$ град. п.к.в. после ВМТ.

Организация смесеобразования является основным фактором, определяющим процесс сгорания в дизеле. Хорошее смесеобразование достигается сочетанием высоких энергий подачи воздуха и впрыска топлива с учетом особенностей конструкции камеры сгорания и параметров топливной аппаратуры. Свойства топлива непосредственно влияют на процессы смесеобразования и сгорания. Вязкость, поверхностное натяжение, испаряемость, углеводородный состав влияют на формирование, дальнобойность факела, мелкость распыливания, а значит на самовоспламенение и последующее сгорание.

Для обеспечения хороших условий сгорания за период задержки воспламенения необходимо впрыснуть минимально возможное количество топлива, что позволяет обеспечить его быстрый прогрев и самовоспламенение. Однако в традиционных системах питания дизелей, при одностадийном впрыске топлива редко удается обеспечить подачу менее 30% от общей величины цикловой подачи топлива. Чем меньше длительность периода задержки воспламенения и количество впрыснутого за этот период топлива, тем легче обеспечить последующее более плавное и управляемое сгорание.

Сокращению периода задержки воспламенения способствует повышение давления и температуры воздуха в конце сжатия, повышение цетанового числа топлива, улучшающего его воспламенение, высокая энергия впрыска топлива, обеспечивающая необходимые параметры топливного факела и хорошую мелкость распыливания, высокая энергия организованного вихревого движения заряда в цилиндре для организации эффективного перемешивания топлива и воздуха и поддержания необходимого состава горючей смеси во всех фазах горения.

В зависимости от типа камеры сгорания в дизельном двигателе возможны различные варианты организации процесса смесеобразования (Рисунок 1.23). В широкой неразделенной камере сгорания типа «Гессельман» основная энергия

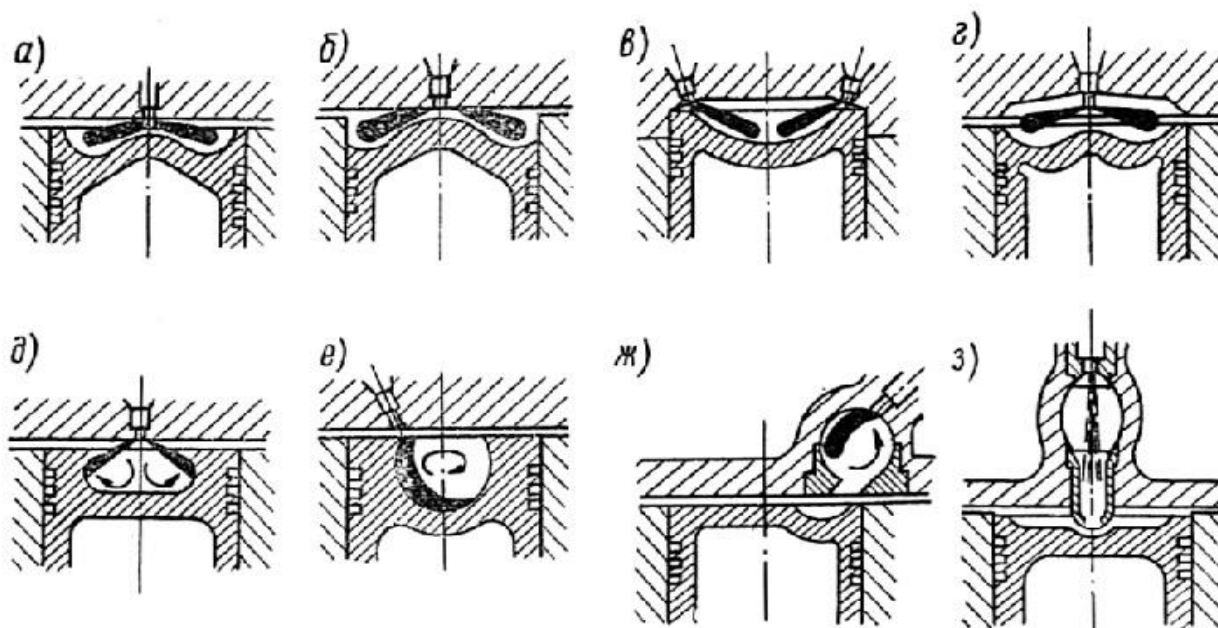


Рисунок 1.23 – Примеры форм камер сгорания дизелей: неразделенные (а-е), полуразделенные с камерой в поршне (д,е), и разделенные (ж,з).

смесеобразования получается от впрыска топлива через 5...6 сопловых отверстий диаметром 0,25...0,3 мм под высоким давлением начала впрыска порядка 20...22 МПа. Движение воздуха в камере минимально, и образование горючей смеси идет по границам топливных факелов. Вследствие большого количества топлива, одновременно впрыскиваемого в цилиндр за период задержки воспламенения, велико и количество топлива, хорошо подготовленного к сгоранию с первой фазе быстрого горения. Это обеспечивает быстрое тепловыделение и значительное повышение максимального давления сгорания p_z , что позволяет достигать хорошей топливной экономичности, но приводит к высокой жесткости работы и большим динамическим нагрузкам в двигателе.

В разделенных камерах сгорания (например, вихревых) обеспечивается повышение энергии смесеобразования за счет разделения основной и вихревой камер с соотношением объемов 40:60. и организации интенсивного движения воздуха в предкамере за счет высокой скорости перетекания воздуха из основной камеры в предкамеру. Ввиду высокой скорости движения воздуха при перетекании из основной камеры в предкамеру в процессе сжатия, энергия впрыска топлива через форсунку в предкамере может быть существенно снижена. Подача топлива осуществляется через, так называемые, штифтовые форсунки с одним сопловым отверстием при давлениях начала впрыскивания 12...14 МПа. Данные двигатели обеспечивают хорошее смесеобразование и плавное сгорание, низкие требования к применяемому топливу, существенно меньшие максимальные давления сгорания и высокий ресурс работы топливной

аппаратуры и двигателя. Существенным недостатком смесеобразования такого типа являются высокие газодинамические потери на перетекание заряда между камерами в процессах сжатия и сгорания, а также большая относительная площадь теплопередающей поверхности камеры по отношению к ее объему. Это приводит к ухудшению пусковых качеств двигателя и плохой топливной экономичности.

Компромиссным решением в организации смесеобразования можно считать применение полуразделенных камер сгорания («с камерой в поршне»). Впрыск топлива в камеру проводится через 3...4 сопловых отверстия при давлениях 16...18 Мпа. Необходимое перемешивание воздуха и топлива обеспечивается за счет организации тангенциального движения воздушного заряда, а также направленным движением воздуха из вытеснителей в центр камеры сгорания. Движение воздушного заряда обеспечивает формирование рабочих составов смеси по периферийному контуру факела, на выходе воздушного вихря из топливного факела. В этой зоне формируются горючие составы смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha=0,9...1,2$, обеспечивающие стабильное самовоспламенение заряда, а затем и последующее горение топлива, вносимого потоком набегающего воздуха. Можно допустить, что эффективного горения вне периферийных зон факела не происходит, поскольку в центре факела имеет избыточная концентрация топлива, а в зонах камеры между факелами топлива находится воздух с небольшой концентрацией топлива.

Основная подача топлива должна производиться с максимально возможными скоростями. Впрыск топлива должен обеспечивать высокую мелкость распыливания, при которой диаметр капель составляет 10...40 мкм. Капли диаметром меньше 10 мкм легкие, не могут обеспечить необходимую дальность факела, и будут приводить к формированию парового тумана вокруг форсунки. Значительная доля топлива будет сгорать вблизи распылителя форсунки. Из-за интенсивного сгорания переобогащенных смесей вокруг сопловых отверстий, возможно их коксование. Вместе с тем, как слабое поступление топлива в удаленные зоны камеры сгорания не обеспечит эффективного тепловыделения при сгорании бедных смесей. При диаметре больше 40 мкм капля окисляется с поверхности, продукты сгорания изолируют оставшееся внутри топливо. Происходит разложение топлива внутри капли, с выделением углерода в чистом виде, в виде сажи, определяющее повышенную дымность отработавших газов.

Вследствие специфики смесеобразования смесь в камере сгорания дизеля неоднородна. В зоне горения состав смеси находится в пределах горючести $\alpha=0,4...1,4$. В ядре факела смесь практически не горит, поскольку переобогащена топливом. Имеются также зоны камеры, где горение отсутствует, так как смесь

переобеднена или топливо в воздушном заряде отсутствует. Средний по заряду коэффициент избытка воздуха может меняться от $\alpha = 1,2 \dots 1,6$ на полной нагрузке до $\alpha = 6 \dots 8$ на холостом ходу.

Такой принцип неравномерного распределения горючей смеси вокруг факела топлива, позволяет эффективно сжигать в дизеле малые количества топлива, соответствующие подачам на малых и средних нагрузках. Однако, по причине неравномерности распределения смеси в цилиндре, в дизеле невозможно полное сгорание обогащенных и даже нормальных смесей ($\alpha \leq 1$) из-за чрезмерного переобогащения зоны факела. Предельные средние составы смеси для дизеля, при которых возможно сгорание с допустимым уровнем дымности отработавших газов составляет $\alpha = 1,2 \dots 1,6$ в зависимости от типа камеры сгорания и эффективности смесеобразования. Причем, по мере снижения нагрузки, уменьшается доля топлива, подаваемого в конце процесса впрыска, и имеющего замедленные скорости сгорания ввиду диффузионного характера горения, уменьшается роль фазы догорания и фазы замедленного горения. Завершение сгорания происходит ближе к ВМТ, повышается полнота сгорания. Эти процессы приводят к тому, что эффективность тепловыделения и теплоиспользования в дизеле повышается при снижении нагрузки, что способствует более высокой топливной экономичности дизеля на средних и малых нагрузках в эксплуатации.

Угол опережения впрыскивания определяет условия самовоспламенения заряда и сгорания в основных фазах. При регулировании раннего угла, впрыск топлива происходит дальше от ВМТ, при меньших давлениях и температурах процесса сжатия. Топливу требуется больше времени на завершение предпламенных окислительных процессов и самовоспламенение. Это увеличивает период задержки воспламенения и увеличивает количество топлива поданного в цилиндр за этот период. В фазе быстрого горения сгорает большее количество хорошо подготовленной смеси, что приводит к росту максимальных давлений сгорания и повышению жесткости процесса. При регулировании малых углов опережения впрыскивания, ближе к ВМТ, впрыск происходит при большем давлении и температуре, улучшаются условия самовоспламенения топлива, сокращается длительность периода задержки воспламенения, двигатель работает мягче. Однако максимальное давление цикла снижается, а сгорание основной массы топлива происходит при прогрессивном увеличении объема камеры сгорания. Затянутое сгорание увеличивает тепловые потери в стенки и с отработавшими газами. Это снижает мощность и ухудшает топливную экономичность двигателя.

Частота вращения оказывает сложное влияние на наполнение цилиндра воздухом, давление и температуру заряда, интенсивность вихревого движения

заряда в цилиндре, мелкость распыливания и распределение топлива по камере. В целом, продолжительность отдельных фаз сгорания уменьшается во времени, но длительность фаз, выраженная в град. п.к.в. возрастает. Для компенсации затягивания фаз, и смещения сгорания на линию расширения, угол опережения впрыскивания обычно увеличивают с ростом частоты вращения.

В дизельных двигателях, по сравнению с бензиновыми, процесс выделения теплоты растянут. Теплота интенсивно выделяется во второй фазе, где подача топлива лимитирована. Повышение нагрузки в дизеле происходит за счет увеличения подачи топлива главным образом в третьей фазе – при диффузионном сгорании. Сгорание в этой фазе менее эффективно. Поэтому по сравнению с бензиновым двигателем в дизеле более эффективное использование энергии топлива (и выше КПД) на малых и средних нагрузках. При переходе на высокие нагрузки и увеличении подачи топлива, эффективность горения ухудшается.

Отмечая позитивные стороны дизеля, следует указать, что высокая степень сжатия дизеля дополнительно улучшает термодинамические показатели рабочего цикла, а значит и экономические и мощностные показатели двигателя.

Вместе с тем, вследствие качественного регулирования мощности, и имеющего место расслоения заряда, с обеднением удаленных зон камеры сгорания, в дизеле нет нарушения сгорания, типичных для бензинового двигателя: нет детонации, нет калильного зажигания. Поскольку при перегреве отдельных зон камеры сгорания, уменьшается период задержки воспламенения φ_i , и к моменту наступления основной фазы быстрого сгорания φ_1 , будет впрыскиваться и сгорать меньше топлива, сгорание будет более плавным, p_z уменьшится, как уменьшится и T_z , что снизит нагрев деталей и предотвратит возможные нарушения процесса. Дизель имеет более высокую жесткость и шумность работы.

Расчет процесса сгорания реального двигателя представляет собой достаточно сложную задачу вследствие сложного характера выделения теплоты, её превращения в полезную механическую работу, необходимости учета потерь, связанных с неполнотой и несвоевременностью сгорания, тепловых потерь в стенки и с отработавшими газами. Поэтому, в практических расчетах анализ процесса сгорания ведется с учетом ряда допущений.

Расчет сгорания в бензиновом двигателе с искровым зажиганием ведется при допущениях, что сгорание происходит мгновенно, в зоне ВМТ при постоянном объеме камеры сгорания $V = const$. Допускается, что в отсутствии движения поршня механической работы не совершается, а вся выделяющаяся теплота расходуется на повышение внутренней энергии рабочей смеси (Рисунок 1.24 а).

При расчете сгорания в дизелях, в целях учета сложной динамики тепловыделения в фазах быстрого и замедленного сгорания, расчет ведется по схеме цикла со смешанным подводом теплоты. Предполагается, что фаза быстрого сгорания имитируется сгоранием при постоянном объеме камеры сгорания $V = const$. Фаза замедленного сгорания может быть представлена процессом при постоянном давлении $p = const$, сопровождающимся совершением полезной работы $L = p(Vz - Vc)$ при движении поршня между точками $c - z$ (Рисунок 1.24 б).

Процесс сгорания - основной процесс, в котором химическая энергия топлива превращается в теплоту и идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение работы.

Расчет процесса проводится в два этапа: термохимический расчет для определения количества рабочего тела и термодинамический расчет для оценки параметров состояния рабочего тела.

Термохимический расчет процесса сгорания проводится для определения состава и количества рабочего тела в процессе сгорания.

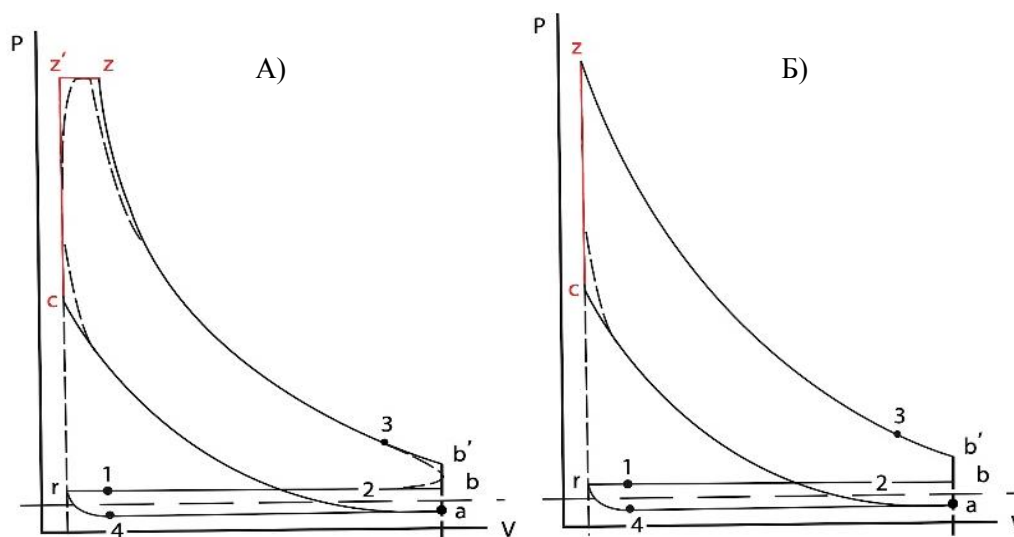


Рисунок 1.24 – Условные границы процессов сгорания в бензиновом двигателе (а) и в дизеле (б).

Количество заряда M_c , находящегося в цилиндре в конце процесса сжатия определяется количеством поступившего свежего заряда M_l и остаточных газов, находящихся в цилиндре от предыдущего рабочего цикла M_r :

$$M_c = M_l + M_r.$$

Расчеты рабочего цикла выполняются при допущении, что в цилиндр поступает одна единица топлива - 1 кг.

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива (L_0 , кмоль/кг, или l_0 , кг/кг), зависит от элементарного состава топлива.

Для жидкого топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right), \quad l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right),$$

где C , H , O_T – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива, так что сумма этих долей $C+H+O_T=1$.

Средний элементарный состав бензинов и дизельных топлив можно понять по справочным данным (Таблица 1.5).

Таблица 1.5 – Средний элементарный состав бензинов и дизельных топлив.

Топливо	Состав 1 кг топлива, кг			Низшая теплота сгорания, кДж/кг
	углерод, С	водород, Н	кислород, O_T	
Автомобильные бензины	0,855	0,145	-	44 000
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,04	42 500

Для дизелей, поступающий в цилиндр свежий заряд M_1 , состоит только из воздуха. Его количество удобно определять в объемных единицах (кмоль).

$$M_1 = \alpha L_0.$$

Для бензиновых двигателей, свежий заряд которых M_1 состоит из воздуха и паров топлива (кмоль):

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T},$$

где: μ_T - молярная масса топлива - 110...120 кг/кмоль для бензина, 180...200 кг/кмоль для дизельного топлива, то есть второй член очень мал по сравнению с первым.

Количество свежего заряда в цилиндре двигателя может, быть определено и в массовых единицах (кг):

$$G_1 = G_{\text{возд}} + G_T = \alpha l_0 + 1,$$

где: $l_0 = \mu_B L_0$ и $\mu_B = 28,96$ кмоль, молярное количество воздуха.

Количество остаточных газов в цилиндре M_r определяется, кмоль:

$$M_r = \gamma \cdot M_1 = \gamma \alpha L_0$$

Количество заряда, находящегося в цилиндре к концу процесса сгорания M_z , определяется количеством продуктов сгорания M_2 и остаточных газов M_r :

$$M_z = M_2 + M_r.$$

Расчетом процессов окисления компонентов топлива ($C+O_2 \rightarrow CO_2$; $C+O_2 \rightarrow CO$; $H+O_2 \rightarrow H_2O$), можно показать, что количество продуктов сгорания M_2 , кмоль, образующихся при сгорании 1 кг жидкого топлива, может быть определено по представленным ниже формулам.

Для богатых смесей ($\alpha \leq 1$):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha L_0.$$

Для бедных смесей ($\alpha > 1$):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.208)L_0.$$

В результате сгорания происходит некоторое увеличение объема рабочего тела ($M_2 > M_1$), которое характеризуется химическим коэффициентом молярного изменения μ_0 горючей смеси или действительным коэффициентом молярного изменения μ_d рабочей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}, \quad \mu_d = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r}.$$

Величина μ_d составляет для бензиновых двигателей 1,02...1,12, для дизелей 1,01...1,06.

Термодинамический расчет процесса сгорания ставит своей целью определение максимальных давлений p_z и максимальных температур T_z в конце процесса сгорания.

Основой расчета является уравнение теплового баланса для процесса сгорания, условно рассматриваемого на участке $c - z$. Для бензинового и газового двигателей оно имеет вид:

$$Q_z = Q_c + Q_{cz},$$

а для дизеля:

$$Q_z = Q_c + Q_{cz} - L_{zz'},$$

где: Q_c, Q_z - теплота заряда в точках c и z , КДж, соответственно для конца процесса сжатия и конца процесса сгорания;

Q_{cz} - теплота, подведенная к заряду в процессе сгорания, КДж;

$L_{zz'}$ - работа предварительного расширения в дизеле, КДж.

Используя известные формулы для расчета теплоты ($Q = cMT$) и уравнения состояния идеального газа ($pV = MRT$) уравнения теплового баланса можно преобразовать к виду:

-для бензинового двигателя

$$C_{V1}T_c + \frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{\alpha L_0(1+\gamma)} = C_{V2}\mu_d T_z,$$

-для дизеля

$$(C_{V1} + \lambda \cdot 8,314)T_c + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0(1+\gamma)} = C_{P2}\mu_d T_z,$$

$$C_P = C_V + R.$$

Теплоемкость свежего заряда c_{v1} , определяется в зависимости от температуры T_c , К :

$$C_{V1} = A_1 + B_1 T_c = 19,8798 + 0,002638 T_c, \text{ кДж/кмоль}\cdot\text{град}$$

Теплоемкость продуктов сгорания C_{v2} определяется в зависимости от температуры остаточных газов T_r и состава рабочего тела, характеризуемого величиной коэффициента избытка воздуха α :

$$C_{V2} = A_2 + B_2 T_c, \text{ кДж/кмоль}\cdot\text{град}$$

при $\alpha > 1$:

$$A_2 = 19,422 + 2,596\alpha;$$

$$B_2 = (15,491 + 13,816\alpha)10^{-4};$$

при $\alpha < 1$:

$$A_2 = 21,097 + 0,921/\alpha;$$

$$B_2 = (15,491 + 13,816/\alpha)10^{-4}$$

Низшая теплота сгорания H_u , кДж/кг, зависит от элементарного состава топлива (Таблица 1.5).

Потери теплоты из-за химической неполноты сгорания богатых смесей (при $\alpha < 1$) определяются как $\Delta H_u = 120 \cdot 10^3 \cdot (1 - \alpha)L_0$, кДж/кг.

Коэффициент использования ξ теплоты учитывает потери теплоты за счет физической неполноты сгорания топлива, несвоевременности сгорания, через стенки камеры сгорания, диссоциации и др.

Значения ξ на номинальном режиме работы: для бензиновых двигателей - 0,85...0,95; для газовых двигателей - 0,80...0,85, для дизелей с неразделенными камерами - 0,70...0,88, дизелей с разделенными камерами - 0,65...0,80. При снижении нагрузки и частоты вращения величина ξ уменьшается.

Для бензиновых двигателей с впрыскиванием топлива $\xi = 0,90 \dots 0,96$, так как ξ повышается за счет более равномерной работы цилиндров, лучшего распыливания, точности дозирования, снижения потерь теплоты газов в стенки цилиндра.

В дизелях максимальное давление сгорания p_z при организации процесса сгорания контролируется так, чтобы оно не превышало некоторых предельных допустимых величин (Таблица 1.6). При разработке двигателя это обеспечивается организацией процесса впрыскивания топлива в камеру сгорания. Поэтому в расчете сгорания, ограничение давления задается введением параметра, называемого степенью повышения давления $\lambda_p = p_z/p_c$.

Для дизелей с неразделенными камерами и объёмным смесеобразованием величина $\lambda_p = 1,6 \dots 2,5$; при неразделенных камерах и пленочным смесеобразованием $\lambda_p = 1,2 \dots 1,8$; для вихрекамерных и предкамерных дизелей $\lambda_p = 1,2 \dots 1,8$; для дизелей с наддувом величина λ_p ограничивается допустимыми значениями максимального давления и температуры и ориентировочно составляет $\lambda_p = 1,5 \dots 1,7$.

В конечном счете, после подстановки перечисленных выше величин в уравнение теплового баланса, оно может быть преобразовано к квадратичному виду:

$$AT_Z^2 + BT_Z + C = 0,$$

и решено относительно T_z, K :

для бензинового двигателя:

$$T_Z = \frac{-\mu_D A_2 + \sqrt{(\mu_D A_2)^2 + 4\mu_D B_2 S}}{2\mu_D B_2},$$

где:

$$S = C_{V1} T_C + \frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{\alpha L_0(1+\gamma)},$$

для дизеля:

$$T_Z = \frac{-\mu_D(A_2 + 8,314) + \sqrt{(\mu_D(A_2 + 8,314))^2 + 4\mu_D B_2 S'}}{2\mu_D B_2},$$

где:

$$S' = (C_{V1} + \lambda_p \cdot 8,314) T_C + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0(1+\gamma)}.$$

Величины температуры T_z на номинальном режиме можно использовать из справочных данных (Таблица 1.6).

Максимальное давление газов в конце сгорания p_z , МПа, для дизелей определяется как:

$$p_z = \lambda_p \cdot p_c.$$

Для бензиновых двигателей вначале определяется максимальное расчётное давление цикла p'_z , МПа. Для этого используются уравнения состояния рабочего заряда в цилиндре для точек конца сжатия c и конца сгорания z :

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

Подставляя в эти уравнения рассчитанные ранее параметры, и решая относительно p_z , получим значение максимального давления сгорания:

$$p'_z = p_c \mu_d \cdot T_z / T_c.$$

В реальном двигателе сгорание происходит не мгновенно, а в течение определенного времени, сопровождается движением поршня в направлении к НМТ и увеличением объема надпоршневого пространства. Поэтому действительное максимальное давление p_z обычно на 12...15% ниже расчетного p'_z .

Действительное максимальное давление цикла p_z :

$$p_z = \varphi_z p'_z,$$

где: $\varphi_z = 0,85 \dots 0,88$ - коэффициент снижения максимального давления индикаторной диаграммы, учитывающий уменьшение максимального давления вследствие движения поршня в процессе сгорания.

Коэффициент снижения давления φ_z не следует путать с представленным в уравнении сгорания коэффициентом использования теплоты ζ , учитывающим потери теплоты от неполноты, несвоевременности сгорания, а также тепловых потерь в стенки. Величина ζ обычно составляет 0,85...0,9 для бензиновых двигателей, и 0,8...0,85 для дизелей. Меньшие значения ζ для дизелей учитывает более сложный, затянутый процесс сгорания, и потери в стенки.

В дизелях величина максимального давления цикла ограничивается для снижения максимальных нагрузок на детали двигателя. Величина максимального давления цикла задается через давление конца сжатия p_c и допустимую степень повышения давления λ_p в фазе быстрого сгорания:

$$p_z = \lambda_p p_c.$$

В зависимости от типа камеры сгорания и организации смесеобразования величина λ_p составляет 1,4...2,2. Меньшие значения λ соответствуют двигателям

с разделенными камерами сгорания, имеющими более высокие степени сжатия и, соответственно, повышенные давления конца сжатия p_c . Большие значения λ_p характерны для дизелей с неразделенными камерами сгорания в поршне, умеренными величинами степени сжатия и давлений конца сжатия p_c .

Таблица 1.6 – Значения максимальных давлений p_z и температур T_z сгорания

Двигатель	$p_z, \text{МПа}$	$T_z, \text{°K}$
двигатели с искровым зажиганием:		
с карбюратором	4,5...6,5	2400...2900
со впрыском	5,0...7,5	2700...3100
газовый	3,0...5,0	2200...2500
дизель:		
без наддува	6,0...9,0	1800...2300
с наддувом	7,0...16,0	2000...2500

Более низкие температуры конца сгорания у дизелей по сравнению с бензиновыми и газовыми двигателями являются следствием большей величины коэффициента избытка воздуха α , то есть, меньшей концентрации топлива в заряде при бедных смесях, а следовательно, и относительно больших потерь теплоты на нагревание воздуха; меньшей величины коэффициента использования теплоты ξ , различий в характере протекания процесса сгорания и догорания в ходе расширения, частичного использования теплоты на совершение работы в процессе предварительного расширения (участок $z'z$).

Глава 6. Процесс расширения

Процесс расширения в действительном цикле двигателя происходит в условиях горения рабочей смеси с выделением теплоты и повышением внутренней энергии рабочей смеси, и совершением механической работы при движении поршня от ВМТ к НМТ. Для упрощенного анализа процесса расширения принимается, что собственно процесс расширения начинается в момент окончания сгорания в точке z , и завершается в НМТ. В бензиновом двигателе, при допущении сгорания при постоянном объеме $V = const$, начало процесса расширения совпадает с ВМТ, и $V_z = V_c$, а в дизеле процесс расширения начинается после завершения фазы замедленного сгорания, при увеличении объема камеры сгорания пропорционально степени предварительного расширения $\rho = V_z/V_c$. То есть $V_z = \rho \cdot V_c$.

Процесс расширения происходит при постоянном изменении теплообмена между зарядом и стенками камеры сгорания. В начале процесса, после точки z , несмотря на достижение максимальных давлений и температур цикла p_z и T_z , процесс идет с подводом теплоты к заряду в результате интенсивного тепловыделения. По мере удаления поршня от ВМТ, увеличивается объем

камеры сгорания, сгорание завершается, давление и температуры заряда падают, идет интенсивный отвод теплоты от заряда в стенки камеры сгорания (Рисунок 1.25).

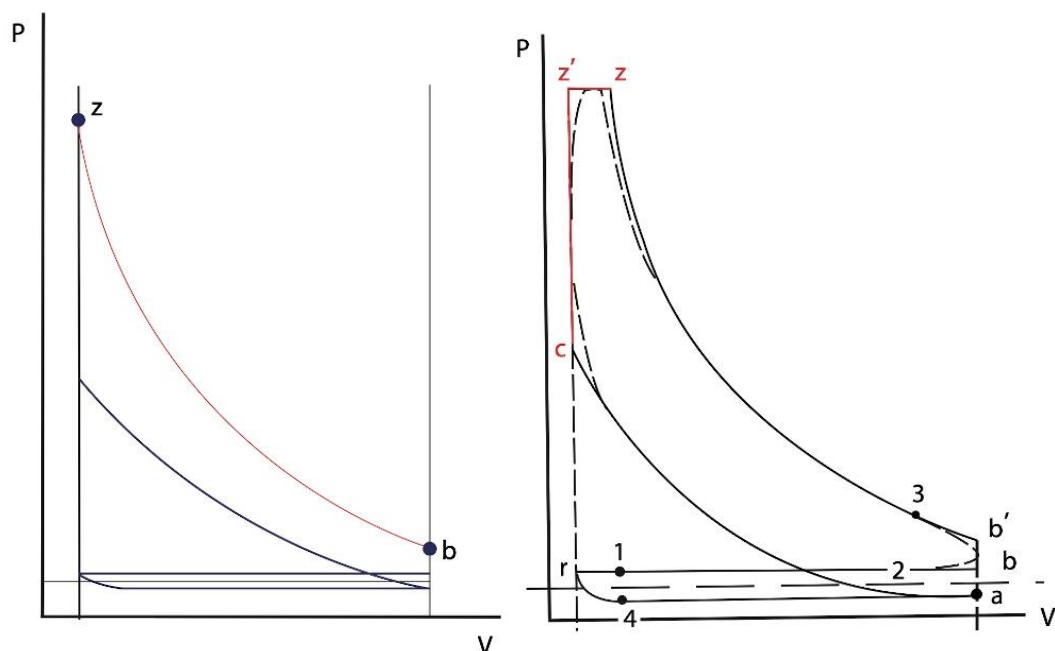


Рисунок 1.25 – Границы процесса расширения $z-b$ в циклах бензинового двигателя и дизеля.

Вследствие сложного характера теплообмена, уравнение процесса может быть представлено уравнением политропы $pV^n = const$ с переменным показателем политропы расширения ($n=var$). Для упрощенного расчета допускается, что процесс протекает при неизменном характере теплообмена (теплота отводится от заряда в стенки на протяжении всего процесса), с

постоянным показателем политропы расширения $n_2 = const$. Величина n_2 выбирается так, чтобы при одинаковых начальных и конечных показателях процесса расширения (в точках z и b), работа расширения расчетного и действительного процесса была бы одинаковой.

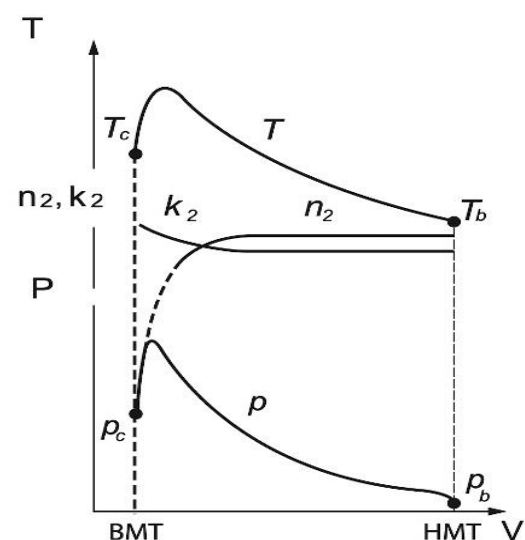


Рисунок 1.26 – Изменение параметров P , T , и n_2 в процессе расширения.

В результате процесса расширения происходит преобразований тепловой энергии заряда в механическую работу. Основными характеристиками процесса являются давление p_b , температура T_b в конце процесса и средний показатель политропы расширения n_2 .

Для упрощения расчета допускают, что расширение происходит по политропному процессу со средним показателем политропы n_2 . Значение n_2 возрастает (Рисунок 1.26) с

увеличением коэффициента использования теплоты, отношения хода поршня к диаметру цилиндра S/D , интенсивности охлаждения, при снижении нагрузки и росте частоты вращения.

Давление p_b , и температуру T_b конца расширения определяют для точки b по уравнению политропного процесса:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2} = const,$$

так как $V_b = V_z$, а $V_z/V_c \varepsilon$, то уравнение политропы можно преобразовать к виду:

для бензинового двигателя:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} \text{ и } T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}},$$

для дизеля:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \text{ и } T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}},$$

где: $\delta = V_b/V_z = \varepsilon/\rho$ - степень последующего расширения.

В дизеле, с учетом смешанного подвода теплоты, в процессе расширения выделяются два этапа – увеличение объема в ходе сгорания, оцениваемое степенью предварительного расширения $\rho = V_z/V_z'' = V_z/V_c$, и собственно увеличение объема в процессе расширения, оцениваемое степенью последующего расширения $\delta = V_b/V_z$.

Так как $\rho\delta = V_z V_b / V_c V_z$, а $V_b = V_h + V_c = V_a$, то $\varepsilon = \rho\delta$. В бензиновом двигателе при условии мгновенного выделения теплоты в ВМТ, степень расширения равна степени сжатия $\delta = \varepsilon$.

Возможные значения p_b , T_b и n_2 для номинального режима работы двигателя находятся в определённых диапазонах (Таблица 1.7).

Таблица 1.7 – диапазона значений p_b , T_b и n_2 для номинального режима работы двигателя

Двигатель	n_2	p_b , Мпа	T_b , К
Бензиновый	1,23...1,30	0,35...0,6	1200...1500
Газовый	1,25...1,35	0,35...0,6	1200...1500
Дизель	1,18...1,28	0,20...0,5	1000... 1200

Можно проанализировать влияние различных факторов на выделение теплоты в процессе расширения, однако, оптимальными условиями для процесса расширения следует считать максимально возможное выделение теплоты в основных фазах сгорания в зоне ВМТ и снижение догорания на линии

расширения. Это позволяет обеспечить наилучшие условия теплоиспользования в рабочем цикле в целом.

Глава 7. Индикаторные и эффективные показатели ДВС

При оценке совершенства работы двигателя обычно выделяют индикаторные, эффективные показатели и показатели механических потерь.

Индикаторные показатели оценивают эффективность организации рабочего цикла двигателя с точки зрения выделения и использования теплоты в цилиндре двигателя. Показатели принято называть индикаторными, поскольку они могут быть определены экспериментально, измерением давления в цилиндре с помощью датчика давления (индикатора), установленного в цилиндре двигателя. К индикаторным показателям относятся текущее давление в цилиндре двигателя p , среднее индикаторное давление p_i , индикаторная работа цикла L_i , индикаторная мощность N_i , индикаторный КПД η_i и удельный индикаторный расход топлива g_i .

Диаграмму рабочего цикла дизеля можно представить графически в координатах $p-V$ (Рисунок 1.27). Площадь под кривой каждого отдельного процесса цикла характеризует работу данного процесса. Индикаторная работа действительного L_i цикла определяется алгебраической суммой площадей диаграмм под каждым процессом.

Индикаторная работа представленного расчетного цикла (Рисунок 1.27), определяется алгебраической суммой позитивной работы в процессах сжатия-

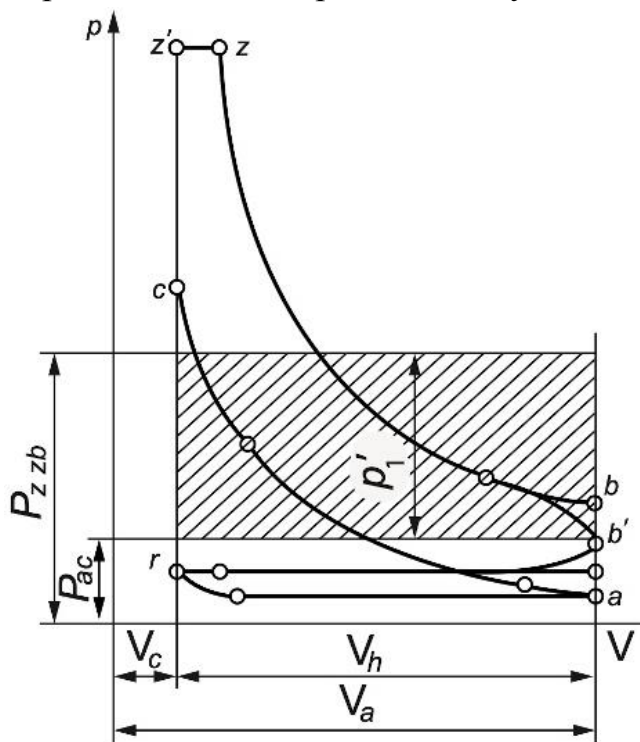


Рисунок 1.27 – Определение среднего индикаторного давления по индикаторной диаграмме

сгорания-расширения $L_{сж-р}$, ограниченной контуром $(a-c-z-z'-b-a)$ и отрицательной работой в процессах газообмена $L_{го}$, определенной контуром $(b-r-a-b)$:

$$L_{ip} = L_{сж-р} - L_{го}.$$

Обычно работу газообмена $L_{го} = (P_r - P_a)V_h$, оценивают вместе с другими внутренними (механическими) потерями при расчете эффективных показателей, а индикаторную работу рассчитывают только по диаграммам процессов сжатия-сгорания-расширения:

$$L_{ip} = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac}.$$

Работа в ходе сгорания при постоянном давлении $\rho = const$:

$$L_{z'z} = p_z(V_z - V_c) = p_z V_z - p_z V_c = (\lambda_\rho p_c)(\rho V_c) - p_c V_c = \lambda_\rho p_c V_c (\rho - 1).$$

Работа в политропном процессе расширения zb :

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right].$$

Умножив и разделив правую часть уравнения на V_c , и учитывая, что $V_z/V_c = \rho$, а $V_b/V_z = \delta$, получим:

$$L_{zb} = p_c V_c \frac{\lambda_\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right).$$

Работа политропного процесса сжатия $a-c$:

$$L_{ac} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_1 - 1} \right] = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right).$$

Подставив составляющие работ отдельных процессов, в уравнение индикаторной работы, получим величину расчетной индикаторной работы L_{ip} цикла:

$$L_{ip} = p_c V_c \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda_\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Формула индикаторной работы позволяет определить абсолютное значение совершаемой работы в действительном цикле в *Дж*, но не дает характеристики совершенства двигателя с точки зрения степени форсирования двигателя.

Среднее индикаторное давление p_{ip} является параметром, определяющим получение индикаторной работы L_{ip} с единицы рабочего объема цилиндра двигателя V_h .

$$p_{ip} = \frac{L_{ip}}{V_h}, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} \text{ или } \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Ранее показано, что среднее индикаторное давление расчетного цикла можно представить как условное постоянное давление, при котором за один ход поршня совершается работа, равная работе цикла при переменном давлении составляющих процессов (Рисунок 1.27).

Подставив в уравнение p_{ip} значение индикаторной работы для цикла со смешанным подводом теплоты, и используя преобразования $V_c/V_h = 1/(\varepsilon - 1)$, и $p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$, получим иную запись формулы среднего индикаторного давления расчетного цикла:

$$p_{ip} = \frac{p_a \cdot \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda_\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Для бензинового двигателя с искровым зажиганием предполагается подвод теплоты при постоянном объеме $v = const$. Поэтому степень предварительного расширения $\rho = 1$, а степень последующего расширения равна степени сжатия $\delta = \varepsilon$, и формула p_i имеет более простой вид:

$$p_{ip} = \frac{p_a \cdot \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Формулы для расчета p_{ip} получены без учета плавного последовательного перехода процессов сжатия, сгорания и расширения, имеющих место в действительном цикле, и представленных в графическом виде скруглений индикаторной диаграммы. Отличия в величине среднего индикаторного давления расчетного и действительного циклов учитываются эмпирическим поправочным коэффициентом скругления индикаторной диаграммы φ^i :

$$p_i = \varphi^i p_{ip}$$

Величина эмпирического коэффициента φ^i зависит от типа двигателя. Для бензиновых двигателей принимается $\varphi^i = 0,94 \dots 0,97$. В дизелях $\varphi^i = 0,92 \dots 0,96$; большие значения соответствуют дизелям с неразделенной камерой сгорания, меньшие – для вихрекамерных и предкамерных дизелей.

Работу на совершение газообмена в процессах выпуска-впуска

$$L_{го} = (P_r - P_a) \cdot V_h$$

также можно привести к единице рабочего объема V_h , представляя ее как среднее давление процессов газообмена $\Delta p_{го}$. Скругление индикаторной диаграммы в процессах газообмена будет учитываться коэффициентом скругления $\varphi_{го} = 0,75 \dots 0,9$. Меньшие значения $\varphi_{го}$ относятся к высокоскоростным бензиновым двигателям, меньшие – к тракторным дизелям, работающим на меньших частотах вращения.

$$\Delta p_{го} = \varphi_{го} \cdot L_{го} / V_h.$$

Обычно работа газообмена отрицательная, так как требует затрат энергии на выпуск и впуск свежего заряда, но при работе дизеля с газотурбинным наддувом, работа $\Delta p_{го}$ может быть положительной, если совершается с использованием энергии отработавших газов.

Величину среднего индикаторного давления при работе на полных нагрузках для различных двигателей можно узнать по справочным данным, полученных эмпирическим путём (Таблица 1.8).

Таблица 1.8 – Величина среднего индикаторного давления при работе на полных нагрузках для различных двигателей

двигатель	$p_i, \text{МПа}$
четырехтактные бензиновые двигатели	0,8...1,2
четырехтактные газовые двигатели	0,6...0,9
четырехтактные дизели	0,75...1,05
четырехтактные дизели с наддувом	0,75...2,2

Бензиновые двигатели с искровым зажиганием при работе на полных нагрузках имеют средние значения $p_i = 0,85 \dots 1,2$. В дизелях без наддува, в связи с работой на более бедных смеси – $p_i = 0,75 \dots 1,05$. Форсирование дизелей с использованием наддува, позволяет увеличить среднее индикаторное давление до $p_i = 2,2$.

При снижении нагрузки величина среднего индикаторного давления уменьшается, достигая минимальной величины при работе на режимах холостого хода, когда вся индикаторная работа расходуется на преодоление внутренних потерь двигателя (трение, газообмен, привод вспомогательных агрегатов).

Индикаторная мощность определяется как работа, совершенная в единицу времени. Применительно к рабочему циклу

$$N_i = \frac{L_i}{\tau_{ц}}$$

Время совершения рабочего цикла $\tau_{ц}$ определяется с учетом тактности двигателя τ (числа ходов поршня за цикл) и частоты вращения n , об/мин. При работе двигателя с частотой вращения n , об/мин, двигатель за 60 секунд совершает $2n$ ходов поршня. С учетом количества тактов τ (числа ходов поршня за рабочий цикл), число циклов на данной частоте вращения за 60 сек составит $2n/\tau$, а время одного цикла $\tau_{ц} = 60\tau/2n = 30\tau/n$. Тогда индикаторная мощность одного цилиндра составит:

$$N_{iц} = \frac{L_i}{\tau_{ц}} = \frac{L_i n}{30\tau} = \frac{p_i V_h n}{30 \cdot \tau}, \text{МПа}$$

Или индикаторная мощность для двигателя, имеющего несколько - i цилиндров

$$N_i = p_i \frac{i V_h n}{30 \cdot \tau}, \text{МПа}$$

Удельный индикаторный расход топлива характеризует экономичность действительного цикла и определяется количеством топлива, затраченного на

получение одной единицы индикаторной мощности при работе двигателя в течение одного часа, т.е.:

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} \cdot 10^3, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$$

где: G_T , - часовой расход топлива, кг/ч,

N_i , - индикаторная мощность, кВт.

Для газовых двигателей расход топлива измеряется в объемных единицах, и удельный объемный расход газа v_i

$$v_i = \frac{V_T}{N_i}, \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{ч}$$

где: V_T – часовой расход газового топлива, кг/час.

Индикаторный КПД η_i характеризует эффективность использования теплоты в действительном цикле двигателя, и определяется как соотношение теплоты, преобразованной в механическую работу цикла (индикаторной работы) L_i ко всей теплоте, введенной в цикл с топливом Q_1

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}$$

Разделив числитель и знаменатель на время τ , сек, после преобразования уравнения получим:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{L_i}{q_{ц}H_u} = \frac{L_i/\tau}{(q_{ц}/\tau)H_u} = \frac{N_i}{G_T H_u} = \frac{1}{g_i \cdot H_u}$$

С учетом размерности представленных параметров, выражение для определения индикаторного КПД имеет вид:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{L_i}{q_{ц}H_u} = \frac{L_i/\tau}{(q_{ц}/\tau)H_u} = \frac{N_i}{G_T H_u} 3,6 \cdot 10^3 = \frac{1}{g_i \cdot H_u} 3,6 \cdot 10^3,$$

где:

L_i – индикаторная работа цикла, Дж,

$q_{ц}$ - подача топлива за цикл, г/цикл,

H_u – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг,

N_i – индикаторная мощность, кВт,

G_T – часовой расход топлива, кг/час,

g_i – удельный индикаторный расход топлива, г/кВтч.

То есть, эффективность действительного цикла может быть оценена как в единицах удельного расхода топлива, так и в величине индикаторного КПД.

$$\eta_i = \frac{1}{g_i \cdot H_u} \approx \frac{1}{g_i}$$

Внутренние или механические потери двигателя. Энергия, получаемая при сгорании топлива в цилиндре двигателя не может быть полностью передана на коленчатый вал, а затем потребителю, поскольку часть индикаторной мощности расходуется на преодоление внутренних потерь в двигателе.

Внутренние потери – затраты энергии, необходимые для обеспечения работы самого двигателя. Они включают потери на трение (кривошипно-шатунного, газораспределительного механизмов), потери на привод вспомогательных агрегатов (насосов систем смазки, охлаждения, питания, вентилятора, генератора, топливного насоса и др.), потерь на обеспечение газообмена (при выпуске отработавших газов и впуске свежего заряда), а также иных затрат, например, на привод компрессора при наддуве с механическим приводом.

В связи с тем, что внутренние потери в основном связаны с потерями на трение движущихся деталей, их также принято называть механическими потерями двигателя.

По аналогии с индикаторными показателями, механические потери принято характеризовать работой механических потерь L_m , мощностью механических потерь N_i , средним давлением механических потерь p_m и механическим КПД η_m . Показатели механических потерь характеризуют степень механического совершенства двигателя.

Работа механических потерь, определяется суммой перечисленных составляющих:

$$L_m = L_{тр} + L_{ва} + L_{го} + L_k$$

где: $L_{тр} + L_{ва} + L_{го} + L_k$ – соответственно работа на трение, привод вспомогательных агрегатов, газообмен и мощность, затрачиваемая на компрессор с механическим приводом.

Мощность механических потерь, или механическая работа L_m в единицу времени τ , может быть определена как:

$$N_m = L_m / \tau$$

$$N_m = N_{тр} + N_{ва} + N_{го} + N_k$$

где: $N_{тр} + N_{ва} + N_{го} + N_k$ - соответственно затраты мощности на трение, привод вспомогательных агрегатов, газообмен и мощность, затрачиваемая на компрессор с механическим приводом.

Среднее давление механических потерь p_m , или удельная работа механических потерь в цикле, приходящаяся на единицу рабочего объема цилиндра

$$p_m = V_m / V_h,$$

или с учетом перечисленных составляющих механических потерь

$$p_m = p_{тр} + p_{ва} + p_{го} + p_k.$$

По аналогии с индикаторными показателями, мощность механических потерь может быть представлена как

$$N_m = p_m \frac{iV_h n}{30 \cdot \tau},$$

Потери на трение составляют порядка 80% всех составляющих механических потерь. Из них до 50...60% - потери на трение цилиндропоршневой группе и порядка 20...30% - потери на трение в подшипниках коленчатого вала. Доля потерь на привод вспомогательных агрегатов достигают 15...20%, потери на газообмен могут составлять 15...20%, затраты на приводной нагнетатель – до 10%. Потери на трение связаны как с нагрузкой, так и с частотой вращения двигателя.

Величина среднего давления механических потерь может быть приблизительно определена в зависимости от средней скорости поршня $W_{n.cр}$ в виде линейной зависимости:

$$p_m = a + bW_{n.cр}.$$

Среднестатистические значения коэффициентов a и b можно определить по справочным данным (Таблица 1.9).

Таблица 1.9 – Среднестатистические значения коэффициентов a и b

Двигатель	a , МПа	b , МПа·с/м
Бензиновые двигатели		
при отношении хода поршня к диаметру цилиндра S/D:		
S/D >1	0,05	0,0155
S/D <1	0,04	0,0135
Дизели с неразделенной камерой сгорания	0,105	0,0125
Дизели с разделенной камерой сгорания	0,105	0,0138

Значения среднего давления механических потерь составляет порядка 0,15...0,25 для бензиновых двигателей и 0,15...0,3 для дизелей.

Эффективные показатели двигателя. Эффективные показатели двигателя характеризуют энергию, передаваемую потребителю на коленчатый вал. К эффективным показателям двигателя относят эффективную работу цикла L_e , эффективную мощность N_e , среднее эффективное давление p_e , удельный эффективный расход топлива g_e , и эффективный КПД η_e .

Эффективные показатели двигателя ниже индикаторных показателей на величину внутренних (механических) потерь двигателя.

Эффективная работа цикла:

$$L_e = L_i - L_m.$$

Эффективная мощность двигателя:

$$N_e = N_i - N_m .$$

Среднее эффективное давление:

$$p_m = p_i - p_m .$$

По аналогии с индикаторными показателями, эффективная мощность может быть определена как работа L_e , совершаемая в единицу времени τ $N_e = L_e/\tau$, или:

$$N_e = p_e \frac{iV_h n}{30 \cdot \tau} .$$

Среднее эффективное давление, или удельная эффективная работа может быть выражена как:

$$p_e = \frac{N_e 30 \tau}{iV_h N} .$$

Эффективный КПД η_e характеризует эффективность использования теплоты в действительном цикле двигателя, и определяется как соотношение теплоты, преобразованной в механическую работу (эффективной работы) L_e ко всей теплоте, введенной в цикл с топливом Q_1 :

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} .$$

Разделив числитель и знаменатель на время $\tau, сек$, после преобразования уравнения получим:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_e}{q_{ц} H_u} = \frac{L_e/\tau}{(q_{ц}/\tau) H_u} = \frac{N_e}{G_T H_u} = \frac{1}{g_e \cdot H_u} ,$$

где: $g_e = G_T/N_e$ – удельный эффективный расход топлива.

Механический КПД оценивает степень совершенства преобразования индикаторной работы в цилиндре в механическую работу на коленчатом валу, и определяется как соотношение соответствующих параметров работы, мощности или величины среднего давления:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} .$$

Следовательно, $L_e = L_i \eta_m$, $N_e = L_i \eta_m$, $p_e = p_i \eta_m$.

Поскольку $\eta_e = L_e/Q_1$, $L_e = L_i \eta_m$, а $L_i/Q_1 = \eta_i$, то $\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_i \eta_m}{Q_1}$, или $\eta_e = \eta_i \eta_m$.

Величину механического КПД среднего эффективного давления для номинального режима работы двигателей можно определить по справочным данным (Таблица 1.10).

Таблица 1.10 – Величина механического КПД среднего эффективного давления для номинального режима работы двигателей

двигатель	η_m	p_e , МПа
четырехтактные бензиновые двигатели	0,70...0,85	0,7...0,95
четырехтактные газовые двигатели	0,75...0,85	0,6...0,85
четырехтактные дизели	0,70...0,82	0,55...0,85
четырехтактные дизели с наддувом	0,80...0,90	0,70...2,40

Для сравнительной для оценки тепловой, динамической напряженности, степени форсированности двигателей используются понятия удельной мощности. Удельная литровая мощность N_l , кВт/л и удельная поршневая мощность N_n , кВт/дм², определяют мощность двигателя, получаемую соответственно с единицы площади поршня N_l и с единицы рабочего объема цилиндра N_n :

$$N_l = \frac{N_e}{i \cdot V_h} = \frac{p_e \cdot n}{30\tau},$$

$$N_n = \frac{N_e}{\Sigma F_n} = \frac{N_e}{i \cdot \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e \cdot S \cdot n}{30\tau},$$

где: F_n, S - площадь и ход поршня, в дм² и дм соответственно
 i - число цилиндров.

Значения литровой и поршневой мощностей автотракторных двигателей можно определить по справочным данным (Таблица 1.11). Большие значения относятся к инжекторным двигателям и дизелям с высоким давлением впрыска (типа Common rail) и другим, с электронным управлением.

Таблица 1.11 – Значения литровой и поршневой мощности двигателей

Типы двигателей	N_l , кВт/л	N_n , кВт/дм ²
<i>Двигатели с искровым зажиганием:</i>		
легковых автомобилей	15...41	17...33 и выше
грузовых автомобилей	11...33	11...22 и выше
<i>Дизели:</i>		
автомобильные	10...18	13... 25
тракторные	7...15	8...15

Глава 8. Тепловой баланс двигателя

Тепловой баланс двигателя характеризует распределение теплоты топлива, поступившего в цилиндры двигателя на полезную работу и возможные тепловые потери. Расчет составляющих теплового баланса позволяет оценить совершенство организации рабочего процесса двигателя, определить величины тепловых потерь в систему охлаждения и с отработавшими газами, определить

резервы в улучшении топливной экономичности двигателя.

Уравнение теплового баланса может быть представлено в виде:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_{ог} + Q_{нс} + Q_{ост}$$

где: Q_o - теплота, введенная в цилиндры двигателя с топливом:

$$Q_o = G_T \cdot H_u, \text{ кДж/ч}$$

Q_e - теплота, превращенная в полезную, эффективную работу:

$$Q_e = Q_o \cdot \eta_e, \text{ кДж/ч}$$

$Q_{охл}$ - теплота, отведенная в систему охлаждения и смазочную систему, определяется по эмпирической формуле:

$$Q_{охл} = c \cdot iD^{1+2m} \cdot n^m \left(\frac{H_u - \Delta H_u}{\alpha H_u} \right) 3,6,$$

где: $c=0,4...0,52$ - эмпирический коэффициент пропорциональности;

i - число цилиндров двигателя;

D - диаметр цилиндра, см;

n - частота вращения коленчатого вала, об/мин;

m - 0,6...0,7-эмпирический коэффициент;

H_u - низшая используемая теплота сгорания, кДж/кг;

ΔH_u - потери теплоты на химическую неполноту сгорания, топлива, кДж/кг

α - коэффициент избытка воздуха;

$Q_{ог}$ - теплота, унесенная с отработавшими газами, КДж/ч

$$Q_{ог} = G_T (M_2 c'_p T_r - M_1 c_p T_o),$$

где: c'_p, c_p - молярные теплоемкости продуктов сгорания и свежего заряда,

T_r - температура отработавших газов на выходе из глушителя (на 150...200° меньше T_r)

G_T - часовой расход топлива, кг/ч;

T_r, T_o - температуры отработавших газов и свежего заряда;

$Q_{нс}$ - теплота потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива (при $\alpha < 1$), кДж/ч; $Q_{нс} = \Delta H \cdot G_T$;

M_1, M_2 - количество свежего заряда и продуктов сгорания на 1 кг топлива, кмоль/кг;

$Q_{ост}$ - остаточный член теплового баланса, характеризующий неучтенные потери теплоты и точность расчета теплового баланса, кДж/ч:

$$Q_{ост} = Q_o - Q_e - Q_{охл} - Q_{ог} - Q_{нс};$$

Тепловой баланс удобно представлять в относительных единицах, где

каждый член выражается в процентах от количества теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$q_e + q_{\text{охл}} + q_{\text{ог}} + q_{\text{нс}} + q_{\text{ост}} = 100\%,$$

где: $q_i = Q_i/Q_o$ – составляющие теплового баланса, 100%,

Примерные значения составляющих теплового баланса автотракторных двигателей для номинального режима работы можно определить по справочным данным (Таблица 1.12).

Таблица 1.12 – Примерные значения составляющих теплового баланса автотракторных двигателей для номинального режима работы

Двигатель	$q_e, \%$	$q_{\text{охл}}, \%$	$q_{\text{ог}}, \%$	$q_{\text{нс}}, \%$	$q_{\text{ост}}, \%$
Бензиновые с искровым зажиганием карбюраторный	25...33	14...28	30...50	0...45	3...10
	32...38	24...28	25...32	0...6	1...4
Дизели					
	31...40	15...35	25...45	0...5	2...5
с наддувом и электронным управлением	38...42	30...35	27...30	1...2	2...3

Глава 9. Пример теплового расчёта бензинового ДВС

Исходные условия для расчета.

Рассматривается расчет рабочего цикла четырехтактного бензинового двигателя номинальной мощностью $N_e = 65,5 \text{ кВт}$ при номинальной частоте вращения $n = 5000$ об/мин. Представлены лишь расчетные формулы и конечные результаты, полученные на ЭВМ.

Ряд величин, используемых в расчете выбирается на усмотрение учащегося, и с учетом показателей двигателя-прототипа. (Выбранные для расчета величины могут не быть оптимальными и представлены в качестве примера). Выбираются число цилиндров проектируемого двигателя $i=4$; камера сгорания клиновья, в головке блока цилиндров; степень сжатия $\varepsilon=10,3$; без наддува; коэффициент избытка воздуха $\alpha=0,95$, топливо бензин, с фракционным составом $C=0,855$, $H=0,145$, $O_T=0,0$, молярная масса топлива $\mu_T=114$; низшая теплота сгорания $H_u=44 \text{ МДж/кг}$. Температура окружающей среды $T_o=288 \text{ К}$ и давление $p_o=0,1 \text{ МПа}$.

Расчет процесса выпуска.

Давление остаточных газов $p_r=(1,05-1,25)p_o=0,105 \text{ МПа}$, и температура $T_r=970 \text{ К}$ выбираются на основании статистических данных.

Расчет процесса впуска.

Давление заряда в конце впуска p_a с учетом гидравлических потерь $p_a=p_o-\Delta p_a=(0,1-0,01)p_o=0,09 \text{ МПа}$.

Подогрев воздуха во впускной системе принимаем $\Delta T_k = 30^\circ$.

Коэффициент остаточных газов γ :

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r} = 0,041.$$

Температура заряда в конце впуска T_a определяется:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma T_r) / (1 + \gamma) = 334 \text{ K}.$$

Коэффициент наполнения η_v для четырехтактных двигателей:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot P_a - P_r}{P_k} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} = 0,84.$$

Расчет процесса сжатия

Приняв показатель полтропы сжатия $n_l = 1,35$, определяем давление p_c и температуру T_c заряда в конце сжатия:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_l} = 2 \text{ МПа},$$
$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1} = 755 \text{ K}.$$

Расчет процесса сгорания

Расчет процесса сгорания проводится в два этапа: термохимический расчет для определения количества рабочего тела и термодинамический расчет для оценки параметров состояния рабочего тела.

Термохимический расчет процесса сгорания

Расчеты рабочего цикла выполняются при допущении, что в цилиндр поступает единица топлива - 1 кг, и для его сгорания необходимо L_0 кг или l_0 кмоль воздуха:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) = 14,95 \text{ кг},$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right) = 0,517 \text{ кмоль}.$$

Количество поступающего свежего заряда (воздуха) M_1 ,

$$M_1 = \alpha l_0 + \frac{1}{\mu_T} = 0,499 \text{ кмоль}.$$

Количество остаточных газов в цилиндре M_r

$$M_r = \gamma \cdot M_1 = \gamma \alpha l_0 = 0,02 \text{ кмоль}.$$

Количество заряда M_c , находящегося в цилиндре в конце сжатия

$$M_c = M_1 + M_r = 0,519 \text{ кмоль}.$$

Количество продуктов сгорания M_2 богатых смесей бензинового ДВС ($\alpha < 1$):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot \alpha l_0 = 0,533 \text{ кмоль}.$$

Количество заряда в цилиндре к концу сгорания M_z :

$$M_z = M_2 + M_r = 0,553 \text{ кмоль.}$$

Коэффициент молярного изменения μ_0 горючей смеси и действительный коэффициент молярного изменения μ_d рабочей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1,066.$$

Термодинамический расчет процесса сгорания.

Для выполнения расчета предварительно необходимо задать коэффициент использования ξ теплоты в ходе сгорания принят $\xi = 0,95$ и вычислить теплоемкости смеси.

Изохорная теплоемкость свежего заряда C_{v1} , определяется в зависимости от температуры T_c , K :

$$C_{v1} = A_1 + B_1 T_c = 19,8798 + 0,002638 T_c = 21,87 \text{ кДж/(кмоль град).}$$

Изохорная теплоемкость продуктов сгорания C_{v2} зависит от температуры остаточных газов T_r и состава рабочего тела:

$$C_{v2} = A_2 + B_2 T_c, \text{ кДж/(кмоль град),}$$

$$\text{при } \alpha < 1: A_2 = 21,097 + 0,921 / \alpha; \quad B_2 = (15,491 + 13,816 / \alpha) 10^{-4}:$$

$$C_{v2} = A_2 + B_2 T_c = 30,17 \text{ кДж/(кмоль град).}$$

Изобарная теплоемкость продуктов сгорания, с учетом величины универсальной газовой постоянной R :

$$C_{p2} = C_{v2} + R = 38,48 \text{ кДж/кмоль град.}$$

Максимальная температура цикла рассчитывается из уравнения теплового баланса процесса сгорания с-z: $Q_z = Q_c + Q_{cz}$.

Или с учетом формул расчета теплоты ($Q = cMT$) и уравнения состояния идеального газа ($PV = MRT$), уравнения теплового баланса можно преобразовать к виду:

$$C_{v1} T_c + \frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{\alpha l_o (1 + \gamma)} = C_{v2} \mu_d T_z.$$

Потери теплоты из-за химической неполноты сгорания топлива ($\alpha < 1$)

$$\Delta H_u = 120 \cdot 10^3 (1 - \alpha) l_o = 2972 \text{ кДж/кг.}$$

Учет теплоемкостей и потерь в уравнении сгорания и его преобразование к квадратичному виду $AT_z^2 + BT_z + C = 0$ позволяет определить максимальную температуру цикла T_z

$$T_z = \frac{-\mu_d A_2 + \sqrt{(\mu_d A_2)^2 + 4 \mu_d B_2 S}}{2 \mu_d B_2} = 2893 \text{ K}$$

где:

$$S = C_{v1} T_c + \frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{\alpha l_o (1 + \gamma)}$$

Максимальное расчетное давления сгорания:

$$p_z' = p_c \mu_d \cdot T_z / T_c = 7,9 \text{ МПа.}$$

Степень повышения давления при сгорании: $\lambda_p = p_z / p_c = 4,07$.

Действительное максимальное давление сгорания:

$$p_z = \varphi p_z' = 0,85 p_z' = 6,7 \text{ МПа.}$$

Расчет процесса расширения

Расчет процесса расширения проводят для политропного процесса расширения $p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}$.

Показатель политропы расширения принимаем $n_2 = 1,26$.

Давление p_b и температура T_b конца расширения:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = 0,452 \text{ МПа, и } T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = 970 \text{ К.}$$

Правильность выбора исходных температуры T_r и давления остаточных газов p_r проверяется по формуле:

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}}.$$

В представленном расчете $T_r' = 970 \text{ К}$, что соответствует выбранной ранее величины $T_r = 970 \text{ К}$ и удовлетворительно для точности расчета цикла.

Расчет показателей рабочего цикла и двигателя.

Расчетное среднее индикаторное давление цикла p_i'

$$p_i' = \frac{p_a}{\varepsilon-1} \left[\frac{\lambda_p}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 1,247 \text{ МПа.}$$

С учетом коэффициента полноты индикаторной диаграммы $\phi_d = 0,95$, Действительное среднее индикаторное давление p_i :

$$p_i = \phi_d \cdot p_i' = 1,19 \text{ МПа.}$$

Индикаторный кпд:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \ell_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_B \cdot \eta_V} = 0,383.$$

Удельный индикаторный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} = 214 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Среднее давление механических потерь

С учетом средней скорости поршня $c_n = S n / 30 \text{ м/с}$, и коэффициентов a , b , характеризующих конструктивные особенности двигателя-прототипа:

$$p_m = a + b c_n = 0,205 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление:

$$p_e = p_i - p_m = 0,98 \text{ МПа.}$$

Механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 0,83.$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,32.$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_u} = 259 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Часовой расход топлива двигателя на номинальном режиме:

$$G_T = g_e \cdot N_e / 10^3 = 16,9 \text{ кг/ч.}$$

Размеры цилиндропоршневой группы

Рабочий объем цилиндра:

$$V_{\square} = \frac{30\tau \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = 0,401 \text{ л.}$$

Так как $V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6}$, и принимая соотношение хода поршня и диаметра $S/D = 0,87$, определим диаметр и ход поршня

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_{\square}}{\pi \left(\frac{S}{D}\right)}} = 82 \text{ мм}; S = 76 \text{ мм.}$$

Удельная литровая мощность:

$$N_l = \frac{N_e}{i \cdot V_{\square}} = \frac{p_e \cdot n}{30\tau} = 41,0 \text{ кВт/л.}$$

Удельная поршневая мощность:

$$N_n = \frac{N_e}{\Sigma F_n} = \frac{N_e}{i \cdot \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e \cdot S \cdot n}{30\tau} = 31,0 \text{ кВт/дм}^2$$

Глава 10. Пример теплового расчёта дизельного ДВС

Исходные условия для расчета.

Рассматривается расчет рабочего цикла четырехтактного дизельного двигателя номинальной мощностью $N_e = 146 \text{ кВт}$ при номинальной частоте вращения $n = 2100 \text{ об/мин}$. Представлены лишь расчетные формулы и конечные результаты, полученные на ЭВМ.

Ряд величин, используемых в расчете выбирается на усмотрение

учащегося, и с учетом показателей двигателя-прототипа. (Выбранные для расчета величины могут не быть оптимальными и представлены в качестве примера). Выбираются число цилиндров проектируемого двигателя $i=6$; камера сгорания неразделенного типа в поршне; степень сжатия $\varepsilon=17,0$; использование наддува $\pi_k = p_k/p_o = 1,13$; коэффициент избытка воздуха $\alpha=1,6$, топливо дизельное, с фракционным составом $C=0,87$, $H=0,126$, $O_T=0,004$, низшая теплота сгорания $H_u=42$ МДж/кг. Температура окружающей среды $T_o=288$ К и давление $p_o=0,1$ МПа.

Расчет процесса выпуска.

Давление остаточных газов $p_r = (1,05-1,25)p_o = 0,12$ МПа, и температура $T_r=800$ К выбираются на основании статистических данных.

Расчет процесса впуска.

Давление воздуха после компрессора $p_k = \pi_k p_o = 0,13$ МПа.

Давление заряда в конце впуска p_a с учетом гидравлических потерь:

$$p_a = p_k - \Delta p_a = (0,85-0,9)p_k = 0,119 \text{ МПа.}$$

Температура воздуха после компрессора, с учетом принятых значений политропы сжатия в компрессоре $n_k=1,6$ и снижении температуры в охладителе надувочного воздуха после компрессора ΔT_k (например $\Delta T_k=30^\circ$)

$$T_k = T_o (p_k/p_o)^{\frac{n_k-1}{n_g}} - \Delta T_k = 323 \text{ К.}$$

Коэффициент остаточных газов γ определим, допуская итоговое увеличение температура подогрева свежего заряда в ходе впуска $\Delta T=10^\circ$:

$$\gamma = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = 0,022.$$

Температура заряда в конце впуска T_a определяется:

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma T_r) / (1 + \gamma) = 290 \text{ К}$$

Коэффициент наполнения η_v для четырехтактных двигателей:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot p_a - p_r}{p_k} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} = 0,90.$$

Расчет процесса сжатия

Приняв показатель политропы сжатия $n_1=1,35$, определяем давление p_c и температуру T_c заряда в конце сжатия:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 5,94 \text{ МПа}$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 797 \text{ К}$$

Расчёт процесса сгорания

Расчет процесса сгорания проводится в два этапа: термохимический расчет для определения количества рабочего тела и термодинамический расчет для оценки параметров состояния рабочего тела.

Термохимический расчет процесса сгорания.

Расчеты рабочего цикла выполняются при допущении, что в цилиндр поступает единица топлива - 1кг, и для его сгорания необходимо L_0 кг или l_0 кмоль воздуха:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) = 14,35 \text{ кг.}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right) = 0,499 \text{ кмоль.}$$

Количество поступающего свежего заряда (воздуха) M_1 ,

$$M_1 = \alpha L_0 = 0,899 \text{ кмоль.}$$

Количество остаточных газов в цилиндре M_r :

$$M_r = \gamma \cdot M_1 = \gamma \alpha L_0 = 0,025 \text{ кмоль.}$$

Количество заряда M_c , находящегося в цилиндре в конце сжатия:

$$M_c = M_1 + M_r = 0,924 \text{ кмоль}$$

Количество продуктов сгорания M_2 для бедных смесей дизеля ($\alpha > 1$):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208)L_0 = 0,931 \text{ кмоль.}$$

Количество заряда в цилиндре к концу сгорания в точке z M_z :

$$M_z = M_2 + M_r = 0,956 \text{ кмоль.}$$

Коэффициент молярного изменения μ_0 горючей смеси и действительный коэффициент молярного изменения μ_d рабочей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1,035.$$

$$\mu_d = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = 1,034.$$

Термодинамический расчет процесса сгорания.

Для выполнения расчета предварительно необходимо задать коэффициент использования ξ теплоты в ходе сгорания принят $\xi = 0,88$ и вычислить теплоемкости смеси.

Изохорная теплоемкость свежего заряда C_{v1} , определяется в зависимости от температуры T_c , К:

$$C_{v1} = A_1 + B_1 T_c = 19,8798 + 0,002638 \cdot T_c = 22,12 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Изохорная теплоемкость продуктов сгорания C_{V2} зависит от температуры остаточных газов T_r и состава рабочего тела:

$$C_{V2} = A_2 + B_2 T_C, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}},$$

при $\alpha > 1$: $A_2 = 19,422 + 2,596 \cdot \alpha$; $B_2 = (15,491 + 13,816 \cdot \alpha) 10^{-4}$:

$$C_{V2} = A_2 + B_2 T_C = 27,53 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}}.$$

Изобарная теплоемкость продуктов сгорания, с учетом величины универсальной газовой постоянной R :

$$C_p = C_V + R = 35,85 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}}.$$

Максимальная температура цикла рассчитывается из уравнения теплового баланса процесса сгорания $s-z$: $Q_z = Q_c + Q_{cz} - L_{zz}'$. Или с учетом формул расчета теплоты ($Q = cMT$) и уравнения состояния идеального газа ($PV = MRT$), уравнения теплового баланса можно преобразовать к виду:

$$(C_{V1} + \lambda \cdot 8,314)T_C + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0(1+\gamma)} = C_{P2} \mu_D T_Z.$$

Подстановка теплоемкостей в уравнение сгорания преобразует его к квадратичному виду $AT_z^2 + BT_z + C = 0$ и позволяет определить максимальную температуру цикла:

$$T_2 = \frac{-\mu_D(A_2 + 8,314) + \sqrt{(\mu_D(A_2 + 8,314))^2 + 4\mu_D B_2 S}}{2\mu_D B_2} = 2030 \text{ K},$$

где:
$$S' = (C_{V1} + \lambda_p 8,314)T_C + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0(1+\gamma)}.$$

Для ограничивая максимального давления, принимаем значение $\lambda_p = 1,6$, Максимальное давление газов в конце сгорания p_z , дизеля:

$$p_z = \lambda_p p_c = 9,9 \text{ МПа}.$$

Продолжение сгорания в ходе расширения учитывается степенью предварительного расширения: $\rho = \mu_D \cdot T_z / \lambda_p T_c = 1,45$.

Расчет процесса расширения

Давление p_b и температуру T_b конца расширения определяют из уравнения политропного процесса: $p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}$.

Показатель политропы расширения принимаем $n_2 = 1,23$, а степень последующего расширения определяем, как: $\delta = V_b / V_z = \frac{\varepsilon}{\rho} = 12,39$,

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = 0,43 \text{ МПа} \text{ и } T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = 1004 \text{ К.}$$

Правильность выбора исходных температуры T_r и давления остаточных газов p_r проверяется по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}}$$

В представленном расчете $T_r' = 777 \text{ К}$. Расхождение с величиной $T_r = 800 \text{ К}$ не превышает 5%, что удовлетворительно для точности расчета цикла.

Расчет показателей рабочего цикла и двигателя.

Среднее индикаторное давление цикла p_i :

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon-1} \left[\lambda_\rho (\rho - 1) + \frac{\lambda_\rho \rho}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 1,43 \text{ МПа.}$$

С учетом скругления индикаторной диаграммы $\varphi_\delta = 0,95$, действительное среднее индикаторное давление p_i :

$$p_i = \varphi_\delta \cdot p_i = 1,38.$$

Индикаторный кпд:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_B \cdot \eta_V} = 0,436.$$

Удельный индикаторный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} = 194 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

Среднее давление механических потерь

С учетом средней скорости поршня $c_n = S n / 30 \text{ м/с}$, и коэффициентов a , b , характеризующих конструктивные особенности двигателя-прототипа:

$$p_m = a + b c_n = 0,206 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление:

$$p_e = p_i - p_m = 1,17 \text{ МПа.}$$

Механический кпд:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 0,85.$$

Эффективный кпд:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,37.$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_u} = 228 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Часовой расход топлива двигателя на номинальном режиме:

$$G_T = g_e \cdot N_e / 10^3 = 42,3 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Размеры цилиндропоршневой группы

Рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{30\tau \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = 2,06 \text{ л}.$$

Так как $V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6}$, и принимая соотношение хода поршня и диаметра $S/D = 0,75$, определим диаметр и ход поршня:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}} = 152 \text{ мм}, S = 114 \text{ мм}.$$

Удельная литровая мощность:

$$N_l = \frac{N_e}{i \cdot V_h} = \frac{p_e \cdot n}{30\tau} = 22,4 \frac{\text{кВт}}{\text{л}}.$$

Удельная поршневая мощность:

$$N_n = \frac{N_e}{\sum F_n} = \frac{N_e}{i \cdot \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e \cdot S \cdot n}{30\tau} = 25,5 \frac{\text{кВт}}{\text{дм}^2}.$$

РАЗДЕЛ 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатели тракторов и автомобилей эксплуатируются на различных скоростных и нагрузочных режимах.

На каждом режиме работы развиваемая двигателем мощность должна соответствовать мощности внешней нагрузки. В общем случае внешняя нагрузка не остается постоянной, поэтому и двигатель работает в условиях неустановившихся режимов. Однако, при простейшем анализе работы двигателей, мы рассматриваем его работу в условиях стационарных режимов, при которых в течение определенного промежутка времени, как режимы работы, так и параметры, их определяющие могут считаться постоянными. Работающий двигатель может развивать мощность, необходимую для выполнения внешней работы при различном сочетании частоты вращения и нагрузки, а также при разном сочетании регулировок угла опережения зажигания, состава горючей смеси, и ряда иных факторов, определяющих работу двигателя.

На разных режимах работы мы предъявляем к двигателю требования «оптимальности» - удовлетворять тем или иным условиям на каждом из возможных режимов работы – развивать максимально возможную мощность, иметь наилучшую топливную экономичность, работать с минимальными выбросами токсичных компонентов отработавших газов и многие другие требования.

Для выбора режимов работы и поиска регулировок двигателя, сочетание которых должно обеспечивать те или иные «оптимальные» параметры, показатели двигателя принято анализировать в искусственно созданных условиях, когда многие из факторов, влияющих на работу двигателя фиксируются неизменными, а влияние других подлежит анализу.

Графическое представление зависимостей основных показателей двигателя - мощностных, экономических, токсических от нагрузки, частоты вращения, регулировок двигателя или иных факторов, определяющих работу двигателя, называются характеристиками двигателя.

Подобные зависимости, для облегчения их графической интерпретации при анализе, как правило, представляются в функции одного или двух параметров. В качестве функций, на графиках могут быть представлены не только мощностные, экономические и токсические показатели двигателя, но и регулировки, определяющие изменение названных функций, а также основные характеристики рабочих процессов рабочего цикла и др.

В соответствии с выбором того или иного фактора в качестве аргумента, влияние которого анализируется, мы уделяем особое внимание следующим характеристикам:

-регулируемые характеристики – необходимы для понимания влияния каких-либо параметров, связанных с управлением исполнительных элементов, на эффективные показатели двигателя, например, по углу опережения зажигания в бензиновом двигателе или углу опережения впрыскивания в дизеле, составу смеси или иному регулирующему параметру;

-нагрузочные характеристики – необходимы для оценки показателей двигателя на различных нагрузках, но при постоянной частоте вращения;

-скоростные характеристики – необходимы для анализа показателей двигателя при изменении частоты вращения, но неизменности органов регулирования мощности, или просто при постоянной нагрузке;

-паспортные характеристики двигателя – отражают наилучшие мощностные и экономические показатели, гарантируемые заводом-изготовителем – внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя и регуляторная характеристика дизеля;

-специальные характеристики – необходимы для оценки показателей двигателя в определенных оговоренных условиях.

Глава 1. Регулируемые характеристики

Регулируемые характеристики двигателя по углу опережения зажигания и по углу опережения впрыскивания топлива. Регулируемой характеристикой двигателя по углу опережения зажигания называется зависимость мощностных, экономических, токсических и других показателей двигателя от угла опережения зажигания:

$$N_e, G_T, g_e \dots = f(\theta_3).$$

Характеристика снимается при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя ($n = const$), фиксированном положении дроссельной заслонки ($\varphi_{op} = const$), а значит и при постоянном расходе воздуха ($G_a = const$) и постоянном расходе топлива ($G_T = const$). Переменным фактором является угол опережения зажигания θ_3 .

Характеристика позволяет установить влияние угла опережения зажигания на мощность, удельный расход топлива и другие показатели, а также определить оптимальный угол опережения, соответствующий получению максимальной мощности и наилучшей топливной экономичности на заданном скоростном и нагрузочном режиме. Данные характеристики получают для множества возможных режимов работы, отличающихся частотой вращения, положениями дроссельной заслонки, температурным состоянием двигателя и т.д. Полученные данные впоследствии используют для получения алгоритмов изменения

оптимального угла опережения зажигания для бортовых микропроцессорных систем управления двигателем.

Регулировочная характеристика бензинового двигателя по углу опережения зажигания имеет вид зависимости показателей, таких как эффективная мощность, удельный эффективный расход топлива, часовой расход топлива от угла опережения зажигания (Рисунок 2.1). Поскольку характеристика

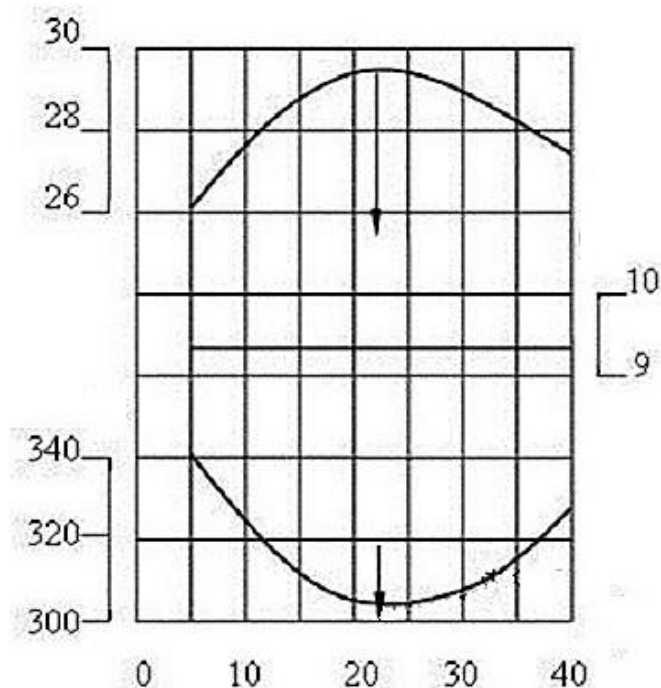


Рисунок 2.1 – Регулировочная характеристика бензинового двигателя

значения $\theta_3 > \theta_{3opt}$ называют ранними углами.

снимается на постоянной частоте вращения, при постоянном часовом расходе топлива, величина удельного расхода топлива обратно пропорциональна эффективной мощности: $g_e = G_T / N_e \approx \text{const} (1 / N_e)$. То есть, экстремальные значения мощности и удельного расхода топлива обеспечиваются при одном и том же оптимальном угле опережения зажигания θ_{3opt} . При отклонении угла опережения зажигания от оптимального значения, показатели двигателя ухудшаются. Возможные значения угла опережения зажигания $\theta_3 < \theta_{3opt}$ называют поздними углами, а

Теоретически наилучшие показатели двигателя могли быть получены при мгновенном выделении теплоты в ВМТ, что обеспечило бы высокие давления, температура, скорость сгорания, максимальную степень расширения продуктов сгорания и максимальный КПД цикла. В действительности для сгорания рабочей смеси требуется некоторое время, за которое поршень проходит определенный путь, а условия горения заряда меняются.

Характер влияния угла опережения зажигания на процесс сгорания показан на развернутой индикаторной диаграмме, представляющей собой диаграмму изменения давления газов в цилиндре двигателя в функции угла поворота коленчатого вала (Рисунок 1.18).

Оптимальным углом опережения зажигания является угол, при котором сгорание основной массы заряда происходит при положении поршня вблизи ВМТ. На индикаторной диаграмме это обычно соответствует достижению максимального давления сгорания p_z при $12...15^\circ$ п.к.в. после ВМТ (Рисунок 1.18, кривая 1). Часть топлива сгорает до ВМТ, увеличивая работу на сжатие заряда. Однако, быстрое горение заряда, высокая степень расширения продуктов

сгорания после ВМТ обеспечивает эффективное выделение тепла в процессе расширения. Относительно низкие потери теплоты в стенки камеры сгорания и с отработавшими газами обеспечивают наилучшие мощностные и экономические показатели двигателя.

При позднем зажигании процесс воспламенения топливно-воздушного заряда приближается к ВМТ. Доля топлива, сгорающего в процессе сжатия уменьшается, сгорание основной массы заряда смещается на линию расширения, но происходит при значительно увеличивающемся объеме над поршнем (Рисунок 1.18, кривая 2). Как следствие - максимальные давление и температура сгорания уменьшаются, но текущие давления и температуры сгорания на линии расширения увеличиваются. Полезная работа расширения снижается, а тепловые потери в стенки цилиндра и с отработавшими газами увеличиваются. Это приводит к снижению мощности двигателя и уменьшению индикаторного КПД цикла. Вследствие уменьшения развиваемой двигателем мощности возрастает относительный уровень механических потерь, т.е. уменьшается механический КПД, в целом уменьшается эффективность цикла, оцениваемая эффективным КПД, и возрастает удельный расход топлива g_e .

При работе двигателя со слишком поздним углом опережения зажигания увеличение тепловых потерь в стенки цилиндра и с отработавшими газами, является причиной перегрева двигателя.

При раннем зажигании (Рисунок 1.18, кривая 3) возрастает количество заряда, которое выгорает в процессе сжатия до ВМТ, что увеличивает работу сжатия заряда и снижает долю топлива, сгорающего на линии расширения. Максимальное давление и температура цикла возрастают, но увеличиваются и тепловые потери в стенки цилиндра, а также массовые потери заряда вследствие прорыва газа через зазоры поршневых колец. Количество теплоты, идущей на совершение полезной работы в процессе расширения уменьшается, и мощность двигателя снижается. Уменьшение эффективности выделения теплоты и увеличение тепловых потерь характеризуются уменьшением индикаторного КПД цикла.

Возрастание работы сжатия заряда, большие максимальные давления цикла увеличивают трение, т.е. механические потери, и уменьшают механический КПД. Поэтому эффективный КПД уменьшается, а удельный расход топлива возрастает.

При работе двигателя с ранним углом опережения зажигания, повышение давления и температуры цикла могут являться причиной возникновения детонационного сгорания топлива. Работа двигателя с детонационным сгоранием недопустима.

В бензиновом двигателе значение оптимального угла опережения зажигания корректируется в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя.

С ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя сокращается время цикла. Несмотря на интенсивное сгорание основной массы топлива, развитие начального очага пламени ухудшается вследствие повышенной турбулизации заряда. Это может приводить к смещению основной фазы горения на процесс расширения и ухудшению показателей двигателя. Чтобы компенсировать затягивание начальной фазы сгорания, и сжигать основную массу топлива ближе к ВМТ, надо увеличивать угол опережения зажигания при повышении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Оптимальный угол опережения зажигания изменяется и в функции нагрузки двигателя. Наименьшее значение угла опережения зажигания θ_3 соответствует хорошим условиям воспламенения и сгорания при работе двигателей на полной нагрузке. С уменьшением нагрузки оптимальный угол опережения зажигания возрастает. Объясняется это тем, что по мере снижения нагрузки и прикрытия дроссельной заслонки снижается коэффициент наполнения и возрастает коэффициент остаточных газов, уменьшается турбулизация заряда, снижаются давления и температуры цикла. Эти факторы ухудшают условия воспламенения, уменьшают скорости сгорания топливно-воздушного заряда, приводят к увеличению длительности всех фаз сгорания и определяют необходимость увеличения оптимального угла опережения зажигания.

Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения впрыскивания имеет вид, аналогичный характеристике бензинового двигателя по углу опережения зажигания. Как показано в разделе 1, дизель имеет значительные отличия в процессах сгорания по сравнению с бензиновым двигателем. Однако особенности процесса сгорания в дизеле не изменяют принципиального влияния угла опережения впрыскивания на показатели двигателя (Рисунок 2.2). Оптимальный угол опережения впрыскивания обеспечивает сгорание основной массы заряда в зоне ВМТ. Смещение сгорания на линию расширения при поздних углах опережения впрыскивания, как и увеличение доли топлива сгорающего в процессе сжатия при раннем угле опережения впрыскивания ухудшают мощностные и экономические показатели дизеля.

В связи с особенностями внутреннего смесеобразования, неравномерностью состава смеси и температур заряда в цилиндре в дизелях не наблюдается детонация. Однако при раннем впрыске возможно появление стуков, вызванных повышенной жесткостью процесса сгорания.

В дизеле значение оптимального угла опережения впрыскивания топлива также необходимо корректировать в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала уменьшается теплоотдача от заряда в стенки цилиндра, возрастают давление и температура заряда, усиливается интенсивность движения воздуха. Это улучшает физико-химическую подготовку смеси и сокращает по времени период задержки воспламенения. Однако длительность основных фаз сгорания, выраженная в градусах поворота коленчатого вала, увеличивается, так как при увеличении частоты вращения скорость развития предпламенных процессов

увеличивается медленнее, чем уменьшается время, отводимое на рабочий цикл. В результате сгорание в основных фазах смещается на такт расширения, и показатели двигателя ухудшаются. Для того чтобы обеспечить сгорание основной массы топлива при положении поршня вблизи ВМТ, надо увеличивать угол опережения впрыскивания.

При снижении нагрузки оптимальный угол опережения впрыскивания должен уменьшаться. Это связано с тем, что при уменьшении цикловой подачи уменьшаются количество выделившейся теплоты, температура деталей и воздушного заряда, т.е. несколько ухудшаются условия воспламенения. Для сохранения неизменных условий воспламенения заряда в первой фазе надо начинать впрыскивать топливо позднее, ближе к ВМТ, в среду с большим давлением и температурой. Так как снижение цикловой подачи осуществляется за счет сокращения длительности впрыска, то, учитывая некоторое уменьшение угла опережения впрыскивания, сгорание меньшего количества топлива происходит по-прежнему, в районе ВМТ.

Регулировочные характеристики двигателя по составу смеси. Состав горючей смеси, т.е. соотношение топлива и воздуха в смеси, поступающей в цилиндры двигателя, существенно влияет на работу двигателя, и в значительной

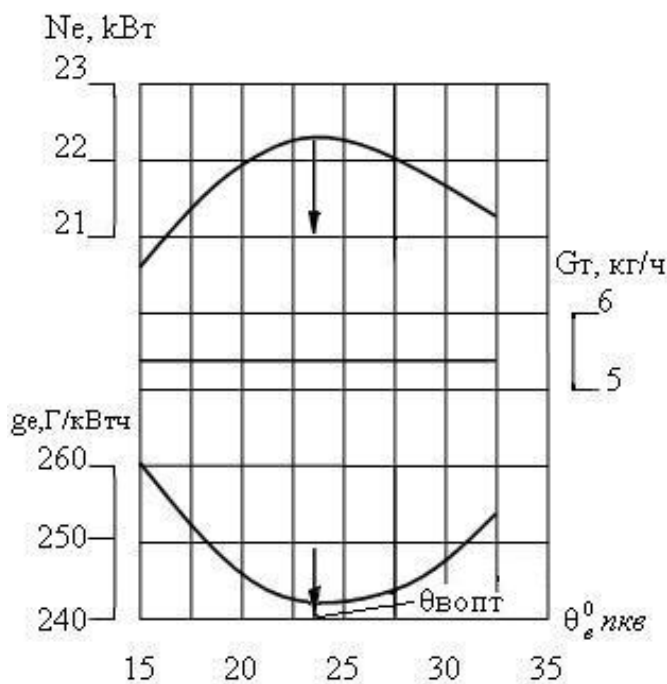


Рисунок 2.2 – Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения впрыскивания топлива

мере, определяет протекание рабочего процесса и показатели двигателя. Состав смеси, как правило, характеризуется коэффициентом избытка воздуха α . Учитывая специфику настройки топливной аппаратуры дизелей, характеристика может быть представлена и в функции часового расхода топлива G_T .

Регулировочной характеристикой двигателя по составу смеси называется зависимость мощностных, экономических и токсических показателей двигателя от коэффициента избытка воздуха $N_e, G_T, g_e = f(\alpha)$, или в функции часового расхода топлива $N_e, g_e, \alpha = f(G_T)$.

Характеристики позволяют проанализировать влияние состава смеси на показатели двигателя, определить предельные мощностные и экономические показатели двигателя для заданного режима работы, выбрать и оценить регулировки топливоподающей аппаратуры (часовой расход топлива G_T или коэффициент избытка воздуха α , соответствующие наибольшей мощности и наилучшей топливной экономичности).

Регулировочные характеристики бензинового двигателя снимаются на исследуемых режимах работы при постоянной частоте вращения и фиксированном положении дроссельной заслонки (Рисунок 2.3). Изменение состава смеси обеспечивается регулированием подачи топлива G_T при фиксированном положении дроссельной заслонки, т.е. при неизменном расходе воздуха.

На характеристике выделяются режимы максимальной мощности $N_{e\max}$, минимального удельного расхода топлива $g_{e\min}$ и соответствующие этим режимам настройки системы питания – часовые расходы топлива G_{TN} и $G_{Tэ}$ и соответствующие коэффициенты избытка воздуха α_N и $\alpha_э$.

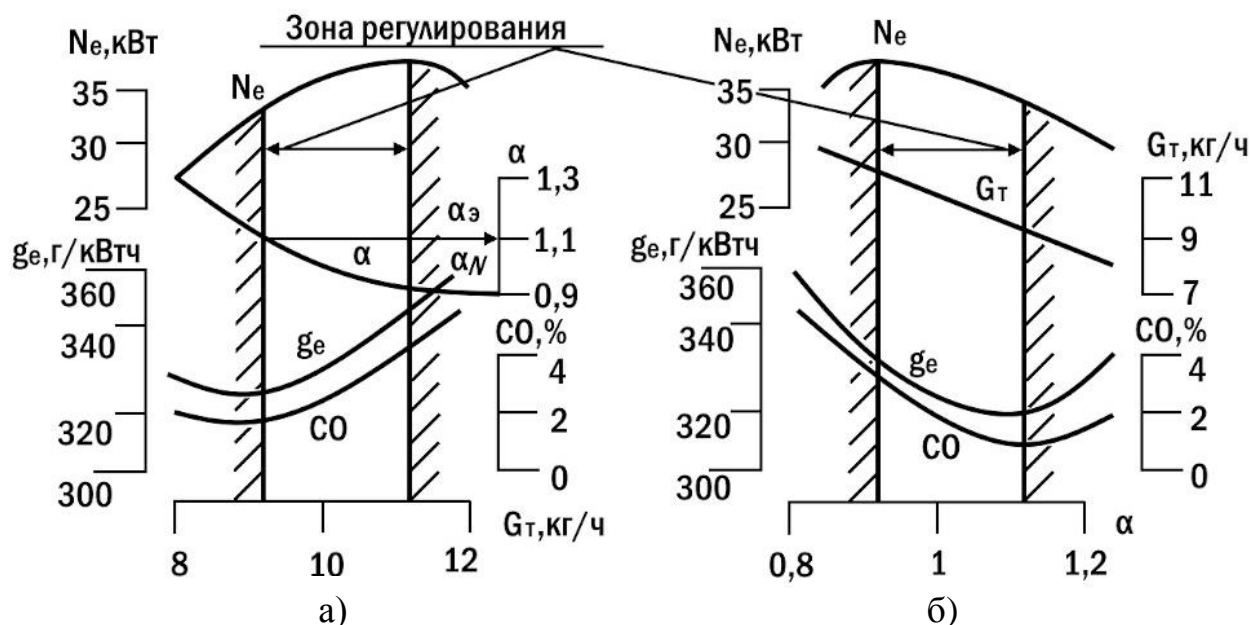


Рисунок 2.3. – Регулировочные характеристики по составу смеси бензинового двигателя: а) в функции часового расхода топлива G_m ; б) в функции коэффициента избытка воздуха – α

Теоретически наибольшее количество теплоты выделяется при полном сгорании смеси нормального состава $\alpha = 1$, а при обеднении или обогащении смеси выделение теплоты уменьшается. На бедных смесях это связано с уменьшением количества топлива, содержащегося в смеси, а при обогащении – в связи с химической неполнотой сгорания топлива вследствие недостатка воздуха.

В действительности, как видно из представленной характеристики (Рисунок 2.3) максимальная мощность наблюдается не при $\alpha = 1,0$, а при более богатой смеси $\alpha = 0,8 \dots 0,9$. Это объясняется рядом причин:

Максимальное количество теплоты выделяется, при некотором обогащении смеси, так как из-за несовершенства смесеобразования и неравномерного распределения топлива в воздушном заряде полное использование воздуха возможно только при некотором избытке топлива. Максимальные скорости сгорания наблюдаются при некотором обогащении смеси ($\alpha = 0,8 \dots 0,9$). Быстрое сгорание способствует более полному превращению теплоты в работу. С обогащением смеси увеличивается коэффициент молекулярного изменения μ_0 , показывающий увеличение числа молей продуктов сгорания по сравнению с числом молей рабочей смеси. В результате увеличивается давление в цилиндре, а значит и мощность двигателя. Наконец, при обогащенной смеси уменьшается диссоциация продуктов сгорания, т. е. уменьшается процесс распада молекул, идущий с поглощением теплоты. Большая доля теплоты топлива превращается в полезную работу и способствует увеличению мощности.

Данная регулировка состава смеси $\alpha_N = 0,8 \dots 0,9$ и соответствующего часового расхода топлива G_{TN} называется мощностной регулировкой системы питания.

Максимальная мощность двигателя уменьшается при отклонении состава смеси от мощностного $\alpha_N = 0,8 \dots 0,9$ (и соответствующего ему часового расхода топлива G_{TN}). При обогащении смеси $\alpha < \alpha_N$ это объясняется главным образом увеличением химической неполноты сгорания топлива из-за недостатка воздуха. При обеднении смеси $\alpha > \alpha_N$ мощность снижается вследствие уменьшения количества топлива, подаваемого в цилиндры двигателя. Кроме того, в обоих случаях падение мощности связано с уменьшением скоростей горения. При значительном уменьшении скоростей горения большая доля топлива выгорает на такте расширения, снижается степень расширения продуктов сгорания и возможность превращения выделившейся теплоты топлива в механическую работу. Возрастают потери теплоты с отработавшими газами за счет повышения их температуры. Увеличиваются потери теплоты в систему охлаждения как за счет большей температуры газов, так и вследствие увеличения поверхности теплоотвода при удалении поршня от ВМТ.

Состав смеси влияет и на топливную экономичность двигателя. Из приведённой характеристики (Рисунок 2.3) видно, что при обеднении смеси экономичность улучшается (снижается удельный расход топлива g_e) только до определенного предела, который называется пределом эффективного обеднения смеси $\alpha_{\text{Э}}=1,1\dots1,15$. В целом, обеднение смеси приводит к снижению концентрации топлива в заряде и более полному окислению топлива кислородом воздуха. При достаточно стабильном сгорании это обеспечивает снижение затрат топлива на получение единицы мощности, что проявляется на характеристике в снижении удельного расхода топлива g_e . При чрезмерном обеднении смеси $\alpha > \alpha_{\text{Э}}$, снижение концентрации топлива в заряде приводит к нарушению условий стабильного воспламенения заряда свечой зажигания и последующего распространения пламени по камере сгорания. Работа двигателя становится неустойчивой, повышается удельный расход топлива.

При регулировании состава смеси на наилучшую экономичность мощность двигателя уменьшается примерно на 10...15 % по сравнению с максимально возможной на данном режиме работы. При мощностном составе смеси удельный расход топлива повышается на 10...15 %, а часовой на 25...35 %.

Регулировки системы питания бензиновых двигателей должны всегда обеспечивать коэффициент избытка воздуха в пределах $\alpha_N\dots\alpha_{\text{Э}}$, внутри так называемой зоны регулирования (Рисунок 2.3), так как за ее пределами одновременно ухудшаются и мощность, и топливная экономичность.

Современные системы питания имеют более жесткие требования по регулировке коэффициента избытка воздуха α . В целях обеспечения минимального выброса токсических компонентов с отработавшими газами используются трехкомпонентные нейтрализаторы отработавших газов, требующие жесткого регулирования смеси на стехиометрический состав $\alpha = 1$. Контроль требуемого коэффициента избытка воздуха обеспечивается специальным датчиком кислорода (λ -зондом) и бортовым компьютером, регулирующим необходимый состав смеси. Очевидно, что настройка системы питания на минимальную токсичность отработавших газов приводит к неоптимальным регулировкам двигателя ни по мощности, ни по экономичности.

Регулировочную характеристику дизеля по составу смеси можно представить в функции часового расхода топлива $N_e, g_e, \alpha = f(G_T)$ (Рисунок 2.4).

Характеристика указывает на существенные отличия в изменении мощностных и экономических показателей от состава смеси. Видно, что зона возможного изменения состава смеси, при котором наблюдается устойчивая работа двигателя, существенно шире, чем в карбюраторном двигателе. Коэффициент избытка воздуха может меняться в широком диапазоне $\alpha = 1,2\dots8$. Это определяется особенностями внутреннего смесеобразования в дизеле.

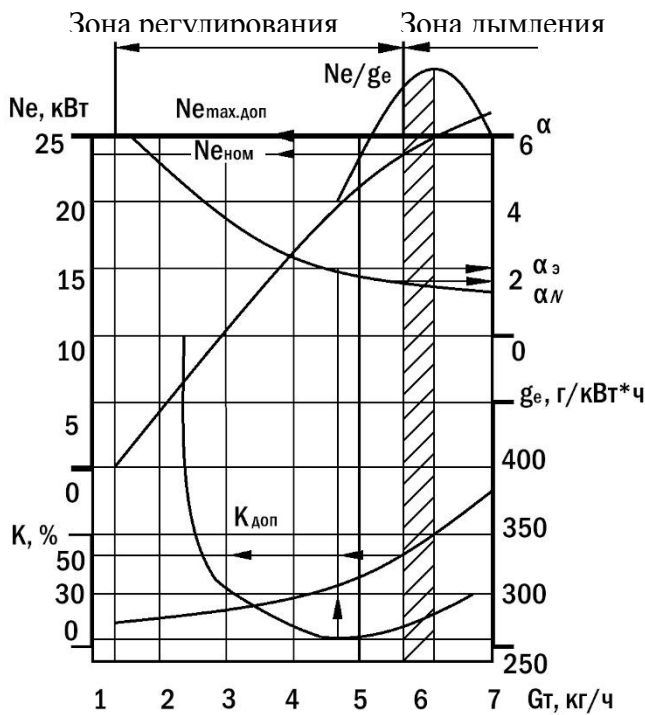


Рисунок 2.4 – Регулировочная характеристика дизеля по расходу топлива (по составу смеси)

При впрыскивании топлива в цилиндр, вследствие его неравномерного распределения по объему камеры сгорания образуются зоны с различной локальной концентрацией топлива в воздушном заряде. В зоне топливного факела топливо не смешанно с воздухом и $\alpha = 0$. В удаленных от факела зонах, куда топливо пока не поступило $\alpha = \infty$. Горение происходит вокруг факела, где топливо перемешивается с воздухом и всегда образуются зоны с хорошими условиями для воспламенения и последующего сгорания при $\alpha = 0,9 \dots 1,2$. Качественное регулирование дизеля, т.е. изменение мощности без

дросселирования воздуха на впуске, а только посредством регулирования расхода топлива, поступающего в двигатель, обеспечивает устойчивую работу двигателя во всем диапазоне изменения нагрузки – от холостого хода до максимальной нагрузки. При этом коэффициент избытка воздуха α , представленный на характеристике, отражает не локальные концентрации топлива, а средние по цилиндру значения.

На режиме холостого хода ($N_e=0$) двигатель не совершает полезной работы, работает с минимальными часовыми расходами топлива, при которых вся индикаторная работа, развиваемая в цилиндре, расходуется на преодоление механических потерь. Состав смеси при этом наиболее бедный $\alpha = 6 \dots 8$.

Повышение мощности от холостого хода до максимальной мощности осуществляется перемещением рейки топливного насоса и увеличением расхода топлива. Так как расход воздуха не регулируется, то рост часового расхода топлива сопровождается обогащением смеси. Максимальная мощность дизеля может быть достигнута при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,03 \dots 1,05$, т.е. при более бедной, чем в карбюраторном двигателе смеси.

На практике дизель не регулируется на состав смеси, обеспечивающий теоретически возможную максимальную мощность. При увеличении часового расхода топлива до некоторых значений вследствие недостаточно эффективного перемешивания топлива и воздуха в камере сгорания, малого времени, отводимого на этот процесс, смесеобразование и сгорание ухудшаются. Это

вызывает увеличение дымности отработавших газов выше допустимого уровня $K_{\text{доп}}$, резко возрастает удельный расход топлива и значительно повышается тепловая напряженность деталей двигателя. Поэтому в эксплуатации регулировка часового расхода топлива G_{TN} и коэффициента избытка воздуха α_N на номинальную (т.е. расчетную мощность) $N_{\text{еном}}$, ограничивается одним из названных условий. Чаще всего – по условию допустимой дымности отработавших газов $K_{\text{доп}}$, определенной прямыми измерениями оптической плотности потока газов с помощью дымомера.

При отсутствии дымомера регулировку часового расхода топлива G_{TN} на номинальную мощность можно приблизительно определить косвенным методом, найдя предварительно режим максимально допустимой мощности $N_{\text{емахдоп}}$ по условию резкого увеличения удельного расхода топлива g_e . Для этого на характеристике по расходу топлива необходимо построить вспомогательную, кривую величины $N_e \eta_e$ или N_e/g_e . Максимально допустимой мощностью можно считать мощность, при которой величина $N_e \eta_e$ или N_e/g_e достигает максимума. Это режим, начиная с которого дальнейшее увеличение подачи топлива нецелесообразно, так как повышение, эффективной мощности N_e замедляется, а удельный расход топлива резко возрастает (η_e уменьшается) вследствие плохого горения. Связь названных параметров – КПД, удельного расхода топлива, номинального расхода топлива, можно условно показать в графическом виде (Рисунок 2.5).

Топливная экономичность дизеля непосредственно связана с составом смеси. Наименьший удельный расход топлива обычно наблюдается при составах смеси $\alpha_{\text{э}} = 1,5 \dots 2,0$ соответствующих примерно 80...90 % максимальной нагрузки. Отклонение состава смеси в сторону обеднения или обогащения ухудшает топливную экономичность. Указанный характер изменения удельного расхода топлива определяется сложным влиянием индикаторного η_i и механического η_m КПД.

Индикаторный КПД η_i возрастает при обеднении смеси и увеличении коэффициента избытка воздуха до $\alpha = 3 \dots 4$. Улучшение эффективности использования теплоты в цикле связано с тем, что при уменьшении дозы впрыснутого топлива

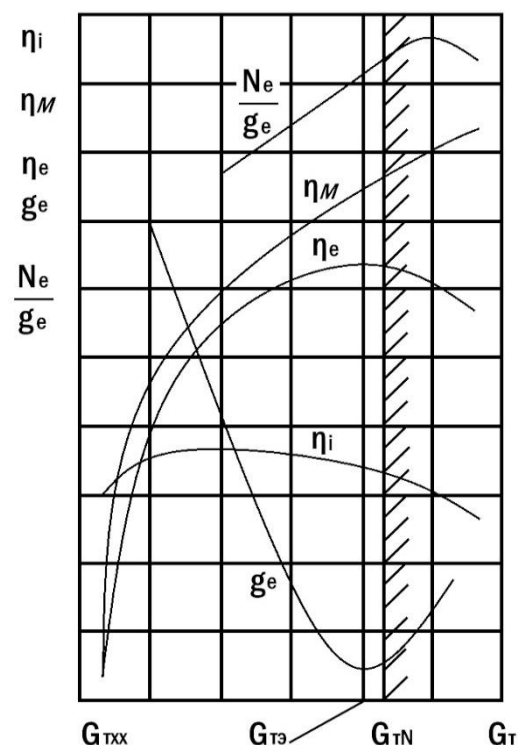


Рисунок 2.5 – Изменение коэффициентов полезного действия, удельного расхода топлива в зависимости от подачи топлива в дизель (по испытаниям, представленным на рис. 2.4).

улучшаются условия смесеобразования, происходит быстрое и полное сгорание вблизи ВМТ с высокой степенью последующего расширения. Из-за малой концентрации топлива в отработавших газах содержится больше двухатомных газов, имеющих меньшую теплоемкость, уменьшается их температура. В итоге это уменьшает относительные потери теплоты, отводимой с отработавшими газами и в стенки камеры сгорания.

При очень малых подачах топлива и $\alpha = 5 \dots 8$ (например, на холостом ходу) индикаторный КПД уменьшается из-за ухудшения условий распыливания, воспламенения и сгорания малых доз топлива.

Механический КПД η_m , в отличие от индикаторного, уменьшается при обеднении смеси и снижении нагрузки. Механические потери в двигателе при работе с постоянной частотой вращения меняются мало и $N_m = const$. Поэтому уменьшение мощности N_i , развиваемой двигателем при снижении подачи топлива, уменьшает механический КПД $\eta_m = 1 - N_m / N_i$.

Таким образом, режим наилучшей топливной экономичности определяется оптимальным сочетанием величин η_i и η_m . Повышение удельного расхода топлива при обеднении смеси связано с падением η_m вследствие увеличения относительной величины механических потерь – $N_{мп} / N_i$, а при обогащении смеси, за счет уменьшения η_i в результате ухудшения процессов смесеобразования и сгорания.

Дизель имеет качественное регулирование мощности. Поэтому возможный диапазон изменения коэффициента избытка воздуха в эксплуатации ($\alpha = 1,2 \dots 8$) гораздо шире, чем в карбюраторном двигателе ($\alpha = 0,8 \dots 1,15$).

Практически, современные бензиновые двигатели на большинстве рабочих режимов предполагают регулирование стехиометрического состава смеси $\alpha = 1,0$ для обеспечения существующих экологических требований по концентрации вредных веществ в отработавших газах.

Фактически, изменение состава смеси посредством увеличения расхода топлива является основным способом изменения мощности дизеля, и характеристика по составу смеси может быть перестроена в функции нагрузки двигателя, то есть представлена в виде нагрузочной характеристики. Для дизельного двигателя регулировочная характеристика по составу смеси и нагрузочная характеристика имеют одну и ту же методику получения, связанную с изменением цикловой подачи топлива, фиксируются одни и те же показатели.

Различие заключается в назначении характеристик графическом представлении результатов. Если регулировочная характеристика рассматривается как зависимость ряда показателей от состава смеси, или часового расхода топлива, то нагрузочная характеристика рассматривается как зависимость

этих же показателей, но уже от нагрузки двигателя, в качестве которой может быть крутящий момент или мощность.

С помощью регулировочной характеристики по составу смеси оцениваются возможные режимы для настройки двигателя на желаемые показатели. В современных условиях ряд таких характеристик снимается на разных режимах, для поиска оптимальных точек на характеристиках, которые в дальнейшем закладываются в программу работы двигателя, управляемым электронным блоком. Таким образом, это позволяет двигателю работать с наилучшими показателями на различных режимах.

Нагрузочная характеристика необходима для оценки работы двигателя и понимания тенденции изменения показателей двигателя в зависимости от нагрузки.

Глава 2. Нагрузочные характеристики двигателя

Нагрузочной характеристикой двигателя называется зависимость часового, удельного расходов топлива и других показателей двигателя от его нагрузки (мощности, крутящего момента или среднего эффективного давления), полученных при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя:

$$G_T, g_e, \alpha, \eta_v, \theta_z \dots = f(N_e).$$

Нагрузочные характеристики позволяют, прежде всего, оценить топливную экономичность и другие показатели двигателя при различной нагрузке.

Посредством сравнения реальных нагрузочных характеристик и идеальных нагрузочных характеристик двигателя можно также оценить оптимальность выбранных регулировок систем двигателя (питания, зажигания и т.д.).

Нагрузочная характеристика бензинового двигателя. Бензиновый двигатель имеет смешанное регулирование мощности. Нагрузка двигателя увеличивается в основном за счет увеличения количества топливно-воздушного заряда, поступающего в цилиндр при открытии дроссельной заслонки. Дополнительно, некоторое изменение мощности может быть достигнуто за счет состава смеси, то есть регулирования коэффициента избытка воздуха α . Одновременное изменение количества и состава горючей смеси оказывает сложное воздействие на процесс сгорания, выбор регулировок и показатели двигателя.

Основными регулировочными параметрами бензинового двигателя являются коэффициент наполнения η_v , коэффициент избытка воздуха α и угол опережения зажигания θ_z , динамику изменения которых можно наблюдать на характеристике (Рисунок 2.6).

Повышение нагрузки двигателя осуществляется в основном за счет открытия дроссельной заслонки и увеличения наполнения цилиндров свежим зарядом, что соответствует повышению коэффициента наполнения примерно в диапазоне $\eta_v = 0,25 \dots 0,85$. Рост η_v отражает одновременное повышение расходов и воздуха и топлива. При этом, система управления двигателем может обеспечивать разный характер регулирования состава смеси.

При регулировании состава смеси по критериям максимальной мощности и наилучшей экономичности, коэффициент избытка воздуха α меняется следующим образом. При работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой для достижения максимальной мощности система питания должна дозировать смесь мощностного состава $\alpha_N = 0,8 \dots 0,9$. По мере прикрытия дроссельной заслонки, двигатель должен работать с неполной нагрузкой, но наилучшей топливной экономичностью. Следовательно, необходимо подавать в

цилиндры двигателя обедненную смесь экономичного состава $\alpha_o = 1,1 \dots 1,15$. Однако такой состав смеси может поддерживаться только при нагрузках выше средней, т.е. $N_e = (0,6 \dots 0,9) N_{e_{max}}$. По мере уменьшения нагрузки дроссельная заслонка прикрывается. Это вызывает уменьшение коэффициента наполнения η_v и значительный рост коэффициента остаточных газов γ_r . Одновременно уменьшаются турбулизация заряда в цилиндре двигателя, давления, температуры и скорости сгорания, т.е. ухудшаются условия воспламенения и сгорания. В результате предел эффективного обеднения смеси снижается и по мере прикрытия дроссельной заслонки смесь обогащается, достигая $\alpha = 0,9 \dots 0,95$ на режиме холостого хода.

Сложный характер изменения коэффициента избытка воздуха α в зависимости от нагрузки обеспечивается комплексной работой всех дозирующих систем карбюратора или бортовым компьютером с системами электронного впрыска.

В современных двигателях, система регулирования двигателя настроена на минимальные выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами,

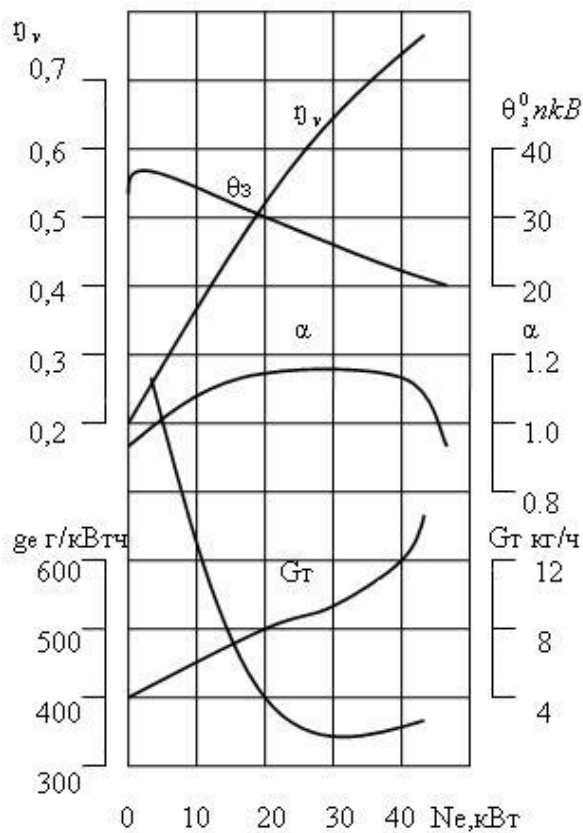


Рисунок 2.6 – Нагрузочная характеристика бензинового двигателя.

получаемыми при стехиометрическом составе смеси $\alpha = 1$. При этом датчик кислорода, установленный в выпускной системе (λ -зонд) контролирует концентрацию кислорода в отработавших газах и подавая сигнал на бортовой компьютер, который обеспечивает необходимое регулирование подачи топлива на всех режимах работы.

Угол опережения зажигания по нагрузочной характеристике имеет минимальные значения на полной нагрузке, когда сгорание происходит наиболее эффективно. При снижении нагрузки, угол опережения зажигания должен увеличиваться, чтобы компенсировать затягивание сгорания при закрытии дроссельной заслонки. Лишь на режиме холостого хода из-за значительного ухудшения процесса сгорания, для создания стабильных условий воспламенения угол опережения возможно уменьшать, что повысит давление и температуру в момент искрового разряда.

Топливная экономичность двигателя может быть оценена в абсолютных единицах часового расхода топлива и в относительных единицах удельного расхода топлива.

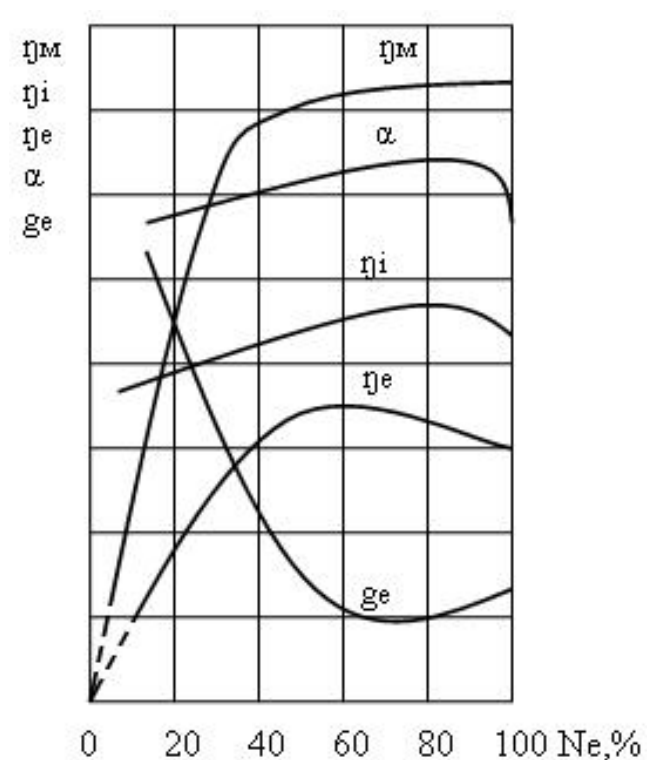


Рисунок 2.7 – Изменение КПД и удельного расхода топлива g_e бензинового двигателя по нагрузочной характеристике.

Часовой расход топлива плавно возрастает по мере открытия дроссельной заслонки. Однако при повышении нагрузки, топливная экономичность улучшается, и удельный расход топлива g_e снижается. При положении дроссельной заслонки, близком к полному открытию, индикаторный КПД η_i достигает максимальных значений, что связано с быстрым и полным сгоранием смеси (Рисунок 2.7). Механический КПД $\eta_m = 1 - N_m/N_i$ также имеет наибольшее значение, и их сочетание обеспечивает максимальный эффективный КПД: $\eta_e = \eta_i \eta_m$ и минимальный удельный расход топлива g_e . При снижении нагрузки

топливная экономичность ухудшается, что характеризуется ростом удельного расхода топлива g_e . Это связано как с ухудшением сгорания и падением индикаторного КПД, так и с относительным ростом механических потерь и падением механического КПД η_m . На режиме холостого хода вся индикаторная мощность расходуется на преодоление внутренних механических потерь, т.е. $N_i = N_{мп}$; $\eta_m = 0$, а удельный расход топлива $g_e = G_T / N_e$ стремится к бесконечности.

Нагрузочная характеристика дизельного двигателя. Изменение нагрузки в дизельном двигателе достигается посредством изменения цикловой подачи топлива. В простых дизелях (без наддува) воздушный поток не регулируется. Основными анализируемыми показателями при этом могут быть: часовой расход топлива G_m , удельный эффективный расход топлива g_e , коэффициент избытка воздуха α , коэффициент наполнения η_v , дымность отработавших газов K и другие.

При увеличении подачи топлива G_T , изменение мощности происходит только за счет регулирования состава смеси (коэффициента избытка воздуха α). Смесь обогащается, так как количество поданного топлива в цилиндр растёт при практически постоянном расходе воздуха.

Как ранее отмечалось в разделе о характеристике дизеля по составу смеси, повышение мощности осуществляется при увеличении подачи топлива и обогащения смеси примерно от $\alpha = 6 \dots 8$ на холостом ходу до $\alpha = 1,2 \dots 1,5$ на режиме полной нагрузки (Рисунок 2.8).

Повышение нагрузки двигателя ведет к увеличению температуры его деталей и снижению плотности воздуха, поступающего в цилиндр двигателя. Поэтому на характеристике отмечается небольшое, порядка 5...7% уменьшение коэффициента наполнения η_v . Однако это небольшое изменение η_v практически не сказывается на процессах смесеобразования и сгорания.

При работе на малых нагрузках, большой избыток воздуха в цилиндре обеспечивает полное перемешивание с впрыскиваемым топливом, что определяет хорошую полноту сгорания. С повышением нагрузки растут подачи топлива, температуры и давления сгорания, эффективность использования топлива повышается. Удельный расход топлива, показывающий затраты топлива на получение единицы мощности $g_e = G_T/N_e$, достигает минимальных значений примерно при 80...90% максимальной нагрузки (Рисунок 2.8).

Но по мере обогащения смеси при переходе к полным нагрузкам, избыток воздуха в цилиндре уменьшается настолько, что снижается эффективность смесеобразования. Это приводит к неполному сгоранию топлива, и часть углерода, содержавшегося в топливе, не окисляется кислородом воздуха и выбрасывается в атмосферу с отработавшими газами. Прозрачность отработавших газов снижается, появляется белый, а затем серый и темный дым. Законодательством запрещена работа дизеля с дымностью выше 45% (что определяется специальным прибором-дымомером и сопровождается появлением серого дыма в отработавших газах). Максимальное обогащение смеси в дизелях при полной нагрузке обычно соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha = 1,2 \dots 1,5$.

Данные закономерности можно рассмотреть в обратном порядке на графической зависимости (Рисунок 2.8). При снижении нагрузки от полной, цикловую подачу топлива уменьшают, смесь становится беднее, коэффициент избытка воздуха α увеличивается, Мощность двигателя при этом будет снижаться ввиду снижения количества поданного топлива, как основного источника энергии. При небольшом обеднении смеси кислород, содержащийся в воздухе, в лучшей мере взаимодействует с молекулами топлива, поэтому сгорание осуществляется более полное. Данный режим соответствует минимальному g_e . То есть, минимальный удельный расход топлива наблюдается при нагрузках, составляющих 80...90 % от максимальной и составах смеси $\alpha = 1,5...2,0$. При выходе из данного диапазона топливная экономичность снижается.

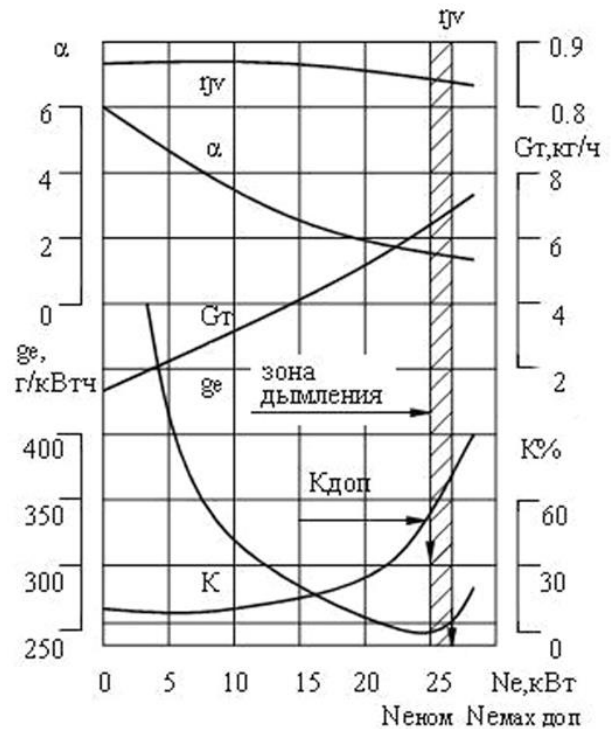


Рисунок 2.8 – Нагрузочная характеристика дизеля.

При дальнейшем уменьшении подачи топлива, полнота его сгорания улучшается, однако, как видно из графика, удельный эффективный расход топлива возрастает. Однако, это связано уже со снижением механического КПД η_m .

При уменьшении нагрузки и обеднении смеси до $\alpha = 3...4$ качество процессов смесеобразования и сгорания улучшается, уменьшаются тепловые потери и несколько возрастает индикаторный КПД. Однако удельный расход топлива возрастает вследствие уменьшения мощности, развиваемой двигателем и роста относительного уровня механических потерь, т. е. уменьшения механического КПД. Наконец, на холостом ходу механический КПД $\eta_m = 0$, а удельный расход топлива g_e стремится к бесконечности.

При полных нагрузках, механический КПД имеет наибольшее значение, но удельный расход топлива возрастает вследствие ухудшения процессов смесеобразования и сгорания при малых коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 1,2...1,5$ т. е. за счет снижения индикаторного КПД.

При помощи нагрузочной характеристики также можно определить максимально допустимую мощность $N_{емак доп}$, рассматриваемую при анализе регулировочных характеристик по составу смеси. Величина $N_{емак доп}$ может быть определена по нагрузочной характеристике, где показатели двигателя из

характеристики по расходу топлива (Рисунок 2.4) перестроены в функции мощности. Для этого из начала координат параметров N_e и g_e проводят касательную к кривой удельного расхода топлива $g_e = f(N_e)$. Точка касания будет определять максимально допустимую мощность, учитывая, что ее дальнейшее повышение нецелесообразно, так как небольшой прирост мощности происходит при значительном ухудшении процессов смесеобразования и сгорания топлива, и это ведет к резкому увеличению расхода топлива.

Можно условно полагать, что номинальная мощность примерно на 10 % ниже, чем максимально допустимая по условиям дымления. Определив $N_{enom} \cong 0,9N_{емахдоп}$, можно определить значения часового расхода топлива G_{TN} и коэффициента избытка воздуха α_N . Для существующих дизелей $\alpha_N = 1,2 \dots 1,5$.

Величина номинальной, то есть максимально возможной в эксплуатации мощности, определяется из характеристики по уровню допустимой дымности отработавших газов $K_{доп} = 45 \%$, либо по моменту существенного повышения удельного расхода топлива. Резкое увеличение g_e (и значение $N_{емахдоп}$) определялось из регулировочной характеристики по составу смеси по экстремальному значению N_e/g_e . По нагрузочной характеристике этот же режим можно определить точкой касания луча, проведенного из начала координат ($N_e - g_e$) к кривой удельного расхода топлива g_e . Значение номинальной мощности примерно соответствует: $N_{enom} = 0,9 \cdot N_{емахдоп}$

Максимальная мощность дизеля достигается теоретически примерно при составах смеси $\alpha = 1,03 \dots 1,05$, но сопровождается чрезмерной дымностью отработавших газов, перегревом двигателя и резким повышением расхода топлива. Дальнейшее обогащение смеси будет приводить к падению мощности. В эксплуатации дизель на этом режиме не работает.

Сравнение нагрузочных характеристик бензинового двигателя и дизеля. Анализ нагрузочных характеристик позволяет сделать некоторые выводы о преимуществах и недостатках рассматриваемых типов двигателей. Сравнение эффективности работы этих двигателей удобно рассматривать в схематичном виде (Рисунок 2.9) в функции эффективной мощности N_e от 0 до 100 %. Для наглядности, значения удельного расхода топлива и эффективной мощности даны в относительных единицах и сделано допущение, что наилучшая топливная экономичность бензинового двигателя и дизеля наблюдается при нагрузке 80 % N_{enom} . Там же показан характер изменения α , η_v и η_i дизеля и бензинового двигателя.

На режимах наилучшей топливной экономичности минимальный удельный расход топлива дизеля, примерно на 10...15 % ниже, чем в бензиновом двигателе и составляет 220...245 г/кВт·ч (для бензинового двигателя – 250...290 г/кВт·ч).

При уменьшении нагрузки удельный расход топлива обоих типов двигателей возрастает, но вместе с тем отмечаются преимущества дизеля в топливной экономичности. Это объясняется улучшением использования

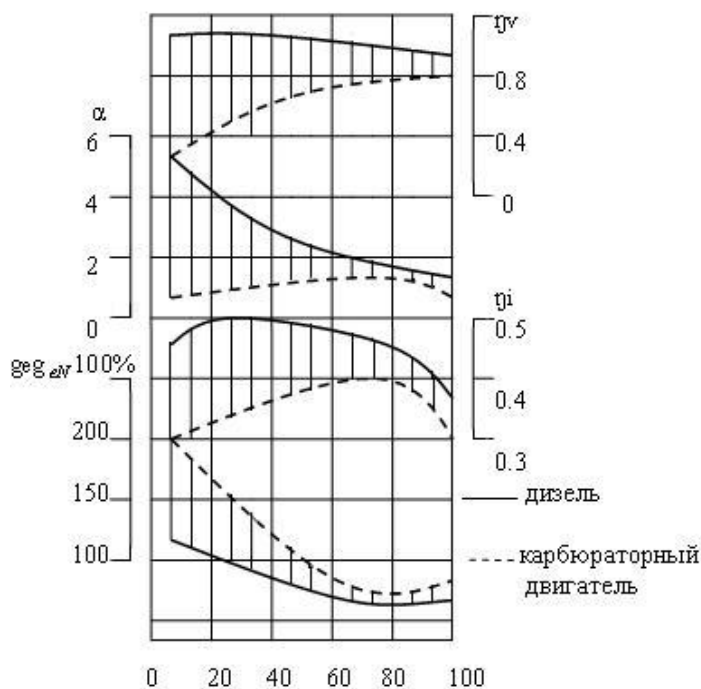


Рисунок 2.9 – Сравнительный анализ показателей бензинового двигателя и дизеля по нагрузочной характеристике

теплоемкости и температуры отработавших газов.

В бензиновом двигателе мощность уменьшают в основном прикрытием дроссельной заслонки, что приводит к резкому уменьшению коэффициента наполнения η_v , повышению концентрации остаточных газов, снижению турбулизации заряда, уменьшению давления, температур сгорания. Это вызывает ухудшение условий воспламенения, снижение скоростей сгорания и увеличение его длительности, требует обогащения смеси. Названные факторы снижают эффективность выделения теплоты и увеличивают тепловые потери, что уменьшает η_i . Кроме того, в отличие от дизеля дросселирование воздушного потока уменьшающее коэффициент наполнения, увеличивает внутренние механические потери на совершение процессов газообмена и приводит к более резкому уменьшению механического КПД.

Таким образом, отличия в удельных расходах топлива названных двигателей при снижении нагрузки возрастают, и при эксплуатации двигателей на режимах частичных нагрузок дизели расходуют на 30...40 % меньше топлива, чем бензиновые двигатели.

Глава 3. Скоростные характеристики двигателя

Скоростной характеристикой двигателя называется зависимость мощностных (N_e, M_K, P_e), экономических (G_T, g_e), токсических (CO, C_nH_m, NO_x) и

выделяющейся в цикле теплоты и повышением индикаторного КПД дизеля, в то время как η_i бензинового двигателя уменьшается. Повышение η_i дизеля при обеднении смеси связано, во-первых, с ростом термического КПД цикла вследствие увеличения доли теплоты, выделяющейся при положении поршня вблизи ВМТ и увеличения степени расширения продуктов сгорания. Во-вторых, уменьшаются потери теплоты в стенки цилиндра и с отработавшими газами благодаря увеличению полноты сгорания, сокращению его длительности, уменьшению

других показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала n при постоянном положении дроссельной заслонки бензинового двигателя или рейки топливного насоса дизеля:

$$N_e, M_K, P_e, G_T, g_e \dots = f(n).$$

Скоростные характеристики бензинового двигателя, полученные при полном открытии дроссельной заслонки, называются внешними скоростными характеристиками, а при промежуточном положении заслонки – частичными скоростными характеристиками.

Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя снимается при полном открытии дроссельной заслонки. Состав смеси соответствует либо мощностной регулировке $\alpha = 0,85 \dots 0,9$, либо стехиометрическому составу смеси $\alpha = 1$, необходимому для работы трехкомпонентного нейтрализатора.

В соответствии со стандартами на испытания, в зависимости от укомплектованности двигателя вспомогательными устройствами и оборудованием определяют мощность нетто или мощность брутто.

При определении мощности нетто двигатель должен быть укомплектован серийным оборудованием и устройствами: воздухоочистителем, глушителями шума впуска и выпуска, соответствующими трубопроводами, радиатором, вентилятором системы охлаждения, генератором, устройствами снижения токсичности отработавших газов и т. д.

Вспомогательные устройства потребляют полезную мощность двигателя. Поэтому для определения максимально возможной мощности (брутто) проводятся испытания без названных узлов и оборудования.

Скоростная характеристика имеет определённый графический вид (Рисунок 2.10). Величины мощности, крутящего момента в значительной мере зависят от параметров окружающей среды: барометрического давления B_o , температуры T_o , влажности воздуха ψ . Поэтому значения эффективной мощности N_e , крутящего момента M_K приводят к стандартным атмосферным условиям – N_{eo} , $M_{ко}$. Методика приведения показателей двигателя к стандартным атмосферным условиям изложена в стандартах на испытания двигателей.

Внешняя скоростная характеристика является основной паспортной характеристикой бензинового двигателя, определяет его мощностные показатели, соответствующие им регулировки систем двигателя и данные по топливной экономичности на различных частотах вращения. На характеристике определяют паспортные показатели двигателя в характерных точках:

- максимальную мощность $N_{e\max}$ и соответствующую частоту вращения n_n ;
- номинальную мощность $N_{e\text{ном}}$, гарантируемую заводом изготовителем при номинальной частоте вращения $n_{\text{ном}}$;

- максимальный крутящий момент M_{kmax} и соответствующую частоту вращения n_m ;
- минимальный удельный расход топлива g_{emin} по внешней характеристике и соответствующую частоту вращения n_{gemin} ;
- минимальную устойчивую частоту вращения при работе с полной нагрузкой n_{min} .

По характеристике определяют динамические качества двигателя, которые характеризуются коэффициентом приспособляемости двигателя по оборотам $k_n = n_{ном} / n_m$, коэффициентом приспособляемости двигателя по крутящему моменту $k_M = M_{Kmax} / M_{Kном}$, и коэффициентом запаса крутящего момента: $\mu_K = \frac{M_{Kmax} - M_{Kном}}{M_{Kном}}$.

Кроме ряда параметров, предусмотренных стандартом на испытания - N_e , M_k , G_T , g_e , для объяснения полученных результатов на характеристике представлены регулировочные параметры: коэффициент наполнения η_v , коэффициент избытка воздуха α , цикловая подача топлива $q_{ц}$, угол опережения зажигания θ_z .

Мощностные показатели двигателя зависят, прежде всего, от количества свежего заряда, т.е. от топлива и воздуха, поступающего в цилиндры двигателя. Поступление воздуха в цилиндры двигателя представлено величиной коэффициента наполнения. Характер изменения коэффициента наполнения специфичен для каждой модели двигателя. Закон изменения η_v имеет типичный вид (Рисунок 2.10). В зависимости от назначения

двигателя, настройка систем впуска обеспечивает получение максимального η_v в желаемом диапазоне рабочих частот вращения.

Для двигателей легковых автомобилей точка η_{vmax} смещается в зону больших частот вращения, для грузовых на оборот, обеспечивается при малых

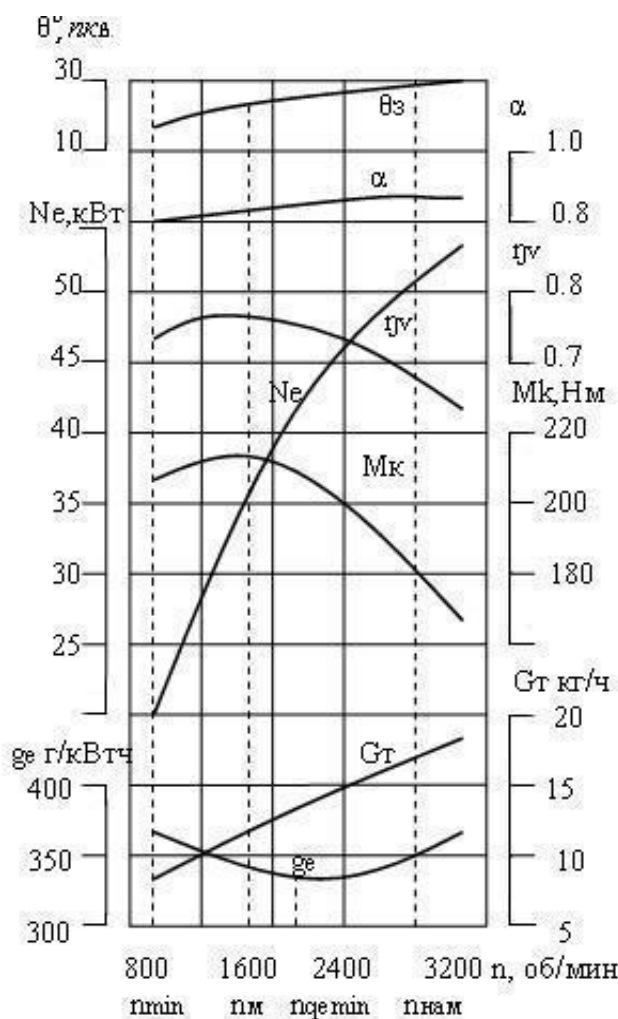


Рисунок 2.10 – Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

частотах вращения. Уменьшение коэффициента наполнения при повышении частоты вращения объясняется ростом аэродинамических сопротивлений впускного тракта. При уменьшении частоты вращения наполнение уменьшается в основном за счет неоптимальности фаз газораспределения.

В бензиновом двигателе при постоянном коэффициенте избытка воздуха α , цикловая подача топлива $q_{ц}$ изменяется пропорционально величине η_v .

Величина крутящего момента M_k зависит от количества топливо–воздушного заряда (характеризуемого η_v и $q_{ц}$), от эффективности использования теплоты сгорания топлива (оцениваемой η_i) и уровня механических потерь (характеризуемых η_m), т. е. $M_k \approx \eta_v q_{ц} \eta_i \eta_m$.

Из перечисленных факторов наиболее сильное влияние оказывает коэффициент наполнения η_v . Исходя из характера изменения величин η_v и $q_{ц}$, максимальное количество теплоты, введенное в цилиндры двигателя с топливом, соответствует зоне максимального коэффициента наполнения.

Эффективность сгорания, поданного в цилиндр топлива, характеризуется индикаторным КПД. η_i . С ростом частоты вращения коленчатого вала η_i возрастает до определенного значения вследствие улучшения процессов смесеобразования и сгорания, сокращения времени цикла и, следовательно, уменьшения тепловых потерь в стенки цилиндра. Затем η_i начинает снижаться вследствие недостатка времени на сгорание, когда влияние положительных факторов на сгорание перестает превалировать над уменьшением времени на сгорание (Рисунок 2.11).

Механические потери возрастают с увеличением частоты вращения коленчатого вала. Однако вследствие общего повышения индикаторной мощности относительный уровень механических потерь $N_{мт} / N_i$ сначала меняется мало, а затем прогрессивно возрастает. Поэтому механический КПД η_m на малых частотах вращения почти постоянен, но на высоких интенсивно уменьшается.

В результате совместного действия коэффициента наполнения η_v , механического η_m КПД и, в некоторой мере, цикловой подачи топлива $q_{ц}$, индикаторного η_i , крутящий момент сначала возрастает, достигая максимума при средних частотах вращения

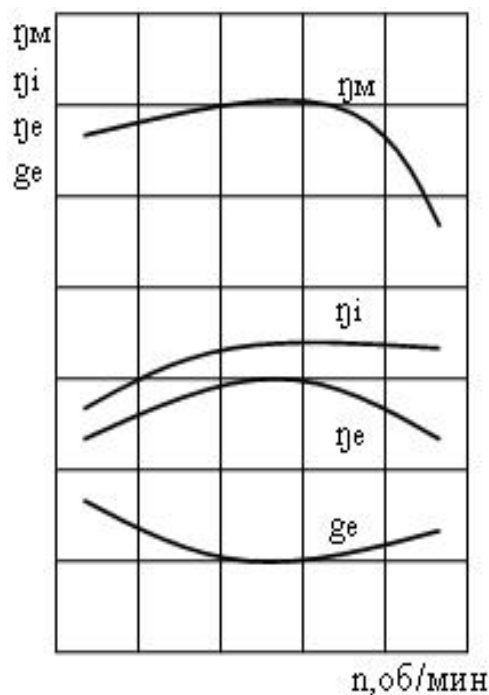


Рисунок 2.11 – Влияние частоты вращения на индикаторный, эффективный, механический КПД и удельный эффективный расход топлива.

(соответствующих примерно максимуму η_v), а затем снижается (Рисунок 2.10). По сравнению с максимальным значением M_k уменьшение момента на малых частотах объясняется снижением η_v , $q_{ц}$, η_i , а на высоких – уменьшением η_v , $q_{ц}$, η_m .

Эффективная мощность двигателя определяется величиной крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала $N_e = f(M_k, n)$. В изменении N_e можно выделить три характерные зоны. В первой зоне от n_{\min} до n_m благодаря одновременному росту M_k и n , наблюдается наиболее интенсивное возрастание N_e . Во второй зоне от n_m до n_N вследствие постепенного уменьшения M_k наблюдается замедление, а затем и прекращение роста N_e . В третьей зоне, после режима n_N уменьшение крутящего момента настолько велико, что не может быть компенсировано повышением частоты вращения, и мощность снижается.

В качестве паспортной характеристики завод–изготовитель обычно указывает не максимальную мощность, а номинальную $N_{\text{ном}}$ (т.е. расчетную, гарантируемую заводом–изготовителем) и соответствующую ей номинальную частоту вращения $n_{\text{ном}}$.

Часовой расход топлива определяется цикловой подачей топлива $q_{ц}$, частотой вращения коленчатого вала n , числом цилиндров i и тактностью двигателя $\tau_{\text{дв}}$:

$$G_T = f(q_{ц}, n, i, \tau_{\text{дв}}).$$

Поскольку значения i и $\tau_{\text{дв}}$ постоянны, то часовой расход топлива определяется величинами $q_{ц}$ и n . При равномерном распределении топлива в воздушном заряде, изменение цикловой подачи идет пропорционально изменению коэффициента наполнения η_v . В результате, часовой расход топлива растет пропорционально частоте вращения коленчатого вала n , имея характерную выпуклость кривой G_T за счет специфического изменения η_v .

Минимальный удельный расход топлива наблюдается при средних частотах вращения коленчатого вала и определяется оптимальным сочетанием η_i , η_m , т.е. эффективностью использования выделившейся в цикле теплоты и уровнем механических потерь. Возрастание g_e при уменьшении n связано с падением индикаторного КПД вследствие ухудшения процессов смесеобразования, сгорания и увеличения тепловых потерь. Рост g_e при повышении n объясняется снижением механического КПД η_m (Рисунок 2.11).

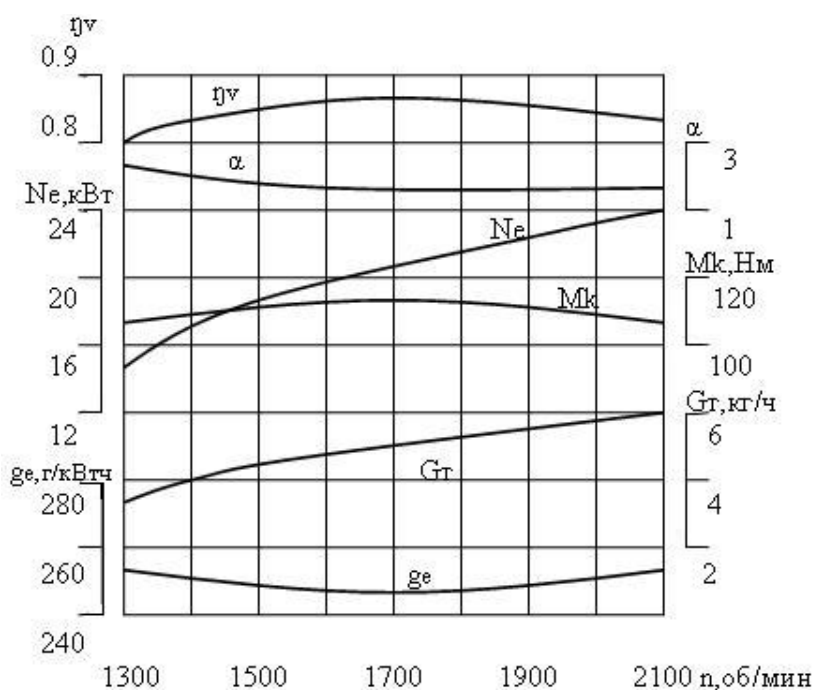
С ростом частоты вращения коленчатого вала продолжительность сгорания, выраженная в градусах поворота коленчатого вала, возрастает. Для сохранения оптимальных показателей двигателя необходимо увеличивать угол опережения зажигания.

Внешняя скоростная характеристика дизеля, полученная при фиксированном положении рейки топливного насоса, имеет определённый графический вид (Рисунок 2.12).

Изменение эффективной мощности, крутящего момента, часового и удельного расхода топлива происходит в целом по законам, описанным для бензинового двигателя. Однако имеются особенности, связанные с изменением коэффициента наполнения и коэффициента избытка воздуха.

Коэффициент наполнения имеет более пологое протекание вследствие меньшего рабочего диапазона частоты вращения, следовательно, меньшего влияния гидравлических сопротивлений впускного тракта и фаз газораспределения. При фиксированном положении рейки топливного насоса и уменьшении частоты вращения коленчатого вала дизеля, цикловая подача топлива несколько уменьшается, что связано с особенностями работы топливного насоса.

Коэффициенты приспособляемости и запаса крутящего момента имеют меньшие значения, чем в бензиновом двигателе и не удовлетворяют требованиям



стандартов и условиям реальной эксплуатации. В частности, примерная величина коэффициента приспособляемости по моменту составляет $k_m = 1,00 \dots 1,05$. При данных условиях дизель имеет низкую устойчивость работы при полной нагрузке и плохо справляется с временными перегрузками.

Для повышения устойчивости работы дизеля в эксплуатации, в регуляторе частоты

Рисунок 2.12 – Скоростная характеристика дизеля (при фиксированном положении рейки топливного насоса).

вращения используется корректор подачи, повышающий цикловую подачу топлива при уменьшении частоты вращения ниже номинальной вследствие перегрузок. Наличие корректора позволяет увеличить коэффициент приспособляемости до $k_m = 1,15 \dots 1,20$. Для улучшения эксплуатационных характеристик дизель должен быть оборудован регулятором частоты вращения с корректором подачи топлива.

Работа дизеля на более бедных мощностных составах смеси ($\alpha = 1,2 \dots 1,5$ по сравнению с $\alpha = 0,85 \dots 1,0$) для бензинового двигателя, определяет меньшие значения крутящего момента и мощности при одинаковых рабочих объемах двигателей. Повышение мощностных показателей может быть обеспечено применением наддува.

По сравнению с бензиновыми, двигателями дизели имеют более высокие степени сжатия и работают на более бедных составах смеси. Поэтому они характеризуются большими значениями индикаторного и эффективного КПД, а значит и лучшей топливной экономичностью. График удельного расхода топлива на всех скоростных режимах у дизелей располагается ниже, чем у карбюраторных двигателей.

Глава 4. Регуляторные характеристики дизеля

В условиях эксплуатации тракторные и комбайновые дизели работают при одновременном изменении нагрузки и частоты вращения коленчатого вала. Автоматическое регулирование подачи топлива в условиях одновременного изменения нагрузки и частоты вращения, осуществляется всережимным регулятором. Характеристика, полученная в этом случае, называется регуляторной. Вид характеристики будет зависеть от типа применяемого регулятора. Далее рассматриваются характеристики, типичные для всережимного регулятора частоты вращения.

Графически регуляторная характеристика дизеля может быть представлена либо в функции частоты вращения, либо в функции нагрузки.

Регуляторной характеристикой дизеля называется зависимость мощностных (M_k, N_e), экономических (G_t, g_e) и других показателей двигателя от частоты вращения при фиксированном положении рычага управления регулятором на упоре максимальной частоты вращения, т.е.

$$N_e, M_k, G_t, g_e \dots = f(n).$$

Характеристику, представленную в функции частоты вращения, также называют скоростной характеристикой с регуляторной ветвью. В отличие от обычной скоростной характеристики топливную рейку не фиксируют в одном положении, и дают ей свободу хода, таким образом, подача топлива обеспечивается регулятором. В электронных системах топливоподача регулируется электронным блоком управления.

Регуляторной характеристикой дизеля также называется также зависимость основных показателей двигателя от крутящего момента при фиксированном положении рычага управления регулятором на упоре максимальной частоты вращения, т.е.

$$N_e, G_t, g_e, n \dots = f(M_k)$$

или в зависимости от эффективной мощности

$$M_k, G_T, g_e, n \dots = f(N_e).$$

При положении рычага управления регулятором на упоре максимальной частоты вращения получают полную регуляторную характеристику дизеля, оценивающую максимальные мощностные показатели. При фиксации рычага управления регулятором в промежуточном положении уменьшается усилие предварительной затяжки пружины регулятора, и, соответственно, максимальная частота вращения, и мощность двигателя. Такие характеристики называются частичными регуляторными характеристиками.

В регуляторной характеристике выделяют две ветви – корректорную ветвь, аналогичную внешней скоростной характеристике, при работе двигателя с максимальной нагрузкой от минимально устойчивых оборотов до номинальной частоты вращения, и регуляторную ветвь характеристики, при изменении нагрузки от номинальной до холостого хода.

График регуляторной характеристики может рассматриваться в функции частоты вращения (Рисунок 2.13), либо в функции эффективной мощности (Рисунок 2.14). На характеристике изображают как основные показатели двигателя N_e , M_k , G_T , g_e , так и значения регулировочных параметров угла опережения впрыскивания топлива θ_v , коэффициента наполнения η_v , коэффициента избытка воздуха α , цикловой подачи топлива $q_{ц}$ и других параметров.

Регуляторная характеристика является основной паспортной характеристикой дизеля. В испытаниях определяются показатели двигателя в характерных точках:

номинальную мощность $N_{eном}$, часовой $G_{тном}$, удельный расход топлива $g_{eном}$ при номинальной частоты вращения коленчатого вала $n_{ном}$;

максимальный крутящий момент M_{kmax} и соответствующую частоту вращения коленчатого вала n_m ;

определяют коэффициенты приспособляемости по оборотам k_n коэффициент запаса крутящего момента μ_k ;

режим минимальной устойчивой частоты вращения коленчатого вала при работе с полной нагрузкой n_{min} ;

максимальную частоту вращения холостого хода n_{xmax} и соответствующее значение часового расхода топлива $G_{тхх}$;

минимальный удельный расход топлива g_{emin} и соответствующую частоту вращения коленчатого вала n_{gemin} ;

оценочный удельный расход топлива $g_{eоц}$;

оценивают степень неравномерности работы регулятора δ .

Закономерности изменения регулировок и показателей двигателя по корректорной ветви близки рассмотренным ранее условиям внешней скоростной характеристики, а изменения по регуляторной ветви близки к условиям работы по нагрузочной характеристике.

Дизель имеет качественное регулирование мощности, и расход воздуха в дизеле без наддува специально не регулируется. При работе в зоне корректорной ветви коэффициент наполнения имеет такой же характер, как и при работе по скоростной характеристике. При работе по регуляторной ветви, переход с номинального режима работы на холостой ход сопровождается снижением температур деталей двигателя, уменьшением подогрева свежего заряда, что влияет на повышение коэффициента наполнения η_V на 5...8.

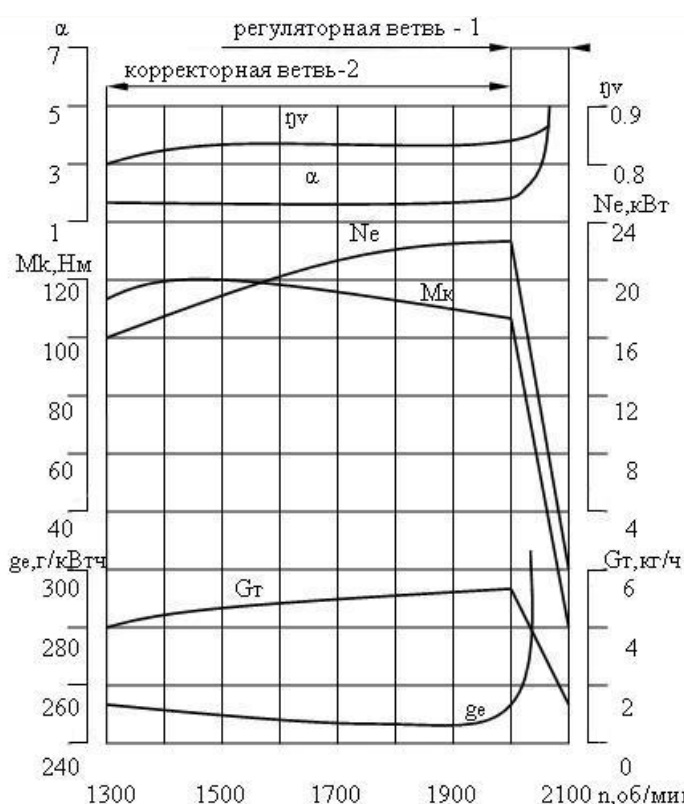


Рисунок 2.13 – Регуляторная характеристика дизеля в функции частоты вращения

изменение частоты вращения при изменении нагрузки от номинальной до холостого хода. Это достигается резким уменьшением цикловой подачи от $\alpha = 1,2 \dots 1,5$ на режиме номинальной мощности до $\alpha = 6 \dots 8$ на режиме холостого хода.

Величина крутящего момента зависит от количества поданного топлива, эффективности использования теплоты и уровня механических потерь, т. е.

$$M_k = f(\eta_V, q_p, \eta_b, \eta_m).$$

При работе по корректорной ветви, цикловая подача топлива соответствует максимально возможным подачам по условиям допустимой дымности сгорания. Величина подачи контролируется корректором, и в зоне максимального крутящего момента подача не превышает номинальную более 10...15%. Коэффициент избытка воздуха на корректорной ветви имеет предельное обогащение, и регулируется по условиям допустимой дымности на уровне $\alpha = 1,2 \dots 1,6$.

При работе по регуляторной ветви, регулятор частоты вращения должен обеспечивать минимальное

При условии полного и своевременного сгорания топлива изменение цикловой подачи топлива и обогащение смеси являются основными причинами роста количества теплоты, выделяющейся в цилиндре двигателя и увеличения крутящего момента.

При работе по корректорной ветви изменение цикловой подачи топлива и, соответственно, возрастание крутящего момента невелико и составляет не более 10...15%. Изменение крутящего момента зависит от настройки корректора. Величина хода штока корректора определяет приращение цикловой подачи топлива, а усилие пружины корректора влияет на частоту вращения, соответствующую $M_{кmax}$. Коэффициент наполнения, индикаторный и механический КПД также оказывают влияние на M_k . Их роль была ранее проанализирована по скоростным характеристикам.

По регуляторной ветви, благодаря линейному изменению $q_{ц}$, наблюдается линейное изменение крутящего момента M_k от нуля до номинального. Поэтому значительное изменение внешней нагрузки на двигатель от 0 до 100% приводит лишь к незначительному уменьшению частоты вращения на 5...7%.

Мощность двигателя определяется значениями крутящего момента и частоты вращения $N_e = f(M_k, n)$. При работе тракторных агрегатов, повышение нагрузки в диапазоне от режима максимальных оборотов холостого хода до номинальной нагрузки мощность двигателя, как и крутящий момент, возрастает за счет увеличения цикловой подачи топлива и обогащения смеси. При работе с перегрузкой мощность уменьшается вследствие значительного уменьшения частоты вращения. Наблюдающийся при этом рост крутящего момента на 15...25% не компенсирует уменьшение эффективной мощности из-за падения частоты вращения.

Часовой расход топлива возрастает по мере повышения нагрузки от холостого хода вплоть до номинальной за счет обогащения и увеличения $q_{ц}$. При работе на корректорной ветви дополнительное увеличение цикловой подачи

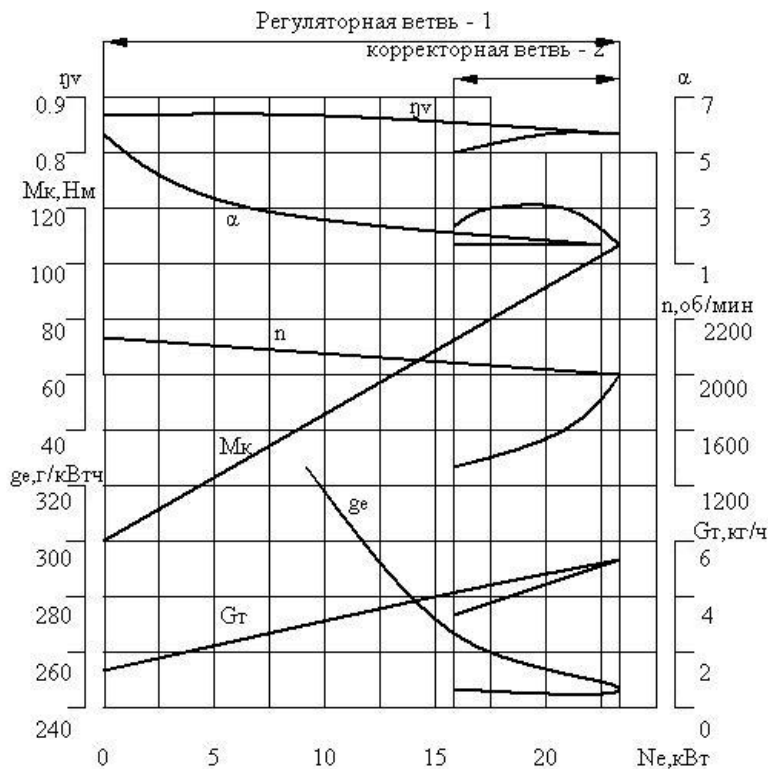


Рисунок 2.14 – Регуляторная характеристика дизеля в функции мощности

топлива для преодоления кратковременной перегрузки невелико, а частота вращения существенно уменьшается, что определяет снижение часового расхода топлива.

При работе дизеля на регуляторной ветви удельный расход топлива на режиме максимальных оборотов холостого хода стремится к бесконечности, так как полезной работы двигатель не совершает. При этом коэффициент избытка воздуха $\alpha = 6 \dots 8$. При повышении нагрузки до номинальной увеличивается цикловая подача топлива, что совместно со снижением коэффициента наполнения вызывает снижение коэффициента избытка воздуха до $\alpha = 1,2 \dots 1,5$. Несмотря на обогащение смеси, величина η_i возрастает, достигая максимума при $\alpha = 3 \dots 4$, а затем снижается. Величина η_m возрастает, и максимальное его значение соответствует номинальной мощности. Закономерность изменения индикаторного и механического КПД определяет характер изменения удельного расхода топлива.

При работе дизеля на корректорной ветви удельный расход топлива определяется одновременным увеличением механического КПД и падением индикаторного КПД. Возрастание η_m связано с уменьшением относительной доли механических потерь N_m / N_i при снижении частоты вращения коленчатого вала. Падение η_i вызвано ухудшением качества смесеобразования при снижении частоты вращения.

В зависимости от регулировки топливной аппаратуры, характера изменения коэффициента избытка воздуха и особенностей рабочего процесса дизеля минимальный удельный расход топлива может наблюдаться как на регуляторной, так и на корректорной ветви характеристики.

Для оценки среднего уровня топливной экономичности дизеля существует величина оценочного удельного расхода топлива.

Она подсчитывается как среднее арифметическое значение из 10 значений удельного расхода топлива по регуляторной ветви регуляторной характеристики, определенных через равные интервалы мощности, в диапазоне от режима номинальной мощности до режима, соответствующего 50 % $N_{\text{ном}}$.

Тракторные двигатели, оснащенные всережимными регуляторами частоты вращения, работают в основном по регуляторной ветви, т.е. в условиях значительного изменения мощности, но небольшого изменения частоты вращения. Поэтому для удобства анализа изменения показателей двигателя от нагрузки регуляторную характеристику представляют в функции эффективной мощности (Рисунок 2.14). Проведенный выше анализ может быть полностью повторен и для показанных графиков.

Нагрузка двигателя может характеризоваться не только величиной эффективной мощности, но также средним эффективным давлением или

крутящим моментом. Поэтому регуляторная характеристика может быть представлена в зависимости от изменения M_k или p_e .

Глава 5. Многопараметровые и специальные характеристики

Многопараметровые (параметрические) характеристики. Для анализа работы двигателя при различных скоростных и нагрузочных режимах необходимо иметь серию скоростных и нагрузочных характеристик, снятых при различных положениях дроссельной заслонки (или рейки топливного насоса в дизеле). Для решения задач по выбору оптимального сочетания регулировок или режимов работы двигателя, указанные характеристики перестраивают в одну многопараметровую. В качестве осей выбираются два каких-либо основных показателя работы двигателя, а третий показатель наносится на график в виде сетки линий его постоянного значения. Таким образом, многопараметровая характеристика показывает зависимость функции от двух факторов одновременно и является наиболее информативной с целью поиска оптимальных режимов работы системы.

Многопараметровая характеристика бензинового двигателя, показывающая условия получения определенных (постоянных) значений мощности и удельного расхода топлива в функции частоты вращения коленчатого вала n и крутящего

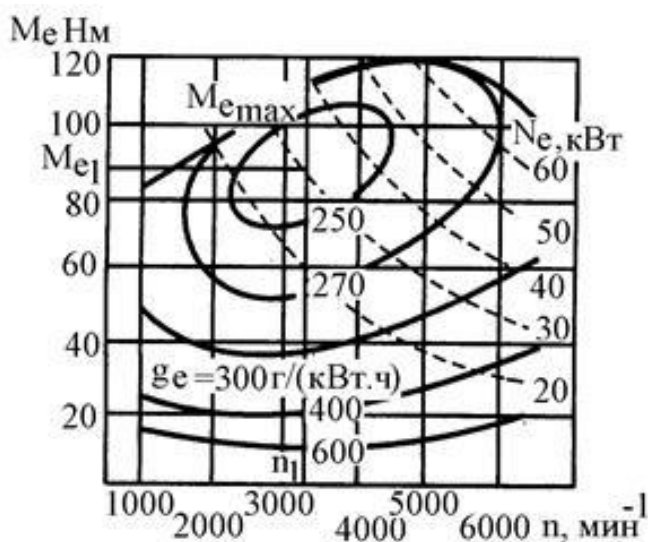


Рисунок 2.15 – Многопараметровая характеристика бензинового двигателя.

момента M_k может быть представлена в графическом виде (Рисунок 2.15).

Поле этой характеристики ограничено сверху линией максимального крутящего момента M_{kmax} . Нижней границей характеристики является ось абсцисс, соответствующая режимам холостого хода. Справа и слева характеристика ограничена минимальной и максимальной частотами вращения двигателя.

В качестве параметров, характеризующих работу двигателя, представлены кривые постоянных значений удельного эффективного расхода топлива $g_e = const$. Для удобства анализа условий работы двигателя, на этом же графике показаны линии постоянных значений эффективной мощности $N_e = const$. Характеристика позволяет оценить зоны наиболее экономичной работы двигателя и выбрать оптимальный режим работы. Например, одна и та же топливная экономичность ($g_e = const$) может быть обеспечена при различном сочетании частоты вращения и нагрузки (которая представлена величиной крутящего момента), а линии

постоянных значений N_e указывают, при какой мощности двигателя данный удельный расход топлива может быть обеспечен. С другой стороны, одинаковая мощность может быть получена при различном сочетании частоты вращения и крутящего момента, а линии постоянного удельного расхода топлива указывают, насколько экономичным будет данный режим работы.

Многопараметровая характеристика удобна для выбора наиболее экономичных режимов стационарных установок, работающих при постоянной частоте вращения, а также для определения оптимальных передаточных отношений в трансмиссии тракторов и автомобилей.

На рисунке 2.16 представлена аналогичная характеристика дизеля ЯМЗ-238Н в функции нагрузки (среднего эффективного давления) – частоты вращения коленчатого вала. Зоны

одинаковых удельных расходов топлива вытянуты вдоль оси, по которой измеряется частота вращения двигателя. Характеристика дает наглядное представление, каким режимам соответствует наилучшая топливная экономичность, или указать область рабочих частот и нагрузок, соответствующих работе с приемлемой топливной экономичностью. Выбор иных параметров в качестве анализа, позволяет оптимизировать и иные задачи регулирования двигателя.

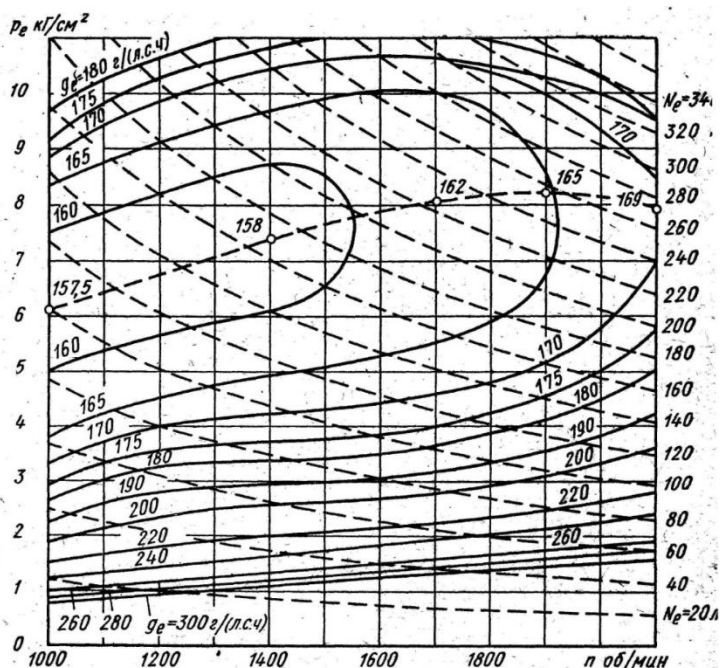


Рисунок 2.16 – Многопараметровая характеристика дизеля

Так как параметрические характеристики выражают зависимость показателей двигателя более чем от одного фактора, то возможно рассмотрение и других процессов, происходящих в двигателе. Наиболее часто рассматриваются также параметрические характеристики по углу опережения зажигания (УОЗ) в бензиновых ДВС. В этом случае УОЗ рассматривается от основных влияющих на него факторов. Такими факторами могут быть: частота вращения коленчатого вала ДВС, нагрузка на ДВС, температура двигателя и эффект детонации. Получаемые характеристики могут быть не только двухмерными, но и трехмерными. Например, зависимость оптимального угла опережения зажигания от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя может быть представлена в трёхмерной графической зависимости

(Рисунок 2.17). Остальные параметры при этом не изменяются и принимают постоянные значения.

Для построения такой характеристики требуется провести серию испытаний и получить множество однофакторных зависимостей. Например, снять ряд нагрузочных характеристик с определением оптимального угла опережения зажигания для разных частот вращения двигателя. По полученным данным строится параметрическая характеристика, учитывающая изменение двух параметров, например частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя (Рисунок 2.17). Подобная характеристика строится по трём осям, две из которых это влияющие факторы и одна – оптимальное значение угла опережения зажигания на выбранном режиме.

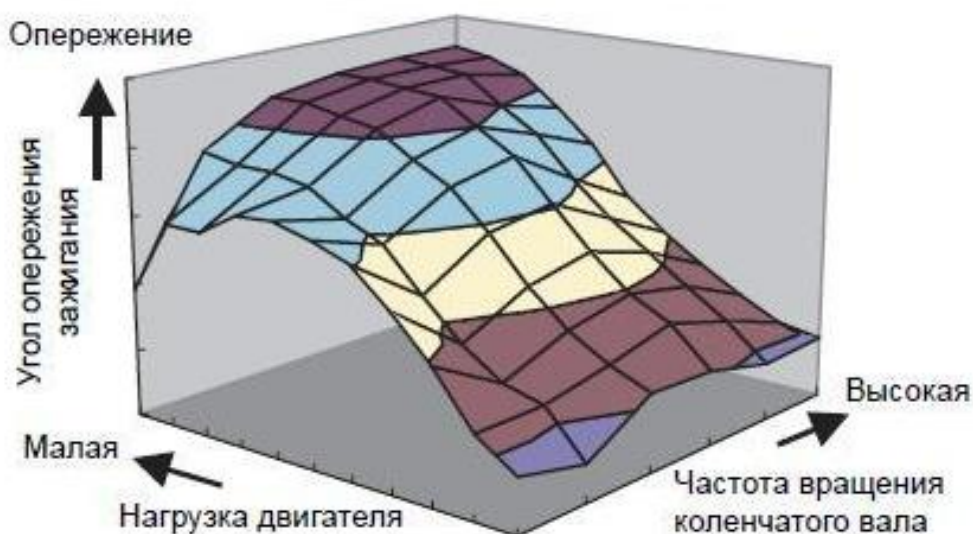


Рисунок 2.17 – Общий вид параметрической характеристики УОЗ от частоты вращения и нагрузки на ДВС

По характеристике видно, что данные зависимости имеют корреляцию с процессами сгорания в двигателе. Таким образом, многопараметровые характеристики дают возможность многофакторного анализа, упрощая визуализацию сложных процессов.

Характеристика холостого хода. Характеристика холостого хода представляет собой зависимость часового расхода топлива и иных показателей от частоты вращения при работе двигателя без внешней нагрузки.

Характеристика снимается в диапазоне частот вращения от минимально устойчивой частоты вращения до частоты вращения, соответствующей половине номинальной (Рисунок 2.18). Двигатель не соединен с тормозным устройством и не имеет внешней нагрузки. Увеличение частоты вращения достигается открытием дроссельной заслонки бензинового двигателя или перемещением рейки топливного насоса дизеля.

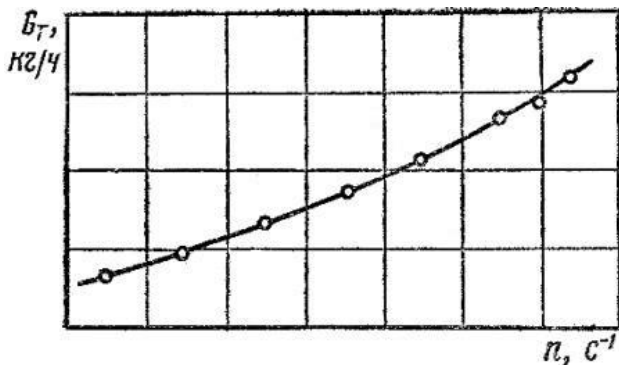


Рисунок 2.18 – Характеристика холостого хода двигателя.

Характеристика необходима для оценки степени совершенства двигателя при работе без нагрузки. Особенно значение характеристика имеет для двигателей транспортного назначения, в связи с тем, что доля режимов работы двигателя на холостом ходу и малых нагрузках может достигать 30...40% в транспортных силовых агрегатах.

Характеристика условных механических потерь двигателя.

Характеристикой условных механических потерь называется зависимость среднего давления p_m , мощности механических потерь N_m и механического КПД η_m в зависимости от частоты вращения.

$$p_m, N_m, \eta_m = f(n)$$

Механические (внутренние) потери двигателя $N_{мп}$ включают потери на трение $N_{тр}$, газообмен $N_{го}$, затраты энергии на привод вспомогательных агрегатов $N_{ва}$, вентиляционные потери при движении деталей двигателя в среде воздушно-масляной эмульсии и воздуха $N_{вен}$, а также на привод компрессора N_k .

Величина механических потерь может характеризоваться мощностью механических потерь:

$$N_m = N_{тр} + N_{го} + N_{ва} + N_{вен} + N_k;$$

средним давлением механических потерь:

$$p_m = p_{тр} + p_{го} + p_{ва} + p_{вен} + p_k$$

и механическим КПД:

$$\eta_m = N_e / N_i = 1 - N_{мп} / N_i.$$

Характеристику можно представить в виде графической зависимости (Рисунок 2.19). Механические потери и механический КПД двигателя можно определить различными методами, например, методом выключения цилиндров или методом прокручивания коленчатого вала двигателя от постороннего источника энергии.

При определении механических потерь и механического КПД методом выключения цилиндров, испытания проводят на фиксированных частотах вращения и полной подачей топлива - полностью открытой дроссельной заслонке бензинового двигателя или максимальном перемещении рейки топливного насоса дизеля.

Известно, что эффективная мощность N_e определяется как разность индикаторной мощности N_i и мощности механических потерь N_m : $N_e = N_i - N_m$.

Методика испытаний предполагает поочередное выключение одного из цилиндров из работы. Принимается допущение, что при отключении цилиндра его механические потери не меняются. Поэтому разница в эффективной мощности двигателя при работе всех цилиндров N_e при одном отключенном $N_{едв1}$ равна индикаторной мощности отключенного цилиндра N_{ix} : $N_{ix} = N_e - N_{едв1}$.

Полагают, что индикаторная мощность двигателя может быть определена как сумма индикаторных мощностей всех цилиндров: $N_i = \sum N_{ix}$. По результатам испытаний определяют механический КПД, мощность механических потерь и среднее давление механических потерь.

Для испытаний двигатель оснащают устройством, обеспечивающим поочередное выключение зажигания в бензиновом двигателе или прекращение впрыскивания в каждый из цилиндров дизеля. Выключение зажигания в отключаемом цилиндре обычно обеспечивается разрывом цепи высокого напряжения или коротким замыканием высоковольтного разряда на массу. Для дизелей с топливной аппаратурой разделенного типа отключение цилиндра требует установки специального приспособления на топливном насосе, поднимающего плунжер в положение ВМТ и поочередно прекращающего подачу топлива одной из насосных секций.

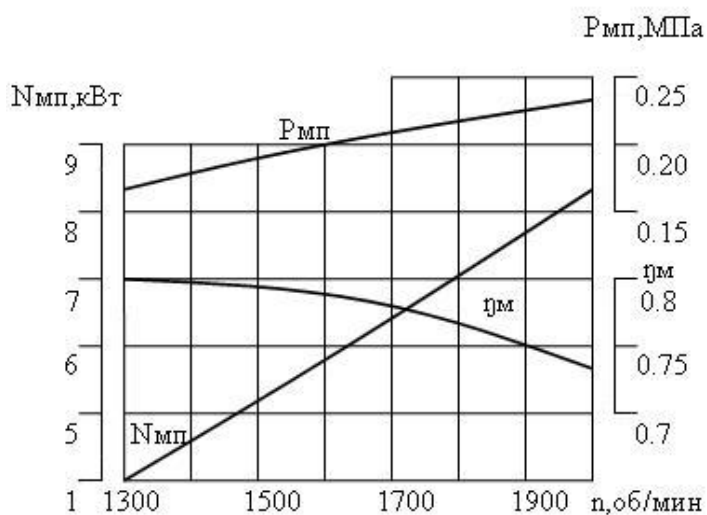


Рисунок 2.19 – Характеристика условных внутренних (механических) потерь

Определение механических потерь и механического КПД методом прокручивания коленчатого вала от постороннего источника энергии предполагает, что мощность, необходимая для принудительного вращения коленчатого вала двигателя с данной частотой вращения от постороннего источника равна мощности механических потерь работающего двигателя.

Определение механических потерь проводят при полном открытии дроссельной заслонки, выключенном зажигании, без подачи топлива в бензиновом двигателе и без подачи топлива в дизеле. Двигатель принудительно вращается от внешнего источника в диапазоне от минимальной частоты вращения

при работе двигателя с полной нагрузкой n_{\min} до частоты вращения при максимальной мощности n_{\max} .

Для оценки механического КПД на заданной частоте вращения необходимо предварительно определить эффективную мощность при работе всех цилиндров с полной нагрузкой. При работающем двигателе и его принудительном вращении отклонения частоты вращения от заданной не должны превышать $\pm 1\%$. Температура охлаждающей воды и масла должны соответствовать нормальному тепловому режиму.

Испытания по обоим методам выполняются по регламенту соответствующих стандартов. Однако допущения неизменности механических потерь при выключении из работы отдельных цилиндров или всего двигателя, не позволяют с высокой точностью сравнивать между собой разные типы двигателей. Чаще всего, оценка механических потерь позволяет сравнивать двигатели только одной модели при введении конструктивных, технологических изменений или для оценки технического состояния в результате эксплуатации.

РАЗДЕЛ 3. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатель внутреннего сгорания является основной энергетической установкой, применяемой в сельском хозяйстве и на транспорте. Вместе с тем, потребляя значительную часть нефтяных ресурсов, двигатель оказывает негативное влияние на состояние окружающей среды. В общем случае понятие экологичности двигателей внутреннего сгорания связано с необходимостью решения многих проблем получения, переработки, хранения нефтяного топлива, снижения выбросов токсичных компонентов отработавших газов и их дымности, уменьшения шума, вибраций и иных проблем использования поршневых ДВС.

При изучении данного курса вопросы экологии рассматриваются, прежде всего, с точки зрения токсичности и дымности отработавших газов – условий образования токсичных компонентов, нормирования выбросов токсичных веществ и существующих методов снижения токсичности и дымности отработавших газов.

Принято считать, что двигатели внутреннего сгорания, используемые на транспорте и в сельском хозяйстве, являются не только основными потребителями нефтяного топлива, но и основным источником загрязнения окружающей среды (Таблица 3.1). Загрязнение среды в городах проявляется более явно. Однако в сельском хозяйстве, техника, оснащённая дизельными двигателями, наносит существенный вред как человеку, так и растительным культурам, и животноводческим хозяйствам. В частности, в 2020 году потребление нефтяного топлива автомобильным транспортом составило 56,5%, а выброс токсических компонентов 71,3%. Доля сельскохозяйственных машин составила соответственно - 27,3% в потреблении топлива и 17,8% по выбросам в атмосферу.

Таблица 3.1 – Роль ДВС в потреблении топлива и выбросе вредных веществ

Применение двигателей	Общая	Потребление топлива		Выбросы в атмосферу	
	%	%	млн. т	%	млн. т
Автомобильный транспорт	50	56,5	65,0	71,3	21,7
Железнодорожный транспорт	16	11,0	12,6	6,3	1,9
Речной транспорт	8	5,6	6,8	2,6	0,8
Строительно-дорожные	4	1,9	2,2	1,3	0,4
Сельскохозяйственные и лесопромышленные машины	20	23,5	27,0	17,8	5,4
Авиация	2	1,2	1,4	0,7	0,2

Глава 1. Основные виды токсичных компонентов.

Токсичными считаются вещества, выброс которых оказывает вредное влияние на организм человека и окружающую среду. Степень токсичности определяется по соотношению концентрации вредного вещества в отработавших газах двигателя и нормативно установленным уровнем предельно-допустимой концентрации. Развитие современных автотракторных двигателей внутреннего сгорания предполагает не только улучшение эффективных показателей, но и минимизацию выбросов вредных токсичных компонентов.

Сгорание в поршневых ДВС приводит к окислению нефтяного топлива, углеводородный состав которого упрощенно представлен в разделе 1. Теоретически, основные компоненты топлива – углерод и водород, при сгорании окисляются кислородом воздуха с образованием двуокиси углерода CO_2 и паров воды H_2O . Можно полагать, что данные компоненты на 98% определяет состав продуктов сгорания и не считаются токсичным. Однако процесс сгорания не является совершенным. Горючая смесь не является однородной и гомогенной, что не обеспечивает равномерного распределения компонентов топлива и окислителя. Сгорание происходит в течение определенного промежутка времени, в условиях изменяющихся давлений и температур. Сама конструкция камер сгорания ДВС приводит к существенным отличиям в сгорании в центре камеры и около холодных стенок камеры сгорания. Вследствие несовершенства смесеобразования и различных условий сгорания, некоторая часть топлива окисляется не полностью, и в отработавших газах ДВС может содержаться более 200 различных веществ, являющихся продуктами неполного завершения окислительных процессов. Кроме того, нейтральный азот воздуха при высоких температурах сгорания взаимодействует с кислородом воздуха с появлением отработавших газов оксидов азота.

Из приведённых данных видно (Таблица 3.2), что в отработавших газах содержится примерно 74...78% азота, от 0,3...8% кислорода в бензиновых двигателях до 18% у дизелей, 3...9% водяного пара и 1 ... 12% диоксида углерода. Данные компоненты не токсичны. Однако, углекислый газ CO_2 создает парниковый эффект, влияющий на потепление климата, и общество также ставит задачу уменьшения выбросов этого компонента.

Принято считать, что даже при хорошем сгорании до 1-2% отработавших газов являются токсичными, и появляются как в результате неполного окисления топлива, так, напротив, вследствие высокоэффективного сгорания. Возможный состав некоторых основных компонентов отработавших газов представлен в справочных данных (Таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Состав отработавших газов

Продукты сгорания	Бензиновые двигатели	Дизели	Условная ед. токсичности	ПДК
Азот, %	74-77	74-78	-	-
Кислород, %	0,3-8,0	3,0-18	-	-
Водяной пар, %	3,0-5,5	0,5-9,0	-	-
Диоксид углерода CO_2 , %	5,0-12,0	1,0-12,0	-	-
Оксид углерода CO , %	0.5...12	0.005...0.4	1	0.02
Углеводороды C_nH_m , %	0,2...3	0,,0009...0/3	3,16.	0,0005...0,03
Оксид азота NO_x , %	0,01...0,8	0,004...0,5	41,1	0,0005
Оксиды серы, %	До 0,008	до ..02	22	0,001
Альдегиды, %	0...0.2	0,001...0,01		$(2..5)10^{-4}$
Сажа, мг/м ³	0,04	0,01...1,1.	-	1
Бенз- α -пирен, мг/м ³	0...20	0...1	-	$1,5 \cdot 10^{-4}$

Вредность отдельных компонентов для организма человека оценить достаточно сложно. Согласно действующим в РФ санитарным нормам, при оценке вредности используется понятие предельно допустимой концентрации (ПДК), то есть содержание вещества, при котором длительное воздействие вещества не оказывает существенного отрицательного воздействия на организм человека.

Учитывая, что состав вредных компонентов отработавших газов может сильно отличаться в зависимости от двигателя и режима его работы, данные по относительной вредности компонентов, по данным различных исследователей сильно отличаются. Тем не менее, если вредность окиси углерода CO (концентрация и воздействие которого легко определяются) условно принять за единицу, то воздействие несгоревших углеводородов C_nH_m , принято считать в 1.5...3,16 раз более вредным, чем CO , а воздействие оксидов азота NO_x - от 20 до 40 раз выше, чем CO . Поэтому принято считать, что основными токсичными продуктами отработавших газов, наиболее опасными для здоровья, являются монооксид углерода CO , углеводороды C_nH_m и оксиды азота NO_x . Хотя, например, некоторые виды альдегидов, содержащиеся в незначительном количестве в отработавших газах, считаются в 70 раз более вредными, чем CO .

Монооксид углерода CO (угарный газ) способен вызвать серьёзное отравление у человека, и обладает опасным токсическим воздействием на животных и растения.

Углеводороды C_nH_m также оказывают негативное влияние на человека, вызывая ряд заболеваний при попадании в дыхательные органы. Одним из наиболее опасных углеводородных веществ, является бенз(а)пирен.

Бенз(а)пирен относится к особо опасным токсичным веществам, так как является канцерогенным продуктом.

Оксиды азота, являются вредными и в газовом состоянии, но попав в окружающую среду, могут также вступить в химическую реакцию с молекулами воды, образуя азотистую (HNO_2) или азотную (HNO_3) кислоты, которые способны разрушать ткани дыхательной системы живых организмов. Они могут вызвать раздражение слизистых оболочек человека, а также привести к нарушениям в работе нервной или кровеносной систем. Кроме того, оксиды азота способны нанести существенный вред сельскохозяйственным культурам. Даже при небольших концентрациях в воздухе порядка 0,0002...0,0003% они способны снизить скорость роста растений.

К наиболее опасным альдегидам относятся формальдегид $H-C-H-O$ и акролеин CH_2CHCHO . Но при таких незначительных выделениях альдегиды представляют меньшую опасность по сравнению с основными токсичными веществами. Однако их воздействие может спровоцировать онкологические заболевания, вызвать нарушение половой системы человека, а также дефекты у новорожденных детей.

Оксиды серы, вступив в реакцию с водой или гидроксидной группой, могут образовать серную или сернистую кислоты, вызвав раздражение лёгочных и бронхиальных тканей, а также нанести существенный вред окружающей среде. При сравнимо малых концентрациях в окружающей среде порядка 0,001% диоксид серы способен причинить серьёзный вред дыхательным органам, а при концентрации в 10 раз выше привести к летальному исходу в течение минуты.

Но особое влияние имеют оксиды и соединения тяжелых металлов, из которых выделяется тетраэтилсвинец (ТЭС – относительная токсичность по оксиду углерода 22400:1).

Сажа (разновидность углерода), не оказывает непосредственного вредного воздействия на человека, но частицы сажи, образующиеся при сгорании дизельных топлив, являются переносчиками канцерогенных веществ, например, бенз(а)пирена. Вредность канцерогенных веществ не поддается прямой оценке, поскольку не указывает на признаки явного отравления. Однако, попадая в организм человека, канцерогенные вещества накапливаются, и ведет к онкологическим заболеваниям.

Сходные вредные воздействия следует ожидать и от воздействия соединениями серы и свинца, которые могут содержаться в топливе.

При определенных атмосферных условиях вредные вещества отработавших газов могут проявляться и во вторичных формах негативного воздействия на природу и человека. Например, распространенное в последние

годы появление смога – ядовитого тумана, продукта сложного взаимодействия высокой концентрации выбросов углеводородов, оксидов азота, солнечной активности и влажности окружающей среды.

Глава 2. Условия образования основных токсичных компонентов

Оксид углерода CO образуется, главным образом, при сгорании богатых смесей, что связано с недостатком кислорода для полного окисления углерода. Ранее это было типичным процессом горения богатых смесей бензиновых двигателей на холостом ходу и режимах полных нагрузок. С применением λ -зондов, предназначенных для регулирования двигателей на стехиометрические смеси $\alpha=1$, и обеспечивающих более полное сгорание, выбросы CO были значительно уменьшены.

Однако образование CO происходит и при избыточном количестве кислорода, но в условиях пониженных температур, как, например, в холодных пристеночных слоях камеры сгорания, где процесс окисления углерода не может быть завершен полностью. Но даже для нормальных смесей $\alpha=1$, в отработавших газах может содержаться до 0,5...1,0% CO , в связи с неоднородностью распределения топлива в воздушном заряде.

В дизелях, образование CO также происходит из-за неравномерного распределения топлива в топливном факеле. Однако вследствие использования сильно обедненных смесей $\alpha>1$ и значительной концентрации кислорода, CO почти полностью окисляется в CO_2 в ходе процессов сгорания и расширения.

Углеводороды появляются в отработавших газах либо в чистом виде несгоревшего в цилиндре топлива, либо как продукты его неполного окисления. Неполное окисление углерода топлива является причиной появления в отработавших газах различных видов углеводородов, обозначаемых условной формулой C_nH_m , отражающей сложный молекулярный состав не догорающей смеси. Углеводороды, как продукты неполного сгорания присутствуют в отработавших газах практически на всех режимах работы двигателя. Основной зоной образования углеводородов в бензиновых двигателях являются холодные (200...300°C) пристеночные слои смеси в камере сгорания. Часть горючей смеси, расположенной в так называемых «защемленных объемах» камеры сгорания между поршнем и головкой цилиндра, или между поршнем и стенкой цилиндра, толщиной 0,5...1,0 мм не могут быть охвачены движущимся фронтом пламени, не участвуют в сгорании, и выбрасываются из камеры сгорания с отработавшими газами в процессе выпуска.

В дизеле образование углеводородов связано с неполным сгоранием смеси в наружных слоях факела распыливаемого топлива. В данных зонах, окруженных воздухом, концентрация топлива понижена и выходит за пределы

воспламенения. Топливо из пограничной зоны факела частично окисляется в ходе последующего сгорания, но значительная доля выбрасывается с отработавшими газами. Частично, образование несгоревших углеводородов возможно и в других зонах топливного факела вследствие неоднородного состава смеси. В дизеле, вследствие сгорания топлива в зоне факела, и, практически отсутствия сгорания в пристеночном слое, выброс углеводородов с отработавшими газами существенно ниже, чем в бензиновом двигателе.

Альдегиды представляют собой продукты частичного окисления топлива в условиях низких температур (400...500°C), характерных на стадиях начального окисления топлива, впрыснутого в камеру, и предшествующих активному горению топлива. Альдегиды типичны для дизелей, работающих на режимах холостого хода и малых нагрузок.

Сажа образуется как результат распада углеводородов топлива в условиях высокой температуры и отсутствия кислорода. Это типично для впрыска последних порций топлива в ядро топливного факела. Сгорание в этой зоне завершилось, кислорода нет, а температуры зоны высокая. Твердые частицы сажи, размером менее 1 мкм не являются токсичными для человека. Однако, частицы сажи, выбрасываемые в атмосферу с отработавшими газами, являются переносчиками других вредных –канцерогенных веществ, поэтому выброс сажевых частиц законодательно ограничивается по дымности отработавших газов, отражающей содержание сажевых частиц в отработавших газах.

Канцерогенные вещества – вещества, способствующие возникновению раковых заболеваний. Подобными свойствами обладают ряд полициклических ароматических углеводородов, но применительно к работе ДВС, как правило, рассматривается лишь бен(а)пирен $C_{20}H_{12}$. Бенз(а)пирен представляет собой кристаллическое вещество, похожее на нафталин, и образующееся при пиролизе топлива и смазочного масла в пристеночных слоях гильзы цилиндра в условиях невысоких температур порядка 400...700°C. Бен(а)пирен хорошо адсорбируется на твердых частицах сажи и выбрасывается вместе с ней в окружающую среду.

Оксиды азота представляют собой группу продуктов взаимодействия азота и кислорода горючей смеси в условиях высокой температуры, образующейся в ходе процесса сгорания. Образование оксидов азота не связано непосредственно с процессом горения, но происходит в результате распада молекул O_2 и N_2 на атомы и их последующего взаимодействия в условиях высоких температур горения. То есть, оксиды азота образуются по всей камере сгорания и тем более интенсивно, чем лучше организован процесс сгорания, чем лучше топливная экономичность.

В зависимости от взаимодействия атомов кислорода и азота образуются различные молекулы оксидов азота (NO , N_2O , N_2O_5 ...), итоговое содержание которых представляется как NO_x . Реакции взаимодействия атомов кислорода и азота имеют сложный характер, но очевидно, что интенсивного образования оксидов азота необходимы азот воздуха, избыточная концентрация кислорода и высокая температура сгорания, точнее ее локальные значения в зоне горения.

В бензиновых двигателях образование оксидов азота характерно для обедненных смесей $\alpha=1,05\dots 1,1$, имеющих избыточный кислород и обеспечивавших высокие температуры сгорания. При обогащенных смесях $\alpha<0,95$ температуры сгорания высоки, но концентрация кислорода недостаточна для интенсивного образования оксидов азота. Все факторы, вызывающие повышение максимальных температур сгорания: повышение степени сжатия, рост угла опережения зажигания, нагрузки, иные факторы, способствующие повышению интенсивности сгорания с целью улучшения топливной экономичности, будут вести к росту выбросов NO_x .

В дизеле, всегда работающем на обедненной смеси, в условиях неравномерного распределения топлива, наиболее интенсивное образование оксидов азота будет наблюдаться в зоне топливного факела с составами смеси, близкими к стехиометрическому ($\alpha \approx 1$), и высокими локальными температурами сгорания (более 2500°C). Поскольку именно значение локальных температур сгорания имеет значение для образования оксидов азота, концентрация NO_x в отработавших газах дизеля может быть такой же высокой, как и в бензиновом двигателе, хотя средняя по заряду температура в дизеле может оставаться в пределах $1800\dots 1900^\circ\text{C}$. Повышение нагрузки, сопровождающееся ростом цикловой подачи топлива и повышением температур сгорания будет способствовать росту выбросов NO_x .

Глава 3. Влияние некоторых факторов на выброс токсичных компонентов.

Состав смеси, точнее величина коэффициента избытка воздуха, является одним из факторов, оказывающих значительное влияние на выброс токсичных компонентов с отработавшими газами. Классический пример влияния коэффициента избытка воздуха α на образование основных токсичных компонентов в бензиновом двигателе можно рассмотреть на зависимости (Рисунок 3.1).

При работе на богатых смесях $\alpha<1$ вследствие недостатка кислорода и неполного сгорания топлива, отмечается высокое содержание окиси углерода и углеводородов. По мере обеднения смеси, повышается концентрация кислорода в горючей смеси, улучшается полнота сгорания и снижается содержание CO и C_nH_m в отработавших газах. Снижение CO и C_nH_m будет продолжаться примерно

до $\alpha > 1,15 \dots 1,2$, что обычно соответствует пределам эффективного обеднения смеси. При дальнейшем снижении концентрации топлива в горючей смеси,

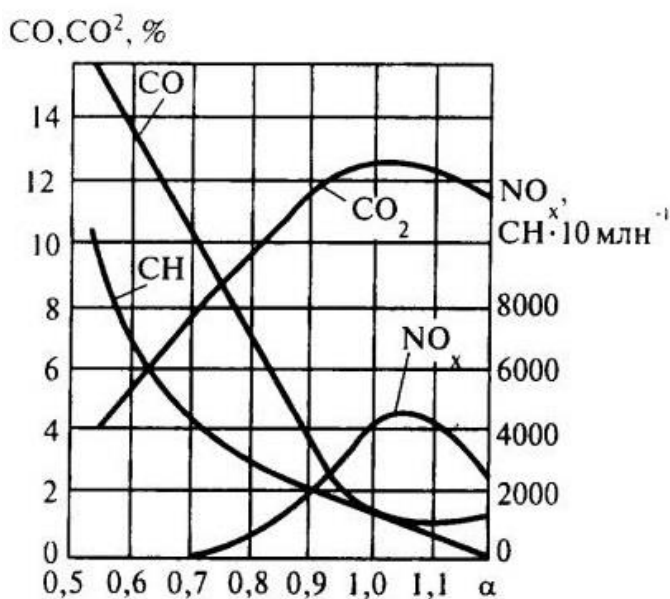


Рисунок 3.1 – Влияние состава смеси (α) на образование токсичных компонентов в бензиновом двигателе.

концентрации CO и C_nH_m вновь начнут возрастать вследствие ухудшения процесса распространения пламени по камере сгорания, затухания сгорания в отдельных зонах камеры, появлению пропусков воспламенения на свече зажигания, а затем и полному прекращению сгорания. Как выше отмечалось, интенсивность образования оксидов азота наблюдается при составах смеси $\alpha = 1,05 \dots 1,1$, что определяется высокими температурами сгорания и наличием избыточного кислорода. При обогащении смеси концентрация NO_x , будет снижаться

из-за уменьшения содержания кислорода в смеси, а при обеднении смеси – вследствие снижения температур сгорания бедных смесей.

В связи с противоречивым влиянием состава смеси на содержание CO , C_nH_m и NO_x современные бензиновые двигатели оснащают датчиком кислорода (λ -зондом), позволяющим обеспечить жёсткое регулирование двигателя на стехиометрический состав смеси $\alpha=1$, что является не только компромиссным решением с точки зрения снижения суммарного выброса названных компонентов, но также позволяет использовать трехкомпонентные каталитические нейтрализаторы для дополнительного снижения их концентрации.

В дизеле выброс продуктов неполного сгорания - CO и C_nH_m связан с особенностями сгорания в факеле впрыскиваемого топлива и зависит от эффективности смесеобразования. Недогорание топлива, и возможное образование CO и C_nH_m , подчиняется, законам горения на локальном уровне (в зоне факела). При средних по камере коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 3 \dots 4$, в зоне факела как правило, обеспечивается наиболее полное сгорания топлива, и концентрации CO и C_nH_m минимальные. При обогащении смеси и повышении концентрации топлива в ядре факела его локальное окисление может ухудшаться, что приведет к росту концентрации CO . Уменьшение свободного кислорода в целом по камере может привести и к росту C_nH_m . При обеднении

смеси, ухудшение смесеобразования приводит к переобеднению пограничных зон факела и росту концентрации углеводородов C_nH_m и CO (Рисунок 3.2)

Поскольку в целом по камере сгорания состав смеси является бедным, то наличие избыточного кислорода способствует последующему дополнительному окислению продуктов неполного сгорания в процессе расширения, и концентрация CO и C_nH_m ниже, чем в бензиновом двигателе.

Концентрация NO_x минимальная на малых нагрузках и наиболее бедных смесях $\alpha=5\dots6$. При увеличении подачи топлива и снижении коэффициента избытка воздуха α , возрастают температуры сгорания, что увеличивает концентрацию оксидов азота. Наиболее интенсивное образование NO_x может отмечаться на полных нагрузках, то есть при $\alpha=1,2\dots1,6$. Однако на этих режимах работы, вследствие несовершенства смесеобразования и снижения концентрации свободного кислорода, может наблюдаться не только неполнота сгорания с повышенной дымностью, но и стабилизация в образовании, и даже незначительное уменьшение NO_x .

Угол опережения зажигания в бензиновом двигателе, как было показано в разделе 1, влияет на положение участка сгорания по фазе цикла. Более ранний угол приводит к смещению сгорания заряда ближе к ВМТ, что, увеличивает максимальные давления и температуры сгорания, и приводит к более интенсивному образованию оксидов азота. Напротив, регулирование более поздних углов зажигания или впрыскивания снижает максимальные давления и температуры, уменьшая выброс NO_x . При поздних углах процесс сгорания затягивается, снижение пиковых максимальных температур в зоне ВМТ, сопровождается повышением температур в процессе расширения, что улучшает условия дополнительного окисления продуктов сгорания и снижает выброс

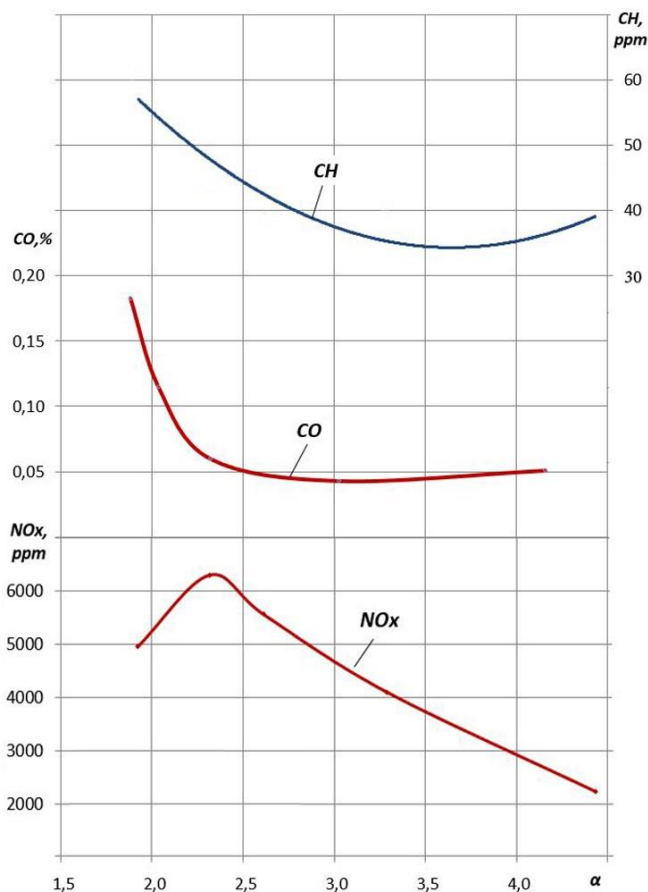


Рисунок 3.2 – Влияние состава смеси на образование токсичных компонентов в дизеле.

C_nH_m и CO (Рисунок 3.3). В дизеле изменение угла опережения впрыскивания оказывают сходное влияние на образование основных токсичных компонентов.

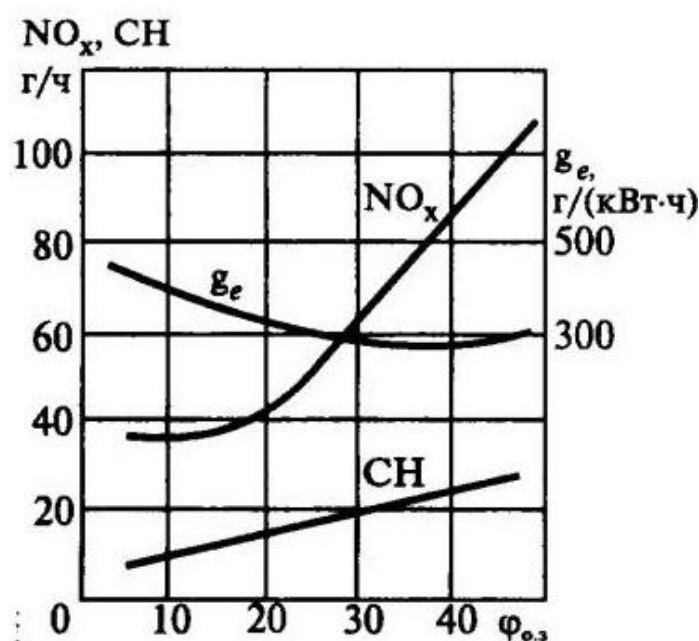


Рисунок 3.3 – Влияние угла опережения зажигания на выброс токсичных компонентов с отработавшими газами в бензиновом двигателе.

отработавших газов (K). На малых нагрузках ухудшение смесеобразования может приводить к росту концентрации углеводородов.

Изменение выбросов оксидов азота на малых и средних нагрузках, при большом избытке кислорода, подчиняется изменению подачи топлива и соответственно температурам сгорания смеси: концентрация NO_x увеличивается с ростом нагрузки. При увеличении нагрузки более 60% повышение температур сгорания сопровождается уменьшением коэффициента избытка воздуха, относительным уменьшением концентрации избыточного кислорода, что может приводить к стабилизации образования оксидов азота, а затем и их незначительному снижению. Заштрихованные зоны в изменении концентрации токсичных компонентов (Рисунок 3.4) показывает возможность значительного изменения параметров для различных способов смесеобразования в дизелях.

Изменение концентрации иных вредных компонентов отработавших газов дизеля также связано со спецификой смесеобразования. В качестве общих тенденции следует отметить, что повышение частоты вращения до определенных значений ведет к улучшению смесеобразования и полноты сгорания, проявляющееся в уменьшении концентрации продуктов неполного сгорания C_nH_m , CO и дымности отработавших газов K . Это связано с настройкой топливной аппаратуры на обеспечение хорошего эффективного сгорания на рабочих частотах вращения. Дальнейшее увеличение частоты вращения

Режим работы. Выброс токсичных компонентов на различных режимах работы зависит от множества факторов. На характеристике (Рисунок 3.4) показано, что дизеле без наддува, с регулированием нагрузки без дросселирования заряда, только посредством увеличения цикловой подачи топлива, повышение нагрузки выше 60% сопровождается ухудшением смесеобразования, ростом неполноты сгорания, проявляющимся в увеличении концентрации CO в отработавших газах и повышении дымности

сокращает время на смесеобразование и сгорание горючей смеси, что может приводить к росту концентрации продуктов неполного сгорания. Концентрация оксидов азота также находится в прямой связи с эффективностью смесеобразования и сгорания. Более высокая эффективность сгорания сопровождается повышенной концентрацией NO_x .

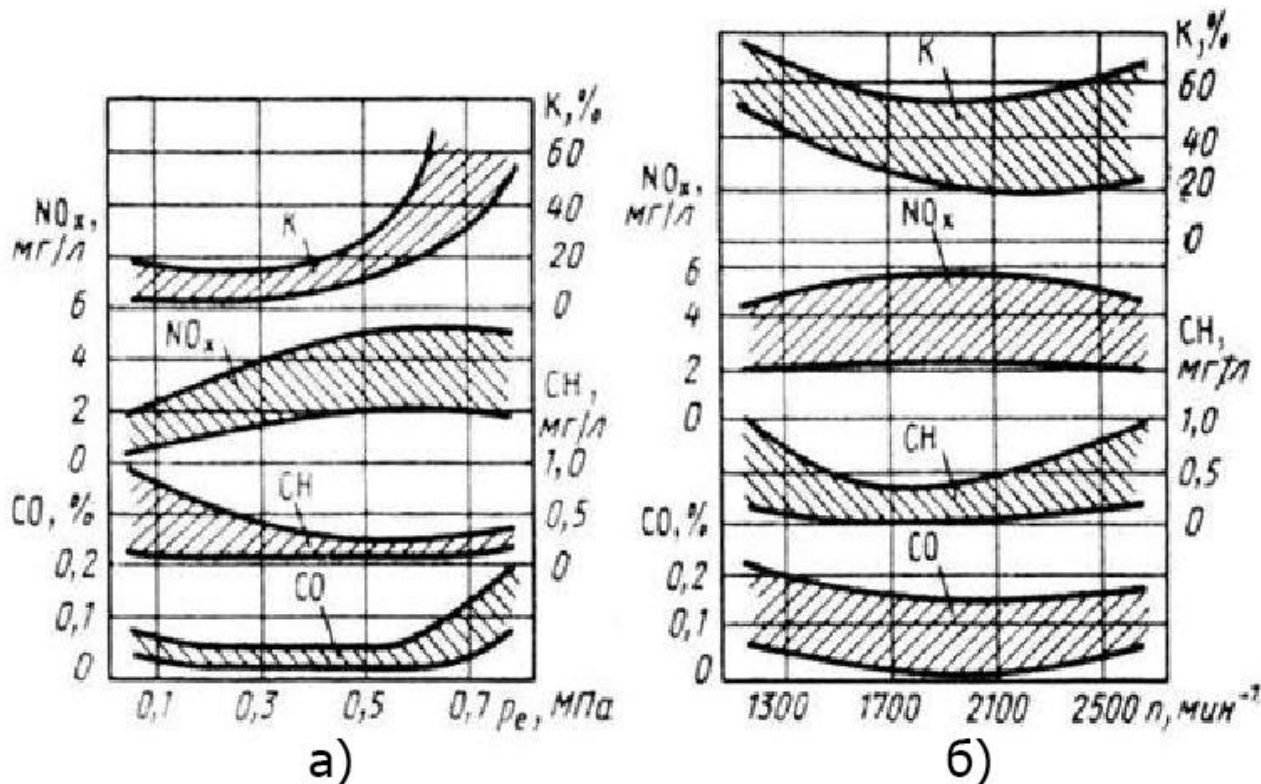


Рисунок 3.4 – Влияние нагрузки (а) и частоты вращения (б) на выброс токсичных компонентов дизелями с разными способами смесеобразования.

В бензиновом двигателе, реализующим количественное регулирование мощности, эффективность сгорания повышается по мере роста нагрузки за счет открытия дроссельной заслонки и пропорционального увеличения подачи топлива. Открытие заслонки повышает наполнение цилиндра свежим зарядом, увеличивает его плотность, снижает концентрацию остаточных газов, повышает давления и температуры сгорания. Все эти факторы увеличивают полноту сгорания и способствуют снижению концентрации углеводородов и окиси углерода в отработавших газах. Вместе с тем, рост температуры сгорания ведет к повышению выбросов оксидов азота NO_x .

Глава 4. Нормирование токсичных выбросов

Развитие современных конструкций двигателей внутреннего сгорания всегда направлено как на улучшение мощностных, экономических, так и экологических показателей двигателей. Все заводы-производители двигателей проводят исследовательские работы, направленные на снижение выбросов

токсичных компонентов. И в каждом государстве вводятся законодательные нормы, ограничивающие выбросы вредных веществ с отработавшими газами. В связи со сложным характером образования токсичных веществ можно лишь условно указать возможные диапазоны изменения концентраций основных токсичных компонентов дизеля и бензинового двигателя в отработавших газах (Таблица 3.3). Несмотря на относительно малую долю некоторых токсичных компонентов, содержащихся в ОГ, они представляют серьёзную угрозу для экологии. Вводимые ограничения определяются двумя факторами: вредностью тех или иных компонентов для человека и окружающей среды, и конкретными условиями эксплуатации техники с двигателями внутреннего сгорания.

Для поддержания безопасности условий труда в России, как и в других странах, существуют санитарные нормы, ограничивающие концентрацию вредных веществ в воздухе. Основой для них служат предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны. Она оценивается в соотношении предельно допустимого количества токсичного вещества к общему объёму взятой пробы. В таблице 3.3 представлены ограничения по предельно допустимым концентрациям токсичных компонентов в соответствии с принятыми в России санитарными нормами СанПиН 2.2.1/2.1.1.567-96. Нормы предусматривают три режима ограничений концентрации различных токсичных компонентов – локальной концентрации в рабочей зоне, среднесуточной концентрации в населенном пункте и максимальной разовой концентрации (Таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Токсичные свойства и предельно допустимые концентрации компонентов ОГ

Компонент ОГ	Класс опасности	Порог восприятия запаха, мг/л	Предельно допустимая концентрация, мг/м ³		
			воздух рабочей зоны	Среднесуточная в воздухе населённых пунктов	Максимальная разовая
Оксиды азота в пересчёте на NO ₂	2	0,0002...0,008	2	0,04	0,085
Монооксид углерода CO	4	–	20	3	5
Углеводороды CH _x в пересчёте на C	2...4	0,0007...0,6	–	1,5	5
Сажа C	3	–	4	0,05	0,15
Альдегиды RCHO	2...3	0,00007...0,004	0,2...5	0,01...5	0,01...3
Формальдегид HCHO	2	0,00007...0,004	0,5	0,012	0,035
Акролеин CH ₂ CHCHO	2	0,00007	0,7	0,03	0,03
Диоксид серы SO ₂	3	0,00087...0,003	10	0,05	0,5
Триоксид серы SO ₃	2	–	1	–	–
Бенз(а)пирен C ₂₀ H ₁₂	1	–	15·10 ⁻⁵	1·10 ⁻⁶	–

Кроме того, в каждой стране учитываются специфические условия движения техники (автомобильной, сельскохозяйственной и иной). На основе многочисленных исследований формируются так называемые ездовые циклы, определяющие характерный среднестатистический набор режимов движения техники, и задаваемых величинами скорости движения техники (и соответственно частоты вращения двигателя) и степени нагрузки, с которой двигатель работает на данном режиме. Существует несколько основных стандартов нормирования токсичных компонентов ОГ. Очевидно, что такие стандарты отличаются по видам эксплуатируемой техники, ее назначением, массой, типом двигателя и т.д.

В России в 1982 г. нормативным документом на токсичность ОГ для автомобилей с полной массой более 3,5 т. являлся стандарт ОСТ 37.001.234-81, ограничивающий выбросы монооксида углерода (CO) до 9,5 г/(кВт·ч), углеводородов (C_nH_m) до 3,4 г/(кВт·ч) и оксидов азота (NO_x) до 18,35 г/(кВт·ч). Аналогично этому документу, в 1990 г. нормативным документом для автомобилей с полной массой до 3,5 т. был введён ОСТ 37.001.054-86, которым предусматривались ограничения по монооксидам углерода (CO) до 13,33 г/км и суммарным выбросам оксидов азота и углеводородов ($NO_x + C_mH_n$) до 4,94 г/км.

Развитие сотрудничества России с европейскими странами, и расширение рынка эксплуатируемой автомобильной техники сделало целесообразным согласование российских норм (ГОСТ) на токсичность с европейскими нормами (ЕЭК ООН), известных как ЕВРО 1...ЕВРО (Таблица 3.4).

Помимо этого, в 2003 г. были созданы государственные стандарты по системам нейтрализации ОГ для бензиновых ДВС – ГОСТ Р 52033-2003 и на дымность дизельных двигателей – ГОСТ Р 52160-2003. На дымность тракторных и комбайновых ДВС действует ГОСТ 17.2.2.02-98. На ОГ лесных и сельскохозяйственных тракторов введён ГОСТ Р 41.96-2011. С этим стандартом сопоставимы европейские правила ЕЭК ООН ЕЭК R 24-02 и ООН №96-01.

По мере развития методов снижения выбросов токсичных компонентов, соответствующие стандарты ЕВРО периодически заменяются новыми, имеющими более жесткие нормы по токсичности ОГ. В ОГ бензиновых двигателей, начиная с ЕВРО 3, углеводороды разделяются на тяжёлые ($MNCH$) и лёгкие (TCH) углеводородные соединения, которые нормируются по отдельности.

Из представленных данных следует, что для дизельных двигателей гораздо большее значение уделяется ограничению твёрдых частиц (PM) и оксидов азота (NO_x) в отличие от бензиновых, имеющих гомогенную смесь и более полное сгорание.

Таблица 3.4 – Европейские нормативы для легковых автомобилей категории М*

Нормативный документ	Дата принятия	Нормы выбросов токсичных веществ, г/км					
		NO _x	Сажа (PM)	CnHm+N O _x	CO	ТСН	NMСН
Дизельные двигатели							
ЕВРО 1	1992	–	0,180	1,13	3,16	–	–
ЕВРО 2	1996	–	0,080	0,70	1,00	–	–
ЕВРО 3	2000	0,50	0,050	0,56	0,64	–	–
ЕВРО 4	2005	0,25	0,025	0,30	0,50	–	–
ЕВРО 5	2009	0,18	0,005	0,23	0,50	–	–
ЕВРО 6	2014	0,08	0,005	0,17	0,50	–	–
Бензиновые двигатели							
ЕВРО 1	1992	–	–	1,13	3,16	–	–
ЕВРО 2	1996	–	–	0,5	2,20	–	–
ЕВРО 3	2000	0,15	–	–	1,30	0,20	–
ЕВРО 4	2005	0,08	–	–	1,00	0,10	–
ЕВРО 5	2009	0,06	0,005	–	1,00	0,10	0,068
ЕВРО 6	2014	0,06	0,005	–	1,00	0,10	0,068

* Категория М - Транспортные средства, имеющие не менее четырех колес и используемые для перевозки пассажиров

Помимо нормирования токсичности для легковых автомобилей аналогично существуют ЕВРО нормы практически для всех видов транспорта (Таблица 3.5). Для замера токсичных компонентов ОГ различных средств передвижения были созданы определённые условия испытаний, состоящие из нескольких циклов работы двигателя.

Таблица 3.5 – ЕВРО нормы для различных категорий транспорта и дата их введения

Категория транспорта	Дата введения соответствующего нормативного документа					
	ЕВРО 1	ЕВРО 2	ЕВРО 3	ЕВРО 4	ЕВРО 5	ЕВРО 6
Легковые автомобили	1992	1996	2000	2005	2009	2014
Грузовые автомобили с полной массой до 3,5 т.	1994	1998	2000	2005	2010	2015
Грузовые автомобили с полной массой 3,5-12 т.	1994	1998	2001	2006	2010	2015
Грузовые автомобили с полной массой от 12 т. и автобусы	1992	1995	1999	2005	2008	2013
Мотоциклы	2000	2004	2007	–	–	–
Мопеды	2000	2004	–	–	–	–

Однако для внедорожной и специальной техники в странах Европы вместо ЕВРО норм действуют нормы Stage, которые были введены позднее (Таблица 3.6). Циклы испытания техники для данных норм обозначены в стандарте ISO 8178. Аналогично этим нормативным документам в США существуют нормы Tier для спецтехники (Таблица 3.7).

Кроме основных стандартов нормирования вредных веществ ОГ, существуют и менее распространенные, такие как EEV, US'7, US'10 и прочие.

Таблица 3.6 – Европейские нормы Stage III...IV для внедорожной техники

Категория	Номинальная мощность, кВт	Дата принятия	CO, г/(кВт·ч)	CH, г/(кВт·ч)	NO _x , г/(кВт·ч)	PM, г/(кВт·ч)
Нормативный документ Stage III A						
H	130...560	2006	3,5	4,0		0,2
I	75...130	2007	5,0	4,0		0,3
J	37...75	2008	5,0	4,7		0,4
K	19...37	2007	5,5	7,5		0,6
Нормативный документ Stage III B						
L	130...560	2011	3,5	0,19	2,0	0,025
M	75...130	2012	5,0	0,19	3,3	0,025
N	56...75	2012	5,0	0,19	3,3	0,025
P	37...56	2013	5,0	4,7		0,025
Нормативный документ Stage IV						
Q	130...560	2014	3,5	0,19	0,4	0,025
R	56...130	2014	5,0	0,19	0,4	0,025

Таблица 3.7 – Нормативы Tier 4

Номинальная мощность, кВт	Дата введения	Удельные выбросы компонентов ОГ, г/(кВт·ч)				
		CO	NMCH	NMCH+NO _x	NO _x	PM
Все двигатели, кроме генераторных установок от 560 кВт						
до 8	2008	8,0	–	7,5	–	0,40
8...19	2008	6,6	–	7,5	–	0,40
19...37	2013	5,5	–	4,7	–	0,03
37...56	2013	5,0	–	4,7	–	0,03
56...130	2014	5,0	0,19	–	0,40	0,02
130...560	2014	3,5	0,19	–	0,40	0,02
560...900	2015	3,5	0,19	–	3,50	0,04
от 900	2014	3,5	0,19	–	3,50	0,10
Генераторные установки от 560 кВт						
560...900	2015	3,5	0,19	–	0,67	0,03
от 900	2014	3,5	0,19	–	0,67	0,10

Выброс токсичных компонентов с отработавшими газами зависит от характера смесеобразования и применяемого топлива. Поэтому, кроме регулирования количества токсичных компонентов ОГ существуют нормы по качеству топлива. Качество дизельного топлива регулируется межгосударственным стандартом ГОСТ 32511–2013 (EN 590:2009) и ГОСТ 305–2013, а оценка для его проверки соблюдается стандартом ГОСТ 2517–2012. Для изготовления и контроля качества бензина в Российской Федерации нормативными документами являются ГОСТ Р 51866–2002, ГОСТ 2084–77 и ГОСТ Р 51105–97. В странах Европы регламентирующими стандартами,

отвечающими за качество бензина, также существуют аналогичные нормы ЕВРО.

Для бензина и дизельного топлива это сказывается на ограничении содержания серы, как атомарной, так и сернистых соединений, также предусматривается процент содержания кислорода. При этом нормирование концентрации серы в разных странах варьируется и зависит от класса топлива. В ряде стран минимальное ограниченное содержание серы в топливе находится в диапазоне 3...15 ppm. Для бензина в странах западной Европы ограничивают концентрацию бензола до 5% и ароматические углеводороды до 30%. Для дизельного топлива ароматические соединения ограничиваются до 11% по стандарту ГОСТ Р 32511–2013. Кроме этого, в бензинах ограничивается содержание свинца не выше 0,01 г/л.

Как было ранее сказано, для учета режима движения техники испытания легкой техники проводятся в целом для всего автомобиля, устанавливаемого на так называемые «беговые барабаны», позволяющие колесам автомобиля вращаться с определённой скоростью, и одновременно создавать сопротивления на колесах, имитируя различные нагрузки при движении автомобиля (Рисунок 3.5).

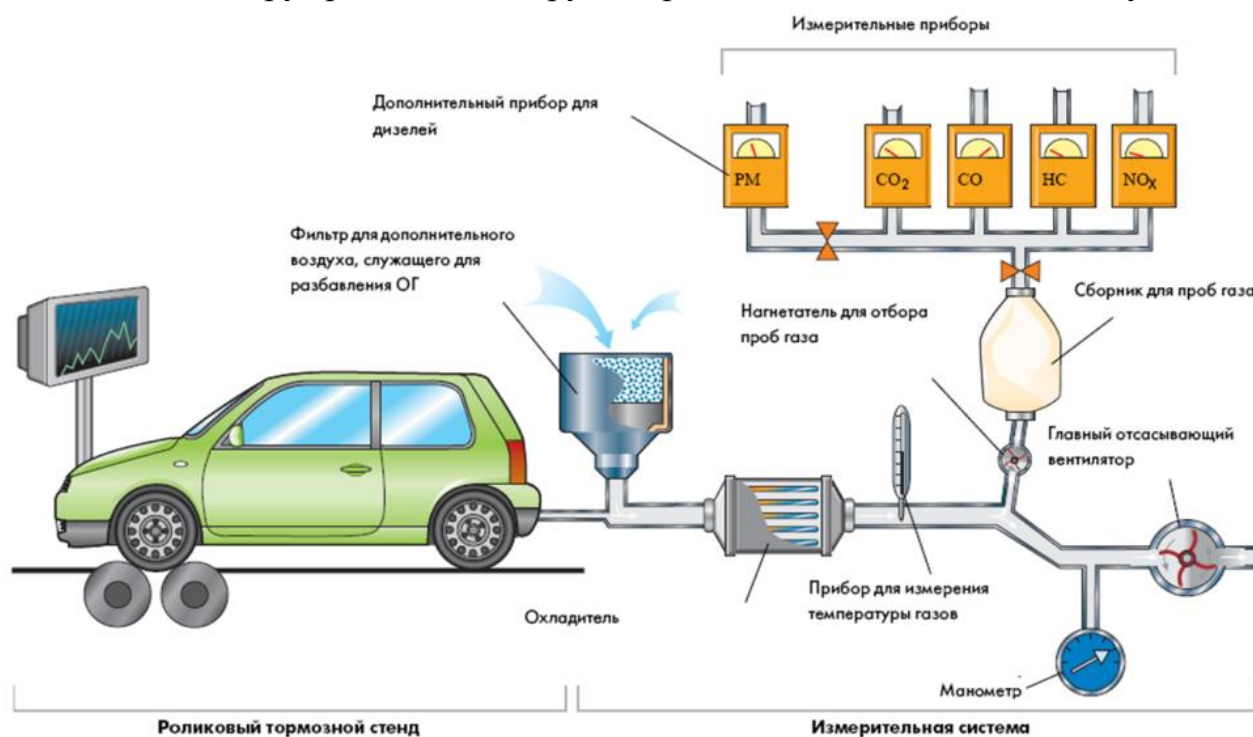
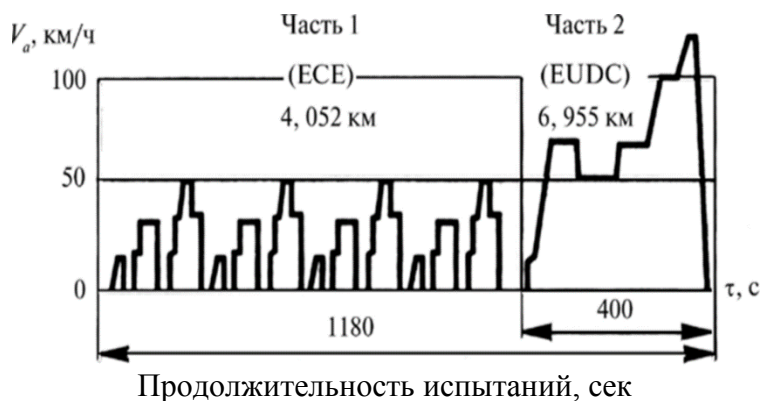


Рисунок 3.5 – Схема стенда с беговыми барабанами для оценки токсичности ОГ

Работая на стенде автомобиль, имитирует движение по некоторому условному ездовому циклу, отражающему среднестатистический характер движения. Например, в европейском ездовом цикле (13-ти ступенчатый цикл по правилам (ГОСТ Р 41.49-99) ЕЭК ООН N49), выраженного графической зависимостью (Рисунок 3.6), можно видеть городской режим движения с

четырьмя циклами разгона автомобиля с ограничением максимальной скорости, а затем режим скоростного загородного движения. Аналогичные циклы разработаны для других стран, например, в Японии или США, но они отражают иные специфические условия движения автомобилей, типичные для этих стран.

Тяжелую технику сложно разместить и обеспечить движение под нагрузкой на беговых барабанах. В этих случаях на специальных стендах



проводят испытания двигателя, снятого с автомобиля, сельскохозяйственной машины или иной техники (Рисунок 3.7). Испытания проводятся на установившихся режимах, при постоянных частотах вращения двигателя и стационарной нагрузке. Совокупность этих режимов в целом отражает специфические условия движения автомобилей. Либо режимы

Рисунок 3.6 Европейский ездовой цикл: часть 1 - городской режим движения (4 цикла подряд), часть 2 - скоростной цикл – загородный режим движения

испытаний регламентированы картами технологических процессов эксплуатации конкретной техники.



Рисунок 3.7 – Испытания двигателя внутреннего сгорания на стенде.

Для дизельных двигателей, применимых на тяжелых автомобилях или в сельскохозяйственной технике существует нормирование токсичных выбросов, по системе испытаний на различных стационарных режимах (Рисунок 3.8). Суть

данного метода заключается в поочерёдной работе двигателя по совокупности нескольких режимов, заданных стандартом на испытания, на определенных частотах вращения и нагрузке двигателя. На каждом режиме замеряется концентрация токсичных продуктов в ОГ.

Режимы, используемые испытаний и последующего нормирования выбросов токсичных компонентов, приближены к реальным условиям работы

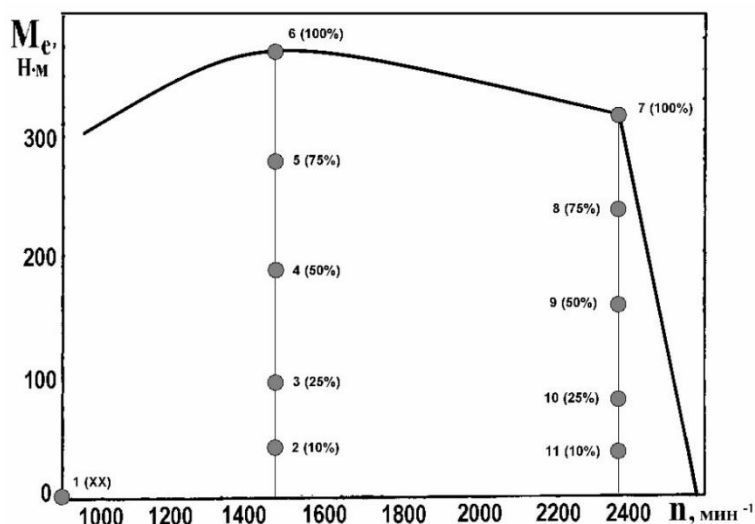


Рисунок 3.8 – Ступени стационарных режимов по российскому стандарту, необходимые для нормирования токсичности

двигателя при эксплуатации мобильного энергетического средства. Для нормирования токсичности ОГ в странах Европы был разработан ездовой цикл, состоящий из 13-ти ступеней. Данный цикл разработан на базе правил ЕЭК ООН N49, а в России на базе этого документа действует ГОСТ Р 41.49-99, реализующий эту же концепцию. Учитывая разное время работы двигателя на названных 13 режимах, стандартом вводится понятие

веса коэффициента для токсичного компонента, который определяет его итоговую долю содержания в ОГ при различных режимах работы по 13-ти ступенчатому циклу (Таблица 3.8).

Таблица 3.8 – Нормирование токсичных выбросов дизелей по совокупности стационарных режимов 13-ти ступенчатого испытательного цикла

№	Режим работы двигателя	Нагрузка, %	Весовой коэффициент режима, k
1	Холостой ход $n=n_{\min}$	-	0,0833
2	Промежуточный режим	10	0,08
3	$n=(0,6-0,75)n_{\text{НОМ}}$	25	0,08
4	$n=(0,6-0,75)n_{\text{НОМ}}$	50	0,08
5	$n=(0,6-0,75)n_{\text{НОМ}}$	75	0,08
6	$n=(0,6-0,75)n_{\text{НОМ}}$	100	0,25
7	Холостой ход	-	0,0833
8	Номинальный режим	100	0,1
9	$n=n_{\text{НОМ}}$	75	0,02
10	$n=n_{\text{НОМ}}$	50	0,02
11	$n=n_{\text{НОМ}}$	25	0,02
12	$n=n_{\text{НОМ}}$	10	0,02
13	Холостой ход $n=n_{\text{НОМ}}$	-	0,0833

Итоговые удельные выбросы каждого токсичного компонента x по совокупности режимов работы в 13-ти ступенчатом цикле можно определить по уравнению:

$$g_x = \frac{\sum_{j=1}^{13} G_{xj} k_j}{\sum_{j=1}^{13} N_{ej} k_j}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$$

где: G_{xj} – массовый расход токсичного компонента x на j -том режиме, г/ч;
 k_j – весовой коэффициент j -того режима;
 N_{ej} – мощность на j -том режиме, кВт.

Количество ступеней в цикле испытаний определяется стандартом - документом, регламентирующим условия испытаний на законодательном уровне. Например, в странах Евросоюза для нормирования токсичности ОГ двигателей сельскохозяйственной техники используется 8-ми ступенчатый цикл испытаний (Рисунок 3.9), регламентируемый стандартом ISO 8178-4. По статистике, большую часть времени тракторные и комбайновые дизеля работают в режиме высокой нагрузки, на номинальной частоте вращения коленчатого вала или на частотах максимального крутящего момента. Это послужило аргументом для обоснования режимов данного восьми ступенчатого цикла по токсичности.

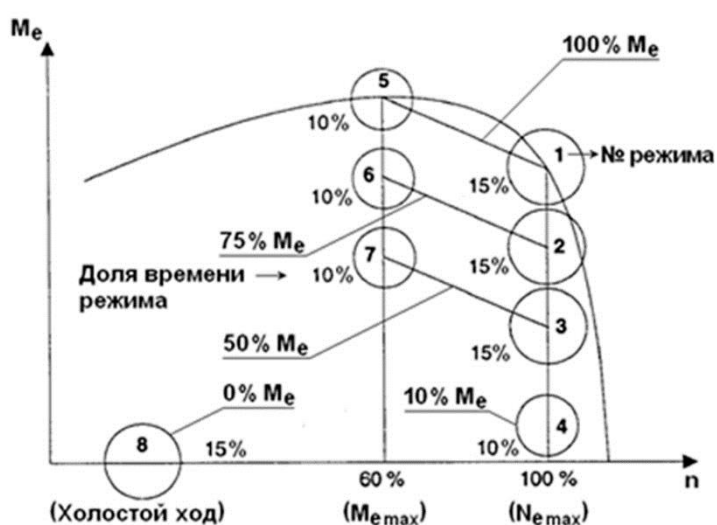


Рисунок 3.9 – Режимы испытания 8-ми ступенчатого цикла стандарта ISO 8178-4 для дизелей внедорожной техники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коробкин, В.И., Передельский, Л.В. Экология: учебник для вузов. – Изд. 12-е, доп. и перераб. – Ростов- н/Д: Феникс, 2007. – С. 295-307.
2. Чумаков, В. Л., Бижаев А.В., Путан А.А. Снижение выбросов оксидов азота с отработавшими газами газодизеля // Чтения академика В.Н. Болтинского (115 лет со дня рождения) : Сборник статей семинара: ООО "Мегаполис", 2019. – С. 118-122. – EDN ZCFNTR.
3. Chumakov V.L., Devyanin S.N., Bijaev A.V. Nitrogen oxide formation with nonuniform fuel distribution in diesel engine // Journal of Physics: Conference Series, 2020, 1679(5), 052089
4. Смирнов, А.В. Автомобильные эксплуатационные материалы: учеб. пособие / НовГУ им. Ярослава Мудрого. – Великий Новгород, 2004. – 348 с.
5. Бижаев А.В., Симеон А.А. Применение пальмового масла в качестве присадки к топливу тракторных дизельных двигателей // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017. № 6. С. 41-46. EDN: YLSVMV
6. Mayer A., Ulrich A., Czerwinski J. et al. Retention of Fuel Borne Catalyst Particles by Diesel Particle Filter Systems // SAE Technical Paper Series. 2003. № 2003-01-0287. P. 1-7.
7. Devianin S. N., Bijaev A. V., Chumakov V. L., Oshchepkov O. P., Kapustin A. V. Vegetable oils as effective additives and replacements of diesel fuel in agriculture machinery engines // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2022, 1010(1), 012073
8. Савельев, Г.С. Влияние выхлопных газов дизельных двигателей на растения. /Большаков В.А., Борисочкина Т.И., Шапкайтц А.Д.// Земледелие, 1995, №4, С15.
9. Марков В.А., Баширов, Р.М., Габитов, И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с., ил.
10. Смайлис, В.И. Проблемы снижения токсичности и дымности отработавших газов дизелей // Двигателестроение. – 1991. – №1. – С. 3-6.
11. Uyehara, O.A. Factors that affect BSFC and emission for diesel engines: – part 1 – Presentation of concepts // SAE Technical paper series. – 1987. – N 870343. – P. 41.
12. Ощепков П.П., Заев И.А., Смирнов С.В., Бижаев А.В. Исследование биодизельного топлива с добавками пальмового масла и перекиси водорода // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2019. – Т. 13, № 3. – С. 48-53. – DOI 10.22314/2073-7599-2019-13-3-48-53. – EDN GQZINS.
13. Macfarlane, J. J. "Carbon formation in premixed methane-oxygen flames under constant-volume conditions". - Combustion and Flame, Volume 14, Issue No. 1, 1970, P. 57–72.

14. Богатырёв А.В., Корабельников А.Н., Чумаков В.Л. Основы теории и расчета автотракторных двигателей. – М.: Изд-во ООО «Колос-с». – 2021. – 279 с.
15. Бижаев, А. В. Повышение экологической безопасности тракторного дизеля добавкой воды в цилиндры: дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / А.В. Бижаев – Москва, 2016. – 183 с. – EDN WLKKBP.
16. Воинов, А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1977, 277 с.
17. Fenimore, C. P., Jones, G. W., "Coagulation of soot to smoke in hydrocarbon flames". – Combustion and flame, Volume 13, Issue No. 3, 1969, P. 303-310.
18. Горбунов, В.В. Патрахальцев Н.Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1998. – 216 с.
19. Fenimore, C.P., "Formation of nitric oxide from fuel nitrogen in ethylene flames". – Combustion and flame, Vol. 19, 1972, P. 289-296.
20. Зельдович, Я.Б., Садовников, П.Я., Франк-Каменецкий, Д.А. Окисление азота при горении. – М.: Изд. АН СССР, 1947. – 147с.
21. Зельдович, Я.Б., Райзер, Ю.П. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений. М.: Наука, 1966. – 686 с.
22. Абрамов, А.И., Елизаров, Д.П., Ремизов, А.Н. и др. Повышение экологической безопасности тепловых электростанций: учебное пособие для вузов. Под ред. Седлова А.С. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 378 с.
23. Звонов, В.А., Фурса, В.В., Солодовник, П.С. Исследования динамики образования токсичных веществ в цилиндре дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХГУ, 1975, вып. 21. – с. 17-25.
24. Starkman, E.S., Stewart, H.E., Zvonov, V.A. An investigation into the formation and modification of emission precursors. – SAE paper 690020, 1969. – 9 p.
25. Лиханов, В.А., Сайкин, А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. – М.: Колос, 1994. – 224 с.
26. Кульчицкий, А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. – Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. – 256 с.
27. Сайкин, А.М. Нормативные проблемы при разработке средств экологической и активной безопасности автотранспортных средств в отношении воздушной среды // Сб. «Автомобили, двигатели и их компоненты». — М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». Вып.239: - 2008. - С. 181 -188.
28. Кутенев, В.Ф., Звонов, В.А., Черных, В.И. и др. Экологические аспекты применения моторных топлив на транспорте // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвуз. сб. – М.: Изд-во ТУ МАМИ, 1998. – Вып. 14. – С. 150-160.
29. Шустер, А. Ю. Совершенствование показателей транспортного дизеля путём использования двухкомпонентных и многокомпонентных смесевых

- биотоплив на основе растительных масел: Дисс. ... канд. тех. наук / МГТУ им. Н. Э. Баумана, М. – 2010. – 171 с.
30. Любановский, Е.Ф., О характере антидетонационного воздействия впрыска воды в авиационные двигатели - Редакционно-издательский отдел аэтофлота, Москва 1948г. – 22 с.
31. Марков, В.А., Гайворонский, А.И., Грехов, Л.В., Иващенко, Н.А. Работа дизелей на нетрадиционных топливах: Учебное пособие. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2008. – 464 с.
32. Свиридов, Ю.Б., Малявинский, Л.В., Вихерт, М.М. Топливо и топливоподача автотракторных дизелей. –Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1979. –248 с., ил.
33. Петриченко, Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. Учеб. пособие. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. –244 с.
34. Файнлейб, Б. Н., Бараев, В. И. Влияние конструктивных параметров на распыливание, развитие факела и испарение топлива в быстроходных дизелях. — М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1973. — 50 с.
35. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Изд-во "наука". –1972. – 720 с. ил.
36. Дизели. Справочник / Под общей редакцией В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. – Л.: Машиностроение, 1977.– 480 с.
37. Арнольд, Л.В., Михайловский, Г.А., Селиверстов, В.М. Техническая термодинамика и теплопередача: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. – М.: Высш. школа, 1979. – 446 с., ил. + прил.
38. Эффективность использования топлива. Равич М.Б. М.: Изд-во "Наука", 1977. – 344 с.
39. Кириллин, В.А., Сычев, В.В., Шейндлин, А.Е. Техническая термодинамика: Учебник для вузов. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд. дом МЭИ, 2008. — 496 с.: ил.
40. Теплотехнический справочник. Изд. 2-е, перераб. Под ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. Т. 1. М.: "Энергия", 1975. – 744 с. ил.
41. Марков, В.А., Девянин, С.Н., Мальчук, В.И. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 360 с., ил.
42. Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., Клементьев, В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. – 344 с.