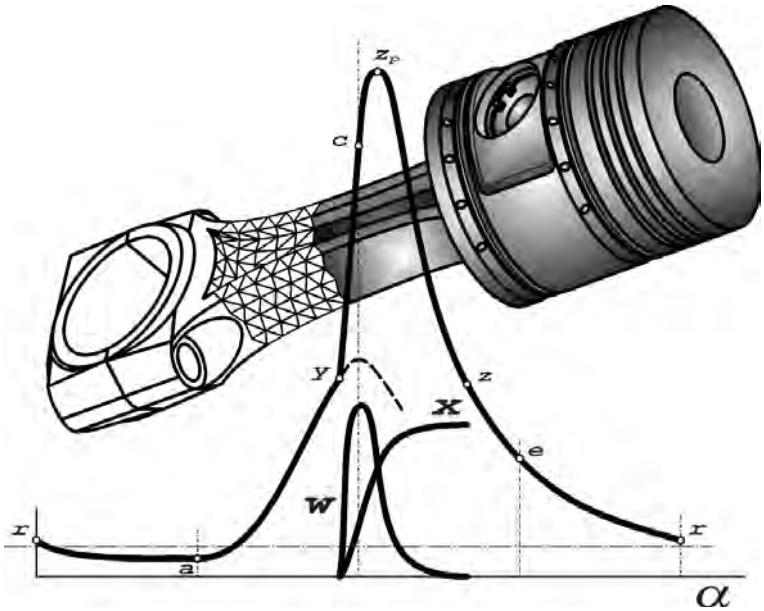
**Б. А. Шароглазов**
**М. Ф. Фарафонтов**
**В. В. Клементьев**

# ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ: ТЕОРИЯ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ ПРОЦЕССОВ




Челябинск
2004

Министерство образования и науки Российской Федерации

Южно-Уральский государственный университет

621.431.73(07)
Ш 264

Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонтов, В. В. Клементьев

# ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ: ТЕОРИЯ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ ПРОЦЕССОВ

Под редакцией заслуженного деятеля науки РФ, профессора, доктора технических наук Б. А. Шароглазова

Рекомендовано Методической комиссией и Советом Автотракторного факультета ЮУрГУ в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению 140500 – «Энергомашиностроение» и специальности 140501 – «Двигатели внутреннего сгорания»

Челябинск
Издательство ЮУрГУ
2004

УДК 621.431.73(07)

Шароглазов Б. А., Фарафонтов 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.

Учебник подготовлен в соответствие с требованиями Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования и программой курса «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания».

В учебнике рассматриваются методы теоретического моделирования и расчёта процессов, составляющих рабочий цикл поршневой тепловой машины (двигателя внутреннего сгорания). Анализируется влияние различных факторов на процессы наполнения, сжатия, сгорания, расширения и выпуска. Приводятся методы определения индикаторных и эффективных показателей рабочего цикла, а также основных конструктивных параметров двигателей с внешним и внутренним смесеобразованием.

Учебник предназначен для студентов всех форм обучения, проходящих подготовку по профилю «Двигатели внутреннего сгорания», а также для студентов других специальностей, программой обучения которых предусмотрены дисциплины или разделы, посвящённые поршневым тепловым машинам и, в частности, поршневым двигателям внутреннего сгорания. Он может представлять интерес для инженерно-технических работников и аспирантов, проходящих подготовку по ДВС.

Ил. 208, табл. 35, список лит. – 57 назв.

Одобрено учебно-методическим Советом по направлению «Энергомашиностроение», специальность «Двигатели внутреннего сгорания».

Рецензенты:

– кафедра «Турбины и двигатели» ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет – УПИ» (зав. кафедрой – докт. техн. наук, профессор Ю. М. Бродов);
– кафедра «Тепловые двигатели» Тольяттинского государственного университета (зав. кафедрой – докт. техн. наук, профессор А. П. Шайкин);
– заслуженный деятель науки РФ докт. техн. наук, профессор В. С. Кукис (профессор кафедры «Двигатели» Челябинского военного автомобильного института);
– докт. техн. наук, профессор В. И. Суркин (зав. кафедрой «Тракторы и автомобили» Челябинского агроинженерного университета)

| | |
|---|---|
| ISBN | © Издательство ЮУрГУ, 2004. |

## СОДЕРЖАНИЕ

**ПРЕДИСЛОВИЕ . . . . . 7**

**ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ . . . . . 9**

**ЧИСЛЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ЧАСТО ВСТРЕЧАЮЩИХСЯ КОНСТАНТ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ И РАСЧЁТЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС . . . . . 13**

**ВВЕДЕНИЕ . . . . . 14**

**ПРОБЛЕМЫ СОВРЕМЕННОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ . . . . . 23**

**1. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ). ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ . . . . . 38**

***1.1. Основные типы двигателей внутреннего сгорания . . . . . 38***
***1.2. Рабочее тело ДВС. Его свойства . . . . . 40***
***1.3. Рабочий цикл двигателя с внутренним смесеобразованием . . . . . 44***
***1.4. Рабочий цикл двигателя с воспламенением горючей смеси от постороннего источника . . . . . 44***
***1.5. Индикаторные диаграммы двигателей . . . . . 45***
***1.6. Индикаторные показатели рабочего цикла двигателя . . . . . 48***

**2. ПРОЦЕСС ВПУСКА . . . . . 53**

***2.1. Свежий заряд и коэффициент наполнения . . . . . 53***
***2.2. Уравнение коэффициента наполнения . . . . . 56***
***2.3. Определение величины условного давления рабочего тела в конце такта впуска для четырёхтактных двигателей . . . . . 60***
***2.4. Основные факторы, влияющие на коэффициент наполнения . . . . 60***
2.4.1. Гидравлическое сопротивление системы впуска . . . . . 60
2.4.2. Частота вращения вала двигателя . . . . . 64
2.4.3. Нагрев свежего заряда от горячих стенок цилиндра двигателя . . . 66
2.4.4. Состав смеси, род топлива и способ смесеобразования в двигателях лёгкого топлива . . . . . 67
2.4.5. Организация газодинамического наддува в многоцилиндровых двигателях . . . . . 68

2.4.6. Дросселирование в двигателях с внешним смесеобразованием . . . 71
***2.5. Коэффициент остаточных газов. Температура рабочего тела в конце такта впуска . . . . . 73***
***2.6. Расчёт текущих давлений при впуске свежего заряда . . . . . 76***

**3. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ . . . . . 87**

***3.1. Теплообмен при сжатии . . . . . 89***
***3.2. Моделирование параметров состояния рабочего тела в процессе сжатия . . . . . 91***

**4. ХИМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ И ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ . . . . . 94**

***4.1. Количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания одного кг топлива . . . . . 95***
***4.2. Коэффициент избытка воздуха . . . . . 97***
***4.3. Продукты сгорания . . . . . 104***
***4.4. Коэффициент молекулярного изменения . . . . . 105***

**5. СГОРАНИЕ В ДВС С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ И В ДВИГАТЕЛЯХ С ВПРЫСКИВАНИЕМ ЛЁГКОГО ТОПЛИВА (ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЕ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ) . . 108**

***5.1. Состав смеси и её сгорание. Влияние коэффициента избытка воздуха на скорость сгорания . . . . . 108***
***5.2. Влияние угла опережения зажигания на мощность и экономичность двигателя с внешним смесеобразованием . . . . . 111***
***5.3. Нарушение сгорания в бензиновых двигателях . . . . . 116***
5.3.1. Флуктуация процессов сгорания . . . . . 116
5.3.2. Преждевременное воспламенение . . . . . 117
5.3.3. Детонация . . . . . 118
***5.4. Пути улучшения процесса сгорания в двигателях с внешним смесеобразованием и воспламенением от электрической искры . 133***
***5.5. Модель изохорного сгорания. Расчёт процесса сгорания с изохорным подводом теплоты . . . . . 137***

**6. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И СГОРАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ . . . . . 142**

***6.1. Объёмное смесеобразование . . . . . 142***

*6.2. Плёночное смесеобразование* . . . . . 153
*6.3. Воспламенение и сгорание в дизелях* . . . . . 154
*6.4. Смесеобразование и сгорание в свободном (потенциальном) вихре* . . . . . 161
*6.5. Влияние угла встречи топливной струи со стенкой и температуры стенки на кинетику сгорания* . . . . . 166
*6.6. Камеры сгорания дизелей* . . . . . 168
*6.7. Модель изохорно-изобарного (смешанного) сгорания. Расчёт процесса сгорания с изохорно-изобарным подводом теплоты* . . . 174

**7. РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ С УЧЁТОМ ДИНАМИКИ ВЫГОРАНИЯ ТОПЛИВА** . . . . . 180

*7.1. Динамика процессов сгорания* . . . . . 182
*7.2. Кинетический закон сгорания* . . . . . 184
*7.3. Полуэмпирическое кинетическое уравнение выгорания топлива в двигателях* . . . . . 188
*7.4. Кинетические параметры процесса сгорания* . . . . . 192
*7.5. Использованная теплота и коэффициенты процесса сгорания* . . 195
*7.6. Моделирование динамики сгорания* . . . . . 198

**8. ПРОЦЕССЫ РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА** . . . . . 208

*8.1. Процесс расширения* . . . . . 208
*8.2. Процесс выпуска* . . . . . 211

**9. ПОКАЗАТЕЛИ ЦИКЛА И ДВИГАТЕЛЯ** . . . . . 213

*9.1. Индикаторные показатели циклов со смешанным и изохорным сгоранием* . . . . . 213
*9.2. Индикаторные показатели цикла при моделировании сгорания с учётом динамики выгорания топлива* . . . . . 217
*9.3. Эффективные показатели двигателя* . . . . . 218
*9.4. Тепловой баланс двигателя* . . . . . 224
*9.5. Сравнительные показатели двигателей* . . . . . 229

**10. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ** . . . . . 234

*10.1. Скоростные характеристики двигателей* . . . . . 237

*10.2. Регулировочные характеристики* . . . . . **248**
*10.3. Нагрузочные характеристики* . . . . . **250**
*10.4. Особенности внешней скоростной характеристики дизеля* . . . . **251**
*10.5. Нагрузочно-скоростные (универсальные) характеристики* . . . . . **256**

**11. ПРОЦЕССЫ ВЫПУСКА И ПРОДУВКИ-НАПОЛНЕНИЯ В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ** . . . . . **258**

*11.1. Конструктивные схемы продувки двухтактных двигателей* . . . . **258**
*11.2. Индикаторная диаграмма двухтактного дизеля с прямоточной клапанно-щелевой продувкой* . . . . . **261**
*11.3. Необходимое время-сечение* . . . . . **263**
*11.4. Располагаемое время-сечение для контурной системы продувки* . . . . . **273**

**12. РЕГУЛИРОВАНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЯ С АВТОМАТИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ** . . . . . **276**

*12.1. Способы регулирования степени сжатия* . . . . . **277**
*12.2. Общие предпосылки к созданию метода расчёта рабочего цикла двигателя с регулируемой степенью сжатия* . . . . . **294**
*12.3. Силы, действующие на оболочку поршня, и уравнение её равновесия* . . . . . **298**
*12.4. Уравнение равновесия иглы сливного клапана* . . . . . **305**
*12.5. Особенности движения жидкости в каналах и полостях поршня, регулирующего степень сжатия* . . . . . **309**
12.5.1. Течение жидкости через сливной клапан поршня . . . . . 309
12.5.2. Модель течения жидкости через жиклёр нижней гидравлической полости . . . . . 314
*12.6. Определение параметров состояния жидкого и газообразного рабочих тел в течение процессов цикла* . . . . . **315**
*12.7. Характеристики двигателей с ПАРСС* . . . . . **328**
12.7.1. Нагрузочная характеристика . . . . . 329
12.7.2. Работа на режимах с неустановившейся нагрузкой . . . . . 333

**ЛИТЕРАТУРА** . . . . . **341**

# ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время в качестве источника механической энергии в различных отраслях народного хозяйства и в технике используются двигатели самых разных типов и схем. Среди всего многообразия двигателей незаменимых не существует. Но наибольшее и, можно сказать, господствующее распространение получили поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Предпочтение к поршневым двигателям определяется их высокой экономичностью. По этому качеству они относятся к лучшим среди всех известных. Хорошая экономичность обусловлена высокими степенями сжатия и высокими температурами рабочего тела этих машин. Но это совсем не означает, что исчерпаны все резервы для их улучшения.

Конструкторы, инженеры-исследователи и учёные неустанно работают над созданием более совершенных и экономичных поршневых двигателей. В ходе работ рождаются предложения, которые не всегда могут быть тотчас же реализованы и проведены в жизнь. Порой обеспечение внедрения какого-либо предложения требует серьёзного предварительного изучения целого ряда технических проблем, а в отдельных случаях – разработки методов и средств решения этих проблем. Это оказывается возможным и эффективным тогда, когда исследователь владеет соответствующим теоретическим инструментарием анализа процессов, протекающих в двигателях.

Предлагаемый вниманию читателей учебник по теории, моделированию и расчёту процессов поршневых и комбинированных двигателей подготовлен с использованием сведений, содержащихся в современной литературе по ДВС. В частности, в периодической и учебной литературе, изданной ведущими учебными вузами страны, такими, как МГТУ им. Н. Э. Баумана, СПбГТУ, МАДИ (ТУ). В нём также широко использовался тот научно-технический материал, который был получен в течение многолетних исследований протекающих в двигателях процессов в лабораториях кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета.

Авторами широко использовались сведения, содержащиеся в конспекте лекций профессора И. И. Вибе по курсу «Теория двигателей внутреннего сгорания», изданном в 1974 г. в Челябинском политехническом институте [1]. Названное учебное пособие на протяжении долгих лет оставалось прекрасным учебником для студентов и аспирантов, проходящих подготовку по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в ЧПИ (ЮУрГУ), а также и в других учебных заведениях России. Многие из его разделов и по состоянию на сегодня не утратили своей информативности и актуальности.

Непосредственному изложению материала курса предпослан небольшой раздел, посвящённый проблемам современного двигателестроения. По мнению авторов, содержание этого раздела позволит читателю ещё до знакомства с теоретическим инструментарием, применяемым для моделирования, расчёта, анализа и исследования процессов, протекающих в двигателях внутреннего сгорания, в достаточно полной мере представить те вопросы, для решения которых может быть применён излагаемый теоретический инструментарий.

При изложении материала авторы стремились избегать повторов. Но в некоторых случаях, особенно тогда, когда темы оказывались взаимосвязанными, повторы – не дословные текстовые, а смысловые – могут встречаться.

# ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ВМТ – верхняя мертвая точка;
ВСч – время-сечение;
град ПКВ – градус поворота коленчатого вала;
ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
КПД – коэффициент полезного действия;
КС – камера сгорания;
НМТ – нижняя мертвая точка;
КШМ – кривошипно-шатунный механизм;
ОГ – отработавшие газы;
ПАРСС – поршень, автоматически регулирующий степень сжатия;
ПЭВМ – персональная электронная вычислительная машина (компьютер);
РПД – роторно-поршневой двигатель;
РТ – рабочее тело;
СЗ – свежий заряд;
ЦПГ – цилиндропоршневая группа;
ЭВМ – электронная вычислительная машина

$g$ – ускорение свободного падения;
$g_e$ – удельный эффективный расход топлива двигателем;
$H_u$ – низшая теплотворная способность топлива;
$i$ – число цилиндров двигателя;
$m$ – показатель характера сгорания в уравнении выгорания И. И. Вибе;
$N_e$ – эффективная мощность двигателя;
$n$ – частота вращения коленчатого вала двигателя;
$n_н$ – частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме номинальной мощности;
$n_м$ – частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме максимального крутящего момента;
$n_1$ – показатель политропы сжатия;
$n_2$ – показатель политропы расширения;
$p$ – текущее давление рабочего тела в цилиндре двигателя;
$p_0$ – давление окружающей среды; давление перед впускными органами;
$p_r$ – давление остаточных газов;

$p_к$ – давление наддува; давление свежего заряда перед впускными органами при наддуве;

$p_{макс}$ – максимальное давление рабочего тела в цилиндре двигателя;

$p_e$ – среднее эффективное давление рабочего тела;

$p_i$ – среднее индикаторное давление рабочего тела;

$Q_z$ – общая использованная теплота сгорания;

$q_z$ – удельная использованная теплота сгорания;

$R$ – универсальная газовая постоянная;

$R_г$ – газовая постоянная;

$T$ – текущая температура рабочего тела в цилиндре двигателя;

$T_r$ – температура остаточных газов;

$T_г$ – температура газов в выпускном трубопроводе;

$T_0$ – температура окружающей среды; температура заряда перед впускными органами;

$T_{макс}$ – максимальная температура рабочего тела;

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

$\Delta T$ – степень подогрева воздушного заряда от горячих стенок при впуске;

$V_h$ – рабочий объём цилиндра;

$V_a$ – полный объём рабочего тела в конце такта впуска;

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

$v$ – текущий удельный объём рабочего тела;

$v_a$ – удельный объём рабочего тела в конце такта впуска;

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

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

$x$ – текущее значение доли выгоревшего топлива;

$\alpha$ – угол поворота коленчатого вала двигателя, отсчитываемый от ВМТ;

$\alpha$ – коэффициент избытка воздуха;

$\beta$ – действительный коэффициент молекулярного изменения;

$\beta$ – коэффициент сжимаемости жидкости;

$\gamma$ – коэффициент остаточных газов;

$\gamma$ – плотность жидкости;

$\gamma_0$ – плотность свежего заряда;

$\varepsilon$ – степень сжатия;

$\eta_v$ – коэффициент наполнения;

$\eta_м$ – механический КПД двигателя;

$\eta_i$ – индикаторный КПД;
$\eta_e$ – эффективный КПД;
$\theta$ – угол опережения воспламенения;
$\lambda = r/L_ш$ – отношение радиуса кривошипа $r$ к длине шатуна $L_ш$;
$\mu_т$ – кажущаяся (условная) молекулярная масса топлива;
$\mu$ – коэффициент расхода;
$\mu C_p$ – мольная теплоёмкость рабочего тела при постоянном давлении;
$\mu C_v$ – мольная теплоёмкость рабочего тела при постоянном объёме;
$\pi_к$ – степень повышения давления воздуха в наддувочном компрессоре;
$\sigma(\alpha)$ – кинематическая функция хода поршня;
$\tau$ – коэффициент тактности (равен 4 для четырёхтактных двигателей и 2 – для двухтактных ДВС);
$\varphi$ – угол поворота коленчатого вала в градусах ПКВ, отсчитываемый от начала горения;
$\varphi_z$ – условная продолжительность сгорания топлива;
$\psi$ – коэффициент использования теплоты;
$\psi(\alpha)$ – кинематическая функция изменения объёма цилиндра;
$k$ – отношение теплоёмкостей рабочего тела;
$\xi$ – коэффициент эффективности сгорания;
$\delta$ – коэффициент выделения теплоты;
$C^{/}$ – жёсткость пружины сливного клапана ПАРСС;
$F$ – площадь поперечного сечения цилиндра (площадь днища оболочки ПАРСС);
$F_п$ – площадь рабочей поверхности верхней гидравлической полости ПАРСС;
$F_{к.п}$ – площадь рабочей поверхности нижней гидравлической полости ПАРСС;
$F_к$ – площадь кольцевой поверхности ПАРСС со стороны поддона двигателя;
$f_{кл.щ}$ – текущее значение площади проходного сечения сливного клапана ПАРСС;
$f_{кл}$ – площадь рабочей поверхности иглы сливного клапана ПАРСС;
$f_{кл.с}$ – площадь поперечного сечения иглы сливного клапана ПАРСС;
$f_{кл.доп}$ – площадь дополнительной рабочей поверхности иглы сливного клапана ПАРСС;
$f_ж$ – площадь проходного сечения жиклёра нижней гидравлической полости ПАРСС;
$h$ – высота пояска поршневого кольца, контактирующего с поверхностью гильзы цилиндров;
$i$ – число колец на оболочке ПАРСС;
$j$ – ускорение переносного движения;
$m_{об}$ – масса оболочки ПАРСС;

$m_{пор}$ – общая масса поршня;
$m_{кл}$ – масса иглы сливного клапана ПАРСС;
$p_{в}$ – текущее давление в верхней гидравлической полости ПАРСС;
$p_{н}$ – текущее давление в нижней гидравлической полости ПАРСС;
$p_{р}$ – давление кольца на стенку гильзы цилиндра, создаваемое силами упругости;
$p_{м}$ – давление масла в масляной магистрали двигателя;
$P_{jоб}$ – сила инерции, действующая на оболочку ПАРСС в переносном движении;
$P_{jмв}$ – сила инерции, действующая на масло в верхней полости ПАРСС;
$P_{jкл}$ – сила инерции, действующая на иглу сливного клапана ПАРСС в переносном движении;
$P_{0пр}$ – усилие предварительной затяжки пружины сливного клапана ПАРСС;
$R_{тр}$ – сила трения, действующая на оболочку ПАРСС;
$u$ – скорость перемещения оболочки ПАРСС в относительном движении;
$u_{кл}$ – скорость иглы сливного клапана ПАРСС в относительном движении;
$y$ – текущее перемещение иглы сливного клапана ПАРСС;
$x_{п}$ – текущее перемещение оболочки ПАРСС относительно стержня поршня;
$\varepsilon$ – текущее значение степени сжатия в двигателе с ПАРСС;
$\varepsilon_0$ – исходное (начальное) значение степени сжатия в двигателе с ПАРСС;
$\kappa_1$, $\kappa_2$ – коэффициенты трения оболочки о стенку цилиндра и о стержень поршня соответственно;
$\kappa_0$ – коэффициент трения поршневых колец о стенку цилиндра

## ЧИСЛЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ЧАСТО ВСТРЕЧАЮЩИХСЯ КОНСТАНТ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ И РАСЧЁТЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС

| № п/п | Обозначение константы | Наименование константы и её размерность | Численное значение константы |
|---|---|---|---|
| 1 | $\mu_в$ | Молекулярная масса воздуха | 28,97 |
| 2 | $\mu_т$ | Кажущаяся молекулярная масса топлива | Бензин – 110…120<br>ДТ – 180…200 |
| 3 | $H_u$ | Низшая теплотворная способность топлива, МДж/кг | Бензин – 44,0<br>ДТ – 42,5 |
| 4 | $R = \mu R_г$ | Универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К) | 8314,3 |
| 5 | $R_в$ | Газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·К) | 287 |
| 6 | $\mu C_v$ | Мольная теплоёмкость воздуха, Дж/(кмоль·К) | 20758<br>(при нормальных условиях) |
| 7 | $\rho$ | Плотность воздуха (сухого), кг/м$^3$ | 1,293<br>(при нормальных условиях) |
| 8 | $k_в = \dfrac{C_p}{C_v} = \dfrac{\mu C_p}{\mu C_v}$ | Отношение теплоёмкостей для воздуха | 1,4<br>(при нормальных условиях) |

***Примечание***: с термодинамической точки зрения нормальными условиями являются следующие: давление 760 мм рт. ст. (0,1013 МПа), температура 0 $^0$С (273 К)

# ВВЕДЕНИЕ

Практическая и исследовательская деятельность людей связана с накоплением многих новых фактов. Эти факты сопоставляются, систематизируются и изучаются. В этом осмысливании фактов обнаруживаются особые свойства объекта труда, сходственные стороны, отдельное и общее, внутренние причинные связи в объекте, а это уже есть теория.

Значение теории очень велико. Теория раскрывает причинные связи и закономерности. Особенно важное значение имеют закономерности, которые устанавливают количественные соотношения между отдельными величинами, характеризующими объект и всё, что с ним связано. Количественные закономерности дают исследователю могучее орудие – математику. Последнее положение приобрело особенно большое значение в связи с появлением, развитием и массовым распространением ЭВМ.

Теория объясняет изучаемые объекты, приводит к их пониманию. Чем многостороннее выполняется этот тезис, тем важнее и ценнее данная теория.

При более глубоком изучении конкретного объекта теория помогает строить гипотезы (научные предположения), проводить новые исследования и облегчает поиск новых свойств, связей и закономерностей.

Теория даёт возможность предсказать результаты тех или иных практических действий людей. Эту мысль очень чётко выразил отечественный учёный – академик А. И. Берг: «Нет ничего более практичного, чем хорошо разработанная теория».

Таким образом, теорию применительно к любой области деятельности людей, а, следовательно, и применительно к двигателям внутреннего сгорания, можно кратко охарактеризовать как систему научных знаний, в которой обобщаются данные практики и исследований и раскрываются сущность и закономерности отдельных явлений и процессов в рассматриваемой конкретной области.

Учебная дисциплина «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания», которой и посвящено предлагаемое вниманию читателей издание, базируется, в основном, на технической термодинамике, физике, газовой динамике, химии, гидравлике, общей электротехнике. Дисциплина содержит следующие основные разделы: рабочий цикл, моделирование процессов, показатели рабочего цикла, коэффициенты полезного действия и расход топлива, тепловой расчёт, характеристики двигателей.

*Значение двигателей внутреннего сгорания*

Двигателем внутреннего сгорания называется тепловая машина, которая служит для преобразования энергии, получаемой в результате сжигания топлива, в механическую работу.

Мы живём в век электричества и компьютерной техники, но можно утверждать, что и в век ДВС. Объём автомобильных перевозок уже к середине прошедшего столетия достиг 20 млрд. тонн, что в пять раз превышало объём железнодорожных перевозок и в 18 раз – объём перевозок, выполнявшихся морским флотом.

Сейчас на долю автомобильного транспорта приходится более 79 % объёма перевозок грузов в нашей стране. О широкой распространенности ДВС свидетельствует и тот факт, что суммарная установленная мощность двигателей внутреннего сгорания в пять раз превосходит мощность всех стационарных электростанций мира [2]. Если в 1969 г. автомобильный парк мира составлял 228,025 млн. автомобилей (из них 180,562 млн. – легковые; 46,499 – грузовые и 0,963 млн. – автобусы), то в 2000 г. численность мирового парка автомобилей превысила 500 млн. единиц. В России он составляет более 25 млн. шт. Если принять среднюю мощность автомобильного двигателя равной 70 кВт, то суммарная мощность их составит $25 \cdot 70 = 1750$ млн. кВт. Установленная мощность всех электростанций России в 2000 г. составляла 210 млн. кВт (150 – тепловые, 40 – ГЭС, 20 – АЭС) [3].

Таким образом, суммарная мощность двигателей, установленных в России только на автомобилях, превышает суммарную мощность электростанций России в 8,3 раза.

В 1998 г. автомобильный парк России насчитывал 23,687 млн. автомобилей, из них: 18,8 млн. – легковых; 4,26 млн. – грузовых и 0,627 млн. – автобусов [2].

Развитию автомобиле- и двигателестроения в нашей стране уделяется большое внимание. Подтверждением этому может служить принятая целевая программа «Развитие автомобильной промышленности на период до 2005 года», в которой разработаны перспективные типажи автобусов, грузовых и легковых автомобилей. Ставится задача достижения уровня зарубежных конкурентов. В первую очередь по топливной экономичности, надежности, по требованиям к безопасности и экологическим качествам [4].

Оснащенность России сельскохозяйственной техникой характеризуется данными на 2000 г. [5]: тракторов – 856,7 тыс. шт. (при потребности в 2005 г., составляющей 1280 тыс. шт.), комбайнов зерноуборочных – 188,3 тыс. шт. (при потребности в 2005 г. в 360 тыс. шт.). Из приведённых данных видно, что оснащенность названной техникой отстает от потребностей 2005 г. в 1,5…2 раза.

Производство автомобилей, тракторов и комбайнов в России иллюстрируется данными табл. В. 1.

Данные, приведенные в таблице, а также информация по производству техники в 1990 г., свидетельствуют о значительном снижении выпуска автомобилей и, особенно, тракторов и комбайнов в 2000 г. Производство тракторов в 2000 г. составило 9 %, а комбайнов – 8 % по отношению к производству в 1990 г. [8]. Это обстоятельство может быть объяснено начальным этапом перехода от директивной системы управления промышленностью к рыночным отношениям.

Таблица В. 1

Производство автомобилей, тракторов и комбайнов в 2000 г.
(по данным [6,7])

| № п/п | Вид техники | | Количество, тыс. шт. |
|---|---|---|---|
| 1 | Автомобили | Всего | 1150 |
| | | В том числе: | |
| | | – легковые | 916,9 |
| | | – грузовые | 183,2 |
| | | – автобусы | 49,6 |
| 2 | Тракторы | | 19,2 |
| 3 | Комбайны зерноуборочные | | 5,2 |

Автомобильный завод в г. Тольятти имеет наибольший объем производства легковых автомобилей типа ВАЗ (Волжский автомобильный завод): программа выпуска в различные годы составляла от 300 до 689 тыс. (в 2000 г.) автомобилей в год. Представление о величине завода дают цифры: площадь – 500 га, длина главного корпуса – около двух километров, протяженность конвейеров – более 150 км. Коллектив завода насчитывает несколько десятков тыс. человек.

*Краткий исторический обзор развития ДВС*

Создателем первой тепловой (паровой) машины (1766 г.) является наш соотечественник И. И. Ползунов. Его машина была создана на 12 лет раньше паровой машины Уатта. Машину Ползунова можно считать первым тепловым двигателем универсального назначения. Машина уже содержала механизм паро-водораспределения, который, можно сказать, стал прообразом механизма газораспределения современных ДВС.

Образование И. И. Ползунов получил в арифметической школе в г. Екатеринбурге. Построенная им паровая машина имела диаметр цилиндра 700 мм,

занимала три этажа и проработала относительно недолго. После смерти Ползунова машина не нашла применения, так как крепостной труд был дешевле.

Впервые предложения о создании движущей силы путём сжигания жидкого или газообразного топлива внутри цилиндра поршневой машины были сделаны в конце XVIII века. На протяжении первой половины XIX века большинство мелких промышленных предприятий было не в состоянии приобрести дорогие паросиловые установки. Мелкие предприятия все настойчивее выдвигали спрос на дешёвые двигатели небольшой мощности, которые всегда были бы готовы к действию. Спрос вызывал целый ряд предложений со стороны многих изобретателей, но работоспособный двигатель появился на мелких предприятиях только в 1860 г. Это был двигатель француза Ленуара. В двигателе Ленуара рабочая смесь, состоявшая из воздуха и светильного газа, сгорала в цилиндре без предварительного сжатия. Газораспределение было не клапанным, а золотниковым. Схема индикаторной диаграммы двигателя Ленуара приведена на рис. В. 1. Коэффициент полезного действия этой машины был небольшим и составлял примерно 4,5 %, то есть, он был примерно таким же, как и в паровых машинах того времени. Двигателей Ленуара было построено около 1000 шт.

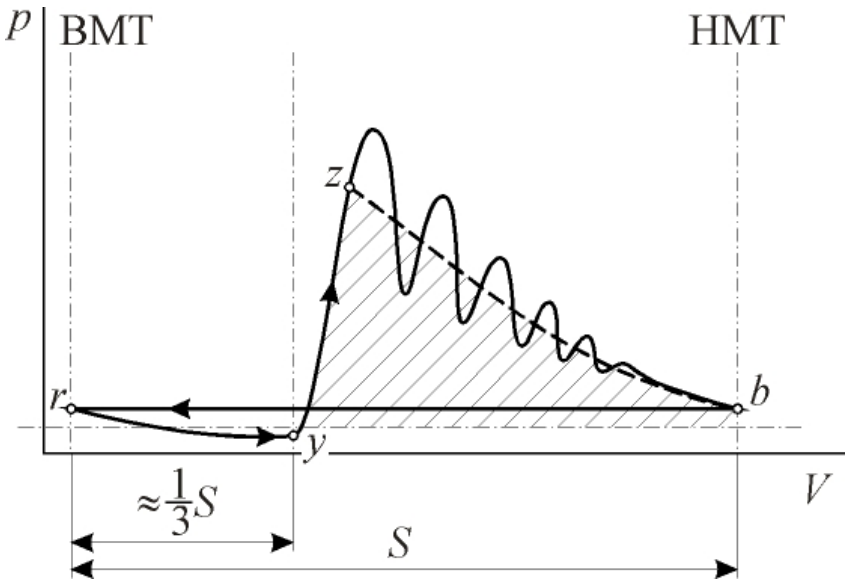



Рис. В. 1. Примерная схема индикаторной диаграммы двигателя Ленуара:
*r-y* – впуск смеси; *y-z* – сгорание; *z-b* – расширение; *b-r* – выпуск отработавших газов; *y-z-b-y* – работа цикла

Молодой немецкий купец Николай Август Отто заинтересовался французским двигателем. Построив опытный двигатель системы Ленуара, он вскоре убедился в целесообразности осуществления предварительного сжатия рабочей смеси перед сгоранием и таким образом пришёл к четырёхтактному циклу. В начале 1862 г. Отто построил четырёхцилиндровый газовый двигатель с противоположным расположением цилиндров, который оставался работоспособным в течение многих месяцев. Однако Отто не смог, несмотря на все свои старания, устранить резкие взрывные удары (по-видимому, детонацию). Он, как и все

инженеры того времени, был убеждён в том, что продукты сгорания должны быть полностью удалены из цилиндра и поэтому применил очень сложную конструкцию поршня.

После неудачи с четырёхтактным двигателем Отто совместно с Лангеном построил работоспособный атмосферный ДВС, который был поставлен на производство (их было выпущено примерно 5000 шт.). Однако, учитывая необходимость увеличения мощности и числа оборотов вала двигателя, Отто вернулся к четырёхтактной машине. В 1876 г. ему удалось создать надежный газовый ДВС. Благодаря предварительному сжатию свежего заряда коэффициент полезного действия двигателя возрос до 12 %.

Одновременно с Отто французский железнодорожный инженер Бо-де-Рош теоретически исследовал вопрос создания высокоэкономичного двигателя. Он написал брошюру, в которой дал описание четырехтактного цикла двигателя. Эту брошюру он приложил к заявлению о выдаче патента на четырехтактный двигатель. Построить такой двигатель Бо-де-Рошу не удалось из-за отсутствия денежных средств.

В период 1879…1885 г. г. моряк русского флота Огнеслав (Игнатий) Стефанович Костович сконструировал и построил восьмицилиндровый двигатель мощностью 80 л. с., работавший на бензине. Это был первый в мире работоспособный двигатель жидкого топлива. Двигатель О. С. Костовича был предназначен для дирижабля и имел удельную массу 3 кг/л. с.

Немецкий инженер Рудольф Дизель, еще будучи студентом и слушая лекции о термодинамическом цикле Сади Карно, попытался осуществить его на практике. Первая модель двигателя не удалась. В 1897 г. Рудольф Дизель закончил испытания нового двигателя с высокой степенью предварительного сжатия рабочего тела. Этот двигатель работал на керосине и имел КПД $\approx 25$ %.

Уже в 1899 г. в Петербурге на заводе Нобеля («Русский дизель») был построен первый в мире двигатель с воспламенением от сжатия, работавший на нефти. Этот двигатель, созданный русскими инженерами, имел ряд конструктивных достоинств, был надёжнее в эксплуатации и имел непревзойденный по тому времени КПД, равный $\approx 28$ %.

В двигателях высокой степени сжатия распыливание топлива в процессе впрыскивания в цилиндр производилось при помощи сжатого воздуха**.** Воздух сжимали многоступенчатым компрессором. Таким образом, компрессор являлся неотъемлемой частью двигателя этого типа. Данное обстоятельство усложняло и удорожало двигатель и снижало надежность его работы. Кроме того, в названных двигателях процесс впрыскивания был отрегулирован так, что сгорание топлива почти не вызывало повышения давления газов и протекало при-

близительно при постоянном их давлении. Последняя причина ограничивала повышение КПД и повышала температуру отработавших газов.

Русский изобретатель Яков Васильевич Мамин в I903…I908 г. г. построил работоспособный двигатель высокого сжатия с впрыском нефти в цилиндр без помощи сжатого воздуха. Впрыск топлива производился в предкамеру, выполненную из чугуна с медной вставкой, что позволяло получить высокую температуру поверхности предкамеры и надежное самовоспламенение [9]. Это был первый в мире бескомпрессорный дизель.

Россия является также родиной теплоходов. Весной 1903 г. на Неве появился первый в мире теплоход «Вандал». В 1904 г. был спущен на воду более совершенный теплоход «Сармат», который был снят с эксплуатации только в 1950 г. Ныне «Сармат» поставлен на якорь в г. Нижний Новгород (бывш. г. Горький) и превращен в музей отечественного судостроения.

Первый теплоход (океанский) в Европе появился лишь в 1912 г. Его построили в Дании.

В 1908 г. в Санкт-Петербурге была построена подводная лодка «Минога», на которой установили двигатель высокого сжатия. Это было первое в мире военное судно с дизелем.

В 1935…1939 г. г. коллектив конструкторов, возглавлявшийся И. Я. Трашутиным (впоследствии – дважды Героем социалистического труда, Главным конструкторам по дизелям ЧТЗ), Т. П. Чупахиным, И. Е .Вихманом и др., создал двигатель типа В-2. Этот двигатель по своим техническим параметрам может быть отнесен к лучшим достижениям мирового двигателестроения. Двигатели этого типа и до настоящего времени находят широкое применение в народном хозяйстве страны (используются на автогрейдерах, тракторах, дизель-электростанциях, на буровых установках и т. д.).

Тракторный дизель Д-35 был создан А. С. Озёрским из НАТИ. На базе этого двигателя впоследствии были созданы дизели Д-40, Д-50**,** а в последние годы – дизели типа Д-240, которые устанавливались на тракторы «Беларусь».

Велик вклад русских и российских учёных в теорию двигателей внутреннего сгорания.

В 1906…I907 г. г. профессор МВТУ (теперь это Московский государственный технический университет – МГТУ) Василий Игнатьевич Гриневецкий предложил тепловой расчёт двигателей, который был впоследствии усовершенствован членом-корреспондентом АН СССР Н. Р. Брилингом, профессором Е. К. Мазингом и академиком Б. С. Стечкиным. На Западе законченный метод теплового расчёта двигателей появился лишь в 1929 г.

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

В 1937 г. в институте химической физики АН СССР начаты работы по факельному зажиганию, а в начале 1960-х г. г. на Горьковском автозаводе создана конструкция двигателя с зажиганием такого типа. Это были первые двигатели с расслоением заряда. В 1954 г. появились двигатели с впрыском бензина, что позволило повысить мощность и улучшить экономичность бензиновых ДВС [10]. В 1995 г. мировой выпуск автомобильных двигателей с впрыском бензина составил 75 % от общего числа бензиновых ДВС. Применение наддува на этих двигателях, начавшееся с 1970 г., позволило повысить их мощность на 25…30 %.

В середине 50-х годов в связи с развитием реактивных двигателей авиация перешла на потребление средних фракций нефти (керосин, реактивное топливо). Это привело к возникновению избытка легких топлив. В 1954 г. появились многотопливные двигатели фирмы MAN с М-процессом, позволяющим сжигать бензины с малыми скоростями нарастания давлений [11].

В 60-е годы возникает направление комбинации поршневого двигателя с газовой турбиной – турбокомпаундные двигатели. Большегрузные автомобили «Скания» с такими двигателями имеют мощностные и экономические показатели, находящиеся в ряду наилучших для автомобильных двигателей.

Значительным шагом в развитии автомобильного двигателестроения стало появление первого работоспособного роторно-поршневого двигателя в 1957 г., созданного в Германии под руководством немецкого исследователя Ф. Ванкеля (1902…1988 г. г.). Имея малую удельную массу и габариты, высокую надёжность, РПД достаточно быстро получили широкое распространение главным образом на легковом автотранспорте, в авиации, на судах и стационарных установках. К 2000 г. было изготовлено более двух миллионов автомобилей с РПД [12].

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

Развитие бензиновых двигателей идёт по пути улучшения их экологических характеристик, экономичности и мощностных показателей путем более широкого применения и совершенствования системы впрыска бензина в цилиндры; применения электронных систем управления впрыском, расслоения заряда в камере сгорания с обеднением смеси на частичных нагрузках; увеличения энергии электрической искры при зажигании и т. д. В результате экономичность рабочего цикла бензиновых двигателей становится близкой к экономичности дизелей.

Для повышения технико-экономических показателей дизелей используют повышение давления впрыскивания топлива, применяют управляемые форсунки, форсирование по среднему эффективному давлению путём наддува и охлаждения наддувочного воздуха, используют мероприятия по снижению токсичности отработавших газов.

На рис. В. 2 приведена динамика улучшения основных показателей дизелей грузовых автомобилей, работающих в составе автопоездов (по материалам зарубежной печати). Дизели автопоездов работают на режимах, близких к полным нагрузкам. Это способствует улучшению их эксплуатационных мощностных и экономических показателей. Рис. В. 2 позволяет отметить, что примерно в 70-е г. г. происходит заметный рост литровой мощности двигателей ($N_л = N_e/V_h$ кВт/л, где $N_e$ – эффективная мощность двигателя в кВт, а $V_h$ – рабочий объём цилиндров в литрах), что объясняется начавшимся к тому времени применением дизелей с турбонаддувом. В этот же период началось более быстрое внедрение мероприятий по улучшению экономичности (эффективного КПД) в связи с энергетическим кризисом. Повышение удельной мощности, а также совершенствование конструкции двигателей способствовало снижению их удельной массы ($g_N = G_{Дв}/N_e$ кг/кВт, где $G_{Дв}$ – масса двигателя). Наряду с улучшением мощностных и экономических показателей повышалась надёжность, на что указывает увеличение ресурса до экономически целесообразного предела (около одного миллиона километров пробега).

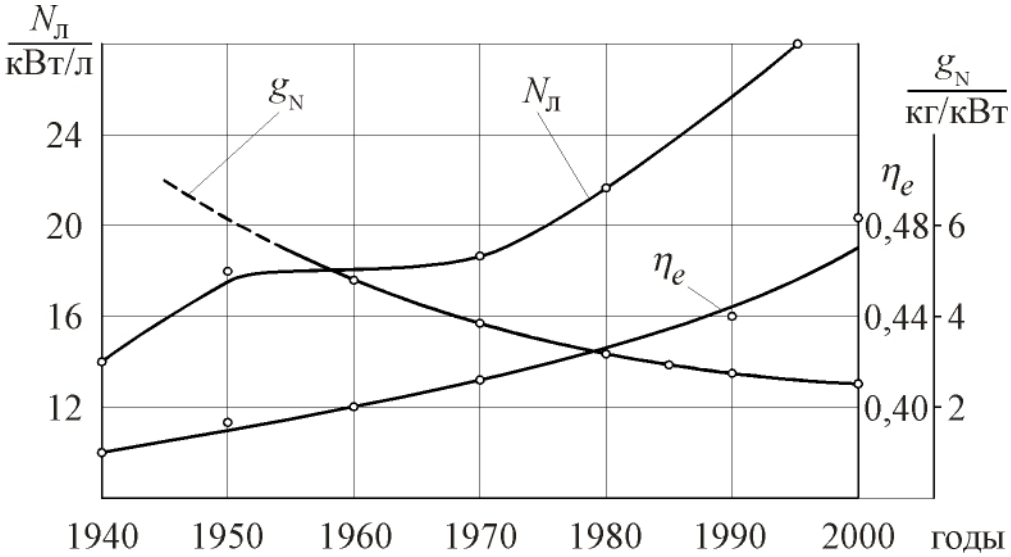



Рис. В. 2. Динамика улучшения основных показателей дизелей грузовых автомобилей, работающих в составе автопоездов

Показатели экономичности первых двигателей внутреннего сгорания и современных энергетических машин иллюстрируются данными, приводимыми в табл. В. 2 и В. 3.

Таблица В. 2

Экономичность первых тепловых двигателей

| Тип теплового двигателя | Год | Страна | Эффективный КПД, % |
|---|---|---|---|
| Паровая машина И. И. Ползунова | 1766 | Россия | 1…2 |
| Газовый двигатель Ленуара без предварительного сжатия рабочего тела | 1861 | Франция | 4…5 |
| Газовый двигатель Отто с предварительным сжатием | 1876 | Германия | 12 |
| Бензиновый двигатель О. С. Костовича с предварительным сжатием | 1879… …1885 | Россия | 15 |
| Автомобильный высокооборотный двигатель (Даймлер, Майбах) | 1882 | Германия | – |
| Керосиновый двигатель Дизеля с высоким предварительным сжатием | 1897 | Германия | 25 |
| Нефтяной двигатель завода Нобеля («Русский дизель») с высоким предварительным сжатием, компрессорный | 1899 | Россия | 28 |
| Бескомпрессорный нефтяной двигатель Я. В. Мамина | 1908 | Россия | – |

Таблица В. 3

Экономичность современных энергетических машин

| Тип энергетической машины | Эффективный КПД, % |
|---|---|
| Двигатели с воспламенением заряда от постороннего источника | 25...39 |
| Двигатели с внутренним смесеобразованием (дизели) | 35...46 |
| Реактивные двигатели | 15...20 |
| Газовые турбины | 30...38 |
| Комбинированные двигатели (дизели с газовой турбиной) | 40...45 |
| Свободнопоршневой дизель с газовой турбиной | 35...40 |
| Паровые турбины с высокими параметрами пара ($p$ = 15 МПа и $t$ = 600 $^0$С) | 36...38 |
| Парогазовые (парогазотурбинные) установки | 52…60 |

# ПРОБЛЕМЫ СОВРЕМЕННОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Как источник механической энергии поршневой двигатель внутреннего сгорания получил господствующее применение в энергетике и на транспорте. Это объясняется тем обстоятельством, что по состоянию на сегодня на нашей планете нет более экономичной тепловой машины. И названное преимущество поршневого ДВС сохранится за ним, по оценкам учёных, на ближайшую перспективу, которая оценивается примерно в 30…40 лет.

В классе поршневых ДВС наиболее экономичными являются дизели. Это свойство сообщается им благодаря высоким степеням сжатия рабочего тела, при которых реализуется рабочий цикл таких машин. Чем выше $\varepsilon$, тем выше КПД двигателя. Однако реализация требования повышения $\varepsilon$ сопряжена с определёнными трудностями, особенно для двигателей с внешним смесеобразованием. И это объясняется, прежде всего, видом используемых топлив: для обеспечения функционирования дизелей применяют тяжёлые сорта топлив (так называемые дизельные топлива), а в двигателях с внешним смесеобразованием (в перспективе – и в двигателях с впрыском лёгкого топлива в цилиндр) используют лёгкие топлива (бензины). Эти виды топлив существенно различаются по своим физико-химическим свойствам. Дизельные топлива легко воспламеняются, и поэтому дизельный двигатель не требует специальной системы воспламенения горючих смесей (так называемой системы зажигания): топливо, поданное в цилиндр, под действием высоких температур сжатого воздуха воспламеняется само. Наоборот, бензины (вернее горючая смесь на основе бензинов) обладает высокой температурой самовоспламенения, и поэтому для её воспламенения требуется специальная система зажигания. Но и здесь не всё просто.

Для дизелей характерна так называемая система гетерогенного (неоднородного) смесеобразования. Благодаря этой особенности горючая смесь любого качества (в смысле концентрационного соотношения компонентов горючей смеси – дизельного топлива и окислителя) относительно легко воспламеняется. Горючие смеси на основе бензинов, наоборот, характеризуются узкими пределами воспламеняемости.

***Проблема качественного состава горючих смесей.*** Концентрационное соотношение компонентов (топлива и воздуха) в горючей смеси оценивается особым коэффициентом, который получил название коэффициента избытка воздуха ($\alpha$). Если в горючей смеси содержится такое количество окислителя (воздуха), которого теоретически достаточно для полного сжигания содержащегося в ней топлива, то $\alpha = 1$. Дизели могут работать в широком диапазоне

значений $\alpha$ (конечно, применение низких $\alpha$ нецелесообразно, ибо из-за недостатка окислителя их работа будет неэкономичной). А вот для двигателей с внешним смесеобразованием характерен узкий диапазон значений $\alpha$ (как правило, $\alpha$ находится в пределах 0,75…1,15). С численными значениями $\alpha$ связана одна из важных проблем современного двигателестроения, а точнее сказать, – комплекс проблем. Действительно, какой бы ни была нагрузка на двигатель с внешним смесеобразованием (работает ли он на пределе его энергетических возможностей или не нагружен вообще) численное значение коэффициента избытка воздуха всё равно должно находиться в указанных пределах, ибо за пределами названных значений осуществление рабочего цикла невозможно. И в этом состоит некое противоречие: при отсутствии нагрузки мы всё же обязаны искусственно повышать расход топлива с той лишь целью, чтобы обеспечить $\alpha$ в названных пределах. Иными словами, должны пренебречь, и очень существенно, экономичностью машины.

Теоретически решение проблемы возможно (а на стадии НИР и ОКР это решение реализовано). Суть решения в том, что в локальной зоне пространства камеры сгорания, непосредственно примыкающей к зоне межэлектродного пространства свечи зажигания, формируется хорошо воспламеняемая горючая смесь ($\alpha$ чуть меньше 1,0). Здесь и формируется пламя, распространение которого по **КС** позволяет сжигать и очень бедные смеси (со значениями $\alpha$, существенно превышающими 1,0). Такие двигатели известны. Это двигатели с форкамерно-факельным зажиганием и двигатели с послойным смесеобразованием. Широкому внедрению подобного типа двигателей в рядовую эксплуатацию по состоянию на сегодня препятствуют недостаточная изученность поведения такого типа машин применительно к различным условиям их использования.

Использование другого важного средства повышения экономичности ДВС с внешним смесеобразованием, а именно, повышения степени сжатия, затруднено в связи с так называемым явлением (проблемой) ***детонации***, то есть, неправильного, взрывного характера сгорания топлива. Возможность повышения $\varepsilon$ сегодня ограничивается величиной 10,5…11,0. При более высоких значениях $\varepsilon$ сгорание, начинающееся нормально, затем переходит в детонационное, сопровождающееся появлением стуков, разрушением масляной плёнки на стенках трущихся пар, повышением температуры деталей, падением мощности и экономичности двигателя. Названные обстоятельства делают работу двигателя на режимах, сопровождающихся явлением детонации, нецелесообразной и аварийно опасной. Проблема предотвращения детонации связана с мерами по повышению антидетонационных качеств топлив. Наиболее эффективным и распространённым средством в этом отношении является применение специальных присадок к топливам.

Широко применяемыми присадками являются этиловые жидкости (присадки на основе химических соединений свинца). Эти присадки токсичны и ядовиты. Для указания на это обстоятельство бензины, качество которых «улучшено» таким образом, окрашивают в определённый цвет (жёлтый, красный, голубой). Но продукты сгорания, а, следовательно, и соединения свинца, образующиеся в процессе окисления компонентов топлива в **КС** двигателя, выбрасываются в окружающую среду. В этой связи возникает проблема создания таких видов топлив (или присадок к ним), которые бы были свободны от названного недостатка. Такие виды топлив и присадок к ним созданы, но остаётся не вполне решённой проблема создания дешёвой технологии их производства. Тем не менее, есть решение Правительства РФ, которым запрещается использование этилированных бензинов с 01.01.2003 г.

***Системы впрыскивания топлива.*** Ведутся работы и по другим направлениям повышения экономичности ДВС с внешним смесеобразованием. Например, карбюраторные системы смесеобразования всё больше (особенно в зарубежном двигателестроении) уступают место системам централизованного или распределенного впрыска топлива во впускной трубопровод двигателя. Эти системы более экономичны, что обусловливается лучшим качеством приготовления горючей смеси, лучшим наполнением цилиндров двигателя свежим зарядом, а также улучшением аэродинамических характеристик впускных систем (что обусловлено исключением из системы карбюратора). Но они пока остаются системами более дорогими, хуже приспособленными к характерным для России условиям обычной эксплуатации. Такие системы требуют высокой технической культуры эксплуатирующего и, в первую очередь, ремонтирующего технику персонала. Массовое внедрение таких двигателей в рядовую эксплуатацию связано с необходимостью создания и внедрения специальных тестирующих и диагностирующих систем, которые также пока остаются дорогими и тоже требуют высокой культуры обслуживающего персонала.

С точки зрения экономичности перспективной для бензиновых двигателей является система непосредственного впрыскивания топлива в цилиндры. Применение таких систем позволит исключить потери горючей смеси, имеющие место в период так называемого перекрытия клапанов (времени, когда остаются открытыми как клапан для впуска свежего заряда в цилиндр, так и клапан для выпуска из цилиндра уже отработавшего рабочего тела). Пока такие системы, а точнее – ДВС с такими системами, находятся в стадии экспериментальных исследований. Использование же их в практике эксплуатации двигателей позволит существенно снизить разницу в КПД с дизелями. Пока же проблема применения непосредственного впрыскивания топлива в цилиндр двига-

теля с искровым зажиганием остается проблемой несколько отдалённой перспективы.

***Ограничение тепловой и механической напряжённости.*** Уже отмечалось, что более высокая степень сжатия обеспечивает дизелю и более высокий уровень экономичности рабочего цикла. В современных массово распространённых дизелях величина $\varepsilon$ находится на уровне 14…18 (для отечественного двигателестроения) и может достигать значений 18…24 (для некоторых двигателей зарубежных фирм). Применение более высоких значений $\varepsilon$ ограничено тем обстоятельством, что с повышением степени сжатия растут максимальные давления рабочего тела в цилиндре, что может явиться причиной существенного роста механических нагрузок на детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Здесь интересно отметить тот факт, что при уровне максимальных давлений рабочего тела составляющем, например, 8…9 МПа, усилие, действующее на поршень двигателя, может достигать десятков тонн. Это обстоятельство делает целесообразным решение проблемы регулирования $\varepsilon$ (особенно для двигателей с высокими степенями наддува). В условиях работы с полной нагрузкой $p_{\text{макс}}$ достигает больших значений, иногда превышающих допустимые, и по этой причине $\varepsilon$ целесообразно снижать. Наоборот, при малой нагрузке на двигатель есть все основания увеличить степень сжатия с тем, чтобы сделать рабочий цикл двигателя в этих условиях его работы более экономичным.

Проблема повышения, а точнее сказать, регулирования, $\varepsilon$ непосредственно связана с проблемой повышения эксплуатационной экономичности дизелей. Дело в том, что в силу технологических условий эксплуатации двигатели значительную часть времени, примерно 60…70 %, работают с неполной нагрузкой. Например, при выполнении бульдозерных работ 50 % времени приходится на работу вхолостую. А на частичных режимах работы процессы смесеобразования в дизелях отличаются невысоким качеством. До недавнего времени на это обстоятельство не обращали должного внимания (основной задачей считалось обеспечение высокой экономичности при работе на полных нагрузках).

Есть ещё важный недостаток, характерный для работы дизелей на малых нагрузках, особенно в условиях их использования при низких температурах окружающей среды. Он особенно проявляется в случаях, когда двигатель имеет относительно невысокую степень сжатия. Этот недостаток состоит в том, что в названных условиях использования двигателей в их **КС** вследствие незавершённости реакций окисления основных компонентов топлива интенсифицируются процессы образования нагаро-смолистых веществ. Эти вещества отличаются высокими клеящими свойствами, оседают на деталях и сопряжениях цилиндропоршневой группы, выносятся с отработавшими газами в выпускной

тракт, проникают в зазоры и сочленения механизма газораспределения. В условиях работающего и прогретого двигателя это обстоятельство большой опасности не представляет. Но положение меняется, когда использование двигателя связано с частыми остановками. При остывании машины ускоряются процессы полимеризации образовавшихся веществ. Проникшие в зазоры сопряжений вещества затвердевают, «склеивают» элементы сопряжений двигателя так, что последующий запуск машины становится невозможным: мощности штатных пусковых устройств оказывается недостаточно, а при более мощных пусковых устройствах может наступить разрушение механизмов двигателя. Это обстоятельство вынуждает эксплуатационников не останавливать машины даже в тех случаях, когда нет необходимости в их использовании. Например, при эксплуатации в условиях крайнего Севера дизель, запущенный в октябре, не глушат до мая. Оставлять работающей машину, когда нет необходимости в её использовании, дорого, но в названных случаях эта мера становится неизбежной.

***Важной проблемой для двигателей промышленного назначения является повышение их мощности***. В частности, не так давно перед Уральским турбомоторным заводом (г. Екатеринбург) поставлена задача создания дизеля для автосамосвала грузоподъёмностью 200…240 т. Мощность дизеля для такой машины должна быть равной примерно 2000 … 2500 кВт.

Средства решения проблемы повышения мощности ДВС многообразны. К одним из них относится повышение частоты вращения вала: чем она выше, тем большую мощность может обеспечить двигатель. Использование этого средства связано с необходимостью улучшения процессов смесеобразования и сгорания, особенно в дизелях. В дизелях с повышением частоты вращения сокращается время, отводимое на названные процессы, что приводит к ухудшению качества приготовления смеси, а затем – и к ухудшению качества сгорания. Плохо приготовленная горючая смесь сгорает неэкономично и горит долго. С ростом продолжительности сгорания повышается температура рабочего тела в процессе расширения, что служит причиной увеличения температур деталей **ЦПГ** и выпускных газов. Именно увеличенная продолжительность сгорания топлива в дизелях сдерживает решение проблемы форсирования их по мощности повышением частоты вращения коленчатого вала: она редко превышает 2200…2600 об/мин (в двигателях с внешним смесеобразованием она составляет 3500…6000 об/мин). Перспективы повышения мощности за счёт увеличения частоты вращения вала остаются широкими.

Другим важным средством повышения мощности двигателей является наддув. Под наддувом понимается повышение мощности посредством повышения массового количества воздуха, подаваемого в цилиндры машины, с одновременным увеличением подачи топлива. Подачу воздуха увеличивают за счёт

повышения его плотности. При этом мощность двигателя повышается прямо пропорционально росту плотности. Для повышения плотности воздуха служит специальный агрегат, называемый компрессором.

К наиболее перспективным средствам наддува относится газотурбинный наддув. При таком наддуве для привода компрессора используется энергия выпускных газов двигателя. Эти газы раскручивают турбину, которая приводит компрессор.

Реализация наддува приводит к существенному росту тепловой и механической напряжённости основных деталей и механизмов ДВС, ибо она достигается введением в камеру сгорания дополнительных количеств топлива. Поэтому при использовании наддува необходимы меры по ограничению температур и максимальных давлений рабочего тела в **КС**, а также применение более качественных материалов для изготовления деталей. Необходимы и средства защиты двигателей от тепловых и механических перегрузок. К таким средствам относятся масляное охлаждение поршней, клапанов и межклапанных перемычек, распылителей топливных форсунок, а также регулирование степени сжатия.

Реализация мер по повышению мощности связана с необходимостью решения ряда других проблем. В частности, мощный двигатель характеризуется хорошей экономичностью при условиях использования его на режимах полных нагрузок, что, особенно для двигателей автотракторного назначения, не является характерным (уже отмечалось, что такие двигатели в условиях эксплуатации часто используются с недогрузкой). Но при переходе на частичные нагрузки это его качество в значительной мере утрачивается, и именно потому, что для работы на малых нагрузках он не рассчитывался. Выходом из положения в таких случаях может служить выключение из работы части цилиндров (или частичное выключение цилиндров: подача топлива через цикл). Тогда выключенные цилиндры «нагружают» оставшиеся в работе. Вследствие реализации этого обстоятельства КПД работающих цилиндров существенно повышается, а в целом повышается и экономичность машины. Широкое внедрение названного мероприятия в практику двигателестроения сдерживается недостаточной проработанностью автоматических устройств для выключения подачи топлива в часть цилиндров (или для подачи топлива в цилиндры через цикл), а также недостаточной изученностью вопросов динамики двигателя в условиях эксплуатации с отключением цилиндров (повышается степень неравномерности вращения коленчатого вала, могут проявиться также отрицательные эффекты насосного действия поршневых колец).

***К важным проблемам двигателестроения относится проблема пуска***. Особенно проблема пуска дизелей при низких температурах окружающей

среды. В таких условиях пуска свежий заряд в цилиндре дизеля не удаётся сжатием разогреть до уровня температур, достаточных для обеспечения самовоспламенения топлива (для обеспечения надёжного самовоспламенения необходимо, чтобы в конце сжатия температура достигла величины порядка 340…350 $^0$С). Повысить температуру в конце сжатия можно различными средствами. К одним из них относится разогрев заряда продуктами сгорания топлив. Во впускном трубопроводе с помощью специальных устройств осуществляется сжигание небольшого количества топлива. Выделяющаяся при горении топлива теплота нагревает поступающий в цилиндр воздух, и его температура повышается.

Здесь важным становится создание таких систем подогрева впускного заряда, которые обеспечивали бы оптимальный его разогрев продуктами сгорания топлив, сохраняя при этом достаточное количество окислителя (воздуха) для сжигания топлива, подаваемого непосредственно в цилиндры запускаемого двигателя.

***Проблема обеспечения многотопливности.*** Двигатели разных типов работают на вполне определённых сортах топлива. Для дизелей используются дизельные топлива, для двигателей с внешним смесеобразованием – бензины. Способность двигателей работать на вполне определённых сортах топлива является, в определённом смысле, их недостатком. Поэтому вызывают интерес работы по созданию таких двигателей, которые были бы способны работать на различных сортах топлив. Решение этой проблемы упростило бы снабжение топливом различных отраслей промышленности и хозяйства, облегчило бы решение вопросов транспортировки топлив. Двигатели, способные работать на различных сортах топлив, получили название многотопливных, или «всеядных». Такие двигатели создаются обычно на базе дизелей, поскольку дизельный рабочий цикл является наиболее экономичным.

Основными проблемами, которые возникают при решении вопросов многотопливности ДВС, являются проблемы обеспечения надёжного пуска, устойчивой работы на холостом ходу и малых нагрузках, а также умеренности давлений рабочего тела при работе двигателя на полных нагрузках.

Бензины трудно самовоспламеняются, поэтому для того, чтобы обеспечивалась работа двигателя на бензине, многотопливный ДВС должен иметь высокую степень сжатия. Однако при высокой $\varepsilon$ возрастает механическая напряжённость деталей: растёт $p_{\text{макс}}$. Поэтому высокую $\varepsilon$ желательно иметь только при пуске и работе двигателя на малых нагрузках, а при его работе на полных нагрузках $\varepsilon$ должна быть уменьшена. С этой целью многотопливные ДВС снабжаются камерами сгорания переменного объёма (при пуске объём **КС**

уменьшают, а при нагрузках, наоборот, увеличивают). Таким образом, целесообразно регулирование $\varepsilon$.

При работе на лёгких топливах в многотопливных двигателях целесообразен подогрев воздуха на впуске. Он осуществляется, например, использованием теплообменников системы охлаждения, а также теплоты отработавших газов (обогрев впускного трубопровода или добавление газов к свежему заряду). Подогрев впускного заряда осуществляется только при работе на малых нагрузках и холостом ходу.

Для снижения максимальных давлений рабочего тела используется двойной впрыск топлива: вначале в цилиндр двигателя подается небольшое количество топлива, а затем в горящую смесь впрыскивается остальная доза.

Топливоподающие системы многотопливных двигателей имеют характерные особенности. Применение бензинов, других легких топлив, может стать причиной образования паровых пробок в топливопроводах (испаряемость бензинов в 2,5…3 раза выше испаряемости дизельных топлив). Паровые пробки нарушают процесс топливоподачи. Предотвратить образование паровых пробок можно, применив охлаждение топливной аппаратуры или повысив давление в системе подвода к насосу (обычно давление повышают до 0,3…0,5 МПа).

Применение различных топлив приводит к разнице в величине цикловых подач, соответствующих одному и тому же положению органа управляющего подачей топлива (это обусловливается различной удельной массой топлив). Поэтому в многотопливных двигателях должны быть предусмотрены специальные устройства, позволяющие увеличивать объемную цикловую подачу при переходе на легкие сорта топлив.

Причинами уменьшения мощности двигателей при работе на легких топливах могут быть утечки топлива. Например, утечки бензина через зазоры в плунжерных парах топливного насоса высокого давления примерно в 10 раз превышают утечки дизельного топлива.

Для обеспечения многотопливности важно комплексное использование названных мер применительно к условиям пуска, работы вхолостую, на малых и полных нагрузках.

***Проблема токсичности и вредных выбросов.*** Основными компонентами рабочего тела в ДВС являются топливо и окислитель, в качестве которого используется атмосферный воздух (и то, что в качестве окислителя используется атмосферный воздух, а точнее – кислород воздуха, является важным достоинством ДВС, обеспечивающим им, наряду с высокими степенями сжатия, высокую экономичность). Массово применяемые топлива представляют собой смесь сложных углеводородных соединений. Их элементарный химический состав определяется содержанием углерода, водорода, кислорода (как правило, в

небольших количествах) и некоторых других нежелательных компонентов, например серы, содержание которых запрещается или регламентируется стандартами.

В ходе процессов, протекающих в камере сгорания двигателя, образуется большое количество газообразных и твёрдых (например, частиц сажи) компонентов, которые выбрасываются в окружающую среду. В **КС** возникают условия, когда способность веществ к взаимодействию существенно меняется. Например, азот, который в значительных количествах содержится в воздушном заряде, поступающем в цилиндр двигателя при наполнении, и который в обычных условиях является инертным газом, при высоких температурах – а уровень температур в **КС** в период горения может достигать 1900….2800 К – вступает во взаимодействие с кислородом и другими компонентами рабочего тела. В результате в атмосферу выбрасывается большое количество очень токсичных азотистых соединений.

По состоянию на сегодня номенклатура компонентов, выбрасываемых с отработавшими газами в окружающую среду, определяется более чем 250 наименованиями. Воздействие не всех из них на окружающую среду и живые организмы хорошо изучено. К основным из компонентов, выбрасываемых с **ОГ** в окружающую среду, относятся: углекислый газ, оксид углерода, оксиды азота, сернистый газ, сероводород, сажа и др.

Оксид углерода легче воздуха, легко распространяется в атмосфере, вредно влияет на процессы газообмена в живых организмах. Вызывает отравление уже при концентрациях в 0,01 % по объему. Этого компонента образуется особенно много при работе на режимах с низкими значениями коэффициента избытка воздуха (двигатели с внешним смесеобразованием). В дизелях, хотя они и работают при существенно более высоких $\alpha$, также идут процессы образования оксида углерода из-за несовершенства процессов смесеобразования и сгорания.

Оксиды азота отрицательно воздействуют на органы дыхания, слизистые оболочки глаз, носа, горла. Считается, что они примерно в 10 раз опаснее оксида углерода, так как имеют скрытый период действия, когда признаки отравления никак не проявляются. Образование оксидов азота особенно интенсивно протекает в дизелях (ибо для них характерны высокие значении $\alpha$) в период горения, когда температуры рабочего тела достигают высоких значений. Поэтому снижение уровня температур, а также понижение $\alpha$ в **КС** (например, перепуском **ОГ** во впускной трубопровод) может служить важной мерой по снижению концентрации оксидов азота в **ОГ**.

Даже в том случае, когда рассматриваются продукты полного окисления компонентов рабочего тела ДВС, их нельзя считать экологически безопасными.

Так, диоксид углерода (газ без цвета и запаха, тяжелее воздуха) становится опасным при концентрациях 20…25 % по объёму. Водяные пары, образующиеся при окислении водорода топлива, покидая **КС,** конденсируются в выпускной трассе, а при глушении двигателя и в **КС**, вызывают коррозию, а при низких температурах окружающей среды и разрушение деталей. Отрицательный эффект этого обстоятельства становится особенно заметным, когда в топливе содержатся вода и механические примеси. Наличие воды и механических примесей в топливе действующими стандартами не допускается. Но при транспортировке, ненадлежащем хранении, частых переливах и несвоевременной чистке ёмкостей для хранения названные нежелательные компоненты в топливо попадают. При эксплуатации двигателей в условиях низких температур окружающей среды частицы содержащейся в топливе воды кристаллизуются в топливопроводах и топливных ёмкостях, кристаллы льда забивают фильтры и каналы топливоподающей аппаратуры, что, в конце концов, может вызвать не только ухудшение экономических и мощностных показателей ДВС, но также невозможность их запуска и эксплуатации. К наличию воды и механических примесей особенно чувствительны ДВС с электронными системы управления подачей топлива.

Отработавшие газы двигателей являются канцерогеноносителем, который непосредственно выбрасывается в приземный слой атмосферы, в зону дыхания человека. В них, особенно в **ОГ** дизелей, содержится значительное количество сажи, образующейся в процессе сжигания топлива. Достаточно сказать, что дизель мощностью в 140…160 кВт (такой двигатель необходим, например, для привода автобуса типа «Икарус») за смену эксплуатации выбрасывает в окружающую среду 2500…3500 граммов сажи, а часто и больше, если учесть возможное в условиях эксплуатации нарушение регулировок. Сажа опасна не только как пылевидный компонент **ОГ**, но также и вследствие её адсорбционных свойств. На поверхности частиц сажи адсорбируются возбудители опасных заболеваний (в частности, бенз-(а)-пирен).

В этой связи проблема очистки **ОГ** от сажи актуальна.

В последнее время применительно к транспортным дизелям предложен способ очистки **ОГ** от сажевых частиц посредством электризации газового потока (электрические фильтры), степень очистки **ОГ** в которых может достигать 90 % и выше.

На базе использования электростатического фильтра кафедрой ДВС ЮУрГУ предложены схемы устройств (глушителей шума), позволяющих в электростатическом поле производить очистку **ОГ** от сажи. Предложенные технические решения признаны изобретениями.

Суть этих решений состоит в том, что в глушитель шума выпуска устанавливается циклон, в котором поток **ОГ** закручивается. Трубы циклона являются одновременно коронирующим и осадительным электродами фильтра. Таким образом, очистка происходит под действием центробежных и электростатических сил. Кроме того, при выходе отработавших газов из циклона направление потока меняется на противоположное. Возникающие при этом инерционные силы также способствуют очистке **ОГ** от сажевых частиц. Отделенная от **ОГ** сажа скапливается в специальном контейнере (сажесборнике).

Глушитель описанной схемы был изготовлен и испытывался на дизеле Д-240.

Оценка содержания сажи в **ОГ** до входа в устройство и на выходе выполнялась посредством фильтрования части потока. Результаты проведенных исследований показали, что предложенное устройства является эффективным средством очистки **ОГ** дизелей от сажевых частиц. В частности, дымность выпуска в зависимости от режима нагрузки дизеля удалось снизить на 10…20 %.

Экономический эффект, обусловленный очисткой отработавших газов автомобильных двигателей от сажи, в денежном выражении определить затруднительно. Наоборот, работы такого рода затратны. Но нет сомнений в том, что эффект от подобного рода мероприятий колоссален, ибо важнейшим достоянием общества является здоровье людей – состоянием здоровья населения, в первую очередь, определяется его деятельный потенциал.

Важной проблемой двигателестроения является ***проблема повышения моторесурса***. В настоящее время срок службы выпускаемых промышленностью двигателей составляет от 2 до 8 тыс. моточасов. Ставится задача повысить его до уровня 8…12 тыс. моточасов.

Решение этой проблемы непосредственно связано с задачей снижения механических потерь в системах и механизмах ДВС, с улучшением качества применяемых материалов и совершенствованием технологии производства (а на современном этапе зачастую и с необходимостью повышения дисциплины и культуры труда). Проблема повышения ресурса часто замыкается на совершенствование конструктивных форм деталей, на обеспечение оптимальных зазоров в сопряжениях и сочленениях основных механизмов ДВС. Например, еще не так давно поршни двигателей отличались сравнительно простыми конструктивными формами (изготавливались цилиндрической или конусообразной формы). С точки зрения технологичности и себестоимости производства это было рациональным. А вот с точки зрения повышения моторесурса – нет.

В период работы двигателя вследствие особенностей динамических процессов, протекающих в его механизмах, поршень колеблется в пространстве, ограниченном внутренним диаметром цилиндра. И, хотя зазор в сопряжении

«поршень – цилиндр» невелик (в холодном состоянии он составляет 0,30…0,35 мм и меньше), наличие такого зазора приводит к существенным по силе ударам поршня о гильзу (сопряжение стучит). Уменьшить величину зазора и снизить интенсивность ударов поршня о стенку цилиндра можно, придав наружным очертаниям поршня сложную форму. Поэтому в настоящее время боковую поверхность поршней выполняют овально-бочкообразной. Благодаря такому профилю поверхности поршень при колебаниях в зазоре получает возможность перекатываться по цилиндрической поверхности гильзы. Интенсивность ударов снижается. Повышается и экономичность двигателя.

В силу конструктивных особенностей масса металла распределена по телу поршня неравномерно. В период работы это обстоятельство приводит к неодинаковости в изменении его линейных размеров: те участки, где сосредоточено больше металла, вследствие нагрева больше увеличиваются в размерах. Поэтому при проектировании поршней распределение масс должно быть учтено. Одним из средств реализации мероприятий такого рода является придание поршням уже упоминавшейся формы «овальной бочки».

Зазор в сопряжении «цилиндр – поршень» необходимо уплотнять: иначе через неплотности будут иметь место значительные утечки рабочего тела из **КС**, что может стать причиной очень неприятных последствий (снизится экономичность, ухудшатся пусковые качества, сократится ресурс работы). Уплотнение обеспечивается компрессионными кольцами. Существует проблема разработки такой конструкции колец, которые бы при малом их числе обеспечивали хорошее уплотнение **ЦПГ**.

***Двигатели нетрадиционных схем.*** В современных поршневых двигателях возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращение коленчатого вала при помощи кривошипно-шатунного механизма, являющегося одним из наиболее сложных и дорогих в ДВС (затраты на изготовление **КШМ** составляют 25…40 % от себестоимости двигателя). При этом обеспечение функционирования **КШМ** связано с необходимостью использования значительного числа пар трения, что приводит к повышению механических потерь в самом двигателе, ухудшает его экономические и, особенно, массогабаритные показатели.

Отмеченные обстоятельства побуждают к поиску новых схем двигателей. В частности, хорошо известны конструкции газотурбинных и свободнопоршневых ДВС, а также бесшатунных тепловых машин. Например, таких, как двигатели С. С. Баландина, Ф. Ванкеля. Но и этим машинам свойственны сложность конструкции и необходимость применения дорогостоящей технологии производства.

В последние годы предложен (в том числе преподавателями и сотрудниками кафедры ДВС ЮУрГУ) ряд новых, нетрадиционных конструктивных схем бескривошипных поршневых машин (**БПМ**), которые, по нашему мнению, в значительной степени свободны от названных недостатков и сочетают достоинства как ДВС с **КШМ** (возможность использования высоких степеней сжатия, простота конструктивных форм основных элементов), так и бесшатунных машин (отсутствие коленчатого вала, шатунов, деталей, совершающих сложное плоскопараллельное движение), в том числе и свободнопоршневых. Главным существенным отличием предложенных схем **БПМ** от остальных типов машин является возможность преобразования поршнем возвратно-поступательного движения во вращательное. Именно это обстоятельство сообщает таким машинам ряд важных качеств: хорошую экономичность, полную уравновешенность (в конструкциях с противоположно движущимися поршнями, а также с оппозитно расположенными цилиндрами) и существенно лучшие удельные мощностные и массогабаритные показатели.

***Нетрадиционные виды топлив.*** Уже отмечалось, что топлива, применяемые в ДВС, должны обладать вполне определёнными свойствами. И эти свойства регламентируются стандартами. В настоящее время в качестве массово применяемых используются топлива нефтяного происхождения. Однако запасы сырья нефтяного происхождения ограничены. Поэтому широко ведутся работы по поиску новых нетрадиционных видов топлив. К таким топливам могут быть отнесены газообразные и спиртовые топлива. Горючие газы (сжатые и сжиженные) уже нашли широкое применение на транспорте, и, в целом, проблемы, связанные с их использованием, принципиально разрешены. Массовое использование газообразных топлив для двигателей сдерживается сегодня недостаточной развитостью сети газонаполнительных компрессорных станций.

Другой альтернативой бензинам и дизельным топливам являются спирты. В ряде стран мира спирты как вид топлива использовались всегда, когда ощущалась нехватка нефтепродуктов. Спирты по сравнению с бензинами имеют более высокое октановое число и поэтому допускают применение более высоких степеней сжатия, что способствует повышению экономичности рабочего цикла. Но они обладают более низкой теплотворной способностью, сравнительно высокой теплотой парообразования и содержат большое количество кислорода (в связанном состоянии), что при прочих равных условиях снижает запас хода машины (требуются топливные баки повышенной емкости). Двигатель, работающий на спирте или на бензоспиртовых смесях, обладает худшими, по сравнению с бензиновыми двигателями, пусковыми качествами (особенно при низких температурах окружающей среды). При большом содержании спирта в бензоспиртовых смесях необходимо использование специальных до-

рогостоящих присадок-стабилизаторов, предотвращающих расслоение таких смесей.

Таким образом, применение спиртов требует разработки специальных мероприятий, направленных на устранение названных недостатков. Ещё один важный недостаток спиртовых топлив состоит в том, что они оказывают заметное коррозионное воздействие на элементы конструкции двигателя (коррозионная агрессивность спиртов проявляется, прежде всего, в воздействии на сталь, сплавы на основе алюминия, цинка, магния, свинца). При взаимодействии со свинцом и его сплавами спирты образуют аморфные соединения, забивающие фильтры, жиклёры, форсунки. Многие из уплотнительных материалов (например, прокладки) при контактировании со спиртами утрачивают свои свойства.

Кроме того, применение спиртов требует высокой культуры эксплуатирующего ДВС персонала.

Попутным продуктом при добыче нефти и природного газа являются газовые конденсаты. По своим свойствам (химическому составу, вязкостно-температурным характеристикам и др.) они очень близки к топливам, применяемым для ДВС. Уже незначительная технологическая их переработка (а в некоторых случаях можно обойтись и без таковой) позволяет использовать газовые конденсаты в качестве топлива. Это перспективно особенно для труднодоступных районов (например, районов крайнего Севера), куда доставка больших партий топлива может оказаться затруднительной, но где непосредственно и производится добыча нефти и газа. Для целей обеспечения топливом двигателей, применяемых в таких условиях, разработаны «Технические условия…» на газоконденсатное топливо. В этих работах принимали участие преподаватели и сотрудники кафедры ДВС.

Топливом будущего следует назвать водород. Запасы этого топлива можно считать безграничными. Это – компонент воды морей и океанов. И водород по существу является экологически чистым топливом, ибо продуктом его окисления является вода, которая не загрязняет атмосферу и, к тому же, может быть вновь использована для получения водорода. Таким образом, его можно считать возобновляемым источником энергии. Возможно, использование водорода позволит снять остроту экологических проблем, вызванных сжиганием в **КС** двигателей массово распространенных видов топлив.

Исследования по использованию водорода в качестве топлива для ДВС проводятся. Но здесь наиболее сложными моментами являются проблемы его получения (с точки зрения обеспечения доступности и дешевизны технологии) и, особенно, проблема хранения «на борту» транспортного средства. Водород имеет очень низкую плотность. Хранение его в газообразном состоянии абсо-

лютно нецелесообразно. Сжижение его обеспечивается при очень низких температурах (порядка минус 250 $^0$С) и высоких давлениях, что требует больших энергетических затрат. Но и в сжиженном состоянии плотность водорода оказывается в 3…4 раза меньше плотности топлив нефтяного происхождения. Для хранения, например, 20 килограммов жидкого водорода под давлением 20 МПа необходим бронированный резервуар, сопоставимый по размерам с самим автомобилем. При этом масса резервуара превысит тонну.

Правда, перспективы решения проблемы хранения водорода открыты: гидриды некоторых металлов относительно легко и в больших количествах способны воспринимать водород. При этом хранение водорода в таких резервуарах оказывается взрывобезопасным.

В представленном разделе кратко рассмотрена сущность основных проблем современного двигателестроения, решение которых представляет непосредственный практический интерес. Необходимо иметь в виду, что решение каждой из рассмотренных проблем связано с потребностью в соответствующих теоретических проработках и выполнением многих расчётно-теоретических исследований, связанных, в свою очередь, с теоретическим описанием и моделированием процессов, происходящих в механизмах и системах ДВС (и, в частности, с изменением параметров состояния рабочего тела, движением газообразных и жидких сред, кинематикой и динамикой механизмов). Одним из важных инструментов решения названных проблем являются теоретические методы, которые рассматриваются в настоящей книге.

# 1. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ). ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

В двигателях внутреннего сгорания преобразование химической энергии топлива в механическую работу происходит в результате периодического осуществления в цилиндрах ряда процессов. Законченная совокупность процессов, периодически повторяющихся в цилиндре ДВС и необходимая для его работы, называется ***рабочим циклом*** двигателя.

## *1. 1. Основные типы двигателей внутреннего сгорания*

*По характерным признакам осуществления рабочего цикла* двигатели делятся на несколько типов. Ниже, на схеме, приводится такая классификация двигателей внутреннего сгорания (рис. 1. 1).

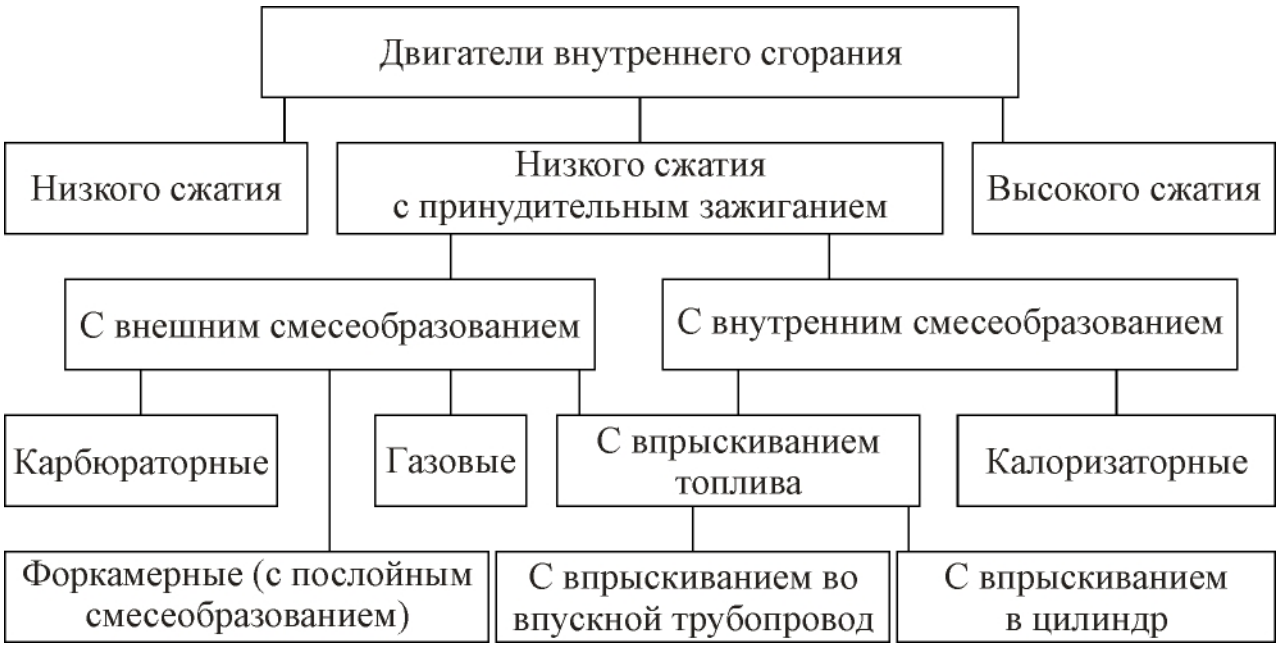



Рис. 1. 1. Общая схема классификации двигателей

В свою очередь, с учетом особенностей камер сгорания, процессов воспламенения и смесеобразования двигатели высокого сжатия также могут быть подразделены на несколько классов. Это поясняется схемой, представленной на рис. 1. 2.

Преимущественное распространение получили два типа ДВС: двигатели с внутренним смесеобразованием (дизели) и двигатели с воспламенением горючей смеси от постороннего источника зажигания (бензиновые карбюратор-

ные, а также двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод и, реже, – в цилиндр).

Рис. 1. 2. Схема классификации двигателей высокого сжатия

Положения поршня двигателя в характерных точках (ВМТ, НМТ) при осуществлении рабочего цикла дают основания ввести понятия о характерных объёмах цилиндра (а также рабочего тела): $V_a$ – полный объём цилиндра (рабочего тела); $V_h$ – рабочий объём; $V_c$ – объём камеры сгорания.

Отношение объёмов

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

называется ***степенью сжатия***. Это – важный показатель (параметр) цикла и двигателя в целом.

Приведённое соотношение часто называыают геометрической степнью сжатия.

## *1. 2. Рабочее тело ДВС и его свойства*

Термином «рабочее тело» определяется вещество или смесь веществ, необходимых для осуществления рабочего цикла. Качественный и количественный сстав рабочего тела в двигателях в течение цикла не остаётся постоянным. Это обусловлено различными обстоятельствами. Так, количественные изменения вызываются перетеканием рабочего тела из впускных и выпускных трубопроводов в цилиндры двигателя (и наоборот), утечками через неплотности ЦПГ, подачей топлива во впускной трубопровод или в цилиндры, а также, как будет показано в разделе 4, реакциями окисления основных компонентов топлива.

Процессы окисления (горения) основных компонентов топлива приводят к существенным качествнным изменениям в составе РТ. Так, если в тактах впуска и сжатия РТ может рассматриваться как чистый (атмосферный) воздух (дизели) или смесь паров топлива с воздухом (двигатели с внешним смесеобразованием), то в начале горения – это уже смесь воздуха, паров и капель жидкого топлива с образовашимися продуктами сгорания.

Наиболее важными компонентами РТ являются топливо как носитель энергии, заключённой в нём в химически связанном состоянии, и окислитель (воздух, вернее – кислород воздуха), благодаря которому обеспечивается высвобождение энергии.

***Топливо***. В качестве топлива используются лишь те горючие вещества, которые легко перемешиваются с воздухом, а в процессе сгорания не образуют твёрдого зольного остатка. Даже небольшое колическтво золы, оставшейся в цилиндре двиагтеля, может привести к износу стенок гильз, поршней и колец. Это же, в свою очередь, обусловливает снижение моторесурса двигателя, а также может служить причиной аварии.

В качестве газовых топлив применяются природные и промышленные газы. Под промышленными понимаются газы, получаемые при добыче и переработке нефти, канализационные газы, а также газы, получаемые путём специальной переработки твёрдых топлив (газификация топлив).

Жидкое топливо, применяемое в двигателях, является, как правило, продуктом переработки нефти. Такими продуктами обычно являются: бензин, лигроин, керосин, дизельное топливо, соляровое масло.

Основными компонентами любого топлива являются углерод (*C*), водород (*H*), кислород (*O*). Иногда содержатся сера (*S*) и азот (*N*). Содержание серы и азота обычно невелико. Так что наличием в топливе этих веществ при выполнении тепловых расчётов ДВС обычно пренебрегают. Следует иметь в виду, что содержание двух последних компонентов ограничивается или даже запрещается стандартами на топливо.

В теории двигателей элементарный состав топлива – элементарный химический состав (ЭХС) – принято отображать записью

$$C + H + O = 1,$$

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

Элементарный состав некоторых топлив, используемых в ДВС, приводится в табл. 1. 1.

Таблица 1. 1

ЭХС некоторых, наиболее распространённых видов топлив

| Вид топлива | | ЭХС | | | $\mu_т$ | $\gamma$, кг/м$^3$ | Примечание |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | *C* | *H* | *O* | | | |
| Жидкое нефтяного происхождения | Авиационный бензин | 0,853 | 0,147 | – | 110 | 700…740 | |
| | Автомобильный бензин | 0,855 | 0,145 | – | 114 | 710…760 | |
| | Дизельное топливо | 0,870 | 0,126 | 0,004 | 180…200 | 795…840 | |
| Спирты | Метанол | 0,375 | 0,125 | 0,500 | 32 | 795 | |
| | Этанол | 0,520 | 0,140 | 0,340 | 46 | 790 | |
| Газообразное | Метан | 0,750 | 0,250 | – | 16 | 0,71 | |
| | Пропан | 0,817 | 0,183 | – | 44 | 542 | $\gamma$ в сжиженном состоянии |
| | Бутан | 0,545 | 0,455 | – | 58 | | |

Важнейшим показателем любого топлива является его теплотворность. Под теплотворностью понимается то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании единицы его количества, например, одного кг.

Различают высшую и низшую теплотворности топлива. При проведении тепловых расчётов двигателей обычно используют низшую теплотворность $H_u$.

При сгорании топлива вследствие соединения водорода и кислорода образуется вода. На испарение образовавшегося количества воды расходуется определенное количество теплоты, которая в поршневом двигателе оказывается

потерянной, так как высоконагретый пар покидает цилиндр. Существует следующее соотношение между высшей и низшей теплотворностью топлива:

$$H_u = H_0 - 2{,}52 \cdot W,$$

где $H_0$ – высшая теплотворная способность топлива, МДж/кг;

$W$ – количество водяных паров в продуктах сгорания одного кг топлива;

2,52 – теплота парообразования, МДж/кг.

Теплотворности обычно используемых жидких топлив отличаются незначительно – см. табл. 1. 2.

Таблица 1. 2

Низшая теплотворность некоторых топлив нефтяного происхождения

| Вид топлива | $H_u$, МДж/кг |
|---|---|
| Авиационные бензины | 44,2 |
| Автомобильные бензины | 44,0 |
| Дизельное топливо | 42,5 |

Известен ряд формул, позволяющих рассчитать $H_u$ по ЭХС топлива. Например, широко распространена формула Д. И. Менделеева, согласно которой

$$H_u = 33{,}91 \cdot C + 125{,}6 \cdot H - 10{,}89 \cdot (O - S) - 2{,}51 \cdot (9H + W).$$

Ещё раз отметим, что основные свойства топлив для ДВС регламентируются стандартами.

### *Теплоёмкость свежего заряда и продуктов сгорания*

Как уже отмечалось, качественный и количественный состав рабочего тела ДВС в течение цикла меняется в широких пределах. По существу, РТ является многокомпонентным. Однако, для упрощения рассуждений можно полагать, что в течение процессов впуска и сжатия качество рабочего тела меняется мало: РТ состоит из двухатомного газа (воздуха – в случае дизелей) или из воздуха и паров топлива (в случае двигателей с внешним смесеобразованием). Такой состав РТ принято определять термином «свежий заряд».

Состав РТ после завершения сгорания (в процессах расширения и выпуска) принято определять термином «продукты сгорания» (выпускные газы).

Названное условие позволяет существенно упростить схемы расчётов и избежать излишней детализации процессов вычислений. В частности, при определении теплоёмкостей РТ, так как становится возможным оперировать

понятиями теплоёмкостей для свежего заряда, продуктов сгорания или смесей свежего заряда с продуктами сгорания.

Под теплоёмкостью понимается количество теплоты, необходимое для повышения температуры единицы массы (например, одного кг) вещества на один градус ($^0$С или К). Такая теплоёмкость называется удельной теплоёмкостью.

Количество теплоты, необходимое для повышения температуры одного моля вещества на один градус называется мольной теплоёмкостью.

Исследователи затратили много сил и времени для того, чтобы вскрыть влияние температуры газов на теплоёмкость. В настоящее время имеются зависимости, позволяющие точно рассчитать значение теплоёмкости газа определённого состава при заданной температуре. Это – эмпирические зависимости. В общем виде их можно записать таким образом:

$$\mu C_v = A + B \cdot T,$$

где $A$ и $B$ – эмпирические константы;

$T$ – текущая температура газа (РТ).

Как показали исследования, именно такой зависимостью отображается связь мольных теплоёмкостей свежего заряда и продуктов сгорания с величиной текущей температуры. Рассмотрим соответствующие выражения.

*Эмпирические формулы для определения средней мольной теплоёмкости газов*

Средняя мольная теплоёмкость свежего заряда (как двухатомного газа) определяется выражением

$$\mu C_{v_0} = A_0 + B_0 \cdot T = 20{,}16 + 0{,}17 \cdot 10^{-2} T, \text{ кДж/(моль·град)}. \qquad (1.\ 1)$$

Для продуктов сгорания жидкого топлива нефтяного происхождения (до 3000 $^0$С) справедливо соотношение

$$\mu C_{v_z} = A_z + B_z \cdot T = \underbrace{(18{,}42 + 1{,}61\alpha)}_{A_z} + \underbrace{(15{,}5 + 13{,}82) \cdot 10^{-4}}_{B_z} T, \qquad (1.\ 2)$$

кДж/(моль·град), когда $\alpha = 0{,}8 \ldots 1{,}0$ (бензиновые двигатели), и

$$\mu C_{v_z} = A_z + B_z \cdot T = \underbrace{\left(20{,}2 + \frac{0{,}92}{\alpha}\right)}_{A_z} + \underbrace{\left(15{,}5 + \frac{13{,}8}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4}}_{B_z} T, \qquad (1.\ 3)$$

кДж/(моль·град), когда $\alpha = 1{,}0 \ldots 2{,}0$ (бензиновые двигатели и дизели).

Вычисление мольных теплоёмкостей рабочего тела при постоянном давлении производится, исходя из взаимосвязи

$$\mu C_p = \mu C_v + 8{,}314, \text{ кДж/(моль·град)}. \qquad (1.\ 4)$$

Приведённые эмпирические соотношения для расчёта мольных теплоёмкостей РТ используются при расчёте процессов рабочего цикла, см., например, раздел 5.

### *1. 3. Рабочий цикл двигателя с внутренним смесеобразованием*

Основными признаками рабочего цикла двигателя с внутренним смесеобразованием являются:

1. Высокая степень сжатия воздушного заряда ($\varepsilon$ = 14…18);

2. Впрыскивание тяжёлого топлива внутрь цилиндра двигателя в конце процесса сжатия;

3. Самовоспламенение топлива за счёт высокой температуры воздушного заряда, сжатого в цилиндре (в последнее время появились дизели с принудительным воспламенением топлива электрической искрой);

4. Неполнота сгорания топлива, характеризующаяся, главным образом, содержанием в отработавших газах сажи и очень небольшого количества оксида углерода.

### *1. 4. Рабочий цикл двигателя с воспламенением горючей смеси от постороннего источника*

Основные признаки рабочего цикла двигателей такого типа:

1. Относительно низкая степень сжатия свежего заряда ($\varepsilon$ = 7…9 и несколько выше);

2. Приготовление горючей смеси из лёгкого топлива и воздуха вне цилиндра двигателя в особом приборе – карбюраторе (карбюраторные двигатели) или посредством впрыскивания такого топлива во впускной трубопровод, а также в цилиндр;

3. Зажигание смеси в конце процесса сжатия электрической искрой;

4. Неполнота сгорания при недостатке кислорода, проявляющаяся наличием в отработавших газах, главным образом, оксида углерода.

В двигателях с впрыскиванием бензина во впускной трубопровод горючая смесь готовится в трубопроводе, клапанной щели, а завершается процесс приготовления горючей смеси в цилиндре.

Характерные особенности некоторых других типов двигателей будут отмечены по мере изложения материала в соответствующих разделах.

*По конструктивным признакам осуществления рабочего цикла* двигатели делятся на четырёх- и двухтактные. Тактом называется перемещение поршня от одной мёртвой (крайней, или критической) точки к другой, связанное с одним из процессов рабочего цикла двигателя. Один такт осуществляется за половину оборота, или за 180 град ПКВ. Таким образом, в четырёхтактных двигателях рабочий цикл осуществляется за два оборота коленчатого вала, или за 720 град ПКВ, а в двухтактных – за один оборот, или за 360 град ПКВ.

### *1. 5. Индикаторные диаграммы двигателей*

При осуществлении рабочего цикла в цилиндре двигателя непрерывно изменяются давление и температура газов. Изменение давления газов может быть экспериментально записано особым прибором – индикатором.

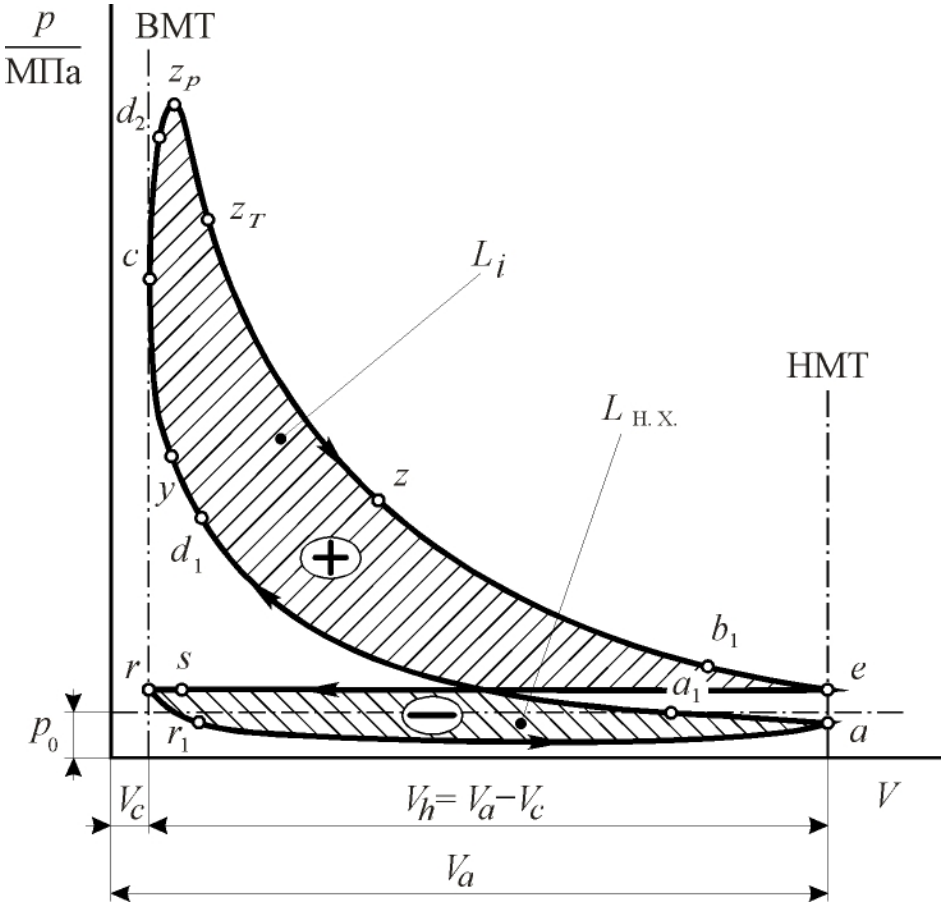



Рис.1. 3. Индикаторная «*p – V*»-диаграмма четырёхтактного безнаддувного дизеля

Диаграмма изменения давления газов в цилиндре двигателя в зависимости от изменения объёма или угла поворота коленчатого вала, записанная индикатором, называется индикаторной диаграммой двигателя. Если давление газов *p* записано в функции объёма *V*, условимся называть её индикаторной диаграммой *p – V*, а если в функции угла поворота коленчатого вала $\alpha$ , то индикаторной диаграммой $p - \alpha$.

Индикаторная диаграмма даёт наглядное представление о протекании параметров состояния рабочего тела в течение цикла. Но не только. Площадь

индикаторной «$p$ – $V$»-диаграммы пропорциональна работе цикла. Анализ и исследование индикаторных диаграмм позволяют получить разнообразный и ценный материал для суждения о качестве процессов, составляющих рабочий цикл, и о качестве цикла в целом.

*Индикаторная диаграмма четырёхтактного дизеля в системе координат $p$ – $V$* (рис. 1. 3). Для дизелей номинальная степень сжатия $\varepsilon$ чаще всего находится в пределах 14…18. Такты рабочего цикла отображаются следующими линиями индикаторной диаграммы: $r – r_1 – a$ – такт впуска; $a – a_1 – d_1 – y$ – с – такт сжатия; $c – d_2 – z_p – z_т – z – b_1 – e$ – такт расширения (рабочий ход); $e – r$ – такт выпуска.

Линии индикаторной диаграммы отображают следующие процессы, составляющие рабочий цикл: $s – r – a – a_1$ – процесс впуска; $a – a_1 – d_1 – y – c$ – процесс сжатия; $y – c – d_2 – z_р – z_т – z$ – процесс сгорания; $c – d_2 – z_р – z_т – z – b_1 – e$ – процесс расширения (рабочий ход); $b_1 – e – r – r_1$ – процесс выпуска, причём $b_1 – e$ – свободный выпуск, а $e – r$ – принудительный выпуск.

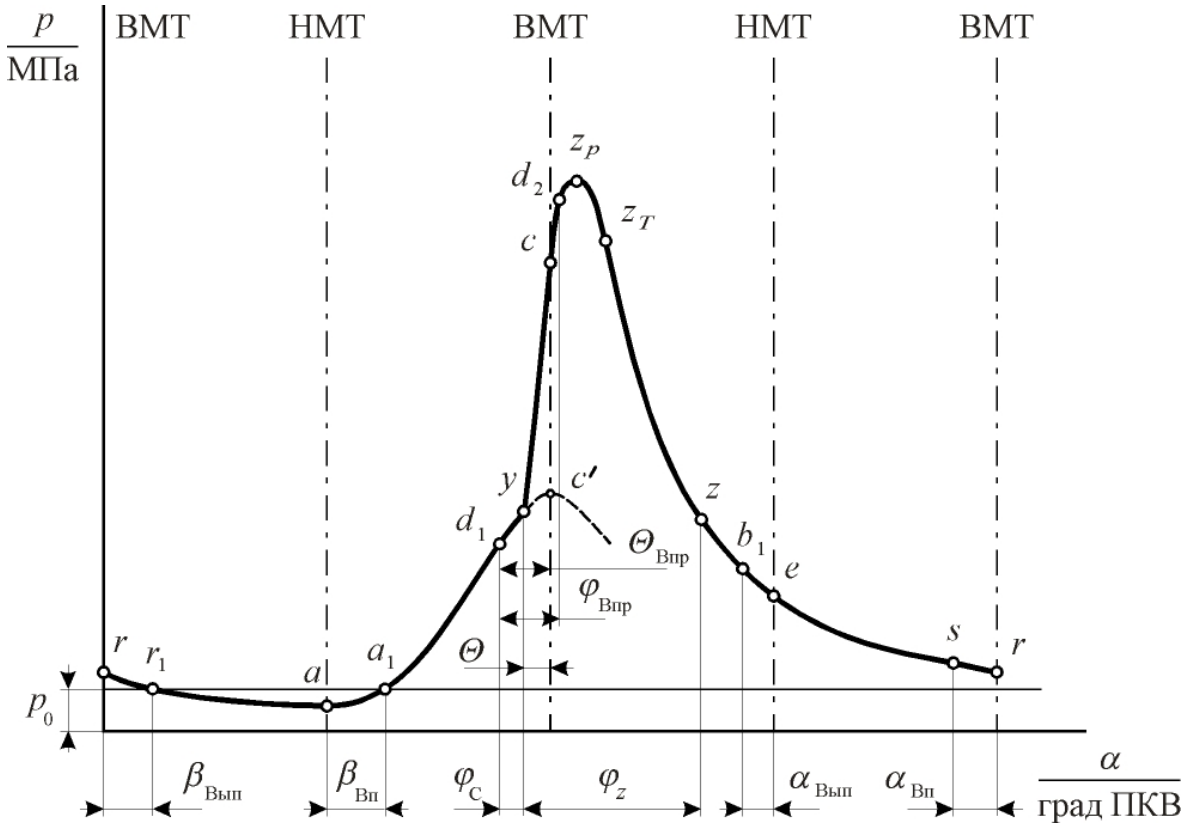



Рис. 1. 4. Индикаторная «$p$ – $\alpha$»-диаграмма четырёхтактного безнаддувного дизеля

Участки индикаторной диаграммы $d_1 – y – c – d_2$ и $d_1 – y – c – d_2 – z_p – z_т – z$ соответствуют процессам впрыскивания и смесеобразования. Точками на диаграмме отмечены характерные моменты цикла: $y$ – момент воспламенения

(точка отрыва линии сгорания от линии сжатия индикаторной диаграммы); $z_p$ – момент достижения $p_{макс}$; $z_т$ – момент, соответствующий $T_{макс}$; $s$ –открытие впускного клапана и т. д.

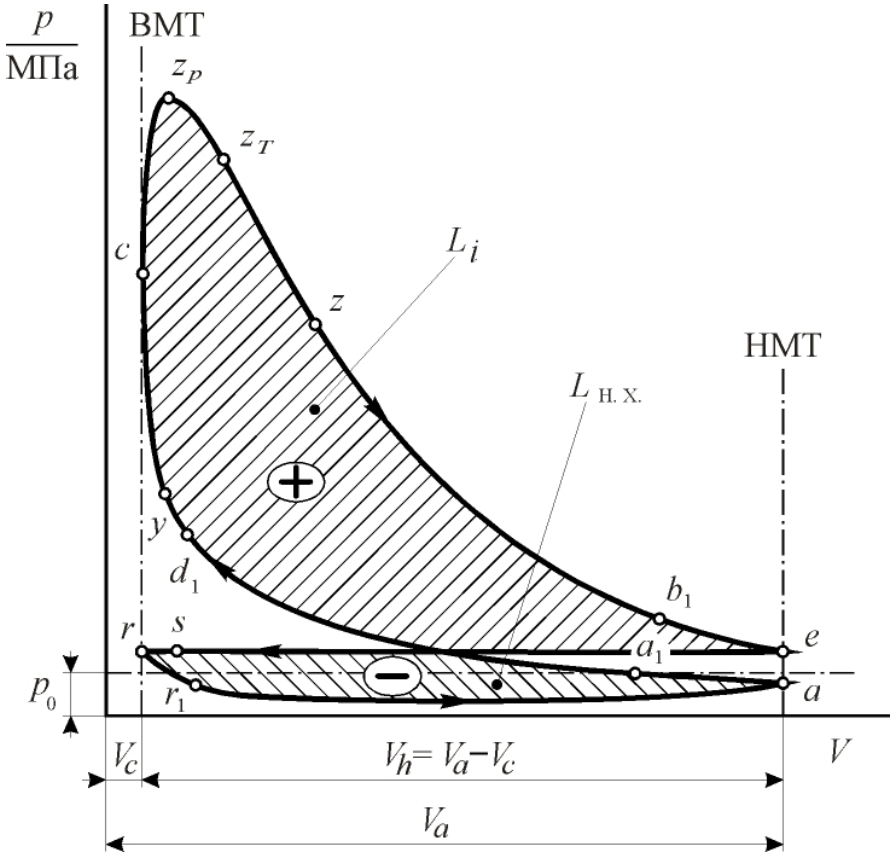



Рис. 1. 5. Индикаторная «$p$ – $V$»-диаграмма четырёхтактного бензинового (карбюраторного или с впрыскиванием топлива) двигателя

Для дизелей при отсутствии наддува $p_{макс} \approx 5{,}0…7{,}5$ МПа, при наддуве $p_{макс} = 8{,}0…15{,}0$ МПа и более (до 20…25 МПа); $t_{макс} = 1600…1900\ ^0$С ($T_{макс}$ = =1900…2200 К). Как уже отмечалось, через $V_h$ (рис. 1. 1) обозначен рабочий объём цилиндра; $V_α = V_h + V_c$ – полный объём; $L_i$ – работа, совершаемая газами внутри цилиндра двигателя (индикаторная работая), $L_{н.х.}$ – работа насосных потерь.

Индикаторная диаграмма в системе координат $p$ – $\alpha$ показана на рис 1. 4. Фазы газораспределения: $\alpha_{Вп}$ – угол опережения открытия впускного клапана; $\beta_{Вп}$ – угол запаздывания закрытия впускного клапана; $\alpha_{Вып}$– угол опережения открытия выпускного клапана; $\beta_{Вып}$ – угол запаздывания закрытия выпускного клапана. Обозначения на рис. 1. 4: $\varphi_c$ – период задержки самовоспламенения топлива; $\theta$ – угол опережения воспламенения топлива; $\theta_{Впр}$ – угол опережения впрыска топлива; $\varphi_{Впр}$ – продолжительность впрыскивания; $\varphi_z$ – условная продолжительность сгорания.

*Индикаторная диаграмма четырёхтактного бензинового (карбюраторного или с впрыскиванием топлива) двигателя* (рис.1. 5). Степень сжатия у большей части таких двигателей имеет величину от 6 до 8, а у некоторых типов доходит до 10 и более (ЗИЛ-111 имел $\varepsilon$ = 10,5; двигатель ЗМЗ-406 имеет $\varepsilon$ = = 9,5).

Для бензиновых двигателей $p_{макс}$ = 3,5…4,5 МПа (реже до 6,0 МПа); $t_{макс}$ = 2200…2500 $^0$С ($T_{макс}$ = 2500…2800 К).

### *1. 6. Индикаторные показатели рабочего цикла двигателя*

*Индикаторная работа и среднее индикаторное давление.* В течение рабочего цикла газы совершают работу в цилиндре двигателя. Как известно из курса термодинамики, площадь диаграммы цикла в системе координат $p - V$ пропорциональна работе газов за один рабочий цикл.

Работа, совершаемая газами в цилиндре двигателя в течение одного рабочего цикла и определяемая величиной положительной площади индикаторной диаграммы в «$p - V$»-координатах, называется *индикаторной работой цикла*. Обозначим её $L_i$. Очевидно, что площадь диаграммы определяется величиной давления газов и рабочего объёма цилиндра.

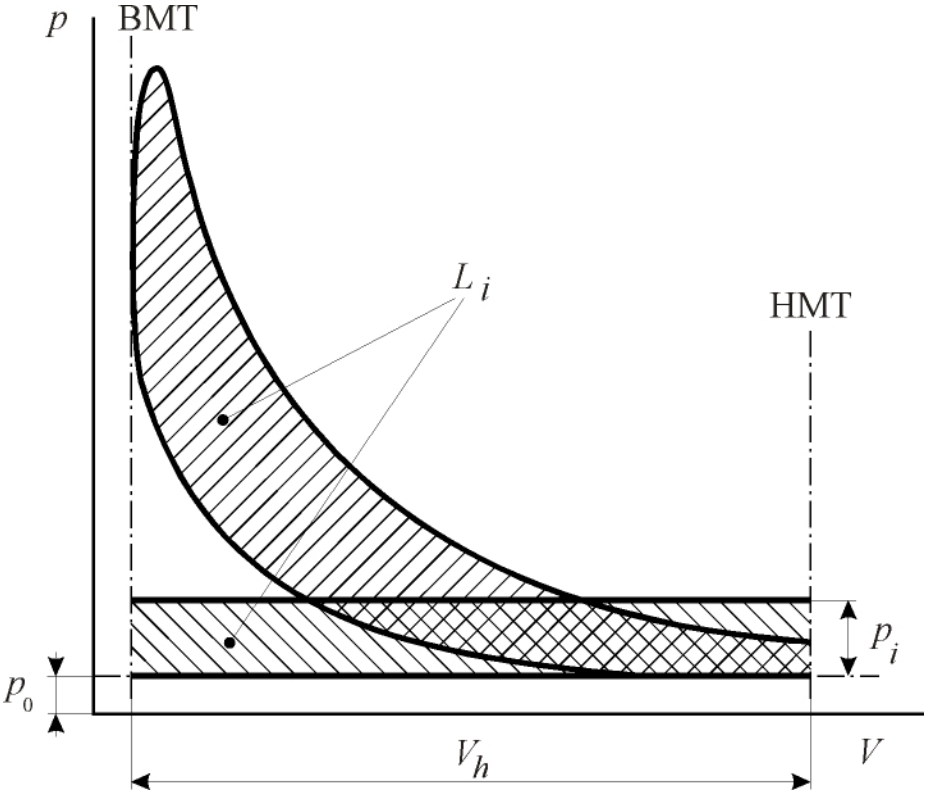



Рис. 1. 6. Действительная и условная индикаторные диаграммы рабочего цикла двигателя

Для целей сравнения особый интерес представляет индикаторная работа, приходящаяся на единицу рабочего объёма цилиндра. Эта удельная работа различна для разных двигателей, а также для одного и того же двигателя при его работе на разных режимах. Для сравнения и анализа удельной работы циклов введено понятие среднего индикаторного давления.

Приведём вначале геометрическое толкование понятия среднего индикаторного давления. Для этого воспользуемся индикаторной «p – v» диаграммой рабочего цикла.

Величина площади индикаторной диаграммы (рис. 1. 6) пропорциональна индикаторной работе цикла $L_i$. Давление газов в цилиндре двигателя вследствие перемещения поршня и процессов сообщения рабочему телу теплоты непрерывно изменяется в течение цикла.

Представим себе такой условный цикл, в котором в процессе расширения давление газов остаётся неизменным, а величина индикаторной работы равна индикаторной работе действительного цикла. Очевидно, индикаторная диаграмма этого условного цикла должна иметь вид прямоугольника с площадью, равной по величине площади индикаторной диаграммы действительного цикла. Построим на линии атмосферного давления $p_0$ прямоугольник с основанием, равным величине рабочего объёма цилиндра $V_h$. Высоту прямоугольника получим, соблюдая условие равенства индикаторных работ $L_i$ двух рассматриваемых циклов, то есть, равенства величин площадей их диаграмм. Величина давления, соответствующая высоте построенного названным способом прямоугольника, называется средним индикаторным давлением и обозначается $p_i$.

Таким образом, ***средним индикаторным давлением*** называется величина условного, постоянного по величине, избыточного давления, которое, действуя на поршень в течение такта расширения, совершает работу, равную индикаторной работе цикла. То есть

$$L_i = p_i \cdot V_h. \qquad (1.\ 5)$$

Отсюда среднее индикаторное давление определяется отношением индикаторной работы цикла к рабочему объёму цилиндра:

$$p_i = L_i / V_h\,. \qquad (1.\ 6)$$

Полученная формула (1. 2) показывает, что среднее индикаторное давление можно также рассматривать как индикаторную работу, приходящуюся на один кубический метр рабочего объёма цилиндра в течение одного рабочего цикла (Н·м/м$^3$). Чаще всего $p_i$ измеряют в МН/м$^2$ (МПа).

Таким образом, среднее индикаторное давление представляет собой показатель, характеризующий удельную индикаторную работу цикла двигателя. Именно по этой причине этот показатель используется для сравнительной оценки различных двигателей при работе их на режимах полных нагрузок, а также для оценки одного и того же двигателя при его работе на различных режимах.

На основе опытных данных в табл. 1. 3 приведены численные значения средних индикаторных давлений для некоторых типов двигателей при их работе на номинальном режиме.

Таблица 1. 3

Средние индикаторные давления двигателей

| Тип двигателя | $p_i$, МН/м$^2$ | Примечание |
|---|---|---|
| Двигатели лёгкого жидкого топлива (карбюраторные и с впрыскиванием топлива) | 0,8…1,1 | Более высокие значения для больших $\varepsilon$ |
| Дизели без наддува:<br>– четырёхтакные<br>– двухтактные<br>Дизели с наддувом | <br>0,7…1,0<br>0,5…0,7<br>1,0…2,5 | Большие значения при малом коэффициенте избытка воздуха |
| Газовые двигатели | 0,6 …0,8 | – |
| Двухтактные карбюраторные двигатели с кривошипно-камерной продувкой | 0,35… 0,45 | – |

Более высокие табличные значения $p_i$ для двигателей лёгкого жидкого топлива соответствуют большим степеням сжатия и двигателям с впрыскиванием топлива, а для дизелей – более полному использованию воздуха в процессе сгорания. Вообще говоря, среднее индикаторное давление зависит от многих факторов. Влияние отдельных факторов на величину $p_i$ будет подробно рассмотрено в соответствующих разделах.

***Индикаторная мощность***. Мощность, развиваемая рабочим телом внутри цилиндров (цилиндра) двигателя, называется индикаторной мощностью.

Уравнение индикаторной мощности можно получить следующим образом.

Число рабочих циклов в одном цилиндре в течение одной минуты (циклов/мин) равно

$$2n/\tau,$$

где $n$ – частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$; $2n$ – число ходов поршня (число тактов) в минуту; $\tau$ – число тактов, приходящихся на один цикл: для четырехтактных двигателей $\tau = 4$, для двухтактных ДВС $\tau = 2$.

Очевидно, что индикаторная работа, совершаемая газами в одном цилиндре в течение одной минуты, равна

$$L_{i_{\text{мин}}} = L_i \cdot \frac{2n}{\tau}$$

или, учитывая (1. 5),

$$L_{i_{\text{мин}}} = p_i \cdot V_h \cdot \frac{2n}{\tau}.$$

Обозначим через $i$ число цилиндров двигателя, тогда индикаторная мощность двигателя определится как

$$N_i = \frac{L_{i_{\text{мин}}}}{60} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}. \text{ Вт} \qquad (1.\ 7)$$

В формуле (1. 7) $p_i$ имеет размерность МН/м$^2$, а $V_h$ – м$^3$. Если выразить $V_h$ в л или дм$^3$, то

$$N_i = \frac{L_{i_{\text{мин}}}}{60} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт.} \qquad (1.\ 8)$$

Для четырехтактных двигателей $\tau = 4$. Поэтому

$$N_i = \frac{L_{i_{\text{мин}}}}{60} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120}, \text{ кВт,}$$

а для двухтактных двигателей $\tau = 2$ и

$$N_i = \frac{L_{i_{\text{мин}}}}{60} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{60}, \text{ кВт.}$$

### *Индикаторные удельный расход топлива и коэффициент полезного действия*

За единицу индикаторной работы принимают 1 кВт·ч = = $10^3 \cdot 3600$ Н·м = 3,6 МДж.

Расход топлива, приходящийся на единицу индикаторной работы, называется индикаторным удельным расходом топлива.

Практически индикаторный удельный расход топлива $g_i$ получается делением массового расхода топлива $G_т$ на индикаторную мощность двигателя. Чаще всего $G_т$ измеряют в кг за час рботы. А $g_i$ принято измерять в г/(кВт·ч). Поэтому

$$g_i = \frac{1000 G_т}{N_i}, \text{ г/(кВт·ч).} \qquad (1.\ 5)$$

Итак, чтобы получить индикаторную работу, равную одному кВт·ч, необходимо затратить $g_i$ граммов топлива.

Доля затраченной энергии топлива, использованная для осуществления индикаторной работы, называется индикаторным коэффициентом полезного действия двигателя.

Как известно, практически энергия одного кг топлива оценивается теплотворностью топлива (низшей теплотой сгорания), обозначаемой через $H_u$ и имеющей размерность МДж/кг. Эта энергия реализуется при полном сгорании одного кг топлива. Таким образом, для получения индикаторной работы, рав-

ной одному кВт·ч, что эквивалентно 3,6 МДж, затрачивается ($g_i \cdot H_u$)/1000 МДж теплоты.

Количественно индикаторный коэффициент полезного действия определяется как отношение индикаторной работы, равной одному кВт·ч, к соответствующей затраченной теплоте топлива:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot H_u}. \qquad (1.\ 10)$$

На основании данных практики в табл. 1. 4 приведены численные значения индикаторного коэффициента полезного действия и индикаторного удельного расхода топлива для разных типов двигателей.

Таблица 1. 4

Значения индикаторного КПД и удельного индикаторного расхода топлива для двигателей различных типов

| Тип двигателя | Индикаторный КПД $\eta_i$ | Индикаторный удельный расход топлива $g_i$, г/(кВт·ч) |
|---|---|---|
| Дизели:<br>– четырехтактные<br>– двухтактные | <br>0,45…0,50<br>0,42…0,48 | <br>170…188<br>176…202 |
| Четырёхтактные бензиновые двигатели | 0,30…0,38 | 215…273 |
| Двухтактные карбюраторные двигатели с кривошипно-камерной продувкой | 0,18…0,20 | 409…455 |

# 2. ПРОЦЕСС ВПУСКА

## *2. 1. Свежий заряд и коэффициент наполнения*

В процессе впуска рабочий объем цилиндра заполняется свежим зарядом. В дизеле, как отмечалось, свежий заряд состоит из воздуха, а в двигателях с воспламенением от электрической искры (бензиновые карбюраторные или бензиновые с впрыскиванием топлива, а также газовые) – из смеси воздуха и паров легкого топлива или горючего газа. Воздух в цилиндре двигателя играет двоякую роль. Во-первых, воздух и, главным образом, азот воздуха, служит рабочим телом, то есть, является упругим носителем (аккумулятором) тепловой энергии, что совершенно необходимо для обеспечения возможности осуществления в процессе расширения рабочего тела ДВС механической работы. Во-вторых, кислород воздуха служит окислителем топлива, то есть, используется в процессе горения для превращения скрытой химческой энергии топлива в тепловую энергию. Чем большее количество воздуха поступает в цилиндр двигателя, тем, очевидно, большее количество топлива может быть сожжено и тем большее, в конечном итоге, количество работы может быть получено, а значит, может быть достигнута и большая мощность.

Мощность двигателя

$$N = f(G; ...),$$

где $G$ – массовое количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя.

Камера сгорания (сжатия) перед процессом впуска заполнена остаточными газами. Свежий заряд может заполнить лишь рабочий объём цилиндра. В процессе наполнения давление свежего заряда вследствие разрежения в цилиндре уменьшается, а температура увеличивается по сравнению с давлением и температурой до поступления свежего заряда в цилиндр. Это происходит вследствие его нагрева от горячих стенок. Нагрев заряда при смешивании его с остаточными газами практически не оказывает влияние на наполнение цилиндра, поскольку остаточные газы одновременно охлаждаются. Как будет показано в дальнейшем, расширение заряда при нагреве компенсируется сокращением объёма остаточных газов при их охлаждении. Понижение давления и повышение температуры свежего заряда вследствие его нагрева от горячих стенок приводит к уменьшению массового количества свежего заряда $G$, поступившего в цилиндр, по сравнению с тем количеством свежего заряда (теоретическим) $G_m$, которое могло бы

поместиться в рабочем объёме цилиндра при давлении и температуре заряда, которыми он обладал до входа в цилиндр. Таким образом, всегда

$$G < G_m .$$

Очевидно, при конструировании систем впуска необходимо стремиться к тому, чтобы приведенное неравенство было бы выражено как можно слабее, или отношение первой из названных величин ко второй было бы как можно большим. Отсюда мы приходим к понятию, которое именуется коэффициентом наполнения:

$$\eta_v = \frac{G}{G_m} . \qquad (2.\ 1)$$

Итак, ***коэффициентом наполнения*** называется отношение количества свежего заряда, действительно поступившего в цилиндр двигателя, к тому количеству заряда, которое могло бы заполнить рабочий объём цилиндра при давлении и температуре окружающего атмосферного воздуха. Приведенное определение коэффициента наполнения относится к четырёхтакным двигателям без наддува.

Для двухтактных двигателей принимают количество свежего заряда, которым можно было бы заполнить рабочий объём цилиндра при давлении и температуре заряда перед впускными органами. В четырехтактных двигателях с наддувом – после компрессора или охладителя наддувочного воздуха.

Коэффициент наполнения позволяет объективно оценивать конструктивное совершеннство систем впуска разных двигателей.

Из (2. 1) для количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, имеем

$$G = \eta_v \cdot G_m , \qquad (2.\ 2)$$

где $G_m = \rho_0 \cdot V_h$ – масса свежего заряда, который мог бы заполнить цилиндр при давлении и температуре, равным давлению и температуре перед впускными органами;

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R_г \cdot T_0} \; –$$

плотность свежего заряда при параметрах, соответствующих условиям перед впускными органами;

$p_0$, $T_0$ – давление и температура заряда перед впускными органами (следует иметь в виду, что в случае наддува двигателей давление и температура заряда перед впускными органами обозначаются также через $p_к$ и $T_к$);

$R_г$ – газовая постоянная воздуха.

Таким образом, для двигателей с наддувом – см. схему впускной системы на рис. 2. 1 – за параметры состояния на входе в цилиндр принимают $p_к$ и $T_к$ – давление и температуру после компрессора. При отсутствии наддува

полагают $p_к = p_0$, $T_к = T_0$, где $p_0$ и $T_0$ – соответственно давление и температура атмосферного воздуха, иными словами – параметры состояния заряда на входе в компрессор.

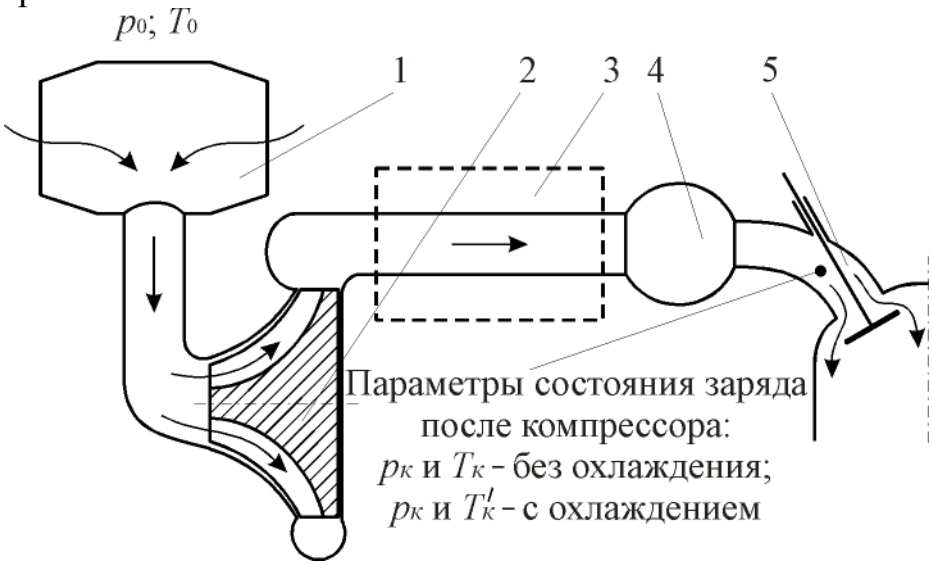



Рис. 2. 1. Схема впускной системы двигателя с наддувом:
1 – воздушный фильтр; 2 – компрессор; 3 – охладитель наддувочного воздуха; 4 – впускной трубопровод; 5 – впускной клапан или продувочные окна в двухтактных двигателях

Для наддувных двигателей с охладителями наддувочного воздуха необходимо учитывать понижение температуры заряда после охладителя на величину $\Delta T$. Принимают $T_к^{/} = T_к - \Delta T$, где $T_к^{/}$ – температура воздуха после охладителя.

Таким образом, уравнение (2. 2) в развёрнутом и обощённом виде можно записать так:

$$G = \eta_v \cdot \rho_0 \cdot V_h = \eta_v \frac{p_0}{R_г \cdot T_0} \cdot V_h, \qquad (2.\ 3)$$

или

$$G = f(\eta_v; p_0; V_h).$$

В двигателях без наддува $\rho_0$ есть плотность свежего заряда при параметрах состояния окружающей среды. Колебания плотности атмосферного воздуха в зависимости от метеорологических условий составляют ± 15 %. Следовательно, и мощность двигателя будет колебаться примерно в этих же пределах.

Как известно, с высотой плотность воздуха уменьшается, а вместе с этим уменьшается и мощность двигателя. Так, на высоте 6000 м двигатель теряет примерно половину индикаторной мощности, которую он развивает на

уровне моря. Аналогичное влияние оказывает состояние атмосферного воздуха на мощность четырёхтактных ДВС с наддувом и двухтактных двигателей.

Для целей сравнения удельных мощностей двигателей принято замеренную экспериментально мощность приводить к так называемому нормальному состоянию атмосферы, характеризуемому величиной $p_0$ = 0,1013 МПа и $t_0$ = 20 $^0$С, или $T_0$ = 293 К.

*Другое выражение для коэффициента наполнения.* В (2. 1) $G_m$ (теоретически возможное количество заряда поступающего в цилиндр) можно представить произведением $\rho_0 \cdot V_h$. Тогда уравнение (2. 1) для коэффициента наполнения примет вид:

$$\eta_v = \frac{G}{G_m} = \frac{\rho_0 \cdot V_0}{\rho_0 \cdot V_h}, \qquad (2.\ 4)$$

в котором $V_0$ – так называемый приведенный объём свежего заряда, то есть, объём свежего заряда, приведенный к параметрам состояния окружающей среды.

Таким образом, для $\eta_v$ получаем

$$\eta_v = \frac{G}{G_m} = \frac{V_0}{V_h}. \qquad (2.\ 5)$$

Численное значение коэффициента наполнения меньше единицы.

## *2. 2. Уравнение коэффициента наполнения*

В процессе впуска происходит смешивание остаточных газов со свежим зарядом. Если принять, что в течение процесса впуска теплообмен между газами и стенками цилиндра отсутствует, то есть, принять процесс смешивания адиабатическим, то внутренняя энергия рабочего тела после смешивания, очевидно, будет равна сумме внутренних энергий остаточных газов и свежего заряда.

Остаточные газы имеют температуру, которая во много раз превышает температуру стенок полости цилиндра, и вследствие этого охлаждаются, уменьшаясь в объёме. Свежий заряд, наоборот, имея низкую температуру и соприкасаясь в процессе впуска с горячими поверхностями впускной трубы, каналов головки, клапанов, поршня и цилиндра, нагревается и, следовательно, увеличивается в объёме. Принято считать, что компенсация этих двух видов теплообмена, как правило, получается неполной и увеличение объёма свежего заряда превышает соответствующее уменьшение объёма остаточных газов.

Названное обстоятельство приводит к повышению температуры свежего заряда на некоторую величину $\Delta T$.

Выведем уравнение коэффициента наполнения для четырёхтактного двигателя без наддува (рис. 2. 2).

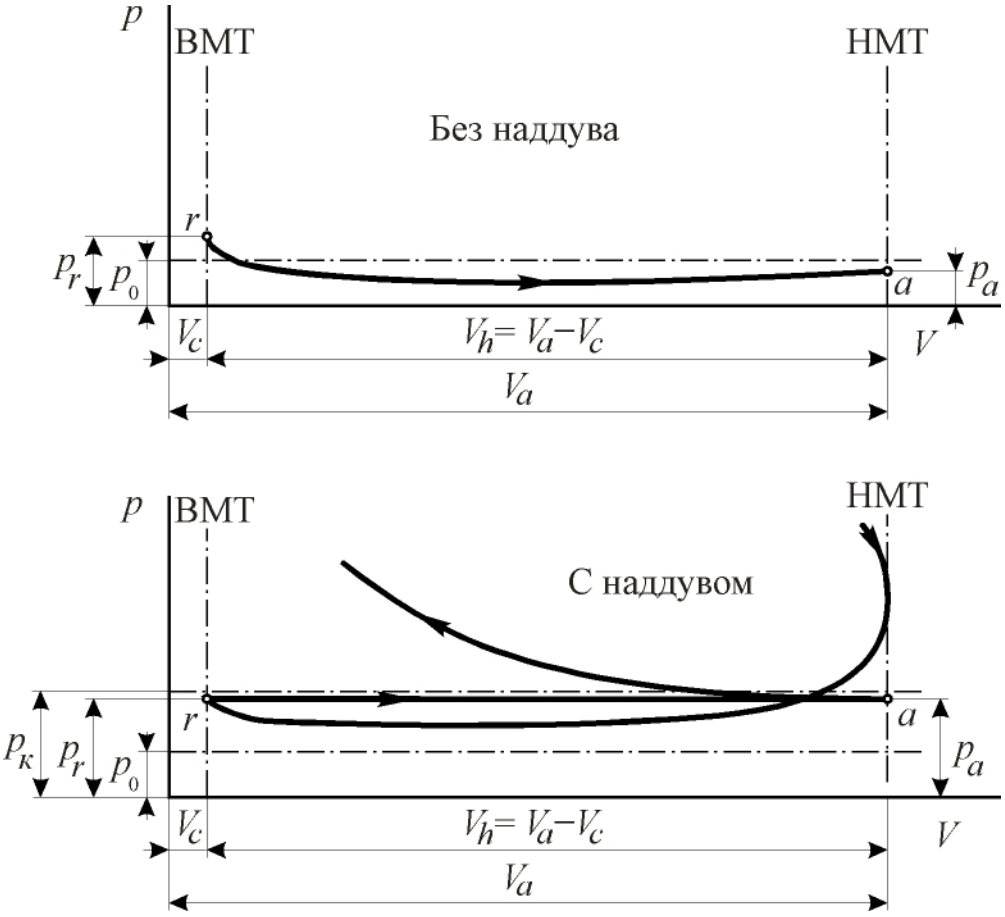



Рис. 2. 2. Схемы изменения давления рабочего тела в процессах впуска в безнаддувном и наддувном двигателях

Энергетический баланс ( применительно к внутренней энергии рабочего тела)

$$U_a = U_0 + U_r, \qquad (2.\ 6)$$

где $U_a$ – внутренняя энергия рабочего тела в конце такта впуска в предположении, что весь заряд к этому моменту времени уже поступил в цилиндр двигателя;

$U_0$ – внутренняя энергия свежего заряда, поступившего в цилиндр, с учётом теплообмена со стенками горячих деталей;

$U_r$ – внутренняя энергия остаточных газов.

Согласно закону Джоуля:

$$U = \mu C_v \cdot T \cdot M .$$

Используя закон Джоуля, перепишем (2.6) в следующем виде:

$$\mu C_{va} T_a M_a = \mu C_{vr} T_r M_r + \mu C_{v0} (T_0 + \Delta T) M_0, \qquad (2.\ 7)$$

где $\mu C_{va}$, $T_a$ и $M_a$ – соответственно мольная теплоёмкость, температура и число молей рабочего тела в точке $a$ индикаторной диаграммы;

$\mu C_{vr}$,$T_r$ и $M_r$ – мольная теплоёмкость, температура и число молей остаточных газов;

$\mu C_{v0}$, $(T_0 + \Delta T)$ и $M_0$ – мольная теплоёмкость, температура с учетом теплообмена со стенками горячих деталей и число молей свежего заряда.

Не будет большой ошибкой считать, что мольная теплоёмкость остаточных газов мало чем отличается по величине от мольной теплоёмкости свежего заряда. К этому выводу пришли учитывая, что, как в остаточных газах, так и в свежем заряде на долю азота приходится примерно три четверти общего количества газа. Теплоёмкости остальных газов, входящих в рассматриваемые смеси, отличаются мало. Таким образом, можем положить

$$\mu C_{va} \approx \mu C_{vr} \approx \mu C_{v0},$$

и уравнение (2.7) можно переписать так:

$$T_a M_a = T_r M_r + (T_0 + \Delta T) M_0. \qquad (2.\ 8)$$

На основании уравнения состояния газов Менделеева

$$p \cdot V = R \cdot M \cdot T.$$

Выразим число молей через параметры состояния смеси газов:

$$M_a = \frac{p_a V_a}{R T_a};\ \ M_r = \frac{p_r V_r}{R T_r};\ \ M_0 = \frac{p_0 V_0}{R T_0}.$$

Учитывая, что $V_0 = \eta_v \cdot V_h$, преобразуем последнее выражение:

$$M_0 = \eta_v \frac{p_0 V_h}{R T_0}.$$

Подставляя полученные для числа молей выражения в уравнение (2. 8), получаем

$$p_a V_a = p_r V_r + \eta_v p_0 V_h \left( \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} \right),$$

откуда

$$\eta_v = \frac{p_a V_a - p_r V_r}{p_0 V_h} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}.$$

Разделим числитель и знаменатель на $V_c$, и тогда

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot p_a - p_r}{p_0 (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T},$$

так как

$$V_r = V_c;\ \ \frac{V_a}{V_c} = \varepsilon;\ \ \frac{V_h}{V_c} = \frac{V_a - V_c}{V_c} = \varepsilon - 1.$$

Вычтем из числителя и прибавим к нему $p_a$, тогда

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot p_a - p_a + p_a - p_r}{p_0(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} = \frac{(\varepsilon - 1)p_a + p_0 - p_r}{p_0(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} .$$

Отсюда

$$\eta_v = \left[ \frac{p_a}{p_0} + \left( \frac{p_a}{p_0} - \frac{p_r}{p_0} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} \right] \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} . \qquad (2.\ 9)$$

Формальный анализ полученного уравнения показывает, что

$$\eta_v = f\left( \frac{p_a}{p_0}, \Delta T, \frac{p_r}{p_0}, \varepsilon \right).$$

Кроме того:

1. $\frac{p_a}{p_0}$ – степень понижения давления рабочего тела в конце такта впуска. Чем больше это отношение, тем больше численное значение $\eta_v$.

Степень понижения давления зависит, в свою очередь, от гидродинамических сопротивлений течению заряда через систему впуска двигателя (конструкция, частота вращения вала, дросселирование);

2. Чем больше $\Delta T$, тем меньше $\eta_v$, так как с повышением $\Delta T$ увеличивается степень подогрева $\frac{T_0 + \Delta T}{T_0}$ свежего заряда от поверхностей горячих стенок;

3. $\frac{p_r}{p_0}$ – степень повышения или понижения давления остаточных газов в начале такта впуска. Чем больше это отношение, тем меньше $\eta_v$ .

Степень повышения или понижения давления зависит от гидравлических сопротивлений системы впуска двигателя. Однако, следует отметить, что влияние этого отношения на величину коэффициента наполнения выражено гораздо слабее по сравнению с влиянием отношения $p_a/p_0$;

4. Чем больше величина $\varepsilon$, тем больше $\eta_v$ .

Влияние этого фактора подтверждается практикой и становится значительным при существенных изменениях степени сжатия. Например, большую экономичность рабочего цикла дизелей можно объяснить существенно большей величиной ε по сравнению с её значением в двигателях с воспламенением горючей смеси от электрической искры.

Надо учитывать и то обстоятельство, что в реальном двигателе фазы газораспределения, о которых речь пойдет позже, могут совершенно изменить влияние фактора $\varepsilon$.

## *2. 3. Определение величины условного давления рабочего тела в конце такта впуска для четырёхтактных двигателей*

Если известны или могут быть оценены величины $\eta_v$ и $p_r$, то $p_a$ может быть приближённо вычислено. Преобразуем уравнение (2. 9):

$$\eta_v \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} p_0 = \left( \frac{p_a}{p_0} + \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} - \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_r}{p_0} \right) p_0 = \left( 1 + \frac{1}{\varepsilon - 1} \right) p_a - \frac{1}{\varepsilon - 1} p_r .$$

Поллученное выражение разрешим относительно $p_a$. Имеем

$$p_a = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left[ \eta_v \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} + \frac{1}{\varepsilon - 1} p_r \right],$$

откуда

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon} \left[ (\varepsilon - 1) \eta_v p_0 \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} + p_r \right], \qquad (2.\ 10)$$

Для определения $p_a$ нужно задаться $\varepsilon$ на основании накопленного опытного материала. Для двигателей бензиновых (карбюраторных и с впрыскиванием топлива) $\varepsilon$ зависит от октанового числа бензина. Для дизелей $\varepsilon$ определяется типом смесеобразования и типом камеры сгорания. Напомним, что для двигателей без наддува величины $p_0$ и $T_0$, если это не определяется целями исследования, выбираются в соответствии со стандартными атмосферными условиями ($p_0$ = 0,1013 МПа; $T_0$ = 288 К, или $t_0$ = 15 $^0$С) .

Если двигатель имеет наддув, то $p_0$ в (2. 10) оценивают, исходя из его мощности и типа компрессора. Температуру заряда после компрессора определяют расчётным путём. Если имеется охлаждение воздуха после компрессора, то определяют $T_к^{/}$. Величины $p_r$ и $T_r$ выбирают.

## *2. 4. Основные факторы, влияющие на коэффициент наполнения*

### 2. 4. 1. Гидравлическое сопротивление системы впуска

Как видно из уравнения (2. 9), степень понижения давления в конце такта впуска $p_a/p_0$ является главным фактором, определяющим величину коэффициента наполнения $\eta_v$. Давление $p_a$ зависит, главным образом, от величины гидравлических сопротивлений системы впуска: с их ростом $p_a$ уменьшается, и наоброт. Из курса гидравлики известно, что гидравлическое сопротивление какой-либо системы определяется конструктивными факторами и скоростью движения жидкости. Известно также, что гидравлическое сопротивление изменяется пропорционально квадрату скорости жидкости

(капельной или упругой). Основываясь на этом и принимая, что разность $(1 - \eta_v)$ характеризует только гидравлические сопротивления (рис. 2. 3), можно записать:

$$\eta_v = 1 - \kappa w_{\text{ср}}^2, \qquad (2.\ 11)$$

где $kw^2_{\text{ср}}$ – потеря в величине коэффициента наполнения, обусловленная гидравлическими сопротивлениями системы впуска;

$w^2_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения свежего заряда на входе в цилиндр двигателя;

$\kappa$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от конструктивных факторов, влияющих на гидравлическое сопротивление системы впуска: величина проходных сечений, число колен, геометрический профиль проточной части, особенности воздухоочистителя. С уменьшением $\kappa$ уменьшаются гидравлические потери, и $\eta_v$ увеличивается.

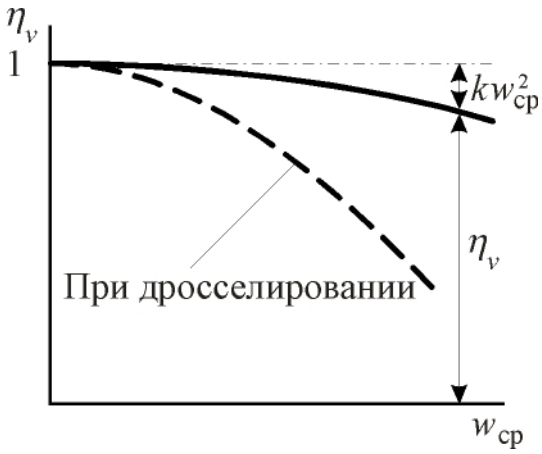



Рис. 2. 3. Зависимость коэффициента наполнения от средней скорости движения свежего заряда на входе в цилиндр двигателя

Перепишем уравнение (2. 11) в следующем виде:

$$\varpi_{cp} = \sqrt{\frac{1-\eta_v}{\kappa}}. \qquad (2.\ 12)$$

На режимах номинальной мощности для автотракторных двигателей $w_{\text{ср}}$ = 40…100 м/с, при этом меньшие значения относятся к тракторным двигателям, большие – к двигателям грузовых и легковых автомобилей.

Примем для простоты, что впускные отверстия открываются мгновенно. Тогда объём свежего заряда, приведенный к параметрам состояния перед органами впуска

$$V_\kappa = w_{\text{ср}} \cdot f_{\text{макс}} \cdot t, \qquad (2.\ 13)$$

где $f_{\text{макс}}$ – площадь проходного сечения впускного органа при его полном открытии;

$t$ – продолжительность впуска в цилиндр свежего заряда, с.

С другой стороны, как это было показано ранее, объем $V_\kappa$ связан с коэффициентом наполнения $\eta_v$ соотношением (2. 5).

После подстановки полученных значений для $w_{\text{ср}}$ и $V_\kappa$ в уравнение (2. 12) получим

$$\eta_v V_h = \sqrt{\frac{1-\eta_v}{\kappa}} \cdot f_{\text{макс}} \cdot t,$$

или

$$\frac{\eta_v}{\sqrt{1-\eta_v}} = \frac{1}{V_h\sqrt{\kappa}} \cdot f_{\text{макс}} \cdot t, \qquad (2.\ 14)$$

где произведение ($f_{\text{макс}} \cdot t$) называют временем-сечением. Оно изображено площадью прямоугольника на рис. 2. 4.

Анализ последнего уравнения показывает, что увеличение времени-сечения приводит к повышению коэффициента наполнения.

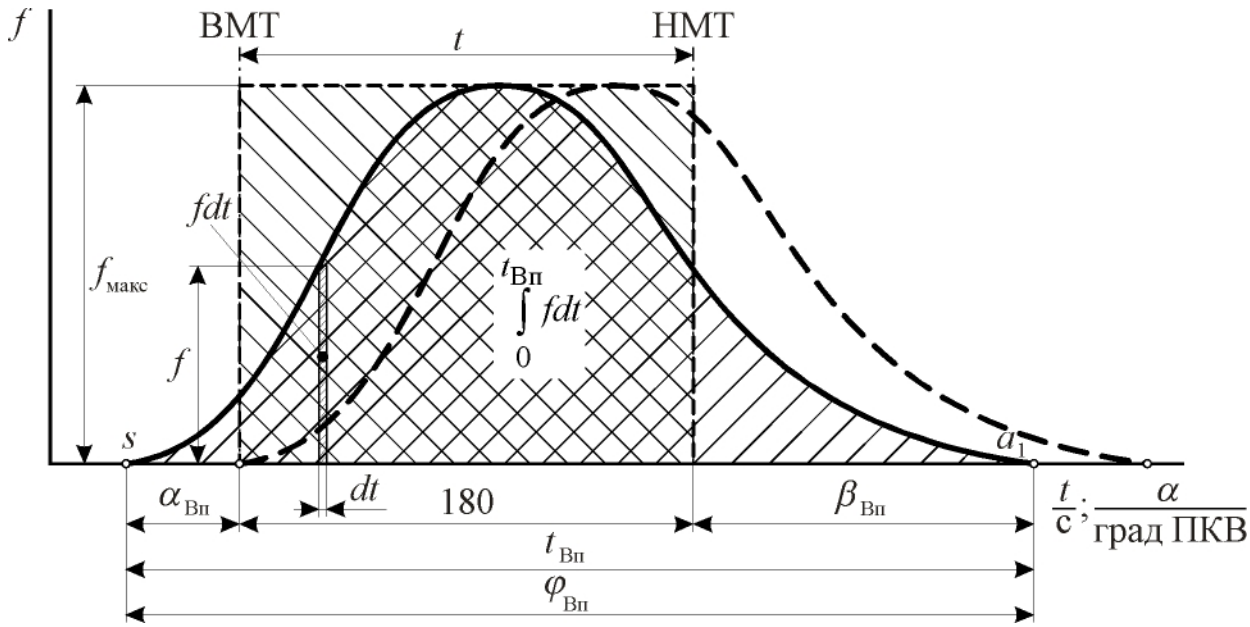



Рис. 2. 4. К понятию времени-сечения клапана

Если учесть конечную скорость открытия и закрытия клапанов (точнее – фазы работы клапанов), под временем-сечением (ВСч) следует понимать определенный интеграл вида, рис.2. 4

$$\int_0^{t_{\text{вп}}} f(t)dt, \text{ м}^2/\text{с},$$

где $f(t)$ – переменная площадь проходного сечения впускного органа.

Следует обратить внимание на то, что величина $f_{\text{макс}}$ ограничена конструктивными факторами. При клапанном механизме газораспределения

$$f_{\text{макс}} = F_1(D_{\text{кл}}; h_{\text{кл}}; i_{\text{кл}}),$$

где $D_{\text{кл}}$ – диаметр клапана; $h_{\text{кл}}$ – высота подъёма клапана; $i_{\text{кл}}$ – число клапанов.

При золотниковом механизме газораспределения

$$f_{\text{макс}} = F_2(B_{\text{ок}}; h_{\text{ок}}; i_{\text{ок}}),$$

где $B_{\text{ок}}$ – ширина окна;

$h_{ок}$ – высота окна;

$i_{ок}$ – число окон.

Продолжительность процесса впуска ограничена частотой вращения двигателя и наибольшей фазой впуска согласно соотношению

$$t_{вп} = \frac{\varphi_{вп}}{\omega},$$

где $\varphi_{Вп}$ – фаза (продолжительность) процесса впуска, рад;

$\omega = \dfrac{\pi \cdot n}{30}$ – угловая скорость вращения вала, с$^{-1}$.

Для текущего момента времени, если $\varphi$ определять в рад, справедливо выражение

$$t = \frac{\varphi}{\omega}.$$

Отсюда для элементарного отрезка времени имеем

$$dt = \frac{1}{\omega} d\varphi.$$

Таким образом,

$$ВСч = \int_0^{t_{Вп}} f(t)dt = \frac{30}{\pi \cdot n} \int_0^{\varphi_{вп}} f(\varphi)d\varphi,$$

откуда видно, что время-сечение при постоянстве закона изменения площади впускного проходного сечения и фазы процесса впуска обратно пропорционально числу оборотов двигателя, то есть, с увеличением частоты вращения вала оно уменьшается.

Связь между временем в секундах, углом поворота коленчатого вала в градусах и частотой его вращения определяется с учётом следующего: отрезок времени в 60 с соответствует $360 \cdot n$ град ПКВ. Отсюда для текущего $t$, соответствующего повороту коленчатого вала на $\varphi$ град, имеем

$$t = \frac{60\varphi}{360n} = \frac{\varphi}{6n}, \text{ с.}$$

Применение двух впускных клапанов вместо одного клапана обеспечивает повышение мощности двигателя примерно на 15 %.

Численные значения фаз открытия и закрытия впускных клапанов приведены в табл. 2. 1.

Для автомобильных двигателей характерны большие значения фаз газораспределения, для тракторных, наоборот, – меньшие. При этом двигатели легковых автомобилей, в свою очередь, имеют большие значения $\alpha_{Вп}$ и $\beta_{Вп}$ по сравнению с двигателями грузовых автомобилей.

Таблица 2.1

Фазы открытия и закрытия впускных клапанов

| Тип двигателя | $\alpha_{Вп}$, град ПКВ до ВМТ | $\beta_{Вп}$, град ПКВ после ВМТ |
|---|---|---|
| Тракторный | 10…20 | 30…40 |
| Автомобильный | 20…30 | 50…70 |

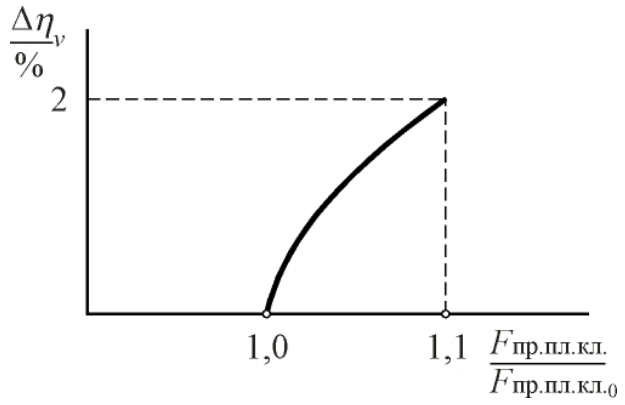



Рис. 2. 5. Влияние проходной площади клапана на наполнение цилиндра двигателя

Влияние проходной площади впускного клапана на наполнение цилиндров свежим зарядом иллюстрируется рисунком 2. 5. На нём приращение коэффициента наполнения $\Delta\eta_v$ показано в функции относительного увеличения проходной площади клапана. Увеличение проходного сечения впускного клапана на 10 % увеличивает $\eta_v$ примерно на 2 %.

Следует различать коэффициент наполнения конкретного цилиндра свежим зарядом и коэффициент наполнения двигателя в целом.

### 2. 4. 2. Частота вращения вала двигателя

Анализируя характер изменения коэффициента наполнения в зависимости от частоты вращения вала для различных двигателей (рис. 2. 6), можно заметить общую закономерность, сущность которой состоит в том, что зависимости $\eta_v$ имеют вид выпуклых кривых. Имеет также место прогрессивное уменьшение величины коэффициента наполнения «справа» и «слева» от $\eta_{v макс}$.

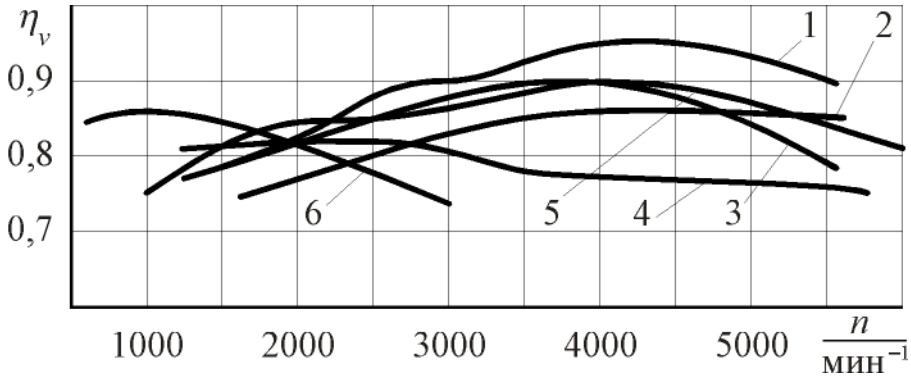



Рис. 2. 6. Изменение коэффициента наполнения двигателей при работе их по внешней скоростной характеристике:
1 – Форд Лотус-1500; 2 – Альфа Ромео; 3 – Фиат-1500;
4 – БМВ-1500; 5 – ВАЗ-2108; 6 – В2Ч8,2/7,8

Можно объяснить такой характер протекания коэффициента наполнения в зависимости от частоты вращения.

Примем вначале, что при наполнении цилиндров свежим зарядом в системе впуска двигателя отсутствуют гидравлические сопротивления и нагрев заряда от горячих стенок. В этом случае коэффициент наполнения был бы равен единице на всех скоростных режимах работы двигателя (линия 1 на рис. 2. 7).

В действительности гидравлические потери уменьшают коэффициент наполнения. Если учитывать только их влияние, то величина потерь в коэффициенте наполнения будет возрастать пропорционально квадрату частоты вращения вала двигателя (кривая 2 на рис. 2. 7).

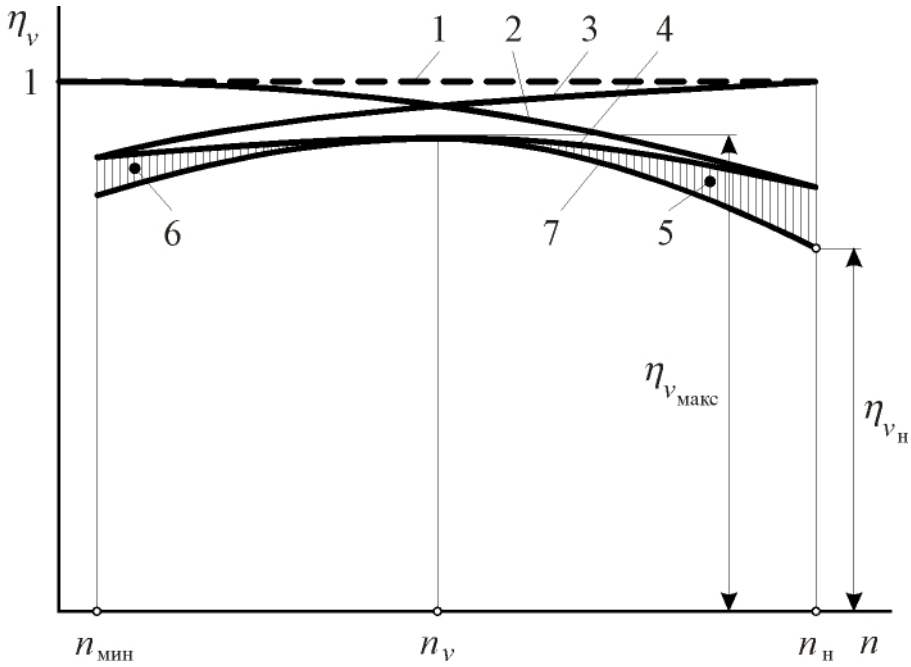



Рис. 2. 7. Зависимость коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала двигателя:
1 – при отсутствии каких-либо потерь; 2 – при наличии потерь, обусловленных гидравлическими сопротивлениями впускной системы; 3 – при наличии потерь, обусловленных нагревом свежего заряда; 4 – с учётом влияния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

Время соприкосновения свежего заряда со стенками по мере увеличения частоты вращения вала уменьшается, а, следовательно, влияние одного только нагрева свежего заряда от горячих стенок на величину потерь в наполнении можно приближенно отобразить линией 3.

В результате суммирования этих двух видов потерь получим кривую 4, которая представляет собой график наибольших значений коэффициента наполнения при условии обеспечения наивыгоднейших фаз запаздывания закрытия впускных органов для каждого из скоростных режимов работы двигателя.

Для каждой частоты вращения существует своя оптимальная фаза закрытия впускного клапана (рис. 2. 8).

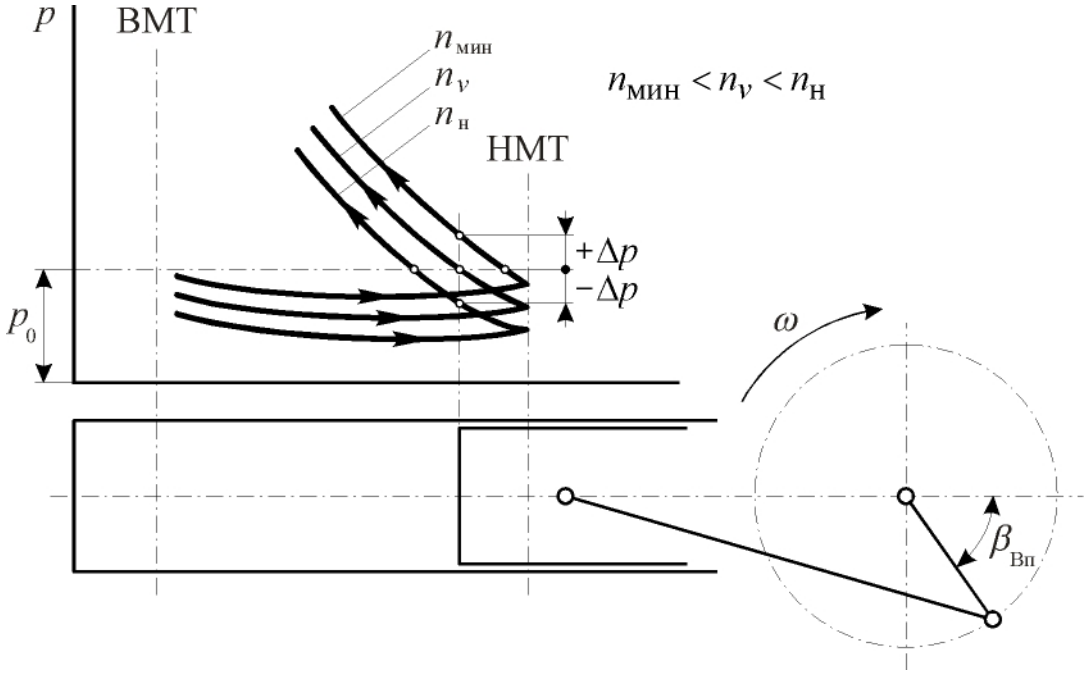



Рис. 2. 8. Влияние частоты вращения и фазы запаздывания закрытия впускного клапана на наполнение цилиндров двигателя

При малых частотах возможен обратный выброс свежего заряда, так как давление в цилиндре к моменту закрытия впускного клапана больше атмосферного, если двигатель безнаддувный, на величину $+\Delta p$. При номинальной частоте вращения $n_н$ возможно недоиспользование ги-дравлического напора, поскольку давление в цилиндре меньше атмосферного на величину $-\Delta p$.

Чем больше намечаемая частота вращения вала проектируемого двигателя, тем более жёсткие требования следует предъявлять в отношении наименьших гидравлических потерь в системе впуска свежего заряда, включая форму камеры сгорания.

### 2. 4. 3. Нагрев свежего заряда от горячих стенок двигателя

Массовое количество свежего заряда, поступившего в цилиндр, зависит от степени повышения температуры заряда при впуске и степени понижения давления

$$G_{вц} = f_1\left(\Delta T; \frac{p_a}{p_0}\right),$$

где $G_{вц}$ – цикловой расход воздуха.

$$\eta_v = f_2(\Delta T)$$

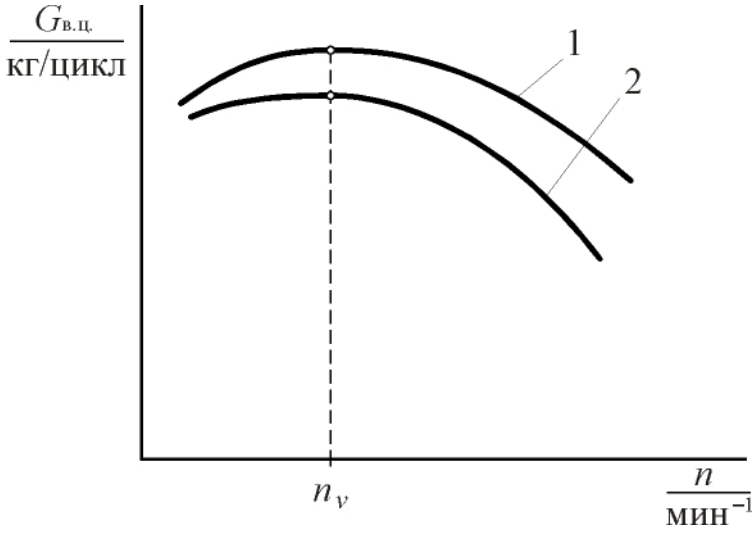



Рис. 2. 9. Зависимость наполнения цилиндра свежим зарядом от теплового состояния двигателя: 1 – холодный двигатель; 2 – горячий двигатель

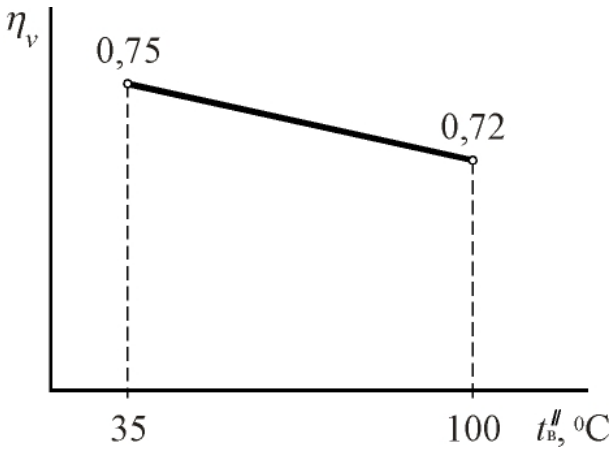



Рис. 2. 10. Влияние температуры охлаждающей жидкости на коэффициент наполнения ($n$ = const)

при $n$ = Const.

В практике производства и эксплуатации двигателей находят достаточно широкое применение двигатели с воздушным охлаждением. Одним из достоинств этих двигателей является меньший износ, что объясняется меньшей конденсацией на стенках цилиндра и системы выпуска сернистых соединений, содержащихся в выпускных газах. Однако, двигатели с воздушным охлаждением характеризуются меньшими значениями коэффициента наполнения по сравнению с двигателями жидкостного охлаждения. Это объясняется тем обстоятельством, что на цикловой расход воздуха оказывает влияние тепловое состояние двигателя (рис. 2. 9), а на коэффициент наполнения – температура охлаждающей жидкости (рис. 2. 10). Таким образом, чем больше величина $\Delta T$ нагрева свежего заряда от горячих стенок, тем меньше коэффициент наполнения.

### 2. 4. 4. Состав смеси, род топлива и способ смесеобразования в двигателях лёгкого топлива

Чем беднее смесь, тем меньше теплоты затрачивается на парообразование. Следовательно, тем больше $\Delta T$ и меньше $\eta_v$ (рис. 2. 11). Скрытая теплота парообразования бензина (294…378 кДж/кг) меньше теплоты парообразования метилового спирта $CH_3OH$ (1189 кДж), поэтому при работе двигателя на метиловом спирте меньше подогрев заряда $\Delta T$ и выше $\eta_v$.

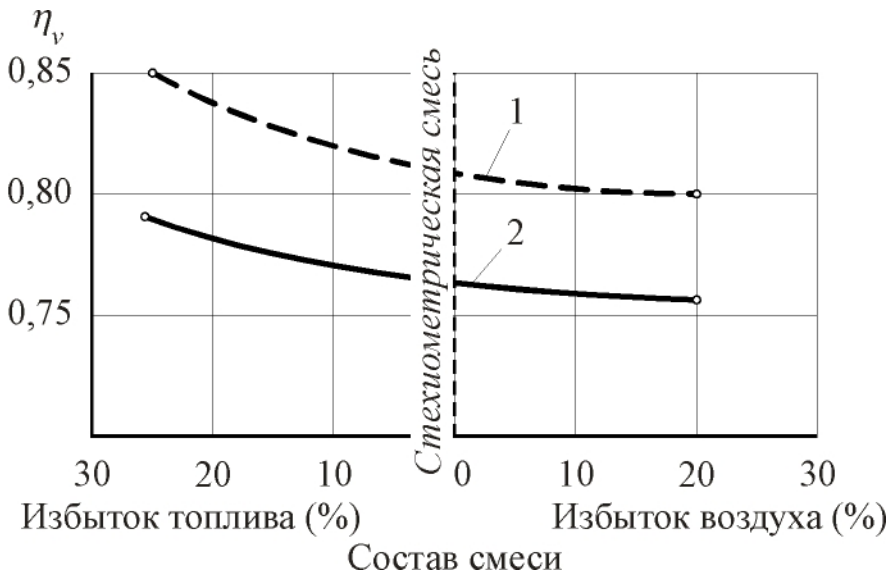



Рис. 2. 11. Влияние состава смеси и рода топлива на коэффициент наполнения: 1 – протекание $\eta_v$ при использовании в качестве топлива метилового спирта; 2 – протекание $\eta_v$ при использовании в качестве топлива бензина

Влияние способа смесеобразования на коэффициент наполнения иллюстрируется табл.2. 2.

Карбюратор дешевле, чем топливный насос и форсунка.

Применение впрыскивания бензина позволяет уменьшить гидравлические сопротивления системы впуска (отсутствует карбюратор) и улучшить наполнение цилиндров двигателя.

Таблица 2. 2

Коэффициент наполнения двигателей лёгкого топлива

| Способ смесеобразования | $\eta_v$ |
|---|---|
| Карбюрирование смеси | 0,80…0,82 |
| Впрыскивание бензина во впускной канал головки или патрубок | 0,83…0,85 (повышение на ≈ 5 %) |
| Впрыскивание бензина в цилиндр двигателя | 0,88…0,90 (увеличение на ≈ 10 %) |

### 2. 4. 5. Организация газодинамического наддува в многоцилиндровых двигателях

Периодичность движения поршня и открытия клапанов порождают во впускном трубопроводе колебания давления газов. При открытии впускного клапана в зоне горловины возникает волна разрежения, которая со скоростью

звука распространяется до открытого конца трубопровода, где оказывает возмущающее воздействие на воздушный поток. Вследствие этого во входном сечении трубопровода возникает волна давления, движущаяся к клапану.

Характер колебания давления во впускном трубопроводе (в зоне впускного клапана) имеет волнообразный вид. При этом повышенное давление $p_0$ (или $p_к$ при наддуве) у впускного клапана достигается в конце процесса впуска непосредственно перед закрытием клапана – рис. 2. 12.

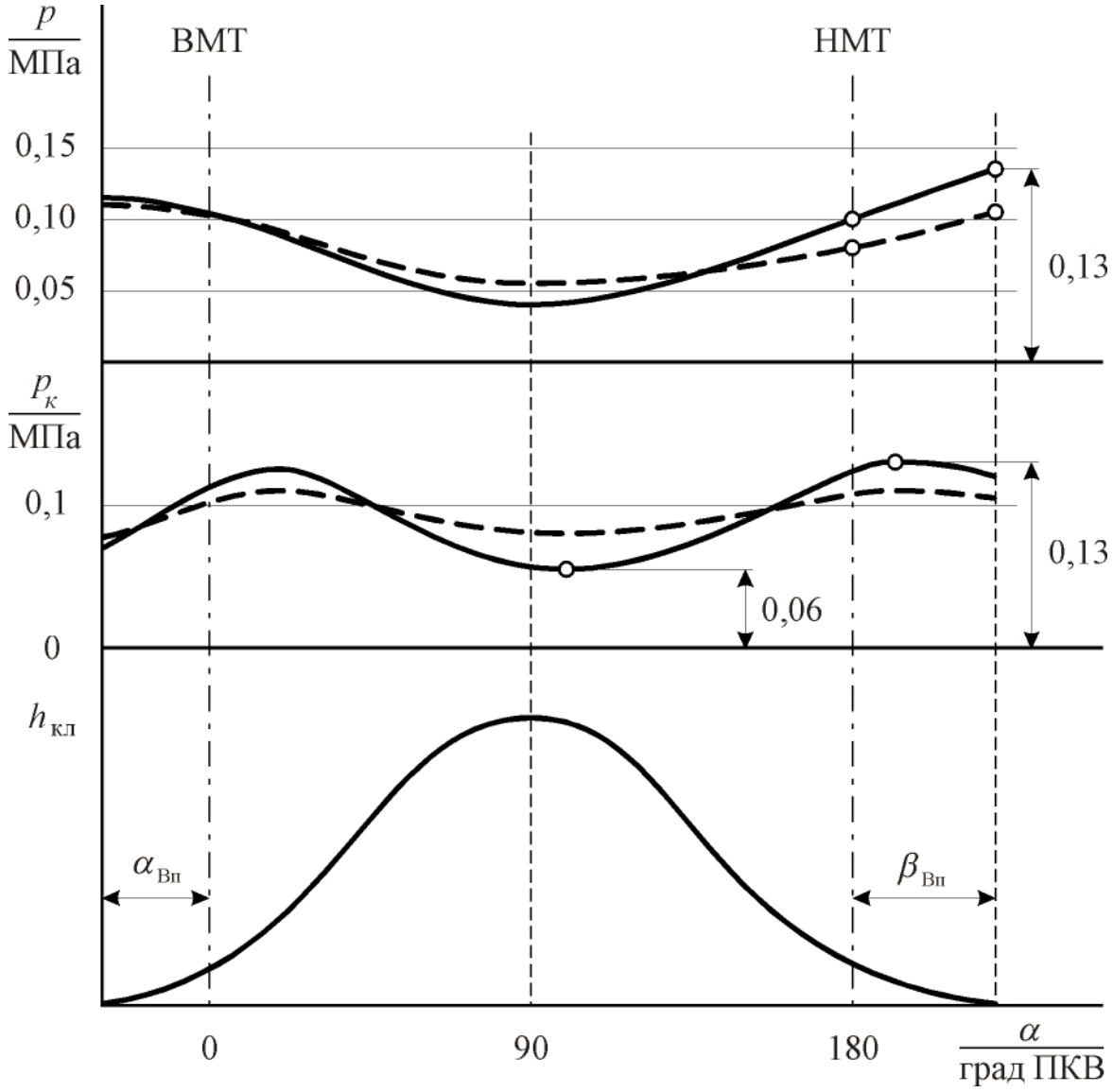



Рис. 2. 12. Изменение давления во впускном трубопроводе $p_к$ и в цилиндре $p$ в процессе впуска до (– – –) и после (——) настройки системы впуска двигателя: $h_{кл}$ – перемещение впускного клапана

В результате повышается перепад ($p_0 - p$) между давлением во впускном трубопроводе и давлением $p$ в цилиндре, что повышает эффект дозарядки цилиндра свежим зарядом. Этот эффект можно усилить, если повысить амплитуду колебания давлений во впускном трубопроводе путем настройки системы впус-

ка на явление резонанса, то есть, на совпадение или на кратность частот свободных и вынужденных колебаний давления во впускном трубопроводе. Настройка системы осуществляется путем подбора диаметра и длин впускных трубопроводов, а также установкой резонансных ёмкостей в многоцилиндровых двигателях.

На рис 2. 12 пунктиром обозначены давления во впускном трубопроводе $p_к$ и в цилиндре $p$ применительно к случаю ненастроенной системы, а сплошными линиями – к системе с настройкой.

Рисунок позволяет заключить, что в настроенной системе амплитуда колебания давлений $p_к$ возростает с 0,0125 МПа (для случая без настройки) до 0,035 МПа в настроенной системе. В результате этого давление в цилиндре в момент закрытия впускного клапана увеличивается с 0,105 до 0,130 МПа, что приводит к увеличению коэффициента наполнения и мощности двигателя на ≈ 10…12 %.

Подобное явление называют резонансным наддувом, но достигается оно без повышения среднего давления во впускном трубопроводе в отличие от компрессорного наддува. При этом эффект улучшения наполнения реализуется в ограниченном диапазоне частот вращения вала двигателя.

Улучшение наполнения, как показывают исследования, достигается ещё и потому, что колебания давления и объёмной скорости потока у клапанов способствуют уменьшению потерь давления в канале впускного клапана [13].

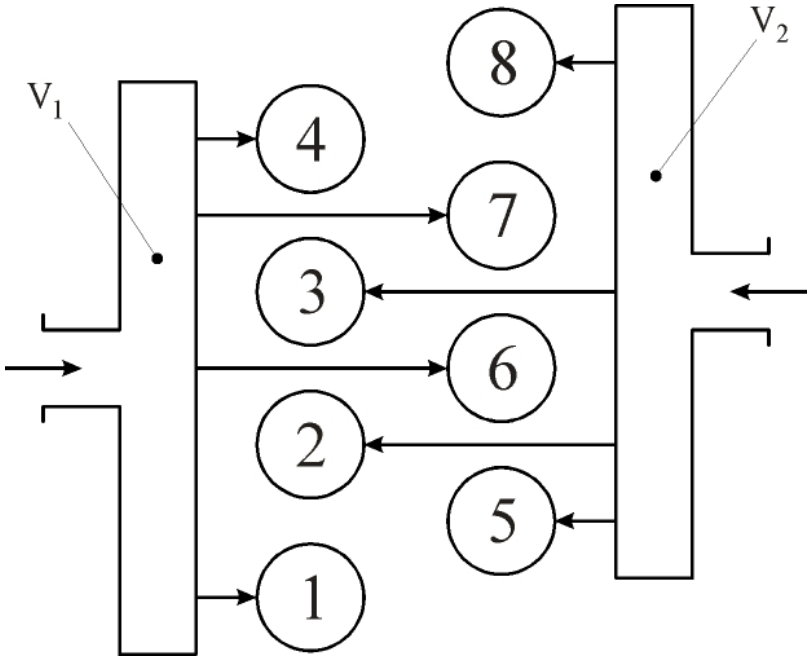



Рис. 2. 13. Схема резонансной системы наддува восьмицилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1–5–4–2–6–3–7–8; $V_1 = V_2$

В многоцилиндровых двигателях при настройке системы впуска к каждому каналу от резонансной емкости подводится отдельная труба определенной длины, чтобы газодинамические явления в ней не нарушались подобными явлениями в трубопроводах соседних цилиндров. Поскольку продолжительность такта впуска составляет 180 град ПКВ (для четырехтактных двигателей), то к одной резонансной ёмкости можно подключать только те цилинд-

ры, в которых такты впуска чередуются не менее, чем через 180 град ПКВ.

На рис. 2. 13 приведен вариант схемы резонансной системой наддува восьмицилиндрового четырёхтактного дизеля, имеющего две резонансные ёмкости. Применение двух ёмкостей вызвано тем, что чередование тактов для такого двигателя происходит через 720/8 = 90 град ПКВ. При одной резонансной ёмкости получилось бы наложение газодинамических процессов в трубопроводах тех цилиндров, которые соседствуют в смысле порядка протекания процессов в них (для рассматриваемого двигателя порядок работы определяется последовательностью: 1–5–4–2–6–3–7–8). Поэтому к резонансной ёмкости $V_1$ присоединены трубопроводы от 1-, 4-, 6-, 7-го цилиндров. Остальные цилиндры связаны с резонансной ёмкостью $V_2$. Трубопроводы от резонансных ёмкостей к цилиндрам должны иметь одинаковые длины и диаметры. Для приближённой оценки длины трубы может быть использована формула Капети

$$L_{\text{опт}} \approx 7{,}5\frac{a_0}{n}, \text{ м},$$

где $a_0$ – скорость звука, м/с; $n$ – частота вращения вала двигателя, мин$^{-1}$.

### 2. 4. 6. Дросселирование в двигателях с внешним смесеобразованием

Дроссель – специальная заслонка в смесительной камере карбюратора (или во впускном трубопроводе двигателя с впрыскиванием топлива), которая позволяет создавать искусственное переменное гидравлическое сопротивление в системе впуска с целью регулирования мощности двигателя.

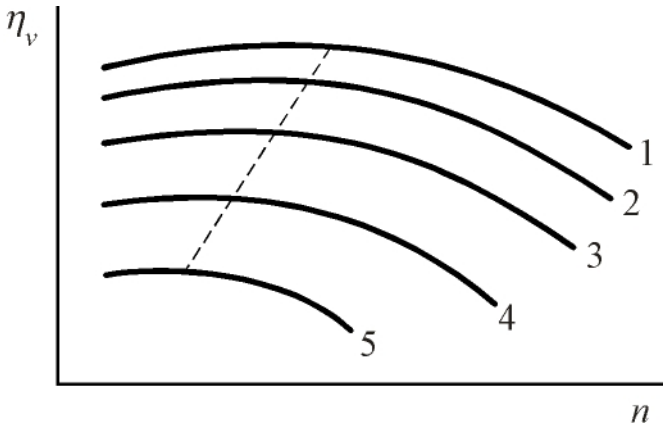



Рис. 2. 14. Влияние положения дроссельной заслонки в двигателе с внешним смесеобразованием на коэффициент наполнения: 1 – «полный» дроссель; 2 – ¾ дросселя; 3 – ½ дросселя; 4 – ¼ дросселя;

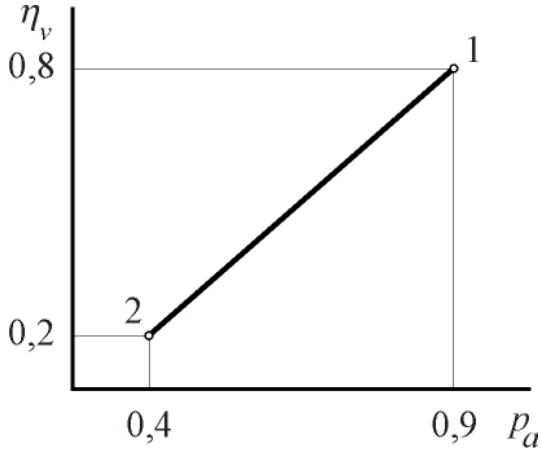



Рис. 2. 15. Связь $\eta_v$ и $p_a$ (автомобильные двигатели): $n$ = Const; $\eta_v = f$ (положение дроссельной заслонки); 1 – полный дроссель; 2– холостой ход

По мере прикрытия дросселя (рис. 2. 14) уменьшается частота вращения, соответствующая максимальным значениям коэффициента наполнения, и снижается давление в конце такта впуска $p_a$. Связь между коэффициентом наполнения и давлением $p_a$ при разных положениях дросселя (разные нагрузки) иллюстрируется рис. 2. 15.

Величины коэффициентов наполнения для различных двигателей (для номинального режима работы и для режима максимального крутящего момента, который близок к режиму максимума коэффициента наполнения $\eta_{v\text{макс}}$) приведены в табл. 2. 3.

Таблица 2. 3

Коэффициенты наполнения различных двигателей для двух скоростных режимов

| Тип и назначение двигателя | Число и расположение впускных клапанов | Тип системы охлаждения | Номинальная частота вращения вала $n_н$, мин$^{-1}$ | Коэффициент наполнения | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | $\eta_{vн}$ при $n_н$ | $\eta_{v\text{макс}}$ при $n_м$ |
| С внешним смесеобразованием (бензиновые) | | | | | |
| а) четырехтактные: | | | | | |
| – легковых автомобилей; | Один верхний | Ж | 4000…5500 | 0,65…0,76 | 0,78…0,86 |
| – грузовых автомобилей и автобусов; | Один верхний | Ж | 2600…3800 | 0,72…0,80 | 0,82…0,88 |
| – мотоциклетные | Один нижний | В | 4000…5500 | 0,58…0,70 | 0,72…0,80 |
| б) двухтактные с кривошипно-камерной продувкой (мотоциклетные) | – | В | 3500…5000 | 0,40…0,50 | 0,45…0,55 |
| С внутренним смесеобразованием (дизели) | | | | | |
| а) четырехтактные: | | | | | |
| – тракторные, комбайновые; | Один верхний | Ж | 1100…2200 | 0,78…0,85 | 0,85…0,90 |
| – грузовых автомобилей, тягачей; | Один верхний | Ж | 2000…3500 | 0,75…0,80 | 0,82…0,88 |
| – тепловозные, танковые | Два верхних | Ж | 1500…3000 | 0,80…0,86 | 0,86…0,92 |

| Тип и назначение двигателя | Число и расположение впускных клапанов | Тип системы охлаждения | Номинальная частота вращения вала $n_н$, мин$^{-1}$ | Коэффициент наполнения | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | $\eta_{vн}$ при $n_н$ | $\eta_{vмакс}$ при $n_м$ |
| б) двухтактные – судовые, стационарные, среднеоборотные, высокооборотные | Один верхний | Ж | 250…750 | 0,85…0,90 | – |

Пояснения к табл. 2. 5:

– «Ж» и «В» означает соответственно жидкостное и воздушное охлаждение;

– в ДВС с впрыскиванием бензина $\eta_v$ увеличивается на 5…10 % по сравнению с карбюраторными двигателями;

– для всех $\eta_{vн}$ и $\eta_{vмакс}$ их меньшие значения в каждом классе двигателей относятся к двигателям с более высокими $n_н$, а большие величины, наоборот, – к двигателям с меньшими $n_н$ ;

– данные, приведенные в таблице, относятся к ДВС, оборудованным воздухоочистителями (исключение составляют судовые и стационарные двигатели);

– переход с жидкостного на воздушное охлаждение уменьшает $\eta_v$ на 0,02…0,03;

– при $S/D < 1{,}0$ $\eta_v$ увеличивается на 0,02…0,03;

– применение двух впускных клапанов повышает $\eta_v$ на 0,04…0,06;

– при наддуве (отсутствует сопротивление воздухоочистителей) $\eta_v$ повышается на 0,02…0,04, при продувке камеры сгорания – ещё на 0,02…0,03;

– $n_н$ несколько больше $n_м$.

## *2. 5. Коэффициент остаточных газов. Температура рабочего тела в конце такта впуска*

Отработавшие газы, оставшиеся в цилиндре двигателя по завершению процесса выпуска, называются остаточными. Отношение числа молей остаточных газов $M_r$ к числу молей свежего заряда, поступившего в цилиндр в течение процесса впуска $M_0$, называется коэффициентом остаточных газов γ. Таким образом

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0}. \qquad (2.\ 15)$$

Формула для вычисления коэффициента остаточных газов может быть выведена следующим образом. Используя уравнение состояния газов Менделеева

$$p \cdot V = RM \cdot T,$$

можно написать

$$M_r = \frac{p_r \cdot V_c}{R \cdot T_r}$$

и

$$M_0 = \frac{p_o \cdot V_o}{R \cdot T_0} = \frac{\eta_v \cdot V_h \cdot p_o}{R \cdot T}.$$

После постановки полученных значений для числа молей в формулу коэффициента остаточных газов получим

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{V_c}{V_h} \cdot \frac{p_r T_0}{p_0 T_r};$$

отношение

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

и, следовательно,

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_r T_0}{p_0 T_r}. \qquad (2.\ 16)$$

Из формулы (2. 16) видно, что уменьшение степени сжатия $\varepsilon$, коэффициента наполнения $\eta_v$, температуры $T_r$ и увеличение давления остаточных газов $p_r$ влечет за собой увеличения коэффициента остаточных газов. Кроме того, для двигателей с наддувом по мере увеличения давления наддува $p_к$ коэффициент остаточных газов уменьшается.

На основании опытных данных в табл. 2. 4 приведены численные значения коэффициентов остаточных газов для разных типов двигателей при их работе на номинальном режиме.

Табл. 2. 4

Значение коэффициента остаточных газов

| Тип двигателя | $\gamma$ |
|---|---|
| Дизели четырехтактные | 0,03…0,04 |
| Бензиновые двигатели четырехтактные | 0,05…0,09 |
| Дизели двухтактные с продувочным компрессором | 0,05…0,25 |
| Двигатели двухтактные с кривошипно-камерной продувкой | 0,30…0,40 |

Уменьшение мощности в двигателях с внешним смесеобразованием производится дросселированием смеси на входе в цилиндр двигателя. Вследствие этого уменьшается коэффициент наполнения. Следовательно, в двигателях такого типа при их работе на частичных нагрузках увеличивается коэффициент остаточных газов, причём тем значительнее, чем более задросселирован двигатель. Это загрязнение остаточными газами приводит в последующем к уменьшению скорости сгорания смеси.

*Температура рабочего тела в конце такта впуска.* Уравнение баланса теплоты для свежего заряда, смешанного с остаточными газами, с учётом подогрева заряда от горячих стенок как для четырёх- так и для двухтактных двигателей имеет вид

$$\Delta U_0 = \Delta U_r + \Delta Q_0,$$

где $\Delta U_0$ – приращение внутренней энергии свежего заряда;

$\Delta U_r$ – изменение (убыль) внутренней энергии остаточных газов;

$\Delta Q_0$ – теплота подогрева свежего заряда от горячих поверхностей впускной системы и цилиндра.

Согласно закону Джоуля уравнение баланса теплоты можно переписать следующим образом:

$$\mu C_{v0}(T_a - T_0)M_0 = \mu C_{vr}(T_r - T_a)M_r + \mu C_{v0} \cdot \Delta T \cdot M_0$$

где $T_a$ – температура рабочего тела в конце такта впуска;

$\Delta T$ – повышение температуры свежего заряда в результате нагрева от горячих поверхностей.

Принимая

$$\mu C_{vo} \approx \mu C_{vr},$$

после деления на $M_0$ получаем

$$T_a - T_o = \gamma \cdot T_r - \gamma \cdot T_a + \Delta T,$$

или

$$(1+\gamma)T_a = T_o + \gamma \cdot T_r + \Delta T,$$

откуда

$$T_a = \frac{T_o + \gamma \cdot T_r + \Delta T}{1+\gamma}. \qquad (2.\ 17)$$

Уравнение справедливо как для четырёх-, так и для двухтактных двигателей. При использовании (2. 17) необходимо помнить, что $T_0$ – температура заряда перед органами впуска. И если двигатель имеет наддув, необходимо учитывать тот факт, что температура заряда при сжатии его в компрессоре повышается.

## *2. 6. Расчёт текущих давлений при впуске свежего заряда*

Определение текущих давлений рабочего тела при впуске свежего заряда (расчёт индикаторной диаграммы процесса впуска) позволяет выявить характер изменения давления в зависимости от времени или угла поворота коленчатого вала двигателя, что, в свою очередь, позволяет уже на стадии проектирования двигателя установить:

– целесообразные значения фаз работы впускного клапана ($\alpha_{Вп}$, $\beta_{Вп}$);

– вычислить коэффициент наполнения $\eta_v$ и температуру рабочего тела в момент закрытия впускного клапана $T_{a1}$.

При расчёте учитывается влияние частоты вращения, профиля кулачка распределительного вала, конструктивных параметров впускного клапана (в частности, его размеров) на характер протекания процесса.

Детализированный расчёт текущих давлений при впуске свежего заряда разработан профессором Н. М. Глаголевым (ХПИ, г. Харьков). В основу расчёта положено дифференциальное уравнение объёмного баланса. В общем виде оно записывается следующим образом:

$$dV = \partial_{a\partial}V + \partial_s V + \partial_в V + \partial_м V + \partial_q V\,, \qquad (2.\ 18)$$

где $dV$ – изменение геометрического объёма цилиндра за элементарный отрезок времени $dt$ (определяется только кинематикой кривошипно-шатунного механизма); $\partial_s V$ – элементарный объём свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя за время $dt$; $\partial_в V$ – элементарный объём вытекающего из цилиндра рабочего тела; $\partial_M V$ – изменение объёма, обусловленное количественными изменениями рабочего тела (например, изменением числа молей вследствие химических реакций), но не втеканием или вытеканием его из цилиндра; $\partial_q V$ – изменение объёма, обусловленное сообщением теплоты рабочему телу; $\partial_{a\partial} V$ – адиабатическое изменение объёма рабочего тела, содержащегося в цилиндре, включая поступивший свежий заряд объёма $\partial_s V$.

Применительно к определению текущих давлений при впуске заряда (2. 18) перепишем в упрощенном виде, исключив $\partial_в V$ и $\partial_м V$ (нет вытекания из цилиндра рабочего тела и не происходит количественных изменений, обусловленных причинами, не связанными с втеканием свежего заряда) и заменив $\partial_q V$ на $\partial_к V$. Получим

$$dV = \partial_{a\partial}V + \partial_s V + \partial_к V\,. \qquad (2.\ 19)$$

По поводу частных изменений объёмов в (2. 19) необходимо отметить следующее: $\partial_к V$ обусловлено переходом кинетической энергии втекающего свежего заряда в тепловую и, вследствие этого, дополнительным подогревом рабочего тела в цилиндре; $\partial_S V$ определяется при давлении в цилиндре и температуре свежего заряда, которую он имеет после входа в цилиндр в непосредст-

венной близости от входного отверстия (при этом полагается, что теплообмена и смешивания с рабочим телом, уже находящимся в цилиндре, не происходит). Таким образом, торможение втекающего в цилиндр свежего заряда не успевает отразиться на величине температуры заряда, при которой рассчитывается $\partial_S V$ .

Полагается, что частные изменения объёмов $\partial_S V$ и $\partial_к V$ происходят при неизменном давлении в цилиндре. Это положение поясним с помощью схемы, представленной на рис. 2. 16.

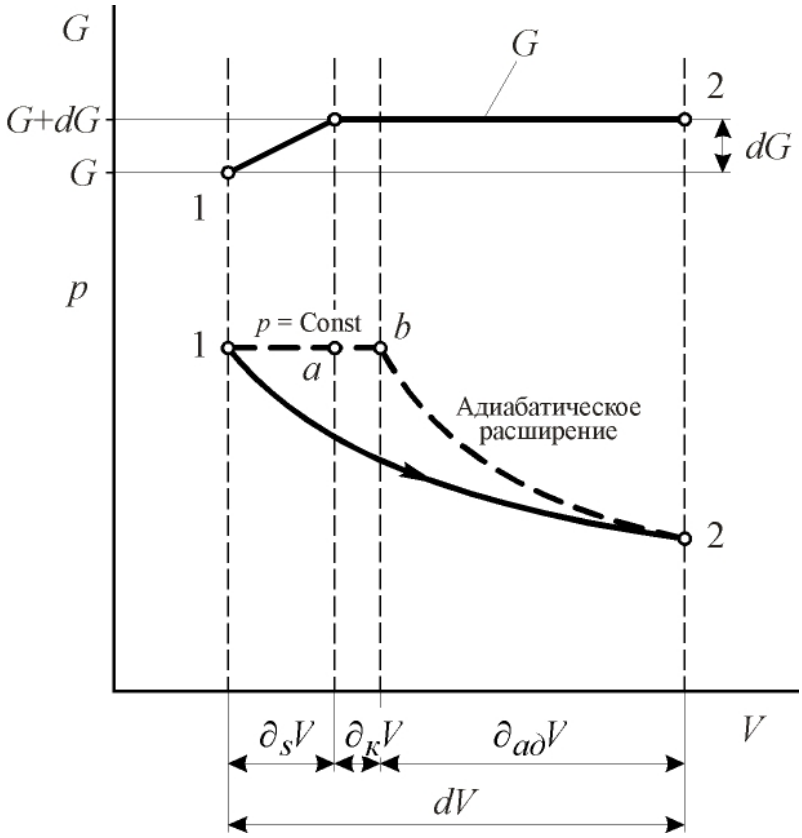



Рис. 2. 16. Схематизация процесса изменения давления рабочего тела в цилиндре двигателя при впуске свежего заряда

При элементарном перемещении поршня объём рабочего тела, находящегося в цилиндре, увеличивается на величину $dV$. Пусть характер изменения давления в реальном процессе при этом отображается кривой «1 – 2» (рис. 2. 16). Переход рабочего тела из состояния 1 в состояние 2 можно отобразить условными процессами: изобарными «1 – *a*», «*a* – *b*» и адиабатическим «*b* – 2». Причём первый – «1 – *a*» – соответствует элементарному приращению объёма на величину $\partial_S V$, соответствующему втеканию в цилиндр элементарной массы свежего заряда, а второй – «*a* – *в*» – элементарному приращению объёма на величину $\partial_к V$, соответствующую подогреву рабочего тела вследствие перехода кинетической энергии втекающего заряда в теплоту. После завершения двух названных процессов всё рабочее тело, находящееся в цилиндре, адиабатически расширяется до состояния, отмеченного точкой 2. Так как рассматривается достаточно малый отрезок времени $dt$, то рассмотренная замена реального процесса не искажает действительной картины протекания процесса впуска.

Таким образом, процедура расчёта давлений рабочего тела при впуске свежего заряда связана с необходимостью вычислений частных приращений объёмов $\partial_S V$, $\partial_к V$ и $\partial_{ад} V$. Рассмотрим методику их вычислений.

*Определение* $\partial_{ад}V$. Используем уравнение адиабатического процесса

$$p \cdot V^k = \text{Const}.$$

Продифференцируем это выражение:

$$k \cdot p \cdot V^{k-1} \cdot dV + V^k dp = 0.$$

На основании полученного для частного изменения объёма в адиабатическом процессе имеем

$$\partial_{ад}V = -\frac{V^k dp}{p \cdot k \cdot V^{k-1}} = -\frac{V}{p \cdot k} dp. \qquad (2.\ 20)$$

В соответствии с уравнением (2.19)

$$-\partial_{ад}V = \partial_S V + \partial_к V - dV.$$

Следовательно, на основании уравнения (2. 20) имеем

$$\frac{V}{kp} dp = \partial_S V + \partial_к V - dV.$$

Полученное выражение даёт возможность для бесконечно малого приращения давления рабочего тела в процессе впуска записать

$$dp = \frac{kp}{V} \cdot \left(\partial_S V + \partial_к V - dV\right). \qquad (2.\ 21)$$

*Определение* $\partial_s V$. Как уже отмечалось, $\partial_S V$ характеризует частное приращение объёма рабочего тела при втекании свежего заряда в цилиндр. При известной величине элементарного проходного сечения клапанной щели это приращение объёма легко вычисляется:

$$\partial_s V = \mu_s \cdot f_s \cdot w_s \cdot dt, \qquad (2.\ 22)$$

где $\mu_s$ – коэффициент расхода, учитывающий сужение воздушного потока, потери на трение и т. д.;

$f_s$ – площадь проходного сечения клапана;

$w_s$ – скорость втекающего заряда в минимальном сечении.

Скорость течения заряда может быть вычислена на основании определения величины располагаемой энергии (адиабатической работы) втекающего рабочего тела. Применительно к 1 кг втекающего свежего заряда в цилиндр выражение для располагаемой работы может быть записано в виде уравнения

$$L_{ад} = R_г T_0 \frac{k}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right], \qquad (2.\ 23)$$

где $p_0$, $T_0$ – параметры состояния свежего заряда на входе в цилиндр;

$R_г$ – газовая постоянная для свежего заряда;

$$k = \frac{C_p}{C_v} -$$

отношение теплоёмкостей, в котором $C_p$ – теплоёмкость рабочего тела при постоянном давлении, а $C_v$ – при постоянном объёме;

$p$ – давление рабочего тела в цилиндре.

Располагаемая работа преобразуется в кинетическую энергию втекающего в цилиндр заряда. Это даёт возможность записать (применительно к одному кг втекающего заряда)

$$\frac{w_s^2}{2} = R_г T_0 \frac{k}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \qquad (2.\ 24)$$

Из этого выражения для скорости истечения имеем

$$w_s = \sqrt{2R_г T_0 \frac{k}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \qquad (2.\ 25)$$

Теперь (2. 22) перепишем в таком виде

$$\partial_s V = \mu_s \cdot f_s \cdot \sqrt{2R_г T_0 \frac{k}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \cdot dt. \qquad (2.\ 26)$$

Необходимо, однако, помнить, что определение частного приращения объёма по выражению (2. 26) осуществляется в случаях, когда истечение носит подкритический характер, то есть, когда отношение давлений

$$\frac{p}{p_0} \geq \beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

В случае надкритического истечения, что может иметь место в быстроходных двигателях, вычисление скорости истечения следует производить по выражению

$$w_s = \sqrt{2R_г T_0 \frac{k}{k-1}}.$$

Тогда для $\partial_s V$ справедливо

$$\partial_s V = \mu_s \cdot f_s \cdot \sqrt{2R_г T_0 \frac{k}{k-1}} \cdot dt.$$

*Определение* $\partial_к V$. Определение этой составляющей в уравнении объёмного баланса связано с необходимостью нахождения количества теплоты, сообщаемой находящемуся в цилиндре рабочему телу вследствие преобразования кинетической энергии втекающего заряда в теплоту. Применительно к элементарному отрезку времени обозначим это количество теплоты через $\partial_к Q$. Для него справедливо

$$\partial_к Q = \frac{w_s^2}{2} \cdot dG,$$

где $dG$ – элементарное количество свежего заряда, втекающего в цилиндр за элементарный отрезок времени; $\frac{w_s^2}{2}$ – кинетическая энергия, которой обладает 1 кг втекающего заряда.

Учитывая, что массой $dG$ обладает частный объём втекающего заряда $\partial_s V$, уравнение для элементарного количества сообщаемой рабочему телу теплоты может быть переписано в виде

$$\partial_к Q = \frac{w_s^2}{2} \cdot \frac{p \cdot \partial_s V}{R_г T}, \qquad (2.\ 27)$$

где $T$ – температура поступившего свежего заряда после расширения в цилиндре до давления $p$. При адиабатическом процессе

$$T = T_0 \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Кинетическая энергия втекающего заряда определяется выражением (2. 24). С учётом этого (2. 27) перепишем в виде

$$\partial_к Q = R_г T_0 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \frac{p \cdot \partial_s V}{R_г T} =$$

$$= \frac{k \cdot p}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_s V. \qquad (2.\ 28)$$

Так как это количество теплоты сообщается всему рабочему телу, находящемуся в цилиндре, то для $\partial_к Q$ справедлива запись

$$\partial_к Q = c_p \cdot G \cdot \partial T = c_p \cdot \frac{pV}{R_г T} \partial T.$$

Откуда следует, что

$$\partial T = \frac{\partial_к Q \cdot R_г T}{C_p \cdot p \cdot V}.$$

Вследствие перехода кинетической энергии втекающего свежего заряда в тепловую объём заряда от $V$ увеличивается до $V + \partial_к V$. Соответственно температура заряда повышается от Т до Т + $\partial$Т. А так как процесс полагается изобарным (см. рис. 2. 16), справедливо следующее соотношение:

$$\frac{V}{T} = \frac{V + \partial_к V}{T + \partial T},$$

откуда следует, что $\partial_к V = \frac{V}{T}\partial T$.

Таким образом, для частного приращения $\partial_к V$ объёма рабочего тела в цилиндре имеем

$$\partial_к V = \frac{V}{T}\partial T = \frac{V}{T} \cdot \frac{\partial_к Q \cdot R_г T}{C_p \cdot p \cdot V} = \frac{\partial_к Q \cdot R_г}{C_p \cdot p}. \qquad (2.\ 29)$$

В полученное (2. 29) подставим $\partial_к Q$ из (2. 28). Тогда

$$\partial_к V = \frac{R_г}{C_p \cdot p} \cdot \frac{k \cdot p}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_s V,$$

или, так как $R_г = C_v(k-1)$,

$$\partial_к V = \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_s V. \qquad (2.\ 30)$$

Таким образом, для частных изменений объёмов имеем

$$\partial_s V + \partial_к V = \partial_s V + \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_s V. \qquad (2.\ 31)$$

Из полученного (2. 31) с учётом (2. 26) следует

$$\partial_s V + \partial_к V = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_s V =$$

$$= \mu_s f_s \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{2 R_г T_0 \frac{k}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \cdot d. \qquad (2.\ 32)$$

Выполним следующее преобразование:

$$\left(\frac{p_o}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{p_o}{p}\cdot\left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{1}{k}} . \qquad (2.\ 33)$$

Составляющую $\frac{kp}{V}\left(\partial_s V + \partial_к V\right)$ в (2. 21) преобразуем с учётом (2. 32) и (2. 33). Учтём также связь текущего угла поворота коленчатого вала со временем $\alpha = 6nt$ (отсюда $dt = \frac{d\alpha}{6n}$). Сказанное даёт основания записать:

$$\frac{pk}{V}\left(\partial_s V + \partial_к V\right) = \underbrace{\frac{k}{6n}\, p_o \sqrt{2\cdot\frac{k}{k-1}\cdot R_г\cdot T_o}}_{a}\cdot$$

$$\cdot\frac{\mu f}{V}\cdot\underbrace{\left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{1}{k}}\sqrt{1-\left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}_{z_s} d\alpha , \qquad (2.\ 34)$$

или

$$\frac{k}{V}\frac{p}{}(\partial_s V + \partial_к V) = a\frac{\mu\ f}{V} z_s d\alpha, \qquad (2.\ 35)$$

где $z_s$ зависит только от отношения давлений $\frac{p}{p_0}$, которое может рассматриваться как независимая переменная. Назовём эту функцию функцией истечения.

*Определение изменения объёма dV*, обусловленного элементарным перемещением поршня

$$dV = \frac{\pi D^2}{4} dS = \frac{\pi D^2}{4} cdt , \qquad (2.\ 36)$$

где $ds = cdt$;

$c = r\omega\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$ – скорость перемещения поршня;

$r = \frac{S}{2}$ – радиус кривошипа ($s$ – текущее перемещение поршня);

$\omega = \frac{\pi\cdot n}{30}$;

$\beta$ – угол между осью шатуна и осью цилиндра.

Таким образом,

$$dV = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S\pi \cdot n}{2 \cdot 6 \cdot 30 \cdot n} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} d\alpha = \frac{V_h \pi}{360} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} d\alpha .$$

Пользуясь полученным выражением для составляющей $\frac{kp}{V} dV$ из (2. 21) запишем

$$\frac{kp}{V} dV = \underbrace{\frac{\pi \cdot kV_h}{360}}_{b} \cdot \underbrace{\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}}_{c_1} \cdot \frac{p}{V} d\alpha$$

или

$$\frac{kp}{V} dV = b \cdot c_1 \cdot \frac{p}{V} d\alpha. \qquad (2.\ 37)$$

Уравнение (2. 21) запишем с учетом уравнений (2. 37) и (2. 35). Получим

$$\frac{dp}{d\alpha} = a \frac{\mu\ f}{V} z_s - bc_1 \frac{p}{V}. \qquad (2.\ 38)$$

Дифференциальное уравнение (2.38) позволяет вычислить $\frac{dp}{d\alpha}$ для любого угла ПКВ в процессе впуска.

Анализ этого уравнения:

– $\mu$ является функцией подъёма клапана и конструкции горловины клапана;

– $f$ – текущее проходное сечение клапана, зависящее от диаметра, максимальной высоты подъема клапана, кинематики и профиля кулачка;

– $a$ зависит от частоты вращения и параметров $p_0$, $T_0$;

– $b$ зависит от рабочего объёма цилиндра;

– $z_s = \psi\left(\frac{p}{p_o}; k = \frac{C_p}{C_v}\right)$;

– $c_1$ определяется кинематикой кривошипно-шатунного механизма.

Дифференциальное уравнение (2. 38) определяет величину тангенса угла наклона $\gamma$ касательной, проведенной к линии впуска в соответствующей точке. Его решают методом конечных разностей в приведенной ниже последовательности.

Задаются величиной давления рабочего тела $p_1$ ($p_1 \approx p_r$) в начальной точке 1, см. рис. 2. 17.

Исходя из заданной величины давления, рассчитывают по (2.38) $\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_1$ для первого небольшого участка, то есть, определяют величину тангенса угла наклона касательной в точке 1, а, следовательно и угол $\gamma$ (см. рис 2. 17).

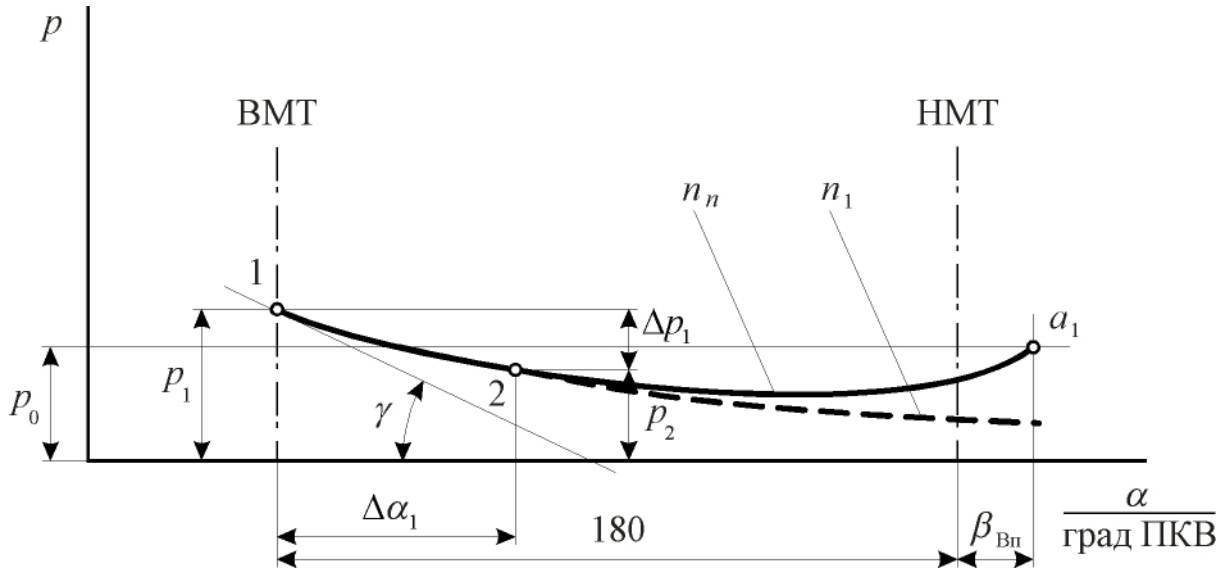



Рис. 2. 17. К расчётному определению текущего давления рабочего тела в процессе впуска

Таким образом, для первого участка:

$$\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_1 = tg\gamma_1;\ \frac{dp}{d\alpha} \approx \frac{\Delta p}{\Delta\alpha},$$

где $\Delta\alpha$ – шаг расчета. Его принимают достаточно малым (≈ 1…2 град ПКВ).

Тогда

$$\Delta p = \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_1 \Delta\alpha_1. \qquad (2.\ 39)$$

Давление в конце шага расчёта (в точке 2) находится по правилу

$$p_2 = p_1 + \Delta p_1,$$

или

$$p_2 = p_1 + \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_1 \cdot \Delta\alpha_1,$$

$\Delta p_1$ может быть и отрицательным. Найденное $p_2$ позволяет по (2. 38) отыскать новое значение производной $\frac{dp}{d\alpha}$ и определить приращение $\Delta p$ на следующем участке.

Давление в точке 3

$$p_3 = p_2 + \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_2 \cdot \Delta\alpha_2$$

и т. д.

Рассмотренный метод может быть использован и для расчёта процесса выпуска. Если при этом окажется, что $p_r \neq p_1$, тогда корректируется $p_1$, и расчёт процесса впуска повторяется.

*Определение коэффициента наполнения и температуры конца процесса впуска.* Коэффициент наполнения, выраженный через число молей поступающего в цилиндр свежего заряда,

$$\eta_v = \frac{M_s}{M_h},$$

где $M_s$ – число молей свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя; $M_h$ – число молей, которое может поместиться в цилиндре в случае, когда параметры состояния заряда оставались бы неизменными и равными параметрам состояния перед органами впуска. Эта величина может быть определена с использованием уравнения состояния газа

$$M_h = \frac{p_0 V_h}{RT_0}.$$

Для определения величины $M_s$ выразим элементарное приращение числа молей свежего заряда соотношением

$$dM_s = \frac{p \cdot \partial_s V}{RT}, \qquad (2.\ 40)$$

где $T$ – температура заряда в клапанной щели. Полагая процесс адиабатическим, для неё можно записать

$$T = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} T_0.$$

Тогда уравнение (2. 40) с учетом уравнения (2. 22) можно записать в следующем виде:

$$\partial M_s = \frac{p\mu_s f_s w_s}{RT_0\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}} dt = \frac{p_0}{RT_0}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} \mu_s f_s w_s \frac{d\alpha}{6n}.$$

После подстановки выражения для $w_s$ согласно выражению (2. 26) получим

$$dM_s = \underbrace{\frac{p_0\sqrt{2\frac{k}{k-1}R_г T_0}}{6 \cdot RT_0 n}}_{e} \mu_s f_s \underbrace{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1-\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}_{z_S} d\alpha,$$

или

$$dM_s = e\mu_s f_s z_s d\alpha. \qquad (2.\ 41)$$

Интегрированием уравнения (2. 41) определим количество поступившего в цилиндр свежего заряда

$$M_s = e\int_{\alpha_{\text{начало впуска}}}^{\alpha_{\text{конец впуска}}} \mu_s f_s z_s d\alpha .$$

Такими образом, коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{M_s}{M_h} = \frac{R \cdot eT_0}{p_0 V_h} \cdot \int_{\alpha_{\text{начало впуска}}}^{\alpha_{\text{конец впуска}}} \mu_s f_s z_s d\alpha . \qquad (2.\ 42)$$

Интеграл в уравнении (2. 42) находится одним из приближённых методов.

Согласно уравнению состояния газов температура заряда в конце впуска

$$T_{a_1} = \frac{p_{a_1} V_{a_1}}{RM_{a_1}}, \qquad (2.\ 43)$$

где $M_{a1} = M_r + M_s$; $M_r$ – число молей остаточных газов;

$$V_{a_1} = \frac{V_a}{\varepsilon} \psi\left(\alpha_{a_1}\right);$$

$\psi$ ($\alpha_{a1}$) – значение кинематической функции изменения объёма цилиндра (см. (3. 13) в разделе 3. 2) в момент закрытия впускного клапана; $\alpha_{a1} = 180 - \beta_{\text{вп}}$.

# 3. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Назначение процесса сжатия состоит в обеспечении возможно более широких температурных пределов, в которых осуществляется рабочий цикл, а также в обеспечении наиболее благоприятных условий для воспламенения и полного сгорания топлива или горючей смеси. Именно введение предварительного сжатия рабочего тела (особенно высокого Р. Дизелем) обеспечило значительное повышение КПД ДВС на ранней стадии их развития.

В случае внешнего смесеобразования (карбюраторные двигатели и двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод) в период сжатия происходит перемешивание свежего заряда, испарение топлива. Смесь становится более однородной, что облегчает образования пламени и способствует его быстрому распространению.

Для двигателей высокого сжатия (дизели) предварительное сжатие РТ имеет большое значение ещё и потому, что в конце этого процесса создаётся температура, обеспечивающая надёжное воспламенение подаваемого топлива без использования постороннего источника зажигания. Сжатие рабочего тела в дизелях имеет большое значение для обеспечения их надёжного пуска, особенно при низких температурах окружающей среды.

Исследование идеальных циклов устанавливает зависимость термического коэффициента полезного действия от степени сжатия. Эта зависимость для всех циклов описывается уравнением

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} C, \qquad (3.\ 1)$$

где $C = f(\lambda; \rho)$;

$\lambda$ – степень повышения давления;

$\rho$ – степень предварительного расширения.

Опытная проверка подтвердила приведенную зависимость.

Индикаторный КПД двигателя $\eta_i$ изменяется в зависимости от степени сжатия по следующему закону:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n'-1}}, \qquad (3.\ 2)$$

где $\varepsilon = V_a / V_c$ – степень сжатия; $n'$ – опытная константа, зависящая от типа двигателя и режима его работы, причём $n' < k = C_p / C_v$.

Эффективный же КПД $\eta_e$ учитывает и механические потери. Есть предельное значение степени сжатия (рис. 3. 1), начиная с которого дальнейшее увеличение $\varepsilon$ не приводит к повышению $\eta_e$.

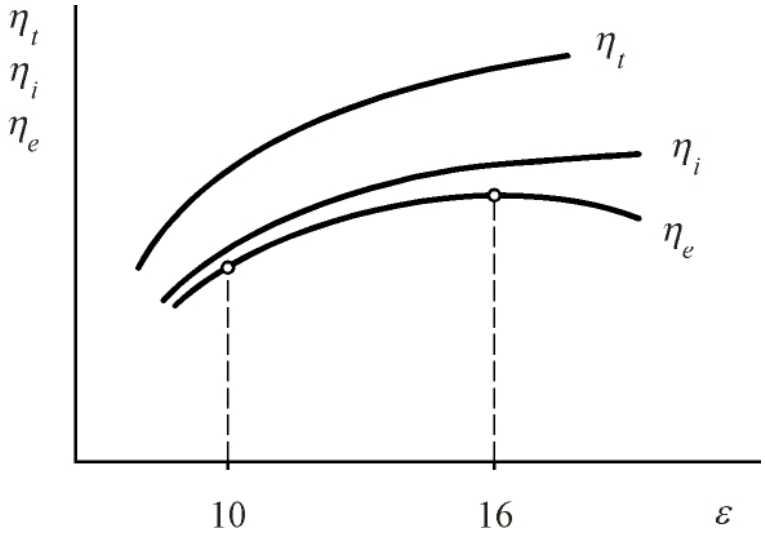



Рис. 3. 1. Зависимость термического, индикаторного и эффективного КПД от степени сжатия

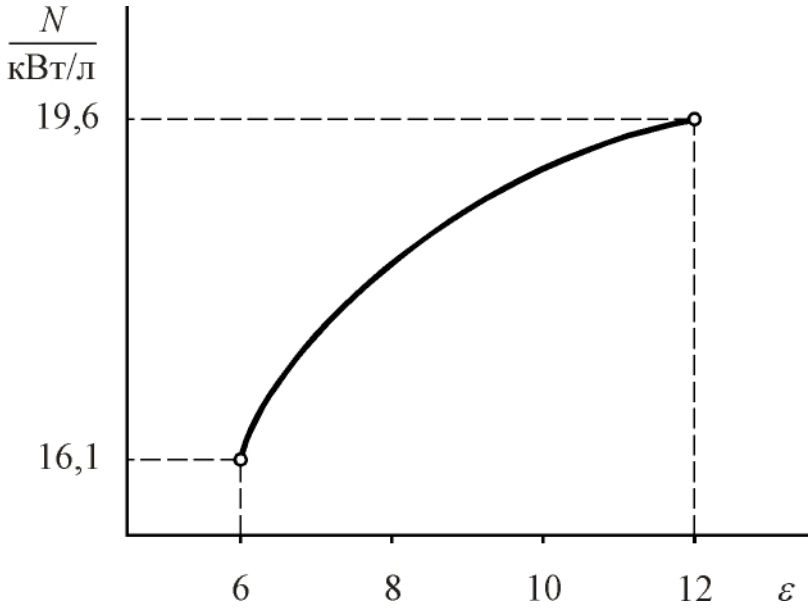



Рис. 3. 2. Зависимость литровой мощности двигателя от величины степени сжатия

В двигателях с внешним смесеобразованием стремятся к повышению ε до 13…15. Но этому препятствует детонация. При использовании высоких степеней сжатия применяют «супер-бензины», стойкие к детонации. В процессе сжатия повышаются температура и давление рабочего тела, благодаря чему в процессе последующего сгорания топлива температура РТ достигает высоких значений. С другой стороны, повышение степени сжатия означает автоматическое увеличение степени расширения. Таким образом, более высокая степень сжатия означает увеличение перепада температур в процессе расширения рабочего тела. И, как известно из второго закона термодинамики, это приводит к повышению КПД рабочего цикла, то есть, к повышению использования теплоты топлива в процессе осуществления механической работы. Это иллюстрируется данными, приведенными в табл. 3. 1.

Степень сжатия оказывает влияние на литровую мощность двигателя (рис. 3. 2).

В двигателях с внешним смесеобразованием низкие предельные значения $\varepsilon$ обусловлены детонацией и преждевременной вспышкой. О детонации, или взрывном сгорании, не допустимом в двигателях, будет сказано в дальнейшем. Если удастся преодолеть детонацию при высоких степенях сжатия, то

возникает новая трудность – преждевременная вспышка, возникающая в результате самовоспламенения смеси вследствие высокой её температуры в конце сжатия. Этому способствует также понижение температуры самовоспламенения при увеличении давления смеси в конце сжатия (см. табл. 3. 2).

Таблица 3. 1

Снижение удельного расхода топлива (в процентах) по сравнению с расходом топлива двигателем со степенью сжатия $\varepsilon = 6$

| Нагрузка на двигатель | $\varepsilon$ | | |
|---|---|---|---|
| | 7 | 8 | 9 |
| Полная | 3 | 7 | 10 |
| 50 % | 17 | 22 | 25 |

Таблица 3. 2

Численные значения температур самовоспламенения (в градусах Цельсия) некоторых топлив

| Род топлива | $p$, МПа | | |
|---|---|---|---|
| | 0,6 | 1,2 | 3,0 |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Керосин | 320 | 250 | 205 |
| Бензин | 350 | 300 | 260 |
| Бензол* | 650 | 550 | 470 |

*Бензол сжигать в дизелях очень трудно

### *3. 1. Теплообмен при сжатии*

Если бы в процессе сжатия отсутствовал теплообмен между газами и стенками цилиндра, то этот процесс можно было бы рассматривать как адиабатный.

В действительности в начале сжатия вследствие более высокой температуры поверхностей цилиндра, поршня и головки по сравнению с температурой свежего рабочего тела, имеет место подвод теплоты от горячих поверхностей названных элементов к рабочему телу.

По мере перемещения поршня к ВМТ интенсивность подвода теплоты от нагретых стенок ЦПГ к РТ падает. В какой-то момент процесса устанавливается тепловое равновесие: подвод теплоты к РТ оказывается равным отводу те-

плоты от РТ в стенки. Этот момент называется моментом квазиадиабатического равновесия.

При дальнейшем перемещении поршня к ВМТ температура рабочего тела становится выше средней температуры стенок ($T_w$). Тепловой поток меняет направление. Происходит отдача теплоты в стенки. Вследствие большого перепада температур во второй половине процесса сжатия, особенно в дизелях, теплоотдача в стенки преобладает над процессом подвода теплоты.

Названное обстоятельство приводит к тому, что в начальной фазе процесса сжатия, если процесс сжатия расчленить на множество небольших участков (и в пределах каждого из участков процесс полагать политропическим), показатель процесса (имеется в виду показатель политропы сжатия) существенно превысит численное значение $k = C_p/C_v$, а затем, в завершающей фазе сжатия, становится значительно меньше его.

Это можно проиллюстрировать рис. 3. 3.

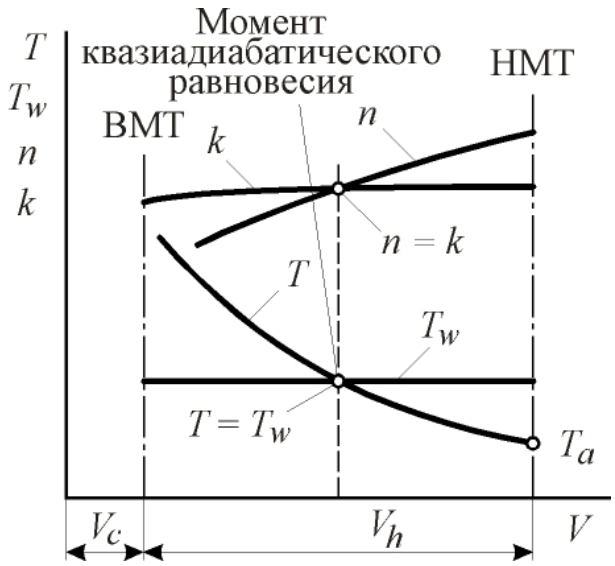



Рис. 3. 3. Схема изменения показателей, характеризующих процесс при сжатии РТ

Рис. 3. 4. Тепловая диаграмма процесса сжатия

Наглядное представление о «движении» теплоты при сжатии даёт энтропийная (тепловая) диаграмма процесса (рис. 3. 4).

Упрощая явление и считая, что количество теплоты, отдаваемой в стенки на протяжении всего хода сжатия, составляет одну и ту же часть от приращения внутренней энергии рабочего тела, можно процесс сжатия в двигателях рассматривать как политропический процесс. Это довольно хорошо согласуется с опытными данными.

### *3. 2. Моделирование параметров состояния рабочего тела в процессе сжатия*

На основании сказанного в разделе 3. 1 основное уравнение политропического процесса сжатия рабочего тела можно записать в виде

$$pV^{n_1} = \text{Const}, \tag{3. 3}$$

где $n_1$ – показатель политропы сжатия.

Используя это уравнение, можно рассчитать изменение давления и температуры рабочего тела в процессе сжатия по формулам

$$p_x = p_a \cdot (V_a / V)^{n_1}; \tag{3. 4}$$

$$T_x = T_a \cdot (V_a / V)^{n_1 - 1}, \tag{3. 5}$$

где $p_x$ и $T_x$ – искомые давление и температура рабочего тела в любой момент процесса сжатия;

$V$ – объём рабочего тела в момент времени, для которого определяются $p$ и $T$.

В частности, для конца процесса сжатия (ВМТ) – рис. 3. 5 – при отсутствии воспламенения топлива

$$p_c = p_a \cdot (V_a / V_c)^{n_1} = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \tag{3. 6}$$

$$T_c = T_a \cdot (V_a / V_c)^{n_1 - 1} = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \tag{3. 7}$$

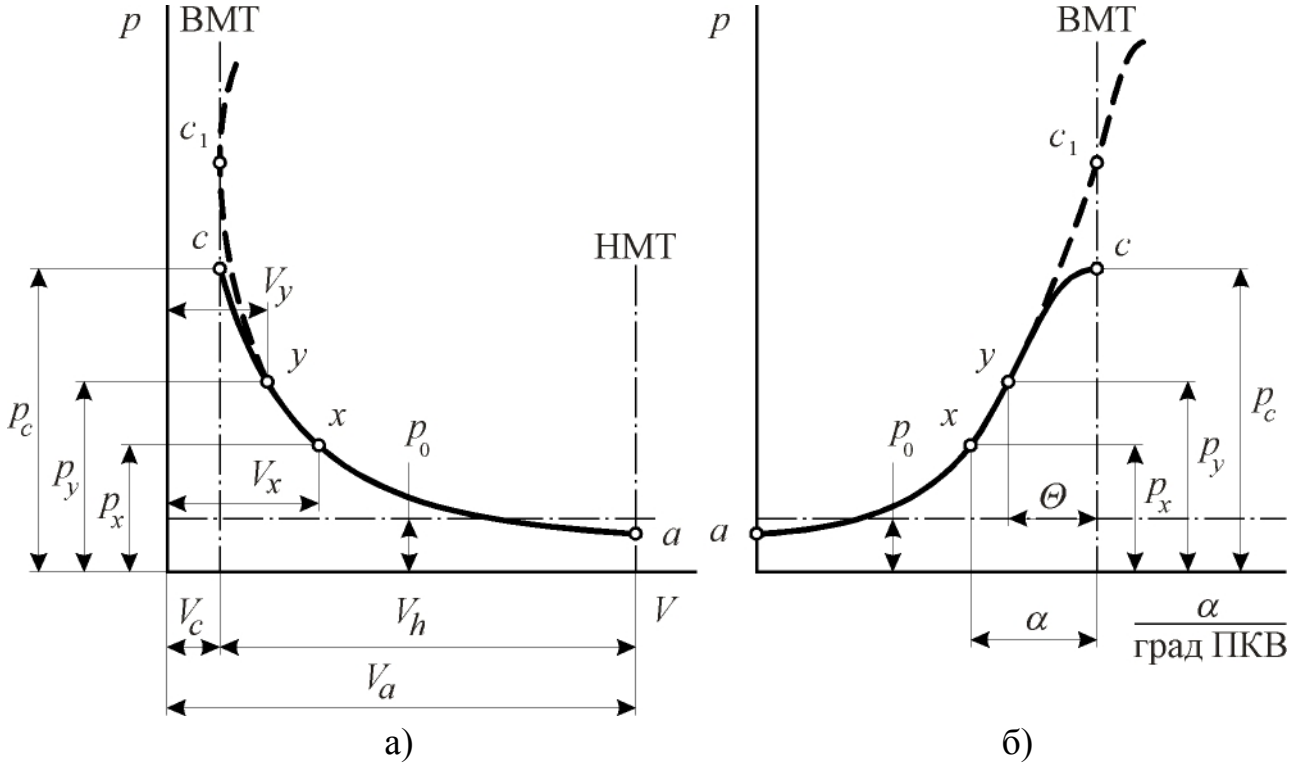



Рис. 3. 5. Схема индикаторной диаграммы процесса сжатия в различных системах координат: а) – «$p$ – $V$» - диаграмма; б) – «$p$ – $\alpha$»- диаграмма

Для вычисления параметров рабочего тела в момент воспламенения топлива (точка *y* на рис. 3. 5) можно воспользоваться формулами (3. 4) и (3. 5). В этих формулах время отсутствует.

Формулу для расчета объёма рабочего тела $V = f(\alpha)$ по заданному углу поворота коленчатого вала $\alpha$ получим следующим образом:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} s, \tag{3. 8}$$

где $D$ – диаметр цилиндра;

$s$ – величина перемещения поршня от ВМТ, определяемая для нормального кривошипно-шатунного механизма по уравнению

$$s = r\left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}\right)\right] = r\sigma, \tag{3. 9}$$

где $r$ – радиус кривошипа;

$\lambda = r/L_{Ш} = (1/4{,}5)\ldots(1/3{,}2)$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $L_{Ш}$;

$\sigma$ – сокращённое обозначение функции перемещения поршня (в формуле (3. 9) – выражение в квадратных скобках), назовём эту функцию кинематической функцией хода поршня.

Обозначая полный ход поршня через $S$, и замечая, что $r = S/2$, можно формулу (3. 8) переписать так:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S}{2}\sigma = V_c + \frac{V_h}{2}\sigma. \tag{3. 10}$$

Учитывая, что $V_c = V_a/\varepsilon$ и $V_h = V_a - V_c = V_c(\varepsilon - 1)$, перепишем формулу (3. 10) в следующем виде:

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon}\left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2}\sigma\right), \tag{3. 11}$$

или

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \psi(\alpha), \tag{3. 12}$$

где

$$\psi(\alpha) = \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2}\sigma\right) - \tag{3. 13}$$

кинематическая функция изменения объёма цилиндра.

Сказанное позволяет предложить математическую модель процесса сжатия

$$\left.\begin{aligned}
&p_x = p_a\left[\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha_x)}\right]^{n_1};\\
&T_x = T_a\left[\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha_x)}\right]^{n_1-1};\\
&\psi(\alpha_x) = 1+\frac{\varepsilon-1}{2}\sigma_x;\\
&\sigma_x = r\left[1+\frac{1}{\lambda}\left(\cos\alpha+\frac{1}{\lambda}\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}\right)\right].
\end{aligned}\right\} \qquad (3.\ 14)$$

Начальными условиями при решении системы выбираются параметры состояния РТ в точке *a* индикаторной диаграммы (конец впуска). Другими словами, для $t = 0$ $p = p_a$, $T = T_a$, $\alpha_0 = 180$ град ПКВ. При известной частоте вращения вала текущее время определяется по выражению $t = \alpha/6n$.

На основании опытных данных для дизелей и двигателей с внешним смесеобразованием при работе на номинальном режиме оценивается численное значение показателя политропического процесса сжатия. Величина $n_1$ находится в пределах 1,32…1,38. Наибольшее влияние на величину $n_1$ оказывает частота вращения вала двигателя. Чем она выше, тем выше $n_1$, так как меньше сказывается охлаждающее действие стенок, и процесс приближается к адиабатическому. Профессор Петров применительно к автомобильным двигателям для определения $n_1$ предложил эмпирическую формулу

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

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

Примерные величины параметров рабочего тела в конце процесса сжатия, а также углов опережения воспламенения при работе двигателей различного типа на номинальном режиме приведены в табл. 3. 3.

Таблица 3. 3

Численные значения параметров рабочего тела в конце процесса сжатия

| Параметр | Тип двигателя | |
|---|---|---|
| | С внешним смесеобразованием | Дизели (без надува) |
| $p_y$, МПа | 0,6…1,2 | 2,5…3,5 |
| $p_c$, МПа | 0,8…1,5 | 3,0…4,0 |
| $t_y$, $^0$С | 300…400 | 500…600 |
| $t_c$, $^0$С | 350…450 | 550…650 |
| $\theta$, град ПКВ до ВМТ | 20…30 | 2,5…10,0 |

# 4. ХИМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ И ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ

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

Основные требования к процессу сгорания могут быть сформулированы тремя положениями:

– наиболее полное сгорание топлива;

– наилучшее использование кислорода воздуха;

– оптимальное протекание сгорания во времени.

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

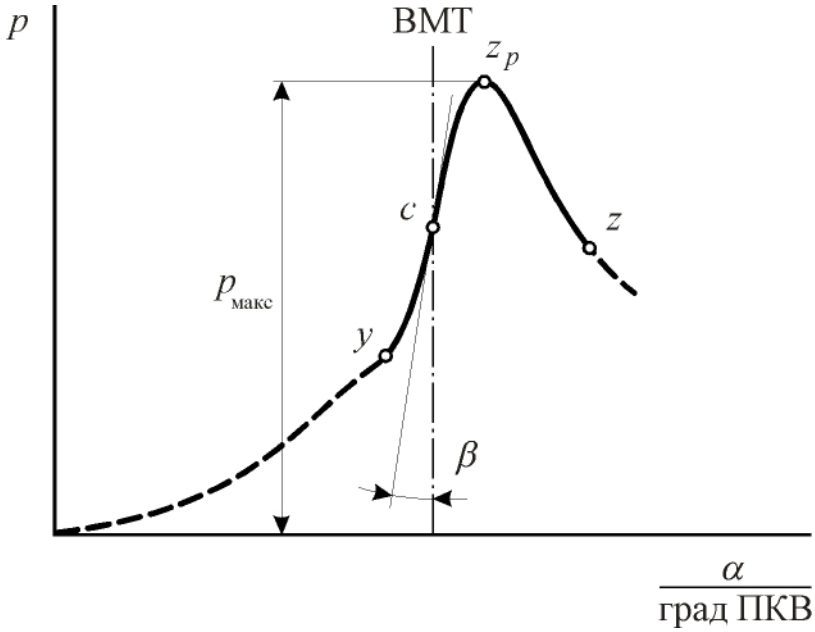



Рис. 4. 1. Индикаторная «$p$ – $\alpha$»-диаграмма двигателя:
«$y$ – $z_p$ – $z$» – диаграмма процесса сгорания

Кроме этого, последнее требование вызвано ещё и тем, что протекание сгорания во времени, влияя на максимальное давление и быстроту нарастания давления газов в цилиндре двигателя (рис. 4. 1), определяет также максимальную величину и степень динамичности механической нагрузки деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя.

Осуществляемый в двигателе характер протекания процесса сгорания во времени должен обеспечить наименьшие величину и степень динамичности механической нагрузки на детали от действия газов при высоком КПД.

Максимальная быстрота нарастания давления газов, МПа/град ПКВ

$$w_{p_{макс}} = \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{макс} = \mu \cdot \mathrm{tg}\beta ,$$

где

$$\mu = \mu_p / \mu_\alpha \; -$$

масштабный коэффициент ($\mu_p$ и $\mu_\alpha$ – масштабы по осям ординат и абсцисс соответственно).

### *4. 1. Количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания одного кг топлива*

Жидкие топлива, применяемые в двигателях, в подавляющем большинстве случаев являются продуктами переработки нефти. Эти топлива состоят из смеси различных углеводородов. Главными компонентами любого топлива являются углерод и водород. Содержание углерода *C*, водорода *H* и свободного кислорода *O* (в очень небольшом количестве), выраженные в процентах по массе, или в массовых долях, определяют элементарный химический состав (ЭХС) топлива.

Средний ЭХС топлив по массе, принимаемый в тепловых расчётах двигателей, работающих на жидких топливах нефтяного происхождения

| Вид топлива / Массовая доля компонента | Дизельное | Бензин |
|---|---|---|
| *C* | 0,86 | 0,855 |
| *H* | 0,13 | 0,145 |
| *O* | 0,01 | – |

Углерод и водород топлива для полного сгорания требуют вполне определённого количества кислорода, а, значит, и воздуха. Для расчёта рассмотрим соответствующие химические реакции. Причём в начале расчёт произведём в массовых единицах (кг), а затем – в объёмных (кг-моль).

***Расчёт в массовых единицах* (кг).**

В результате сгорания углерода образуется углекислый газ:

$$C + O_2 = CO_2 .$$

Атомная масса углерода равна 12. Молекулярная масса кислорода – 32. Поэтому реакцию окисления углерода в двуокись углерода в массовых единицах можно записать таким образом:

$$12\,\text{кг}\,C + 32\,\text{кг}\,O_2 = 44\,\text{кг}\,CO_2 .$$

Тогда для одного кг углерода имеем

$$1\,\text{кг}\,C + \frac{8}{3}\,\text{кг}\,O_2 = \frac{11}{3}\,\text{кг}\,CO_2 ,$$

а для *C* кг углерода, содержащихся в  кг сжигаемого топлива, получим

$$C\,\text{кг}\,C + \frac{8}{3}\cdot C\,\text{кг}\,O_2 = \frac{11}{3}\cdot C\,\text{кг}\,CO_2 .$$

Таким образом, для полного сгорания *C* кг углерода топлива требуется $\frac{8}{3}\cdot C$ кг кислорода. При этом получается $\frac{11}{3}\cdot C$ кг углекислого газа.

Рассуждая аналогично, для реакции окисления водорода можно записать:

$$2H_2 + O_2 = 2H_2O;$$

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 = H_2O;$$

$$2\,\text{кг}\,H_2 + 16\,\text{кг}\,O_2 = 18\,\text{кг}\,H_2O;$$

$$1\,\text{кг}\,H_2 + 8\,\text{кг}\,O_2 = 9\,\text{кг}\,H_2O;$$

$$H\,\text{кг}\,H_2 + 8H\,\text{кг}\,O_2 = 9H\,\text{кг}\,H_2O.$$

Таким образом, для полного сгорания $H$ кг водорода топлива требуется $8H$ кг кислорода, при этом получается $9H$ кг воды.

Из рассмотренного следует, что теоретически необходимое количество кислорода для полного сгорания одного кг топлива определяется формулой

$$O_2^{/} = \frac{8}{3}C + 8H - O, \text{ кг кислорода / кг топлива.}$$

Учитывая, что в воздухе содержится по массе 23,2 % кислорода, теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива определится соотношением

$$L_0^{/} = \frac{O_2^{/}}{0{,}232} = \frac{\frac{8}{3}C + 8H - O}{0{,}232}, \text{ кг кислорода / кг топлива.} \qquad (4.\ 1)$$

***Расчет в объёмных единицах* (кг-моль).**

Вновь запишем реакцию окисления углерода

$$C + O_2 = CO_2.$$

Так как один кг-моль кислорода равен 32 кг, то на основании приведенной записи имеем:

$$12\,\text{кг}\,C + 1\,\text{кг-моль}\,O_2 = 1\,\text{кг-моль}\,CO_2,$$

откуда

$$1\,\text{кг}\,C + \frac{1}{12}\,\text{кг-моль}\,O_2 = \frac{1}{12}\,\text{кг-моль}\,CO_2.$$

Для $C$ кг углерода, содержащихся в  кг топлива, получаем:

$$C\,\text{кг}\,C + \frac{1}{12}\cdot C\,\text{кг-моль}\,O_2 = \frac{1}{12}\cdot C\,\text{кг-моль}\,CO_2.$$

Таким образом, для полного сгорания $C$ кг углерода топлива требуется $C/12$ кг-моль кислорода. При этом получается $C/12$ кг-моль углекислого газа.

Аналогично для реакции окисления водорода получаем:

$$2H_2 + O_2 = 2H_2O;$$

$$4\,\text{кг}\,H_2 + 1\,\text{кг-моль}\,O_2 = 2\,\text{кг-моль}\,H_2O;$$

$$1\,\text{кг}\,H_2 + \frac{1}{4}\,\text{кг-моль}\,O_2 = \frac{1}{2}\,\text{кг-моль}\,H_2O;$$

$$H \text{ кг } H_2 + \frac{H}{4} \text{ кг - моль } O_2 = \frac{H}{2} \text{ кг - моль } H_2O.$$

Таким образом, для полного сгорания $H$ кг водорода, содержащегося в топливе, требуется $H/4$ кг-моль кислорода. При этом образуется $H/2$ кг-моль воды, то есть, происходит увеличение объема продуктов сгорания на Н/4 кг-моль.

Теоретически необходимое количество кислорода для полного сгорания кг топлива определяется формулой

$$O_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}, \text{ кг-моль кислорода / кг топлива.}$$

Учитывая, что в воздухе по объёму содержится 21 % кислорода, теоретически необходимое количество кг-моль воздуха для полного сгорания кг топлива определяется соотношением

$$L_0 = \frac{O_2}{0{,}21} = \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}}{0{,}21}, \text{ кг-моль воздуха / кг топлива.} \qquad (4.\ 2)$$

### *4. 2. Коэффициент избытка воздуха*

В реальных условиях в двигателях на один кг топлива может приходиться количество воздуха, отличающееся от теоретически необходимого как в большую, так и в меньшую сторону.

Для количественной оценки соотношения «топливо – воздух», то есть, качественного состава смеси, введено понятие ***коэффициента избытка воздуха***, представляющего собой отношение действительного количества воздуха, содержащегося в горючей смеси, к количеству воздуха, теоретически необходимому для сжигания содержащегося в ней топлива. Обозначая действительное количество воздуха, расходуемого на сжигание одного кг топлива, через $L^{/}$ (кг), или $L$ (кг-моль), и коэффициент избытка воздуха символом $\alpha$, получаем:

$$\alpha = \frac{L^{/}}{L_0^{/}} = \frac{L}{L_0}. \qquad (4.\ 3)$$

По концентрации топлива в горючей смеси различают бедную, богатую и стехиометрическую смеси. Если $L^{/} > L_o^{/}$ (соответственно $L > L_o$), то $\alpha > 1$, и топливовоздушная смесь называется бедной; если $L^{/} < L_o^{/}$ (соответственно $L < L_o$), то $\alpha < 1$, и смесь называется богатой; если $L^{/} = L_o^{/}$ (соответственно $L = L_o$), то $\alpha = 1$, и смесь называют стехиометрической.

Из соотношений (4. 3) следует:

$$L^{/} = \alpha \cdot L_0^{/}, \text{ кг воздуха / кг топлива;} \quad (4.\ 4)$$

$$L = \alpha \cdot L_0, \text{ кг-моль воздуха / кг топлива.} \quad (4.\ 5)$$

***Среднее и истинное значения коэффициента избытка воздуха***. Горючая смесь состоит из горючего вещества (топлива) и вещества-окислителя. Если горючее и окислитель находятся в одинаковом физическом состоянии (например, в парообразном или газообразном), то эта смесь является физически однородной. Такую горючую смесь называют **гомогенной**.

Тщательно перемешанное парообразное или газообразное горючее с газообразным окислителем назовем химически однородной горючей смесью. Как правило, горючие смеси в цилиндрах двигателей с внешним смесеобразованием и газовых двигателях представляют собой химически однородные газовые смеси. Для любого участка химически однородной горючей смеси коэффициент избытка воздуха имеет одно и то же значение. Чтобы определить величину коэффициента избытка воздуха, достаточно замерить расходы топлива и воздуха, поступающих в данный цилиндр в течение какого-либо времени, или произвести анализ отработавших в данном цилиндре газов.

В двигателях с внешним смесеобразованием и газовых многоцилиндровых двигателях процесс смешивания топлива с воздухом происходит вне цилиндров двигателя. При этом, учитывая сложные обстоятельства, сопровождающие процесс смесеобразования (жидкие плёнки на стенках впускного коллектора, различные температурные и аэродинамические условия и др.), в цилиндрах хотя и образуются химически однородные горючие смеси, однако, их состав по цилиндрам получается неодинаковым. Коэффициент избытка воздуха, определенный по расходу воздуха и топлива, поступающих в двигатель, назовём средним коэффициентом избытка воздуха, а коэффициент избытка воздуха, определённый в отдельности для каждого цилиндра, – истинным коэффициентом избытка воздуха в данном цилиндре (рис. 4. 2).

В дизелях горючая смесь не только химически, но и физически неоднородна, так как топливо впрыскивается в цилиндр в жидком виде. Такая горючая смесь называется **гетерогенной.** Следует различать среднее значение коэффициента избытка воздуха $\alpha$ по двигателю в целом и по отдельным цилиндрам, а также истинные значения $\alpha$ в отдельных малых участках камеры сгорания, которые могут быть названы местными, или локальными. Кроме того, следует учесть изменение местного $\alpha$ во времени. В этом случае говорят о текущем значении коэффициента избытка воздуха.

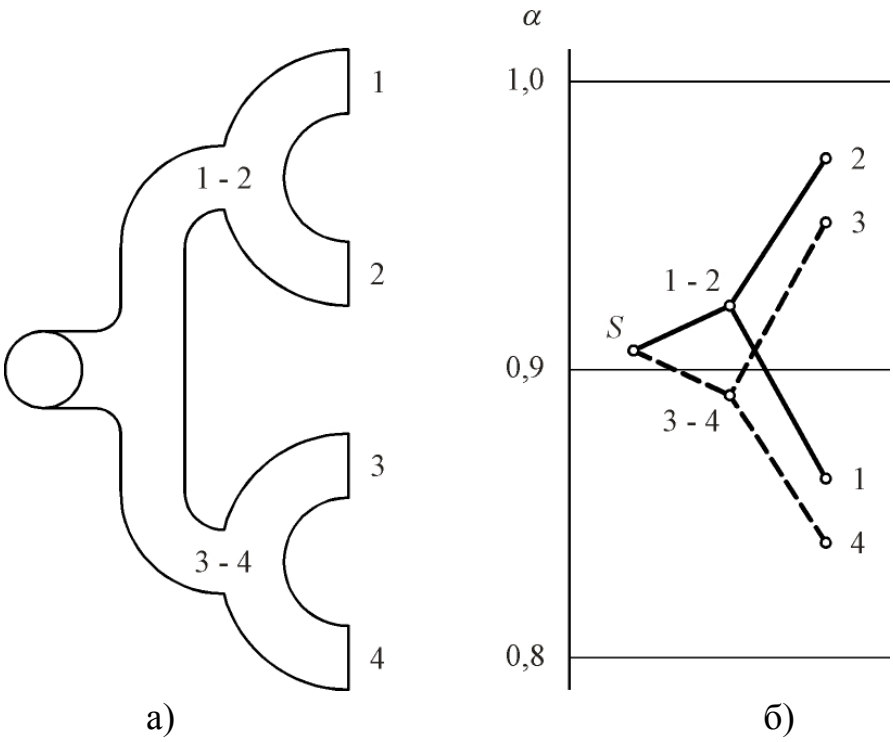



**Рис. 4. 2.** Схема впускного патрубка двигателя с внешним смесеобразованием и состав смеси в различных сечениях патрубка:
а) – схема патрубка с указанными на ней различными сечениями;
б) – истинные значения $\alpha$ по сечениям патрубка и по цилиндрам;
символом $S$ обозначен средний (по двигателю в целом) состав смеси

***Влияние состава смеси на полноту сгорания топлива в двигателях с внешним смесеобразованием.*** Бедные смеси и смеси стехиометрического состава теоретически должны сгорать полностью. Этого нельзя сказать о богатых смесях. Недостаток воздуха в богатых смесях влечёт за собой неполное сгорание, что приводит к недоиспользованию теплотворности топлива. Поэтому работа на богатых смесях увеличивает удельный расход топлива, приводит к снижению экономичности двигателя, а работа на очень богатых смесях обусловливает значительное уменьшение мощности. При малых $\alpha$ вследствие недостатка окислителя (воздуха) часть углерода топлива сгорает в оксид углерода, а часть водорода не взаимодействует с кислородом. И это проявляется тем сильнее, чем ниже $\alpha$. Изменение количественного состава основных компонентов продуктов сгорания горючих смесей, характеризуемых различными значениями коэффициента избытка воздуха, иллюстрируются диаграммой, приведённой на рис. 4. 3. Ось ординат соответствует количественному (в % по объёму от сухих – без паров воды – продуктов сгорания) содержанию основных компонентов продуктов сгорания ($CO$, $CO_2$, $H_2$, $O_2$) в отработавших газах. Из диаграммы видно, что с уменьшением $\alpha$ в отработавших газах увеличивается содержание продуктов неполного сгорания: оксида углерода $CO$ и водорода $H_2$.

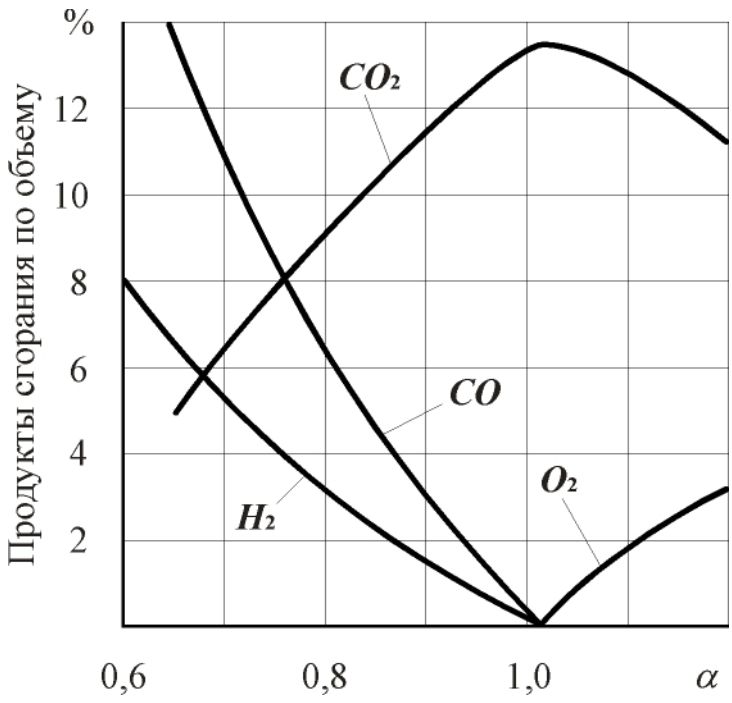



Рис. 4. 3. Типичная диаграмма состава сухих продуктов сгорания в двигателях с внешним смесеобразованием

Определим величину потери части теплотворности топлива вследствие неполноты сгорания. Химическая формула реакции неполного сгорания углерода $C$ в оксид углерода $CO$:

$$2C + O_2 = 2CO_2 .$$

Учитывая атомную массу углерода (равную 12) и молекулярную массу кислорода (равную 32) на основании приведенной записи имеем:

$$24\text{ кг } C + 32\text{ кг } O_2 = 56\text{ кг } CO ;$$

$$1\text{ кг } C + \frac{4}{3}\text{ кг } O_2 = \frac{7}{3}\text{ кг } CO .$$

Обозначим массу углерода топлива, сгорающего в $CO$, через $a$. Тогда на основании предыдущего можно записать

$$a\text{ кг } C + \frac{4}{3}\cdot a\text{ кг } O_2 = \frac{7}{3}\cdot a\text{ кг } CO .$$

Примем, что неполнота сгорания топлива в двигателях с внешним смесеобразованием характеризуется только сгоранием части углерода в $CO$. Тогда действительное количество кислорода, расходуемого на окисление компонентов топлива, определится из соотношения

$$O_2^{/} = \frac{8}{3}(C - a) + \frac{4}{3}\cdot a + 8H - O = \frac{8}{3}C + 8H - O - \frac{4}{3}a , \qquad (4.\ 6)$$

где $(C - a)$ – доля углерода топлива, сгоревшего в $CO_2$.

С другой стороны, действительное количество кислорода

$$O_2^{/} = 0{,}232\cdot L^{/} ,$$

или через коэффициент избытка воздуха

$$O_2^{/} = 0{,}232\cdot\alpha\cdot L_0^{/} . \qquad (4.\ 7)$$

После приравнивания выражений (4. 6) и (4. 7) с учётом (4. 1) имеем:

$$0{,}232\cdot L_0^{/} - \frac{4}{3}\cdot a = 0{,}232\cdot\alpha\cdot L_0^{/},$$

откуда

$$a = \frac{3}{4}\cdot 0{,}232(1-\alpha)\cdot L_0^{/} = 0{,}174(1-\alpha)\cdot L_0^{/} . \qquad (4.\ 8)$$

При сгорании  кг углерода в диоксид углерода выделяется 34,08 МДж теплоты, а при сгорании  кг углерода в оксид теплоты выделяется лишь 10,34 МДж. Таким образом, потеря теплотворности при неполном сгорании одного кг углерода составляет 34,08 – 10,34 = 23,74 МДж. При сгорании *a* кг углерода в *CO* потеря теплотворности $\Delta H_u$ составит, МДж

$$\Delta H_u = 23{,}74 \cdot a.$$

После подстановки в полученное для $\Delta H_u$ выражение значения *a* согласно уравнению (4. 8) имеем:

$$\Delta H_u = 23{,}74 \cdot 0{,}174(1-\alpha)L_0^{/} = 4{,}13(1-\alpha)L_0^{/}, \text{ МДж / кг топлива.} \quad (4.\ 9)$$

Проверка на двигателях с внешним смесеобразованием подтвердила удовлетворительное соответствие уравнения (4. 8) экспериментальным данным. Отсюда можно сделать заключение о том, что упрощения, лежащие в основе подхода к выводу уравнения (4. 9), оправданны.

### *Использование кислорода воздуха при сгорании топлива в дизелях*

В дизелях неполное сгорание топлива наблюдается даже в том случае, когда имеется избыток воздуха по сравнению с теоретически необходимым его количеством для полного окисления основных компонентов топлива. Это объясняется трудностью организации равномерного смешивания топлива с воздухом. Поэтому, хотя в камере сгорания имеется избыток воздуха, во многих местных зонах топливо не находит необходимого для полного сгорания кислорода.

Своеобразие сгорания топлива в дизелях заключается ещё и в том, что при местном недостатке воздуха углерод топлива почти не сгорает в оксид углерода, а образует сажу. Это можно объяснить следующим. На поздних стадиях процесса смесеобразования и сгорания температура и давление рабочего тела повышаются. Вследствие неравномерного распределения топлива по объёму воздуха во многих местных зонах камеры сгорания топливо сгорает лишь частично, концентрация продуктов сгорания увеличивается, а кислорода, наоборот, уменьшается. Эти обстоятельства создают благоприятные условия для расщепления молекул топлива, то есть, для процесса крекинга. Крекинг-процесс является мономолекулярной реакцией, при которой распад молекулы происходит вследствие внутреннего молекулярного движения.

Сущность крекинг-процесса заключается в расщеплении при высоком нагреве без доступа воздуха тяжёлых высококипящих углеводородов с образованием более лёгких низкокипящих углеводородов, газообразного водорода и небольшого количества кокса. Опытами установлено, что при давлении 5,0…7,0 МПа с повышением температуры свыше 650…750 $^0$С образование кок-

са увеличивается. Следовательно, в дизеле в течение процессов смесеобразования и сгорания могут создаваться благоприятные условия для крекинг-процесса с образованием сажевых частиц.

Сажа образуется в две стадии:

1. Образование осколков молекул;

2. Осколки молекул объединяются, и образуется сажа.

Размер первоначально образующихся сажевых частиц составляет 0,01…0,10 мкм. Температура воспламенения сажи – 900 $^0$С. Частицы сажи раскаляются и излучают энергию, что сопровождается свечением.

Если при неизменном количестве воздуха, поступившего в цилиндр работающего дизеля, увеличивать количество впрыснутого топлива, то полнота сгорания прогрессивно ухудшается. Объективно это ухудшение можно наблюдать по увеличению дымности отработавших газов. Степень дымности оценивают количеством сажи, содержащейся в единице объёма отработавших газов. Обычно дымность выражают в г/м$^3$. Степень дымности $R$ отработавших газов (рис. 4. 4) зависит от коэффициента избытка воздуха $\alpha$.

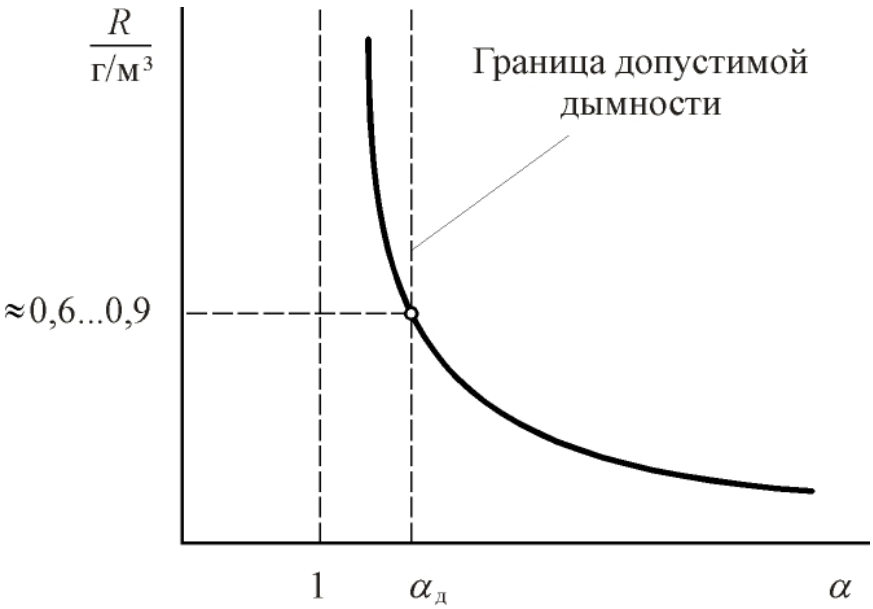



Рис. 4. 4. Степень дымности $R$ отработавших газов дизеля в зависимости от коэффициента избытка воздуха $\alpha$

При замере дымности фотоэлектрическим дымомером степень дымности выражают в процентах от полной непрозрачности столба газа в трубе дымомера определённой длины. Измерение производят фотоэлементом. При определении степени задымления принимают линейную зависимость между освещённостью и фототоком. Найденная таким методом степень задымления может меняться от нуля (чистого воздуха) до 100 % (при полной непрозрачности столба выпускных газов).

Существует наибольшая допустимая степень дымности отработавших газов, выше которой работа дизеля становится неэкономичной и ненадёжной. Сажа является продуктом неполного сгорания топлива. Поэтому увеличение

содержания сажи в отработавших газах связано с повышением удельного расхода топлива.

Кроме того, сажа, попадая в зазоры между кольцами и поршневыми канавками и смешиваясь с маслом, приводит к нагарообразованию с последующим пригоранием колец. Пригоранию способствует высокая (выше 200 $^0$С) температура верхней кольцевой канавки. В особо неблагоприятных условиях находится верхнее поршневое кольцо, которое пригорает в первую очередь. Пригорание колец влечёт за собой нарушение герметичности полости цилиндра. В результате этого нормальное протекание рабочего цикла становится невозможным. В конечном итоге мощность дизеля уменьшается, а удельный расход топлива ещё более увеличивается. При неблагоприятных условиях пригорание поршневых колец может привести к задирам поршня и зеркала цилиндра, а иногда и к тяжёлым авариям: заклиниванию поршня с обрывом шатуна, прободению (пробою шатуном) картера или головки блока цилиндров, прогибу и поломке коленчатого вала.

Для быстроходных дизелей наибольшую допустимую степень дымности отработавших газов $R_Д$ можно принять равной (для новых дизелей) примерно 0,6 г/м$^3$, или 85 % по фотодымомеру и 50 % по фильтродымомеру. Для дизелей, проработавших более 6 месяцев в эксплуатации или после капитального ремонта, $R_Д$ может быть принятой равной 0,9 г/м$^3$, или 90 и 60 % по фото- и фильтродымомеру соответственно.

Коэффициент избытка воздуха, соответствующий наибольшей допустимой дымности отработавших газов, называется наименьшим допустимым по степени дымности отработавших газов коэффициентом избытка воздуха. Обозначим его через $\alpha_Д$. Величина, обратная $\alpha_Д$, называется коэффициентом использования воздуха ($\omega_Д = 1/\alpha_Д$). В современных дизелях $\alpha_Д$ значительно больше единицы. В зависимости от способа смесеобразования (типа камеры сгорания) его значение колеблется в пределах 1,2…1.8 ($\omega_Д$ имеет значения соответственно от 85 до 55 %). Чем меньше $\alpha_Д$, тем больше кислорода воздуха в цилиндре дизеля используется в процессе сгорания, то есть, большее количество топлива может быть сожжено и, следовательно, большую мощность сможет развить двигатель. Таким образом, $\alpha_Д$ – один из важнейших параметров, характеризующих работу дизеля.

Из сказанного следует, что по сравнению с двигателями с внешним смесеобразованием, работающими при значениях коэффициента использования воздуха, близкими к единице ($\alpha \approx 1$), в дизелях хуже используется рабочий объём цилиндра и, следовательно, удельные мощности оказываются меньшими.

Величина $\alpha_Д$ определяется качественным уровнем организации процессов смесеобразования и сгорания в камерах сгорания дизелей. Уменьшение $\alpha_Д$ в

дизелях достигается, главным образом, организацией движения (завихриванием) воздуха в камере сгорания.

### *4. 3. Продукты сгорания*

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

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

***Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда α = 1).***

Количество продуктов сгорания определяется соотношением

$$M_{\alpha=1} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79 \cdot L_0, \text{ кг-моль / кг топлива.} \quad (4.\ 10)$$

***Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда 1 > α> $\alpha_{крит}$ ≈ ≈ 0,67).***

Углерод топлива частично сгорает в $CO_2$. Обозначим эту долю углерода как разность ($C - a$), где $a$ – массовая доля углерода, сгоревшая с образованием $CO$.

Вычислим по химической формуле количество продуктов сгорания, получающихся при сгорании углерода с образованием оксида углерода:

$$2C + O_2 = 2CO;$$

$$C + \frac{1}{2}O_2 = CO;$$

$$12 \text{ кг } C + \frac{1}{2} \text{ кг - моль } O_2 = 1 \text{ кг - моль } CO;$$

$$1 \text{ кг } C + \frac{1}{24} \text{ кг - моль } O_2 = \frac{1}{12} \text{ кг - моль } CO;$$

$$a \text{ кг } C + \frac{a}{24} \text{ кг - моль } O_2 = \frac{a}{12} \text{ кг - моль } CO$$

Таким образом, для сжигания $\alpha$ кг углерода топлива требуется $\alpha/24$ кг-моль кислорода, и при этом получается $\alpha/12$ кг-моль оксида углерода. При этом происходит приращение объёма продуктов сгорания на $\alpha/24$ кг-моль. Общее количество продуктов сгорания одного кг жидкого топлива

$$M_{\alpha<1} = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \frac{(C-a)}{12} + \frac{a}{2} + \frac{H}{2} + 0{,}79 \cdot L_0 = \\ = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79 \cdot L_0, \text{ кг - моль / кг топлива.} \quad (4.\ 11)$$

При $\alpha = C$ весь углерод топлива сгорает с образованием оксида углерода. При дальнейшем обогащении горючей смеси (до значений $\alpha < \alpha_{крит} \approx 0{,}67$) часть углерода не сгорает и в виде сажи выбрасывается вместе с отработавшими газами.

***Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда α > 1) и дизели (случай,когда α> $\alpha_Д$).***

$$M_{\alpha>1} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} =$$
$$= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79 \cdot L_0 + 0{,}21(\alpha - 1)L_0 =$$
$$= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79 \cdot \alpha \cdot L_0 - 0{,}21 \cdot \alpha \cdot L_0 = \qquad (4.\ 12)$$
$$= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0{,}21)L_0, \text{ кг - моль / кг топлива.}$$

Примечание: в дизелях даже в случаях, когда $1<\alpha<\alpha_Д$, может иметь место образование сажи, несмотря на довольно значительный избыток воздуха.

### *4. 4. Коэффициент молекулярного изменения*

Выше было отмечено, что при сгорании $H$ кг водорода увеличивается число молей продуктов сгорания на величину $H/4$. При неполном сгорании $\alpha$ кг углерода с образование оксида углерода также увеличивается число молей на величину $\alpha/24$. Таким образом, в процессе сгорания топлива происходит увеличение числа молей рабочего тела и, соответственно, продуктов сгорания. Обозначим увеличение числа молей через $\Delta M$.

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

$$\beta_0 = \frac{M_{\text{Пр.Сг.}}}{M_0} = \frac{(M_0 + \Delta M)}{M_0} = 1 + \frac{\Delta M}{M_0}.$$

***Для двигателей с внешним смесеобразованием при α < 1***

Число молей свежего заряда

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_т}, \text{ кг-моль / кг топлива.}$$

Изменение числа молей при сгорании

$$\Delta M = M_{\alpha<1} - M_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79\alpha L_0 - \alpha L_0 - \frac{1}{\mu_т} =$$

$$= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0{,}21\alpha L_0 - \frac{1}{\mu_т}.$$

После преобразований

$$\Delta M = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - 0{,}21\alpha L_0 - \frac{1}{\mu_т}.$$

Учитывая, что $L_0 = \frac{1}{0{,}21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right)$, получаем (для конца сгорания):

$$\Delta M = 0{,}21L_0 - 0{,}21\alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_т} = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0{,}21(1-\alpha)L_0 - \frac{1}{\mu_т},$$

откуда

$$\beta_{0_{макс}} = 1 + \frac{\Delta M}{M_0} = \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0{,}21(1-\alpha)L_0 - \frac{1}{\mu_т}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_т}}, \qquad (4.\ 13)$$

где $\mu_т$ – кажущаяся молекулярная масса лёгкого топлива. Для бензина, в среднем, принимают $\mu_т = 114$.

***Для двигателей с внешним смесеобразованием при α > 1***

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_т}, \text{ кг-моль / кг топлива;}$$

$$M_{\alpha>1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0{,}21)L_0.$$

Изменение числа молей при сгорании

$$\Delta M = M_{\alpha>1} - M_y = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0{,}21)L_0 - \alpha L_0 - \frac{1}{\mu_т} =$$

$$= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha L_0 - 0{,}21L_0 - \alpha L_0 - \frac{1}{\mu_т} =$$

$$= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha L_0 - 0{,}21 \cdot \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}}{0{,}21} - \frac{1}{\mu_т} = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_т}.$$

Окончательно для химического коэффициента молекулярного изменения имеем:

$$\beta_{0_{\text{макс}}} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{\text{т}}}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_{\text{т}}}}. \qquad (4.\ 14)$$

***Для дизелей при α > α*$_{\text{д}}$**

$$\beta_{0_{\text{макс}}} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha L_0}. \qquad (4.\ 15)$$

Отношение числа молей рабочего тела после сгорания к числу молей рабочего тела до сгорания называется ***действительным коэффициентом молекулярного изменения***

$$\beta = \frac{M_0 + \Delta M + M_r}{M_0 + M_r} = 1 + \frac{\Delta M}{M_0 + M_r} = 1 + \frac{\Delta M}{(1+\gamma)M_0}, \qquad (4.\ 16)$$

где $\gamma$ – коэффициент остаточных газов.

Согласно определению $\beta_0$ есть отношение $\frac{\Delta M}{M_0} = \beta_0 - 1$. После подстановки этого выражения в (4. 14) получим

$$\beta = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1+\gamma} = \frac{\beta_0 + \gamma}{1+\gamma}. \qquad (4.\ 17)$$

Зависимость $\beta_0$ от $\alpha$ приведена на рис. 4. 5.

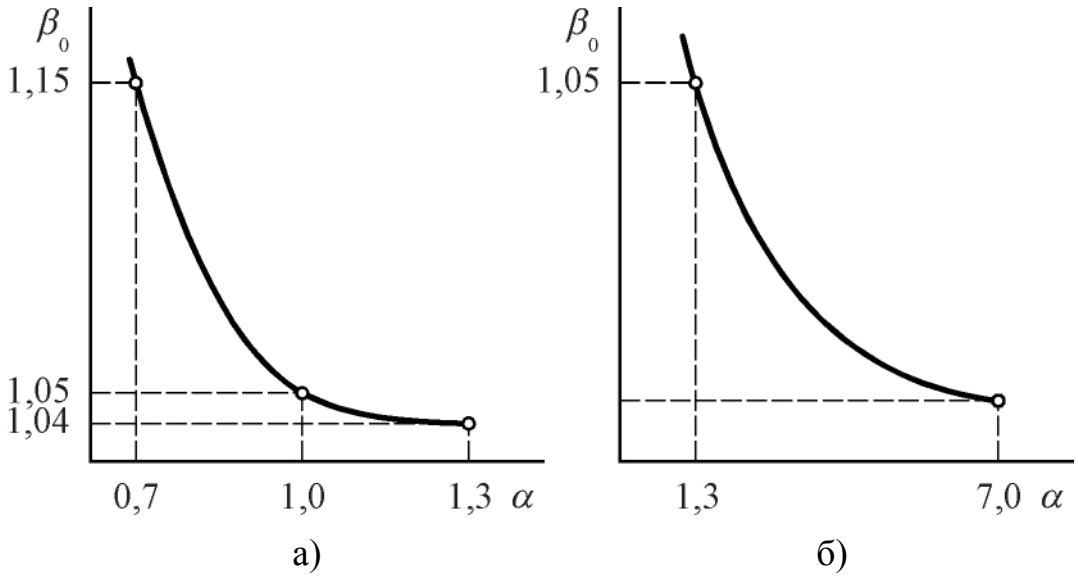



Рис. 4. 5. Примерные графики изменения химического коэффициента молекулярного изменения в зависимости от состава смеси:
а) – для двигателя с внешним смесеобразованием; б) – для дизеля;

# 5. СГОРАНИЕ В ДВС С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ И В ДВИГАТЕЛЯХ С ВПРЫСКИВАНИЕМ ЛЁГКОГО ТОПЛИВА (ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЕ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ)

*Пределы воспламеняемости горючей смеси.* В конце процесса сжатия, к моменту воспламенения, карбюрированная смесь (смесь воздуха и паров топлива) является однородной по составу, или гомогенной. Опыт показывает, что гомогенная смесь может быть воспламенена электрической искрой лишь в том случае, когда её качественный состав находится в определённых пределах, называемых пределами воспламеняемости горючей смеси. Вне этих пределов смесь становится невоспламеняемой. Состав гомогенной смеси, при котором вследствие её обеднения топливом наступает явление невоспламеняемости, называется *низшим пределом воспламеняемости* (или *пределом воспламеняемости по обеднению*). Состав же смеси, при котором вследствие обогащения её топливом наступает явление невоспламеняемости, называется *высшим пределом воспламеняемости* (или *пределом воспламеняемости по обогащению*).

Пределы воспламеняемости выражаются в процентах концентрации топлива в горючей смеси по массе или по объёму. Можно выражать пределы воспламеняемости и через численные значения коэффициента избытка воздуха $\alpha$. Так, для бензина низший предел воспламеняемости по массе колеблется между 1 и 5 %, что соответствует значениям $\alpha$ = 1,5…1,3, а высший предел воспламеняемости соответствует 14…18 % концентрации бензина по массе, или численным значениям $\alpha$ = 0,6…0,4.

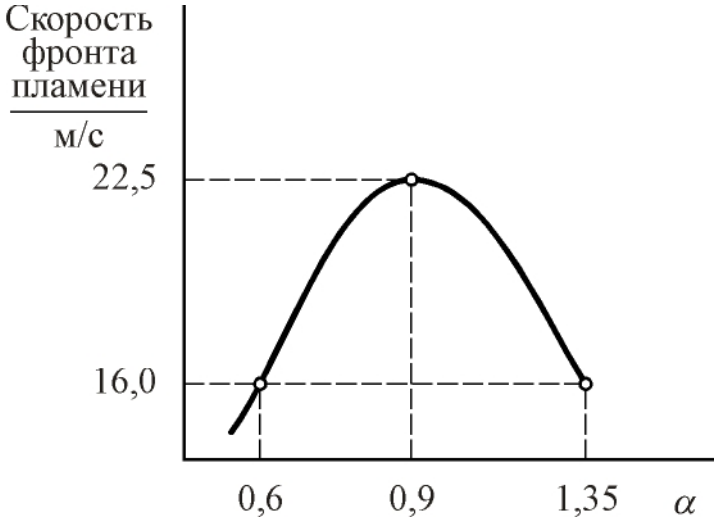



Рис. 5. 1. Влияние состава смеси на скорость сгорания

## *5. 1. Состав смеси и её сгорание. Влияние коэффициента избытка воздуха на скорость сгорания*

В 20-х годах прошедшего столетия член-корреспондент АН СССР Н. Р. Бриллинг установил, что скорость сгорания зависит от $\alpha$. Наибольшей скоростью горения (рис 5. 1) обладают несколько обогащённые смеси. Богатые и бедные смеси, наоборот, горят

медленно. Скорость сгорания оказывает существенное влияние на характер протекания индикаторной диаграммы.

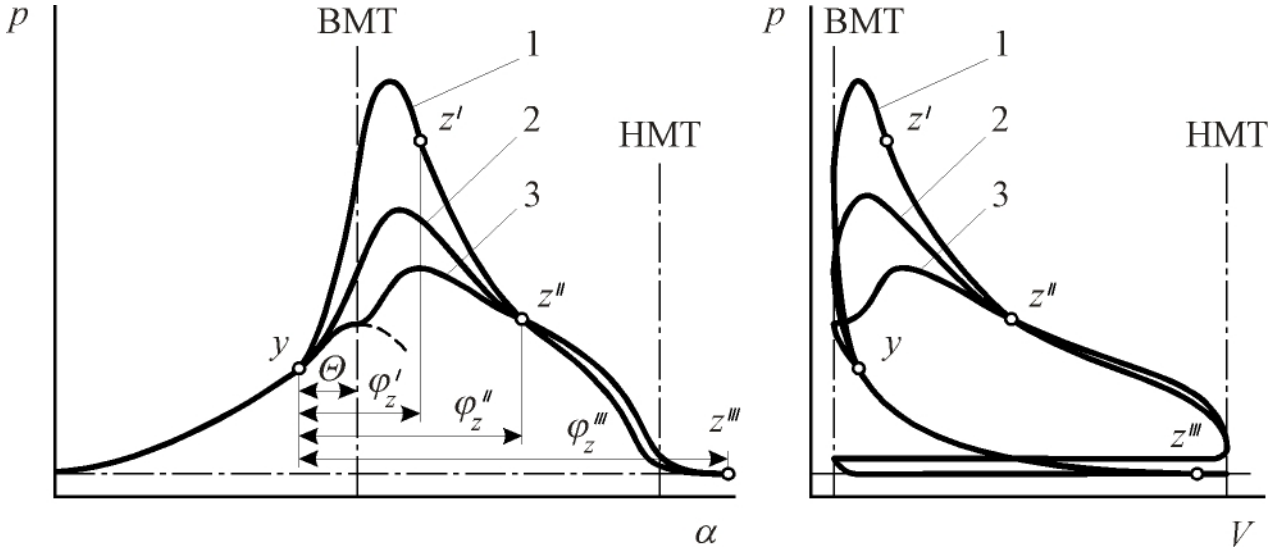



Рис. 5. 2. Влияние состава смеси на характер протекания индикаторной диаграммы: 1 – $\alpha$ = 0,9; 2 – $\alpha$ = 0,6; 3 –$\alpha$ = 1,4

Индикаторные диаграммы, приведенные на рис. 5. 2, соответствуют различным значениям $\alpha$, а, стало быть, и различным скоростям сгорания. Видно, что при составе смеси, характеризуемом $\alpha$ = 0,9, индикаторная диаграмма получается наиболее полной, а продолжительность сгорания – наименьшей ($\varphi'_z < \varphi''_z < \varphi'''_z$). Таким образом, при $\alpha \approx 0{,}9$ может быть получена наибольшая $L_i$, а, стало быть, и $N_i$.

### *Влияние состава смеси на индикаторные показатели двигателя*

Если при неизменной частоте вращения коленчатого вала двигателя, неизменном тепловом состоянии, при полностью открытой дроссельной заслонке, а также наивыгоднейшем угле опережения воспламенения замерять индикаторную мощность и удельный индикаторный расход топлива при различных по качеству составах смеси, то обнаруживается характерная зависимость этих величин от состава смеси (рис. 5. 3). Зависимость названа характерной потому, что она свойственна всем двигателям с внешним смесеобразованием. Следовательно, можно говорить об определенной закономерности изменения индикаторных показателей работы двигателей такого типа от качественного состава горючей смеси. Согласно этой закономерности максимальная мощность достигается всегда при некотором обогащении смеси, точнее при $\alpha \approx 0{,}85\ldots0{,}90$, что вытекает из развёрнутого уравнения для индикаторной мощности.

Ранее, в разд. 1. 6, для индикаторной мощности получено выражение

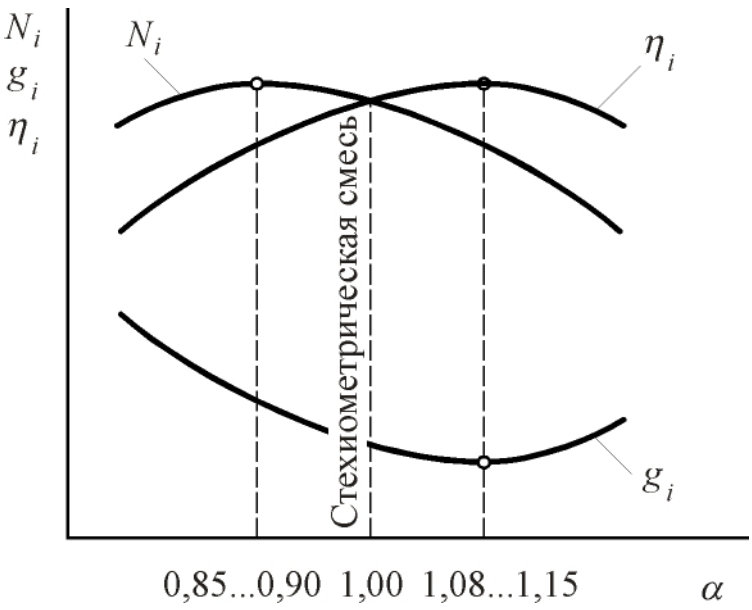



Рис. 5. 3. Влияние состава смеси ($\alpha$) на индикаторные показатели двигателя

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{30\tau}.$$

Преобразуем записанное выражение, исходя из следующего:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h};$$

индикаторную работу цикла применительно к одному кг сжигаемого топлива можно представить как

$$L_i = \eta_i H_u,$$

а для $V_h$ из понятия коэффициента наполнения (см. разд. 2. 1), можно получить

$$V_h = \frac{G_т}{\eta_v \rho_0},$$

где $\rho_0$ – плотность свежего заряда при параметрах на входе в цилиндр;
$G_т$ – действительное массовое количество свежего заряда, приходящееся на один кг сжигаемого топлива.
В случае двигателей с внешним смесеобразованием

$$G_т = \alpha L_0^{/} + 1.$$

Таким образом,

$$p_i = \frac{\eta_i H_u \eta_v \rho_0}{\alpha L_0^{/} + 1}, \text{ МПа.}$$

Индикаторная мощность, кВт,

$$N_i = \frac{\eta_i \eta_v \rho_0 V_h n i}{30\tau} \cdot \frac{H_u}{\alpha L_0^{/} + 1},$$

где $\frac{H_u}{\alpha L_0^{'} + 1}$ – теплотворность смеси, МДж/кг смеси, а $\rho_0$ – в м$^3$/кг.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха, как следует из приведенного выражения, приводит к увеличению теплотворности смеси. Этим и объясняется рост индикаторной мощности двигателя при уменьшении α до 1. Дальнейшее уменьшение α до значения 0,85…0,9 также обуславливает повышение $N_i$. Объясняется это тем, что существенно возрастает скорость горения смеси. Последующее обогащение смеси приводит к резкому снижению $N_i$. Это явление объясняется возрастающей неполнотой сгорания топлива.

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

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

### *5. 2. Влияние угла опережения зажигания на мощность и экономичность двигателя с внешним смесеобразованием*

Имеется практическая необходимость в угле опережения зажигания. На рис. 5. 4 приведены индикаторные диаграммы, соответствующие различным значениям угла опережения зажигания. Эти индикаторные диаграммы получены при работе двигателя на одной и той же частоте вращения, на одинаковом по качеству составе смеси, при неизменном положении дроссельной заслонки и других одинаковых условиях. Приведенные диаграммы позволяют сделать заключение о существовании оптимального угла опережения зажигания.

Под оптимальным углом опережения зажигания $\theta_{\text{опт}}$ понимается такой, при котором эффективная мощность ($N_e$) максимальна, а эффективный удельный расход топлива ($g_e$) при прочих равных условиях получается наименьшим. Понятие об эффективных показателях двигателя, в частности, об $N_e$ и $g_e$, см. в разд. 9. 3.

Обычно $\theta_{\text{опт}}$ определяется посредством снятия регулировочных характеристик двигателя по углу опережения зажигания (рис. 5. 5).

По поводу характера протекания параметров, представленных на рис. 5. 5, можно сказать следующее. Мощность, как функция $\Theta$, отображается выпуклой кривой, а $g_e$, наоборот, – вогнутой. Падение мощности при значениях $\Theta > \Theta_{\text{опт}}$ объясняются повышением затрат энергии на сжатие уже горячего рабочего тела (увеличивается работа сжатия вследствие повышения текущего давления в процессе). При $\Theta < \Theta_{\text{опт}}$, наоборот, уменьшается работа, совершаемая при расширении РТ. Кроме того, процесс сгорания переносится на линию расширения (идёт слишком позднее выделение теплоты). Названными причинами объясняется и характер протекания зависимости удельного эффективного расхода топлива.

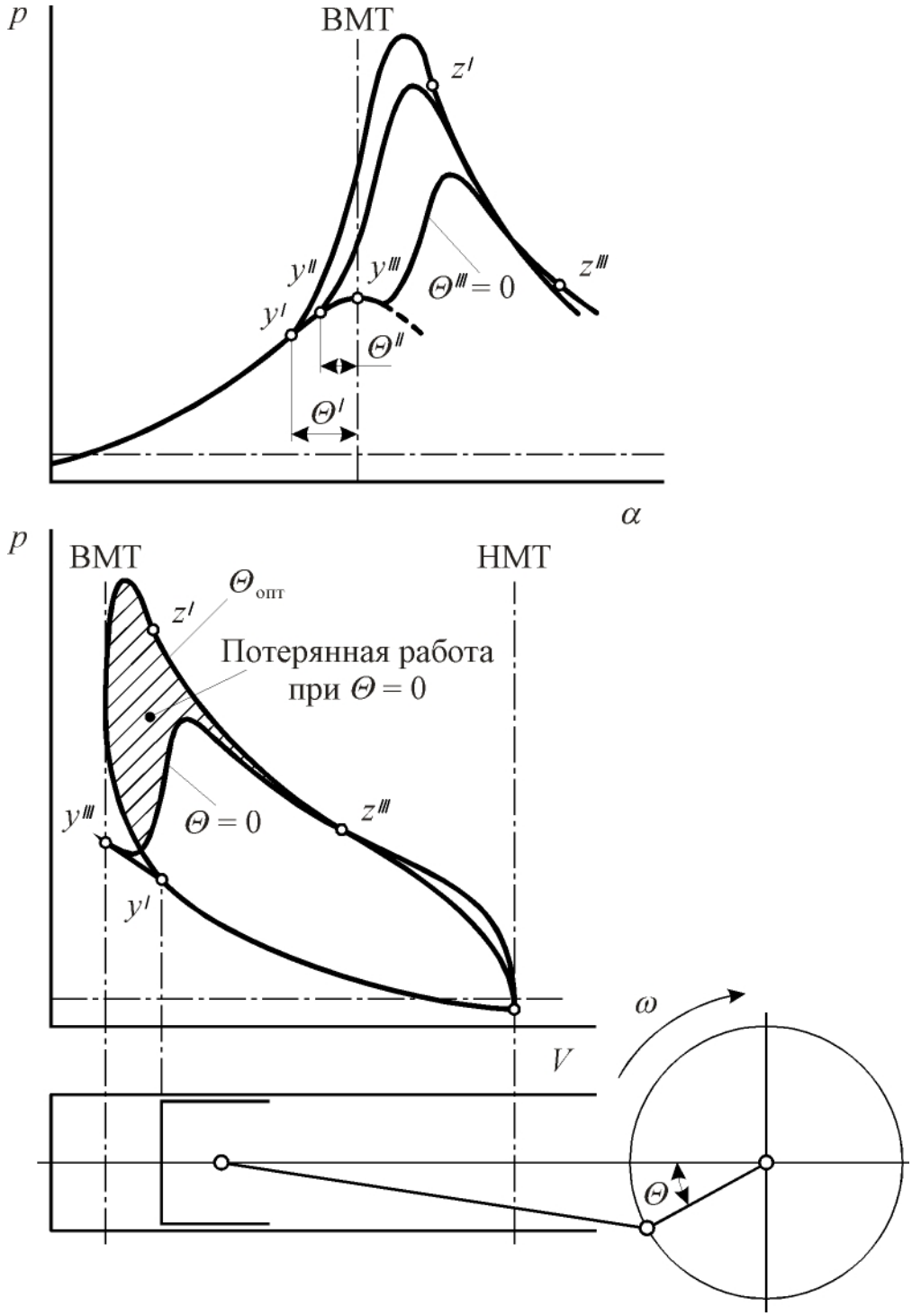



Рис. 5. 4. Влияние угла опережения зажигания
на индикаторную диаграмму двигателя

Характер протекания крутящего момента отвечает характеру изменения $N_e$. Покажем, что это действительно так.

Крутящий момент связан с мощностью соотношением

$$M = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n}.$$

Так как в рассматриваемом случае частота вращения остаётся постоянной, то

$$M = \text{Const} \cdot N_e,$$

то есть, для рассматриваемой характеристики момент однозначно определяется величиной $N_e$.

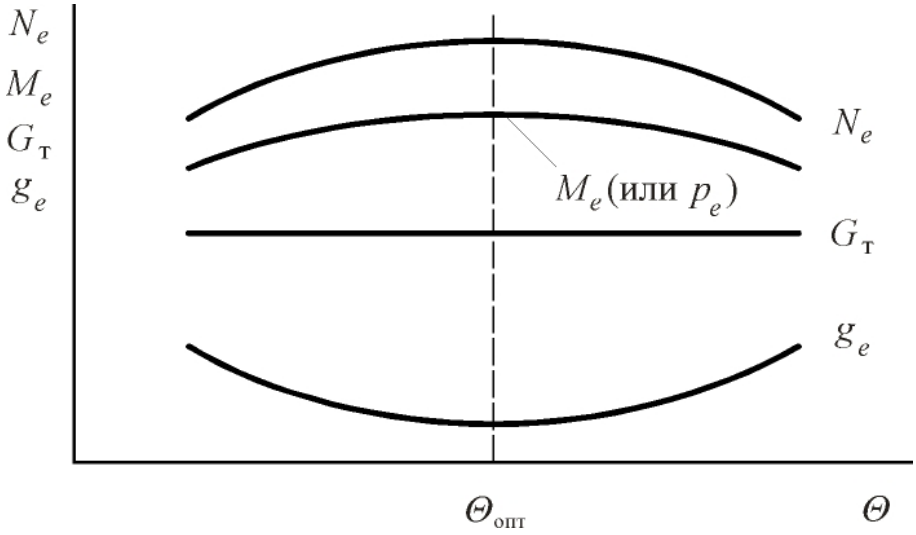



Рис. 5. 5. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания ($n$ = Const)

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

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

### *Влияние различных факторов на $\theta_{опт}$ в двигателях с внешним смесеобразованием*

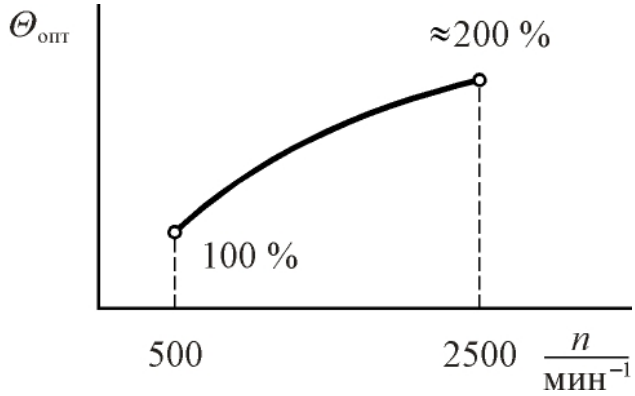



Рис. 5. 6. Влияние частоты вращения вала на величину оптимального угла опережения зажигания

*Влияние частоты вращения.* С увеличением частоты вращения увеличивается степень турбулентности рабочей смеси, что способствует увеличению средней скорости сгорания и, следовательно, уменьшению абсолютной продолжительности процесса сгорания. Однако относительная продолжительность, измеряемая углом поворота коленчатого вала, с увеличением $n$ увеличивается:

$$\varphi_z = 6nt_z,$$

где $t_z$ – временная продолжительность сгорания, с.

С увеличением $\varphi_z$ увеличивается $\theta_{опт}$, см. рис. 5. 6.

Рис. 5. 7. Влияние дросселирования на величину оптимального угла опережения зажигания

*Влияние дросселирования***.** По мере дросселирования (прикрытия дроссельной заслонки) свежая горючая смесь все более разбавляется (загазовывается) остаточными газами, и скорость её сгорания уменьшается. Поэтому с уменьшением нагрузки $\theta$ необходимо увеличивать, см. рис. 5. 7.

*Влияние состава смеси* ($\alpha$). Как уже говорилось, максимальная скорость сгорания достигается при $\alpha \approx 0{,}9$; при меньших и больших значениях $\alpha$ скорость сгорания уменьшается. Это требует увеличения $\theta$, см. рис. 5. 8.

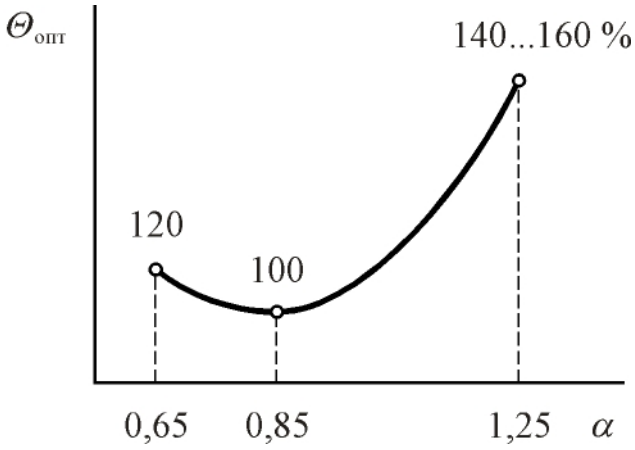



Рис. 5. 8. Влияние состава смеси на величину оптимального угла опережения зажигания

### *Диаграмма автоматического регулирования угла опережения зажигания в двигателе с внешним смесеобразованием*

Ранее сказанное позволяет отметить, что оптимальное значение угла опережения зажигания для двигателя определённых конструктивных параметров является функцией сорта используемого топлива, скоростного режима работы и степени загрузки двигателя. В самом общем виде это можно определить следующей записью:

$$\Theta_{опт} = \Delta\Theta_{уст} + \Delta\Theta_n + \Delta\Theta_{N_e}, \qquad (5.\ 1)$$

где $\Delta\theta_{уст}$ – величина угла опережения зажигания, определяемая сортом применяемого топлива (этот угол часто называют установочным углом опережения

зажигания); $\Delta\theta_n$ – величина угла опережения зажигания, определяемая скоростным режимом; $\Delta\theta_{Ne}$ – величина угла опережения зажигания, определяемая степенью загрузки двигателя.

Устройство, позволяющее изменять величину $\Delta\theta_{уст}$ на двигателе, называется октан-корректором.

При работе двигателя соответствующие величины $\Delta\theta_n$ и $\Delta\theta_{Ne}$ устанавливаются автоматически с помощью центробежного регулятора угла опережения зажигания и вакуум-корректора. Оба эти механизма проектируются таким образом, чтобы в условиях эксплуатации двигателя обеспечивать изменение $\theta_{опт}$ по определенному закону. Закон изменения $\theta_{опт}$ выявляется посредством построения диаграммы автоматического регулирования, рис. 5. 9.

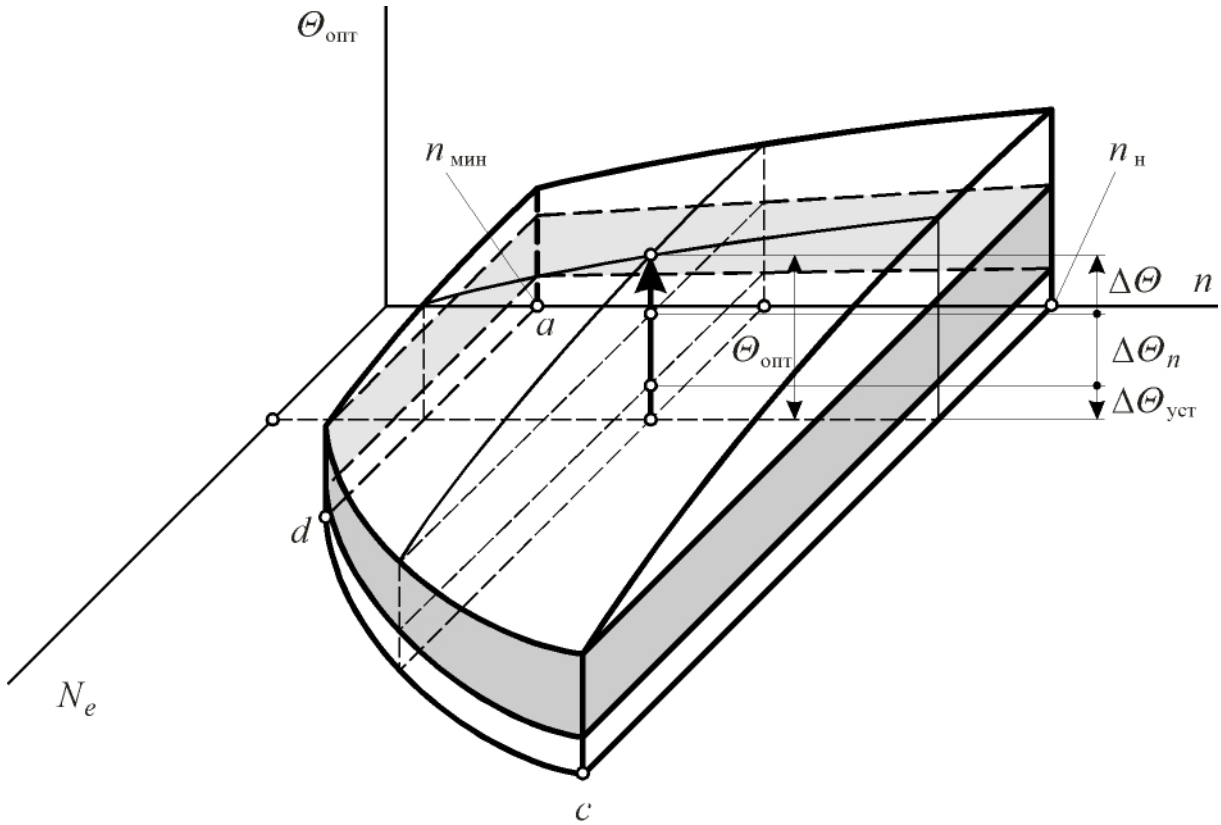



Рис. 5. 9. Диаграмма автоматического регулирования угла опережения зажигания ($\Delta\theta_n$ обеспечивается действием центробежного регулятора, $\Delta\theta$ – действием вакуум-корректора)

В свою очередь, диаграмма автоматического регулирования строится посредством снятия серии регулировочных характеристик по углу опережения зажигания при различных частотах вращения и нагрузках двигателя. Она (диаграмма) представляет собой поверхность, расположенную над плоскостью $N_eOn$. Приведённым рисунком иллюстрируется простейшая такая поверхность. В действительности она может иметь существенно более сложную форму. В двигателях с электронным управлением программа реализации такой поверхно-

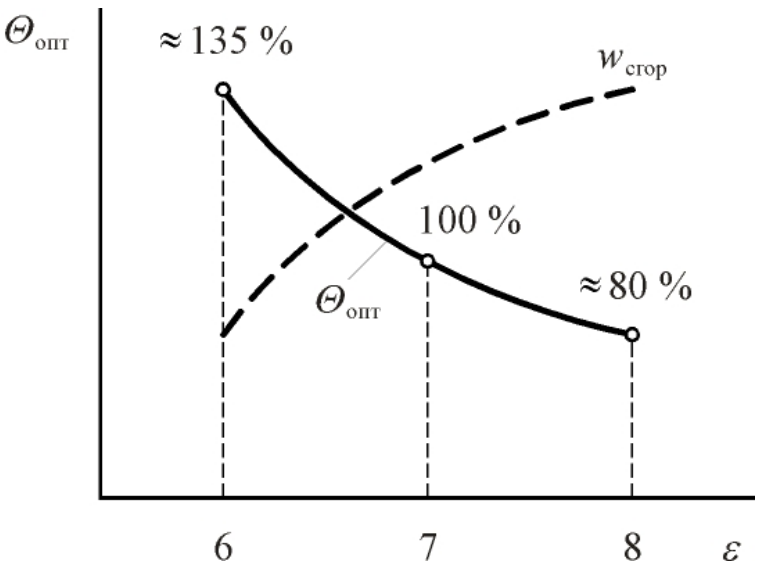



Рис. 5. 10. Влияние степени сжатия на оптимальный угол опережения зажигания

сти закладывается в электронный компьютер, которым обеспечивается выбор $\theta_{опт}$ применительно к конкретным условиям нагружения ДВС.

*Влияние степени сжатия на величину оптимального угла опережения зажигания.* С увеличением степени сжатия улучшаются условия для начала и развития процесса сгорания. Благодаря этому повышается скорость сгорания, что обусловливает уменьшение $\theta_{опт}$, см. рис. 5. 10.

## *5. 3. Нарушение сгорания в бензиновых двигателях*

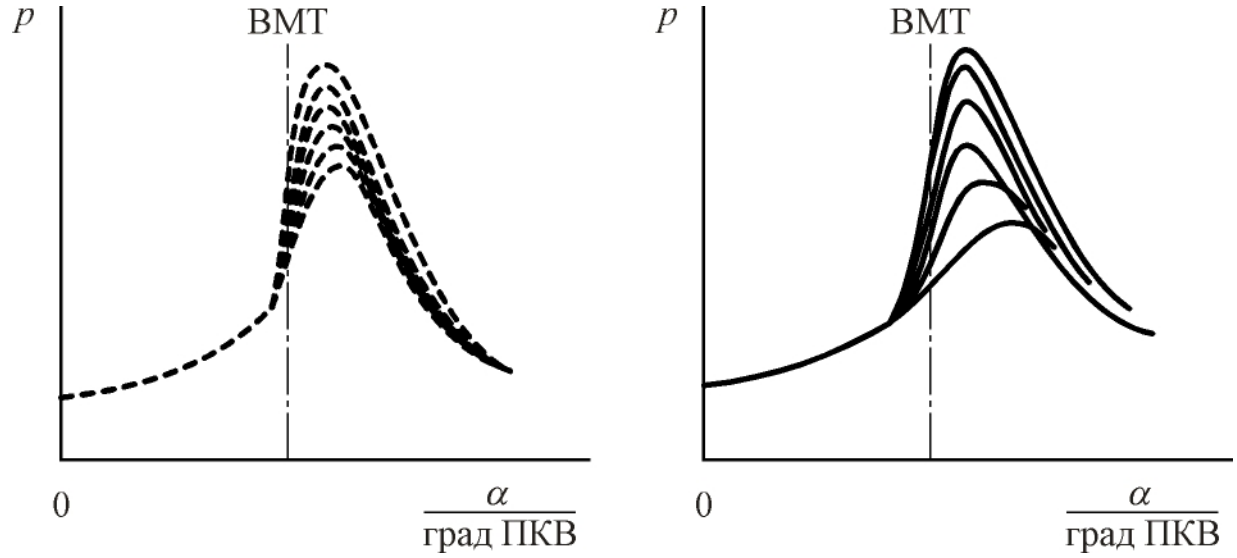
### *5. 3. 1.* Флуктуация процессов сгорания

Процессы сгорания в последовательных циклах в точности не воспроизводятся. Они не идентичны. Наблюдается флуктуация процессов сгорания, а значит, и флуктуация циклов, то есть беспорядочные отклонения протекания процессов сгорания (циклов) от их средних значений.

Флуктуация наблюдается на стробоскопических индикаторных диаграммах по разбросу точек на линии сгорания и начальном участке линии расширения. На одноцикловых индикаторных диаграммах (осциллограммах) флуктуация наблюдается как «расщепление» линии сгорания на множество линий (рис. 5. 11).

Работа на бедных смесях усиливает флуктуацию, а на богатых – уменьшает. Флуктуация снижает мощность, экономичность, так как наряду с оптимальными циклами существуют «посредственные» циклы. Причины флуктуации заключаются в колебаниях угла опережения зажигания, состава смеси, скоростного режима, коэффициента наполнения и т. д.

Меры против флуктуации циклов: организованное завихривание смеси использованием тангенциальных впускных каналов, применение двух (и более) свечей зажигания, исключение преждевременного воспламенения горючей смеси и др.




а) б)

Рис. 5. 11. Протекание индикаторных диаграмм двигателя при флуктуации процессов сгорания: а) – стробоскопические индикаторные диаграммы; б) – осциллограммы (одиночные индикаторные диаграммы) давлений рабочего тела в цилиндре

*5. 3. 2.* Преждевременное воспламенение

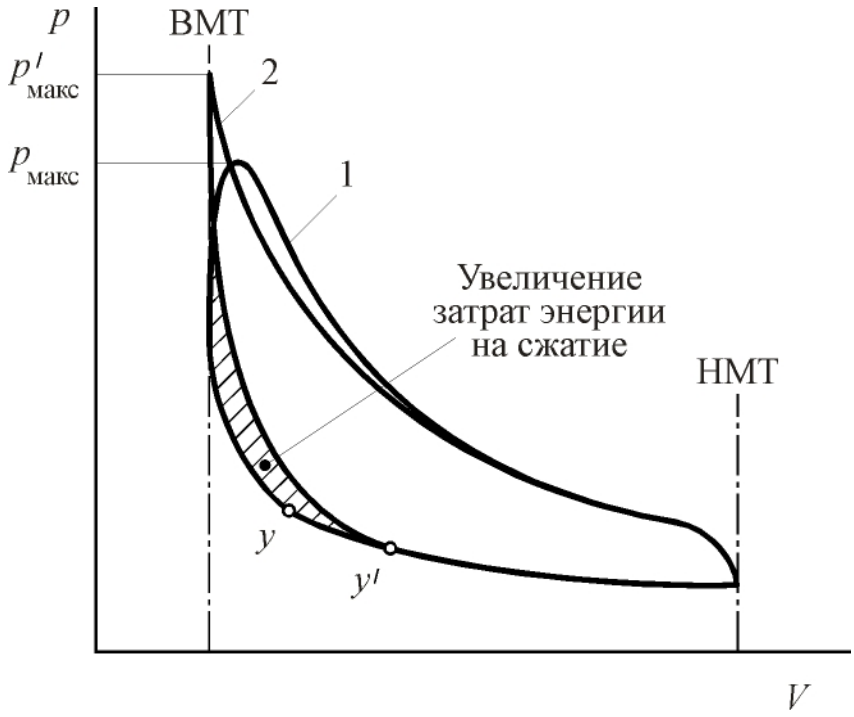



Рис. 5. 12. Индикаторные диаграммы двигателя:
1– при нормальной работе;
2 – при преждевременном воспламенении

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

При преждевременном воспламенении наблюдается резкая

флюктуация циклов. Внешними признаками являются: глухие стуки, тряска двигателя, падение мощности, увеличение удельного расхода топлива, перегрев двигателя.

На рис. 5. 12 приведены индикаторные диаграммы, соответствующие нормальному протеканию рабочего цикла двигателя, и индикаторные диаграммы при преждевременной вспышке смеси.

Экспериментально установлено, что нормальная температура электродов свечи находится в пределах от 580 до 850 $^0$С. При меньших температурах наблюдается отложение нагара на изоляторе, а при больших температурах – преждевременное воспламенение, оплавление электродов и растрескивание изолятора. Свечи подбирают по калильному числу, величиной которого комплексно характеризуется длина нарезной части, длина юбки изолятора и глубина гнезда под свечу.

### *5. 3. 3.* Детонация

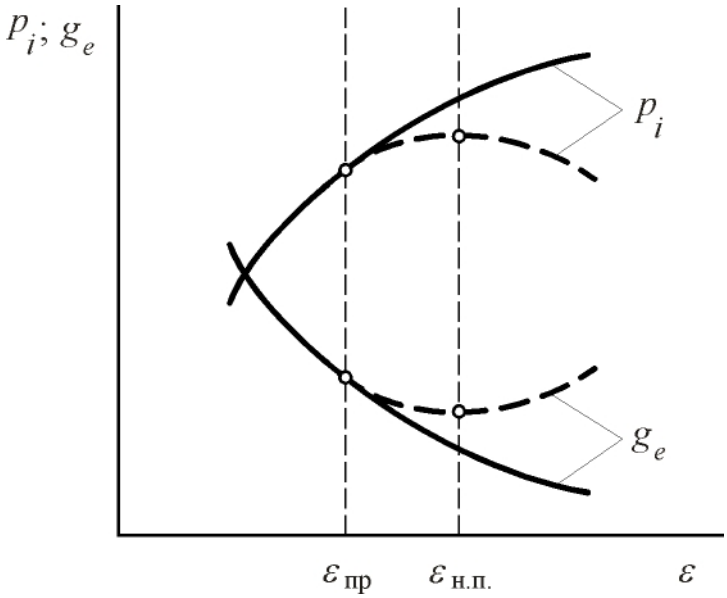



Рис 5. 13. Зависимость среднего индикаторного давления и удельного эффективного расхода топлива от степени сжатия:
—— – при детонации; – – – – без неё

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

*Детонацией* называется ненормальное, взрывное сгорание в двигателях лёгкого топлива с воспламенением от электрической искры**.** При детонации (пунктирные линии на рис. 5. 13) и отсутствии её (сплошные линии на рис. 5. 13) характер протекания среднего индикаторного давления и удельного эффек-

тивного расхода топлива изменяется. Величину степени сжатия $\varepsilon_{пр}$, при которой возникает явление детонации, называют предельной степенью сжатия. Несколько большее значение ε, при котором еще допустима работа двигателя с детонацией, называют наивысшей полезной степенью сжатия $\varepsilon_{н.п.}$

*Внешние признаки детонации:*

1. Слышен звонкий металлический стук;

2. Двигатель работает жёстко и неровно, наблюдается тряска двигателя;

3. В отработавших газах периодически появляются дым и искры. Пламя отработавших газов в темноте имеет удлиненный язык, окрашенный в желто-оранжевый цвет;

4. Падает частота вращения вала двигателя;

5. Перегреваются поршни, головка цилиндров, впускные клапаны и цилиндры. Наблюдается это по повышению температуры охлаждающей жидкости, которая нередко закипает. Повышается температура картерного масла.

*Последствия детонации:*

1. Падает мощность двигателя;

2. Повышается удельный расход топлива;

3. Резко понижается надёжность двигателя вследствие быстрого износа и разрушения ответственных деталей (клапанов, поршней, колец).

*Детонация может стать причиной следующих явлений:*

1. Задир поршня и зеркала цилиндров вследствие выбора зазора из-за перегрева; в неблагоприятных условиях возможно заклинивание поршня с отрывом шатуна и прободением картера или головки цилиндров;

2. Обгорание или даже прогорание поршней, головок цилиндров и клапанов;

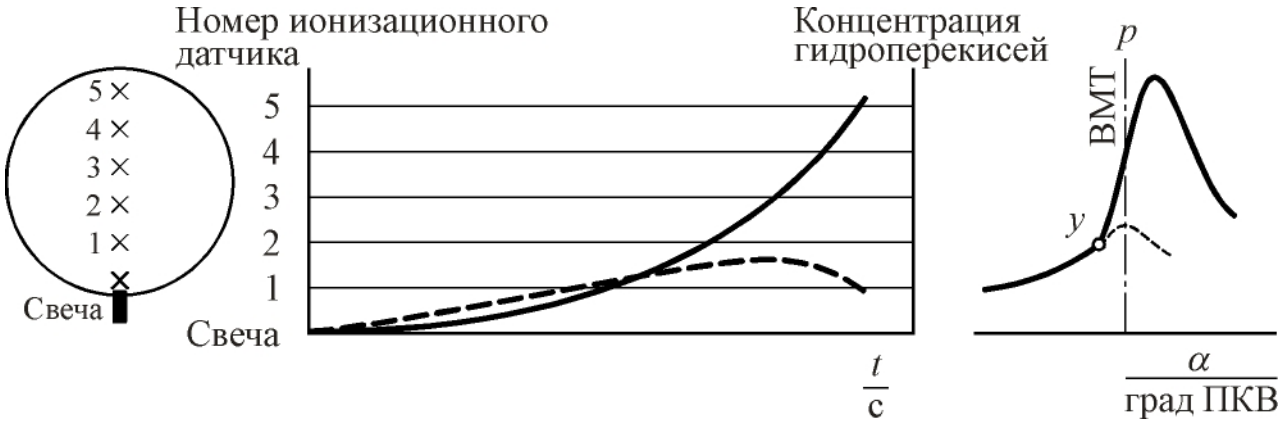
3. Растрескивание и выкрашивание антифрикционного слоя подшипников;

4. Разрушение свечей вследствие обгорания и оплавления электродов и растрескивания изоляторов с последующим выкрашиванием.

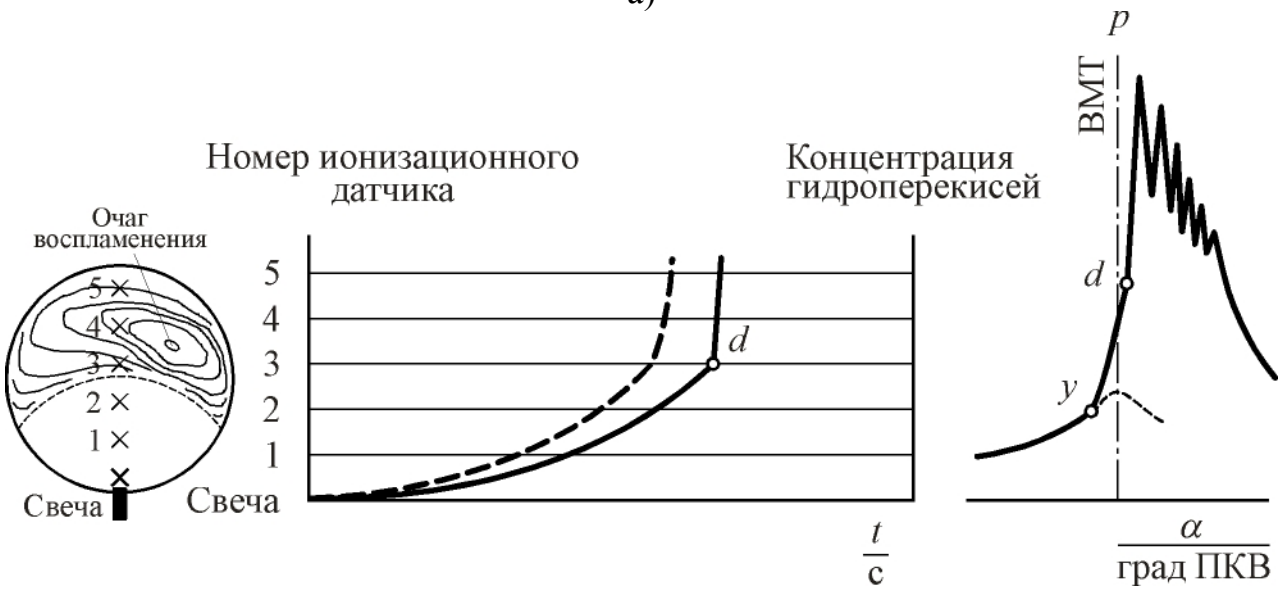
Перечисленные последствия детонации позволяют отметить, что детонация недопустима в двигателях. Поиски средств борьбы с детонацией – предмет неустанных исследований учёных и инженеров разных специальностей.

***Опыты Шнауфера по исследованию явления детонации.*** Он впервые применил ионизационный метод исследования распространения пламени. Этот метод заключается в том, что в камеру сгорания двигателя устанавливается несколько ионизационных датчиков (рис. 5. 14), позволяющих фиксировать момент прохождения пламени. Таким образом, группа ионизационных датчиков позволяет построить картину распространения пламени по камере сгорания. В

опытах расстояние между свечами одинаковое. Однако время прохождения фронтом пламени расстояния между датчиками при детонации и в условиях её отсутствия существенно отличается. По характеру протекания пути, проходимого пламенем, легко определить момент возникновения детонации. Данные (рис. 5. 14) получены описанным методом. На этом же рисунке пунктирными линиями обозначен характер изменения концентрации гидроперекисей в рабочем теле.




а)




б)

Рис. 5. 14. Осциллограммы распространения фронта пламени (опыты Шнауфера): а) нормальное сгорание; б) детонационное сгорание;
—— – распространение фронта пламени (1);
- - - – изменение концентрации гидроперекисей (2)

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

С. Соколиком и А. Н. Воиновым также были зафиксированы ударные волны. Движение ударных волн на индикаторной диаграмме отображается всплесками давления.

Металлический звук при детонации возникает вследствие удара волн о стенки цилиндра. Стенка играет роль камертона.

При детонации начальный период сгорания протекает нормально. Лишь затем оно приобретает взрывной (неуправляемый) характер. В зависимости от того, на каком участке возникает новый очаг воспламенения, возникает сильная или слабая детонация.

### *Теория пероксидов*

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

$$C_nH_m + O_2 \rightarrow ROOH\ .$$

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

$$ROOH \rightarrow RO\bullet + \bullet OH$$

где $RO\bullet$ и $\bullet OH$ – активные центры (осколки молекул и атомов, имеющих свободную валентность).

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

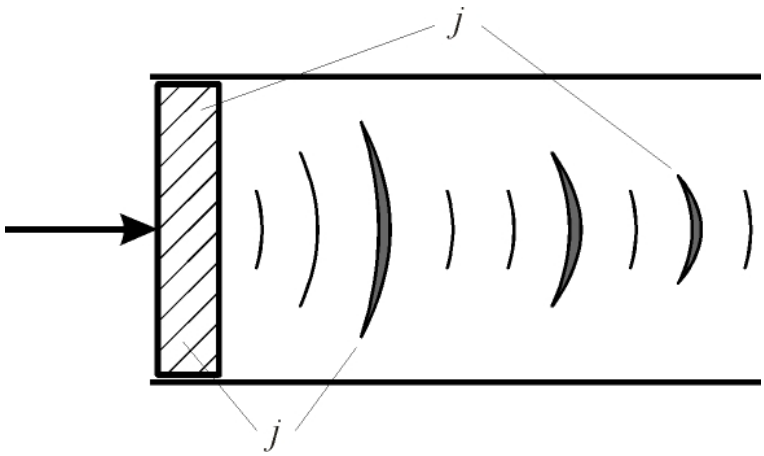



Рис. 5. 15. Схема образования суммарных волн сжатия

### *Образование волны сжатия нормальным пламенем*

Опытами точно установлено, что при положительно ускоренном движении фронта пламени им излучаются элементарные волны сжатия (звуковые волны). Вследствие непрерывного повышения температуры среды скорость последующих элементарных

волн больше скорости предыдущих. Таким образом, элементарные волны нагоняют друг друга, суммируются и образуют суммарную волну сжатия, см. рис. 5. 15. Следовательно, фронт пламени действует подобно поршню.

Рассмотрим теневую фотографию пламени, полученную шлирен-методом, рис. 5. 16.

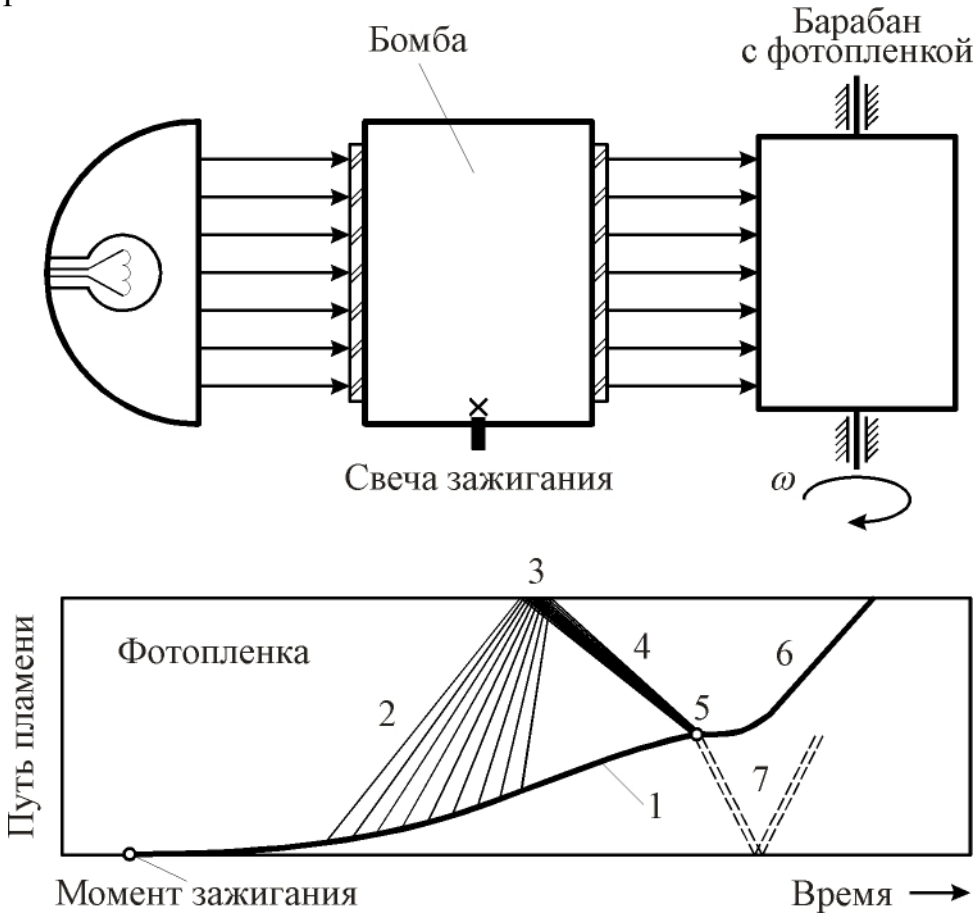



Рис. 5. 16. Распространение пламени и элементарных волн сжатия по камере сгорания: 1 – фронт основного пламени; 2 – элементарные звуковые волны; 3 – постоянное слияние звуковых волн; 4 – отражение волн; 5 – сформировавшаяся волна; 6 – отброс основного пламени; 7 – след волны сжатия по продуктам сгорания

В герметически закрытом сосуде, снабженном прозрачными окнами, находится горючая смесь. Смесь может быть воспламенена при помощи свечи зажигания. Сосуд освещается, поэтому перемещение фронта пламени может регистрироваться фотоплёнкой, расположенной на вращающемся барабане. Результат фотографирования процессов, происходящих в таком сосуде («бомбе») приведен на диаграмме (рис. 5. 16). Диаграмма позволяет отметить, что от фронта пламени, начиная с некоторого момента, отходят элементарные волны сжатия 2. Причём скорость последующих волн превышает скорость предыдущих. Поэтому элементарные волны суммируются.

Можно принять, что бесконечно малый перепад давления в элементарной волне сжатия $dp$ прямо пропорционален времени $dt$ и ускорению $j$, то есть

$$dp = Kjdt, \qquad (5.\ 2)$$

где $K$ – коэффициент пропорциональности.

Интегрируя уравнение (5. 2), находим

$$\Delta p = K\int_0^t jdt = Kw, \qquad (5.3)$$

где $w$ – скорость перемещения волны сжатия.

Интегрируя (5. 3) в пределах времени от $t = 0$ до $\boldsymbol{t = t_m}$, где $t_m$ – время положительного ускорения сгорания (рис. 5. 17), получаем выражение для максимального давления в волне сжатия (рис. 5. 18)

$$\Delta p_{макс} = K\int_0^{t_m} jdt = Kw_{макс}. \qquad (5.4)$$

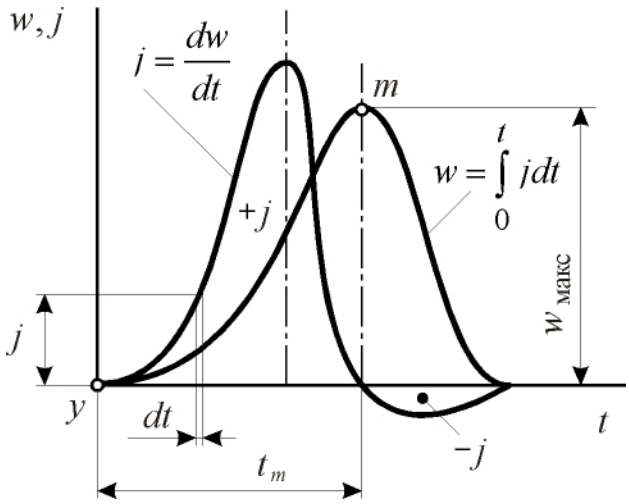



Рис. 5. 17. Графики изменения скорости и ускорения сгорания во времени

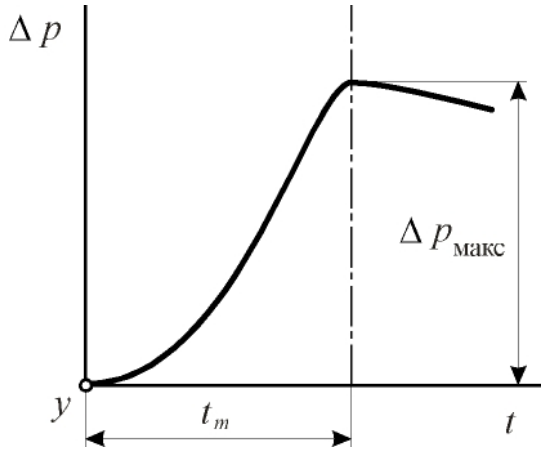



Рис. 5. 18. Перепад давления в волне сжатия

### *Критериальная диаграмма детонации*

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

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

Значение амплитуды, при которой в несгоревшей части смеси образуется новый очаг воспламенения, называется волной критического сжатия. На рис. 5.19 приведен характер изменения фактического перепада давления $\Delta p$ в волне сжатия и характер протекания критического давления $\Delta p_{кр}$, достаточного при данных условиях для образования локального очага воспламенения (распад гидроперекисей) в несгоревшей части смеси с последующей детонацией.

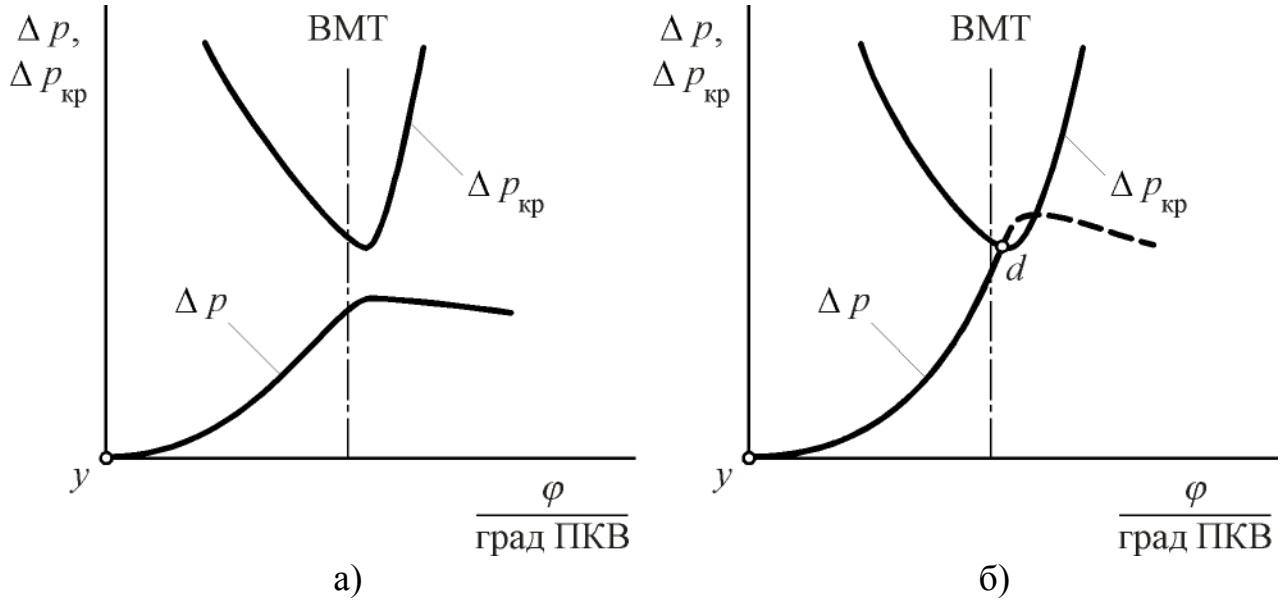



Рис 5. 19. Критериальные диаграммы детонации: а) – детонация отсутствует; б) – двигатель детонирует ($d$ – момент возникновения детонации)

При этом действует ***правило***: если в течение всего процесса сгорания перепад давления в первичной волне сжатия меньше критического, то детонация по этой причине не может возникнуть.

То есть, если в течение всего процесса сгорания соблюдается неравенство:

$$\Delta p < p_{кр}, \qquad (5.\ 5)$$

то детонация в двигателе отсутствует.

Для возникновения детонации необходимы два условия:

1. Высокая концентрация гидроперекисей в несгоревшей части смеси;
2. Первичная волна должна иметь достаточно высокую амплитуду.

Флуктуация циклов нежелательна с точки зрения предотвращения детонации, ибо при наличии флюктуации в отдельных циклах могут возникать благоприятные для детонирования условия.

### *Эксплутационные факторы, влияющие на детонацию*

1. *Дросселирование* (рис. 5. 20).

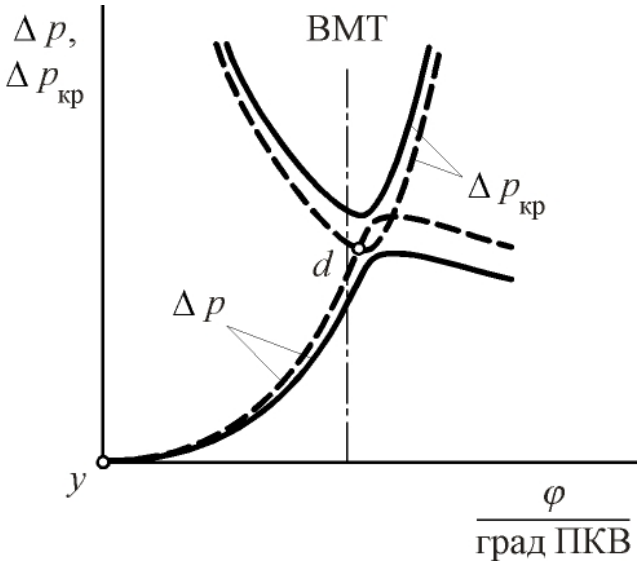



Рис. 5. 20. Влияние дросселирования на детонацию:
—— - с дроселированием;
– – – - без дроселирования

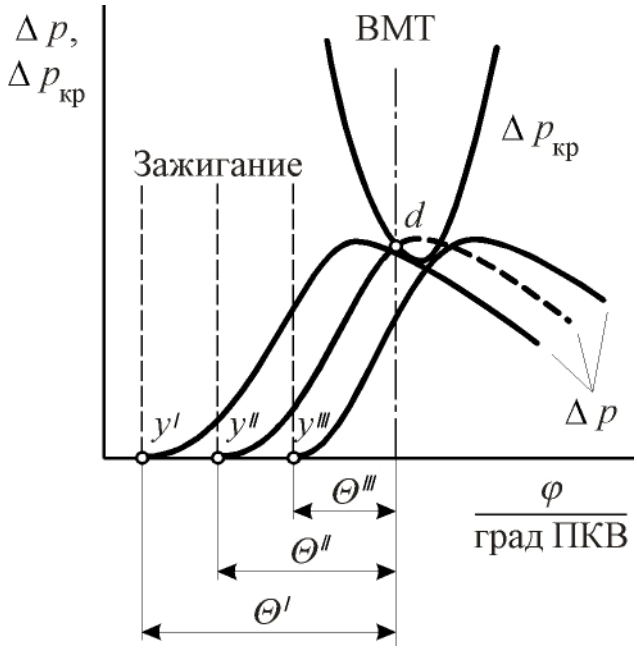



Рис. 5. 21. Действительный перепад давления в элементарной волне сжатия при различных углах зажигания (при $\theta = \theta'$ возможна детонация)

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

2. *Угол опережения зажигания* (рис. 5. 21).

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

3. *Частота вращения вала* (рис. 5. 22). При уменьшении оборотов вала двигателя увеличивается время на образование гидроперекисей. Значит, при прочих равных условиях возможность возникновения детонации повышается. Повышение оборотов приводит к росту интенсивности вихревых движений,

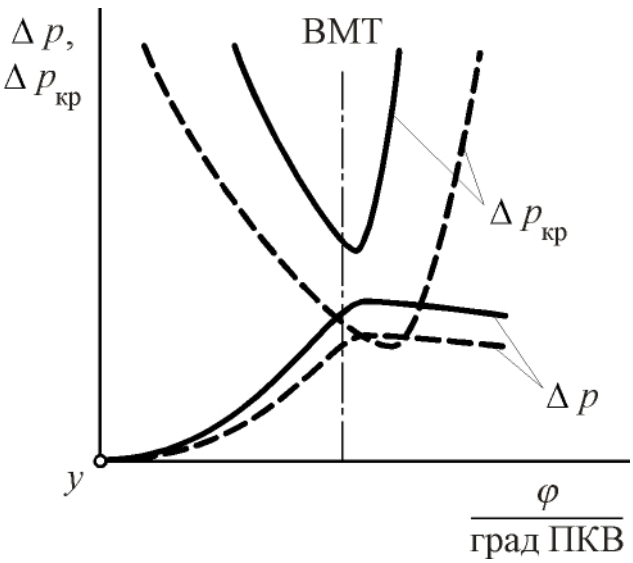



Рис. 5. 22. Влияние частоты вращения на амплитуду волны сжатия ($n_1 > n_2$):
—— – для $n_1$; - - - – для $n_2$

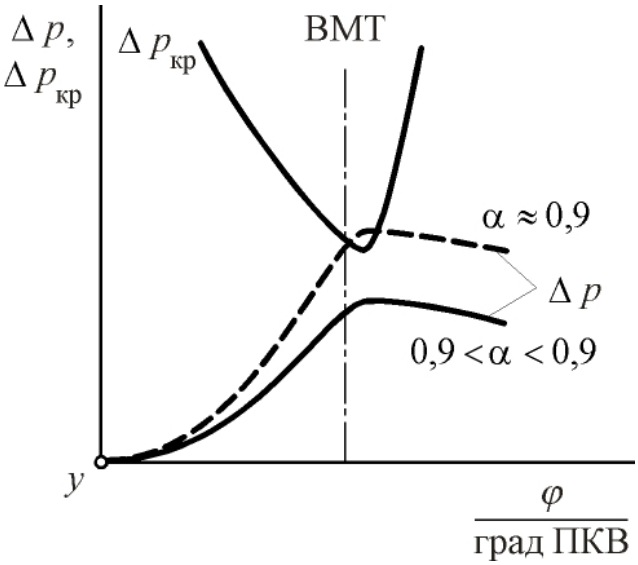



Рис. 5. 23. Влияние состава смеси на амплитуду волны сжатия

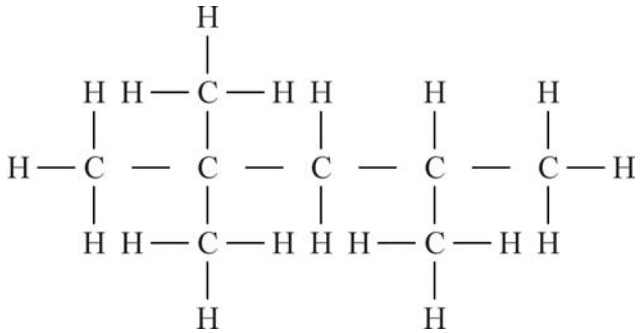
увеличивается скорость сгорания. Это снижает вероятность возникновения детонации.

Всё сказанное о влиянии различных определённых факторов на детонацию позволяет сделать вывод, который заключается в следующем: двигатель должен быть отрегулирован так, чтобы при малых частотах вращения вала, «полном дросселе» и полной нагрузке прослушивалась лёгкая детонация. Тогда на других режимах работы детонации не будет.

3. *Коэффициент избытка воздуха* (рис. 5. 23). При $\alpha \approx 0{,}9$ достигается наибольшая скорость сгорания. Следовательно, и склонность к детонации также будет наибольшей. Обедняя смесь или же ещё больше обогащая её, можно уменьшить склонность двигателя к детонации. На практике стремятся понизить $\alpha$, так как при его увеличении «растягивается» процесс сгорания, и повышается вероятность перегрева двигателя, что может явиться причиной возникновения детонации.

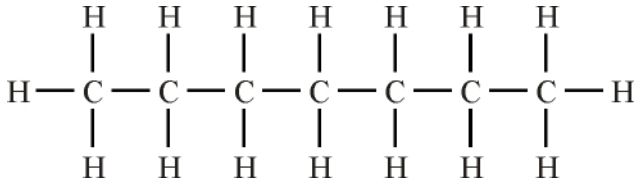
4. *Род топлива***.** Род применяемого топлива существенно влияет на детонацию. Антидетонационные качества топлив принято оценивать октановым числом. Октановое число определяется по процентному содержанию изооктана в стандартной смеси топлив (изооктан и гептан), обеспечивающей при прочих равных условиях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

Структурная формула изооктана $C_8H_{18}$ записывается следующим образом:



Октановое число изооктана принято равным 100. Предельная степень сжатия, которую допускает использование изооктана в качестве топлива, равна 8,4.

Структурная формула гептана $C_7H_{16}$ записывается следующим образом:



Октановое число гептана принято равным 0. Предельная степень сжатия для этого топлива – 3,75. Это – тоже эталонный углеводород.

Для автомобильных двигателей по ГОСТ 2084-77 применялись бензины марок А-72 (неэтилированный), А-76 (неэтилированный прозрачный или этилированный жёлтого цвета), АИ-93 (неэтилированный прозрачный или этилированный оранжево-красного цвета), АИ-95 (неэтилированный). Цифры в маркировке бензина обозначают его октановое число. Буква «И» в марках бензинов АИ-93 и АИ-95 показывает, что октановое число бензина определено исследовательским методом. Чем выше степень сжатия двигателя, тем с большим октановым числом применяется бензин. Так, если для двигателя ЗИЛ-130 со степенью сжатия $\varepsilon$ = 6,5 применялся бензин А-76, то для двигателей автомобилей ВАЗ-2103 и ВАЗ-21102 со степенью сжатия $\varepsilon$ = 8,5 и 9,1 соответственно используются бензины АИ-93 и АИ-95.

При обычной перегонке нефти выход бензина составляет от 16 до 25 %. При крекинг-процессе выход бензина повышается до 40%. Крекинг-бензин более стоек в отношении детонации. Бензины каталитического риформинга тоже стойки. Бензин можно облагородить присадками – антидетонаторами. Наибольшее распространение среди антидетонаторов имел ***тетраэтилсвинец.*** Его основной недостаток в том, что он ядовит. В качестве антидетонационной присадки к топливам чаще всего использовалась ***этиловая жидкость*** следующего состава: тетраэтилсвинец – 54 %, двубромэтилен – 36,4 %, монохлорнафталин – 9 %. Этиловую жидкость вводят в бензин.

Если к изооктану добавить 0,88 см$^3$/л топлива этиловой жидкости, то октановое число превысит 100, а допустимая предельная степень сжатия для такого топлива окажется равной 10,5.

Применение этилированных бензинов позволяет использовать более высокие степени сжатия. Однако, повышенная концентрация свинца (более 0,17…0,37 г/дм$^3$) существенно повышает токсичность отработавших газов. По этой причине с 1 января 2003 года отменяется ГОСТ 2084-77, и вводится ГОСТ Р51105-97 на применение неэтилированных бензинов марок «Нормаль-80» (Н-80), «Регулятор-91» (Р-91), «Премиум-95» (П-95) и «Супер-98» (С-98), в которых применяются марганцевые и другие антидетонаторы с малым содержанием свинца (концентрация не превышает 0,01 г/дм$^3$). Цифра в маркировке этого бензина характеризует его октановое число, определенное исследовательским методом. Бензины подразделяются также на пять классов в зависимости от климатических условий районов использования, а также летних и зимних периодов.

### *Конструктивные факторы, влияющие на детонацию*

1. *Степень сжатия* (рис. 5. 24).

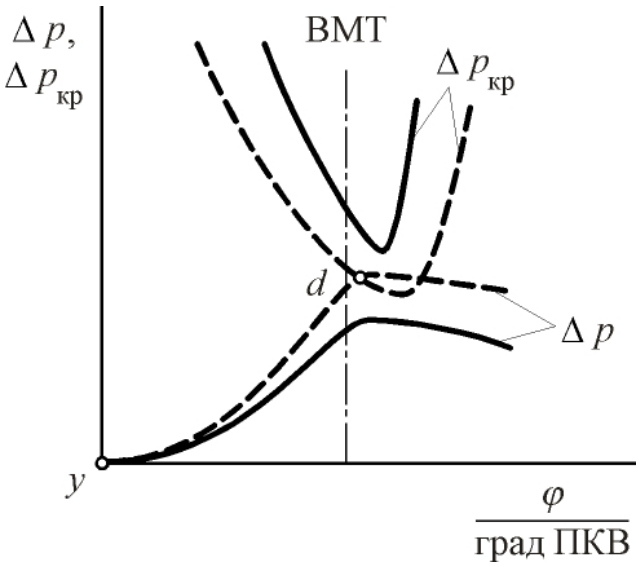



Рис. 5. 24. Изменение критического и фактического перепадов давления в волне сжатия при разных степенях сжатия:
— $\varepsilon_1$ – детонация отсутствует;
- - - $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$ – двигатель детонирует

Увеличение степени сжатия повышает склонность двигателя к детонации, так как с повышением $\varepsilon$ снижается $\Delta p$кр, увеличивается скорость сгорания и увеличивается $\Delta p$.

2. *Диаметр цилиндра* (рис. 5. 25).

С увеличением диаметра цилиндра склонность двигателя к детонации повышается. При меньшем диаметре цилиндра: а) – сокращается время для образования суммарных волн сжатия, так как путь, проходимый пламенем, уменьшается; б) – уменьшается амплитуда волн сжатия вследствие потерь энергии из-за многократного отражения волны от стенок; в) – возрастает эффект охлаждения заряда от стенок.

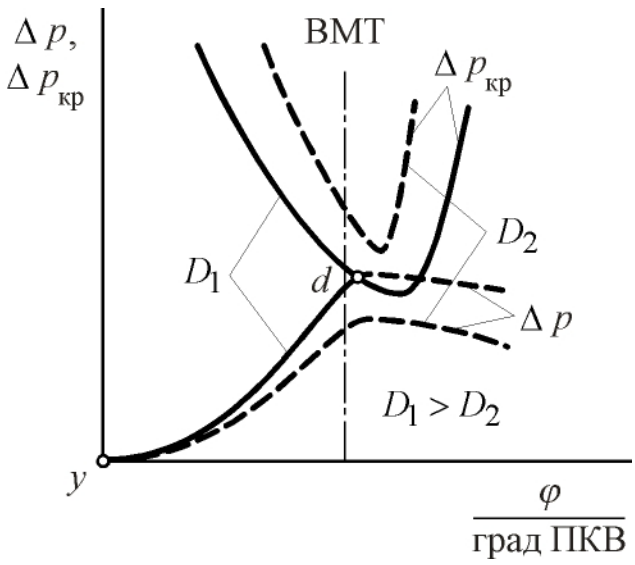



Рис. 5. 25. Влияние диаметра цилиндра на детонацию ($d$ – момент возникновения детонации)

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

Теплоотдача в тело поршня подчиняется соотношению

$$q = \alpha[t - t_n],$$

где $\alpha$ – коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в стенки поршня;

$t$, $t_n$ – температура рабочего тела и стенок поршня соответственно.

И хотя $\alpha$ для поршня из алюминиевого сплава значительно меньше, чем для поршня, выполненного из чугуна, теплоотвод $q$ в стенки чугунного поршня значительно меньше. Это объясняется тем, что ($t$ – $t$п.чуг) < (t – $t_{п.Al}$).

Разность $t - t_{п.Al}$ составляет примерно 200 градусов.

4. *Охлаждение выпускного клапана***.** Температура выпускных клапанов в автомобильных двигателях с внешним смесеобразованием достигает 600…800 $^0$С. Для понижения температуры клапаны охлаждают металлическим натрием. Благодаря этому температура головки клапана снижается примерно на 100 $^0$С (так это было, например, в двигателе ЗИЛ-130, где с введением охлаждения удалось понизить температуру клапана на 100 $^0$С). Введение охлаждения клапанов благоприятно сказывается на возможности повышения $\varepsilon_{пр}$. Кроме того, увеличивается примерно в 3 раза срок службы клапана.

5. *Форма камеры сгорания***.** Для снижения вероятности возникновения детонации к форме камеры сгорания предъявляются следующие требования:

– путь, проходимый фронтом пламени, должен быть как можно короче, то есть, камера сгорания должна быть компактной;

– горючую смесь следует воспламенять в наиболее нагретой зоне камеры сгорания, например, около выпускного клапана;

– должно быть предусмотрено охлаждение смеси, сгорающей в последнюю очередь.

Время прохождения фронтом пламени камеры сгорания должно быть как можно меньше, чтобы концентрация гидроперекисей не успела возрасти до

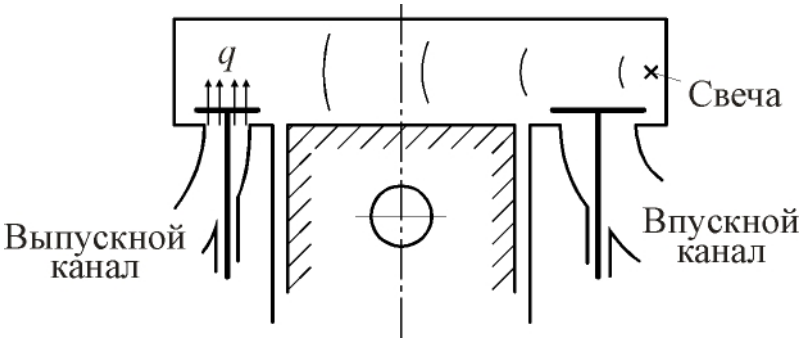



Рис. 5. 26. Схема камеры сгорания нерационального типа

критического значения. С этой целью свечу располагают ближе к центру камеры сгорания и в наиболее нагретой зоне камеры. Применение нескольких свечей зажигания, например, двух, также сокращает путь, который должно пройти пламя для завершения сгорания.

На рис. 5. 26 приведен пример нерациональной в конструктивном отношении камеры сгорания (так называемая Т-образная камера). В ней все названные требования не выполняются.

Плоскоовальная камера сгорания (рис. 5. 27) наиболее распространена в Европе. Она имеет хорошую антидетонационную характеристику, но отличается сравнительно невысоким коэффициентом наполнения.

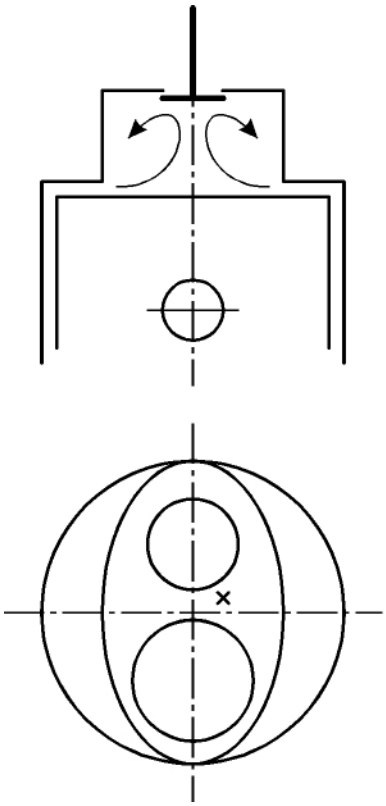


Рис. 5. 27. Плоскоовальная камера сгорания

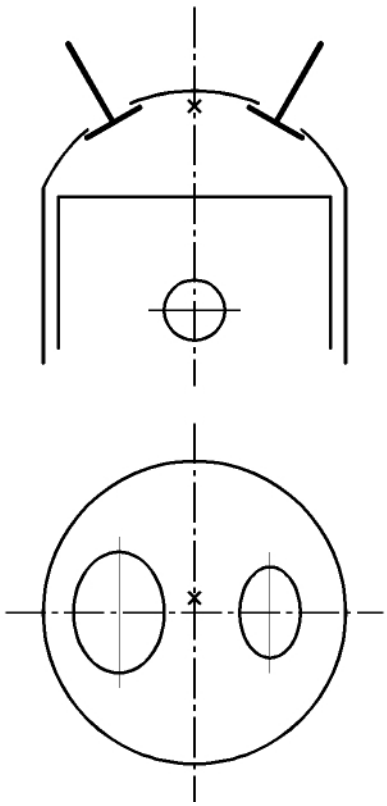


Рис. 5. 28. Полусферическая камера сгорания

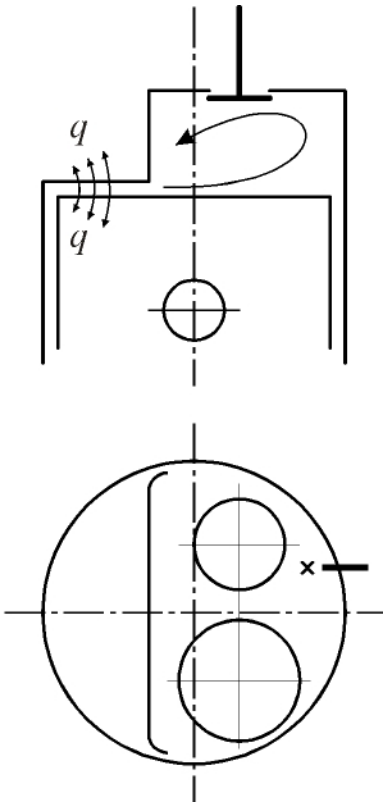



Рис. 5. 29. Цилиндрическая камера сгорания

Полусферическая камера сгорания (рис. 5. 28), позволяет получить высокий коэффициент наполнения и даёт возможность форсирования двигателя

по частоте вращения вала. Однако, имеется сложность привода клапанов газораспределения.

На рис. 5. 29 приведена конструктивная схема цилиндрической камеры сгорания с завихрителем.

На рис. 5. 30 показана шатровая камера сгорания с завихрителем и однорядным расположением клапанов, а на рис. 5. 31 – клиновая камера сгорания. При переходе от клиновой камеры сгорания к камере сгорания с осевым вихрем (рис. 5. 32), удалось снизить октановое число применяемого бензина на 4…5 единиц. Это позволило уменьшить степень сжатия с 11 до 10 и получить при этом хорошие результаты. В частности, значительно снизилась флуктуация процессов сгорания.

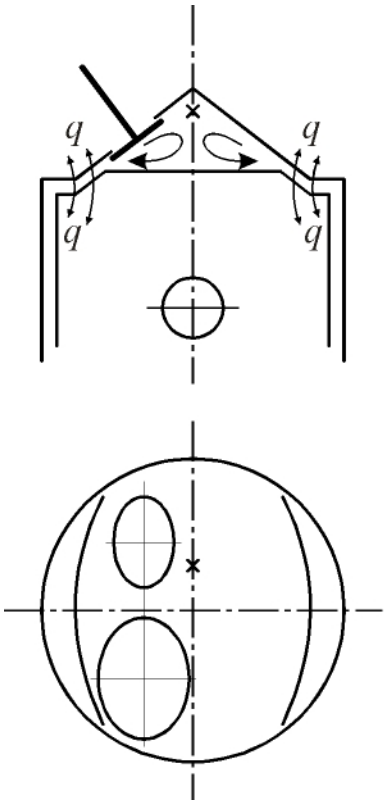



Рис. 5. 30. Шатровая камера сгорания с завихрителем

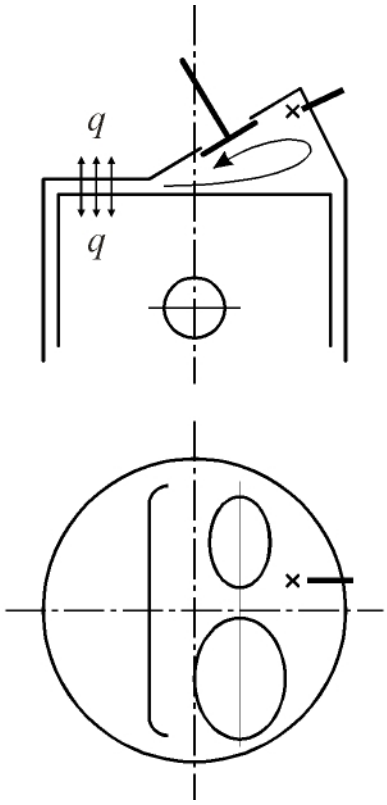



Рис. 5. 31. Клиновая камера сгорания

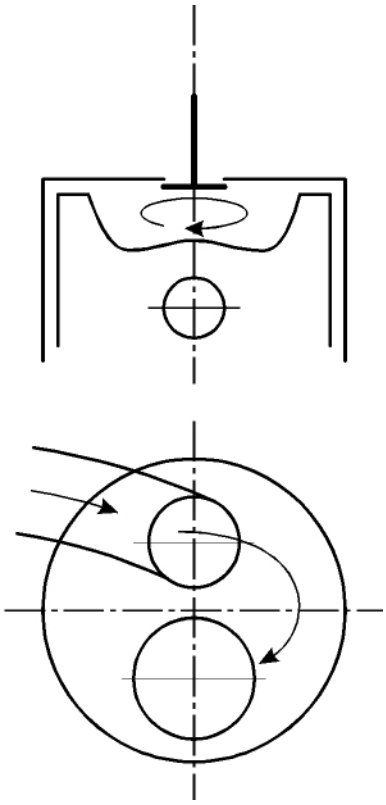


Рис. 5. 32. Камера сгорания с осевым вихрем

Известна камера сгорания с предкамерным форкамерно-факельным воспламенением горючей смеси (рис. 5. 33). В ней в основную камеру сгорания поступает бедная смесь, а в предкамеру – богатая. Свеча зажигания устанавливается в предкамеру. Факел пламени, возникший в предкамере, выходит в основную камеру сгорания и поджигает в ней бедную смесь. Это обеспечивает надёжное воспламенение и экономичное сжигание бедных смесей на частичных

нагрузках. В результате предельное значение коэффициента избытка воздуха может быть увеличино с 1,3…1,4 до 1,6…1,7. Предкамерное воспламенение даёт экономию расхода топлива на частичных нагрузках до 50 % (рис. 5. 34).

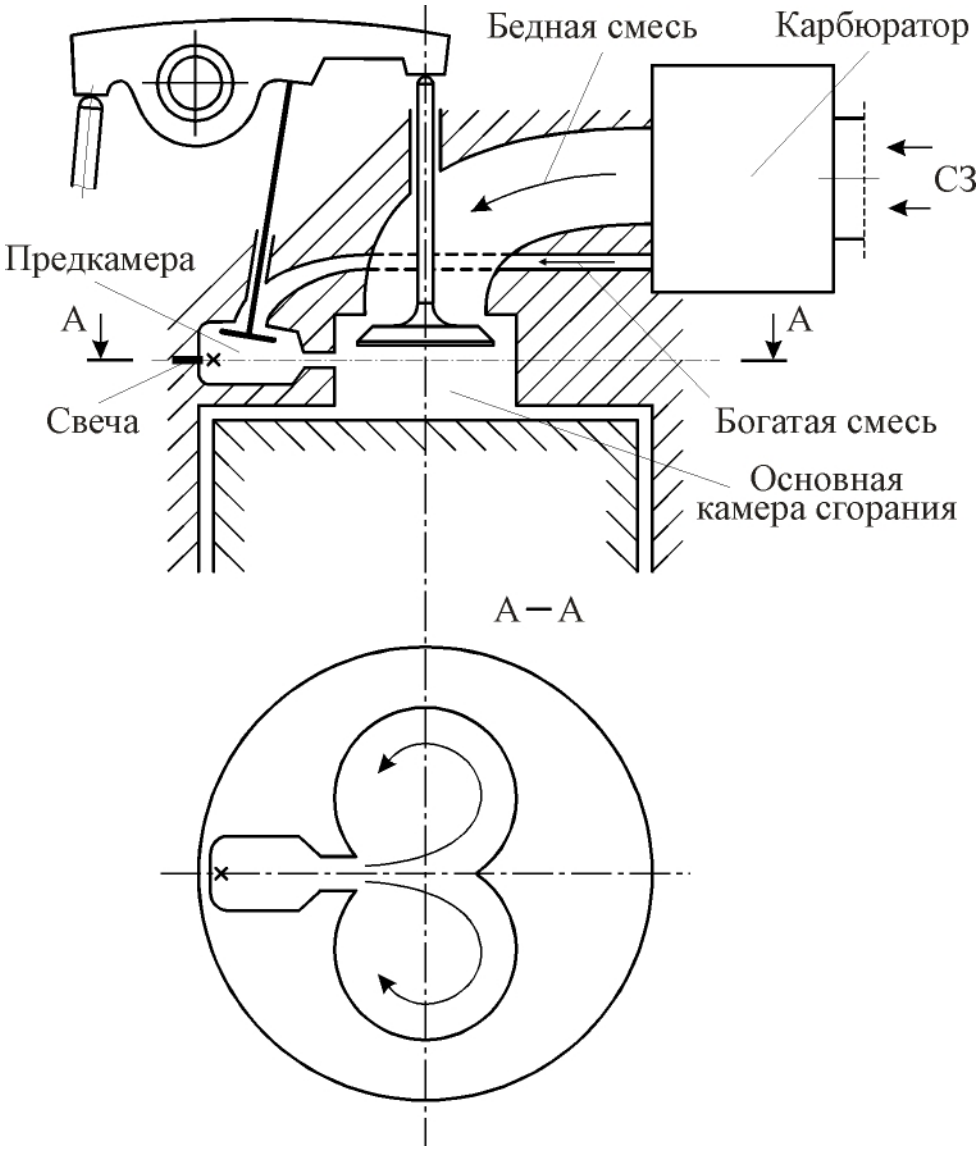



Рис. 5. 33. Камера сгорания с предкамерным форкамерно-факельным воспламенением

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

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

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

**7.** *Впрыскивание воды***.** Для уменьшения склонности двигателя к детонации может быть использовано впрыскивание воды в цилиндр. Недостаток этого

метода в том, что в этом случае возникает необходимость в применении дополнительной системы подачи жидкости в цилиндр. Кроме того, поверхность камеры сгорания подвергается коррозии.

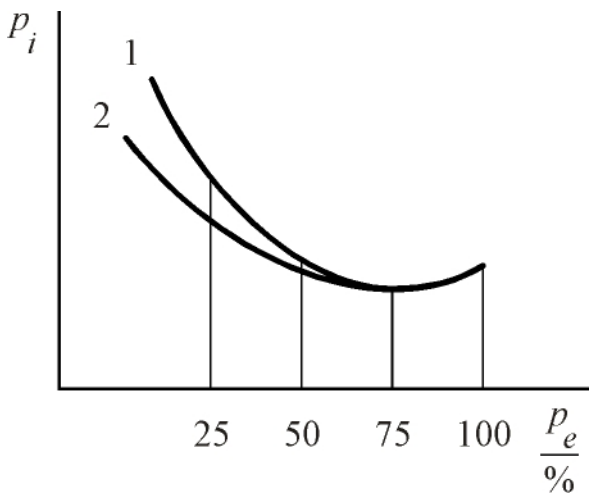



Рис. 5. 34. Влияние предкамерного воспламенения на расход топлива двигателя с внешним смесеобразованием:
1 – обычное воспламенение,
2 – предкамерное воспламенение

### *5. 4. Пути улучшения процесса сгорания в двигателях с внешним смесеобразованием и воспламенением от электрической искры*

Одним из основных направлений развития ДВС является применение **впрыскивания топлива** в сочетании с **расслоением заряда**. В 1995 году мировой выпуск автомобилей с искровым зажиганием и впрыскиванием топлива составил 76 %. Автомобилей с карбюраторными двигателями выпускалось всего лишь 10 %. Отсутствие карбюратора существенно увеличивает коэффициент наполнения и, следовательно, мощность двигателя. Повышение мощности двигателя сопровождается увеличением механического КПД и, как следствие, – увеличением эффективного КПД и уменьшением эффективного удельного расхода топлива. Кроме того, впрыскивание позволяет оптимизировать смесеобразование в гораздо большей степени, за счет чего достигается улучшение экономичности и снижение уровня токсичности отработавших газов. Система впрыскивания бензина фирмы БОШ с электронным управлением позволила уменьшить расход топлива на 15 % на высоких нагрузках и на 40 % – на частичных. При впрыскивании можно получить более равномерный состав смеси по цилиндрам, что снижает вероятность появления детонирующих цилиндров и создает возможность повышения степени сжатия.

Как уже отмечалось, различают несколько типов систем впрыскивания топлива:

– по месту подвода топлива (централизованный одноточечный впрыск, распределенный впрыск, непосредственный впрыск в цилиндры);

– по способу подачи топлива (непрерывный впрыск во впускной трубопровод, прерывистый впрыск).

Применение систем централизованного одноточечного впрыскивания

топлива целесообразно при переходе с карбюраторного смесеобразования на впрыскивание, так как при этом можно ограничиться минимальными конструктивными изменениями системы питания и смесеобразования.

Для систем с централизованным и распределённым впрыскиванием топлива актуальна задача совершенствования смесеобразования. Создание такой системы смесеобразования, которая обеспечивала бы своевременное получение однородной горючей смеси с высокой дисперсностью топлива перед поступлением смеси в цилиндр.

Одним из примеров решения такой задачи является устройство плёночно-вихревого смесеобразования, предложенное С. Г. Драгомировым [14]. Схема предложенного устройства приведена на рис. 5. 35. Основные элементы устройства названы в подрисуночной надписи.

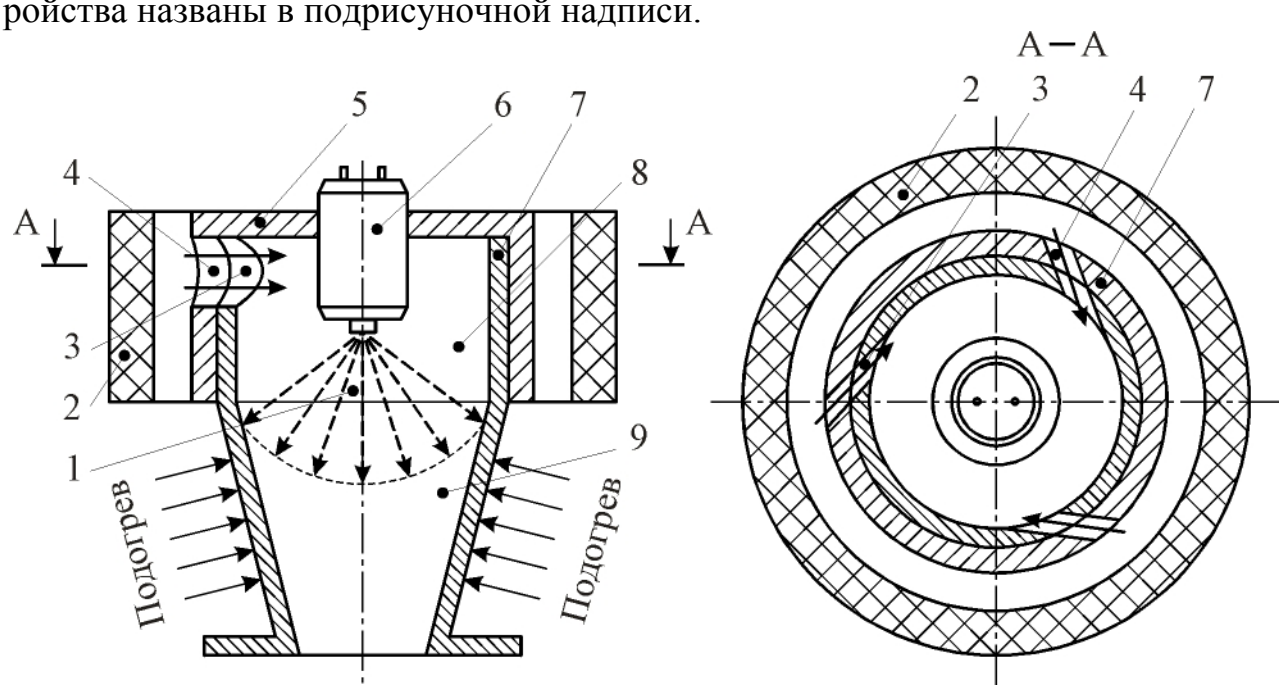



Рис. 5. 35. Схема плёночно-вихревого смесеобразования при впрыскивании топлива: 1 – смесительная камера; 2 – воздушный фильтр; 3 – тангенциальные входные каналы камеры; 4 – окна дросселирующего элемента; 5 – торцевая крышка смесительной камеры; 6 – форсунка электромагнитная; 7 – цилиндрический дросселирующий элемент; 8 и 9 – цилиндрическая и конфузорная части смесительной камеры соответственно

Воздушный заряд входит в смесительную камеру 1 через воздухоочиститель 2 и тангенциальные каналы 4 и 3 дросселирующего элемента 7 и стенки смесительной камеры 1 соответственно. При этом в смесительной камере создаётся тангенциальный вихрь, интенсивность которого можно регулировать поворотом дросселирующего элемента 7 относительно смесительной камеры 1.

Во вращающийся в смесительной камере воздушный вихрь производится впрыскивание топлива электромагнитной форсункой 6. Значительная часть поданного топлива оседает в виде плёнки на нагретой стенке конфузора 7.

В закрученном потоке достигается интенсификация смесеобразования, так как в таком потоке возникают значительные градиенты скоростей и давлений, что обеспечивает высокую турбулентность. Качество перемешивания топлива и воздуха возрастает.

Интенсификация смесеобразования при плёночном испарении топлива достигается также за счёт значительно большей поверхности контакта топлива и воздуха и за счёт большего располагаемого времени для испарения топлива, так как скорость движения плёнки значительно меньше. Испаряющееся топливо уносится воздушным потоком, не препятствуя прогреву плёнки. Образующиеся паровые пузырьки в топливной плёнке создают турбулизирующий эффект, обеспечивающий ускорение процесса испарения.

Наиболее перспективной является система непосредственного впрыскивания топлива в цилиндры двигателя, которая имеет наибольшие возможности для электронного управления топливоподачей и смесеобразованием в зависимости от многих параметров двигателя и эксплутационных условий. Предполагается, что к 2007…2010 году половина бензиновых двигателей в мире будет выпускаться с впрыскиванием топлива в цилиндр.

На рис. 5. 36 приведена схема такой системы, которая в значительной мере аналогична системе питания дизелей. Однако, для неё характерны меньшие давления впрыскивания (3…3,8 МПа). На основании поступающей в электронный блок информации устанавливается цикловая подача топлива, соответствующая заданному режиму работы. Для режима средних нагрузок величина цикловой подачи соответствует получению стехиометрической (нормальной) смеси.

Существуют объединённые системы впрыскивания и зажигания [10], в которых процессы зажигания и смесеобразования оптимизируются совместно, что улучшает характеристики крутящего момента, расхода топлива, состава отработавших газов и т. д.

*Расслоение заряда* является одним из путей снижения токсичности отработавших газов при работе двигателя на частичных нагрузках путём обеднения смеси. Однако, при обеднении смеси ухудшаются условия её воспламенения. Это противоречие решается таким расслоением смеси, при котором в зоне свечи зажигания создается обогащённая смесь, которая хорошо воспламеняется, тогда как горючая смесь в целом остаётся обеднённой.

Для примера на рис. 5. 37 приведена схема расслоения заряда двигателя «Тексако».

Впрыскивание топлива производится форсункой в направлении свечи зажигания и воздушного вихря. По мере удаления от свечи смесь обедняется. Между электродами свечи создается стационарный факел пламени в течение всего периода впрыскивания. Сгорание завершается в результате турбулентного смешивания продуктов сгорания обогащённой смеси в этом факеле с заполняющим камеру сгорания чистым воздухом. Применение такой системы впрыскивания создаёт возможности для качественного регулирования мощности без дросселирования, что улучшает показатели двигателя.

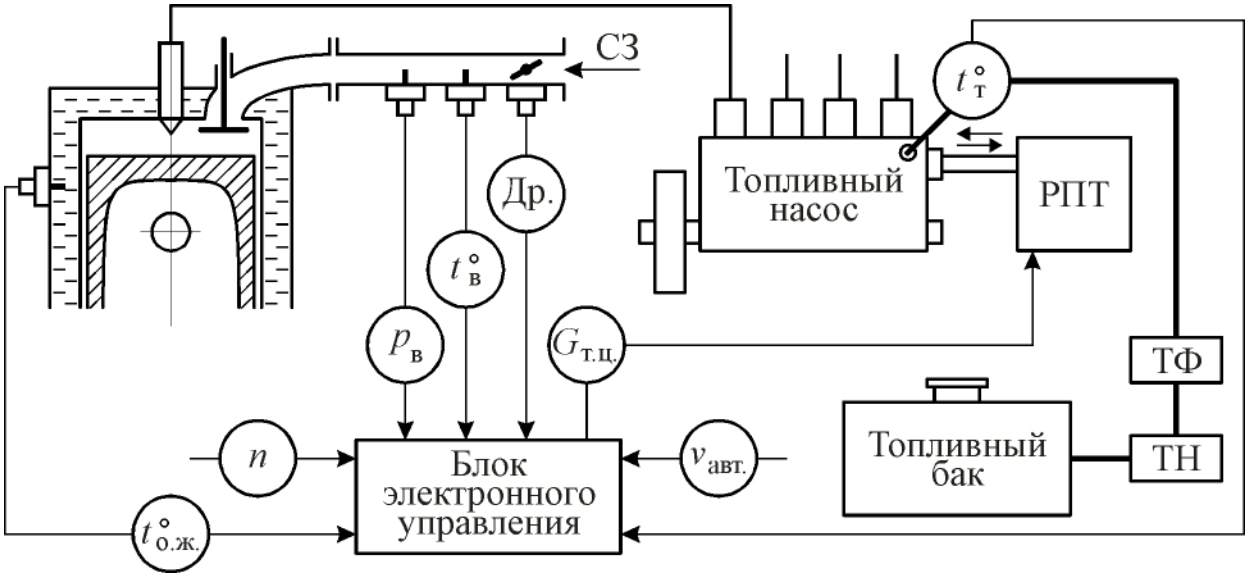



Рис. 5. 36. Схема системы впрыска топлива в цилиндр: РПТ – регулятор подачи топлива; ТФ – топливный фильтр; ТН – топливный насос; D – сигнал от датчика положения дроссельной заслонки; $t_т$ – сигнал от датчика температуры топлива; $n$ – сигнал от датчика частоты вращения вала двигателя; $V_{авт.}$ – сигнал от датчика скорости автомобиля; $t$о.ж. – сигнал от датчика температуры охлаждающей жидкости; $p_в$– сигнал от датчика давления воздуха на впуске; $t$в – сигнал от датчика температуры воздуха; $G$т.ц. – сигнал от датчика цикловой подачи топлива

*Интенсификация электрического зажигания* заключается в повышении энергии электрической искры. Это достигается применением полупроводниковых систем зажигания. При этом расширяются пределы возможного обеднения смеси, повышается надежность работы системы зажигания. Для повышения энергии искры применяются также многоэлектродные свечи, в которых осуществляется ступенчатый разряд. Это позволяет исключить перебои с воспламенением при малых нагрузках и на холостом ходу, а также улучшить экономичность двигателя. Применяются и плазменные воспламенители, в которых при

разряде конденсатора, заряженного до 900…1200 В, образуется сверхзвуковой поток плазмы в виде турбулентной струи, способной сжигать бедные смеси. Обнадеживающие результаты получены при использовании для зажигания тонко фокусированного лазерного луча.

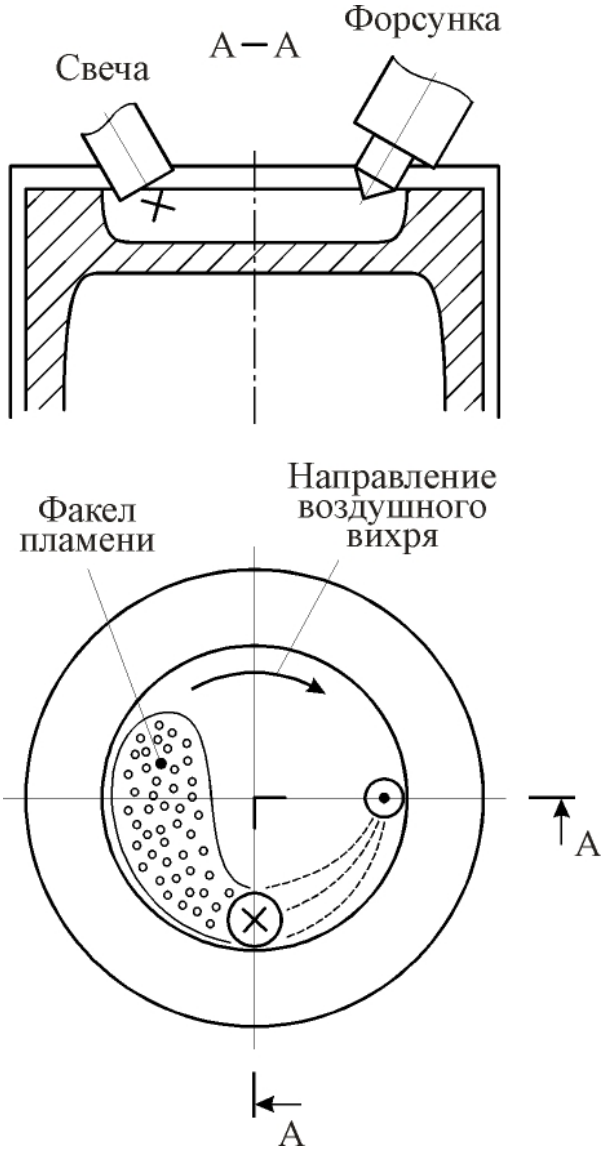



Рис. 5. 37. Схема расслоения заряда в двигателе «Тексако»

**Повышение степени сжатия до 10…12** в сочетании с антидетонационными системами зажигания улучшает показатели двигателя. Эти системы оборудованы датчиком детонации (акселерометром), который при возникновении детонации вырабатывает сигнал на уменьшение угла опережения зажигания и (или) – на уменьшение давления наддува (в двигателях с наддувом).

Совершенствование процессов сгорания двигателей с воспламенением от электрической искры является многоплановой задачей, решаемой с использованием и других методов и средств, направленных на улучшение показателей ДВС.

## *5. 5. Модель изохорного сгорания. Расчёт процесса сгорания с изохорным подводом теплоты*

### Уравнение изохорного сгорания

Это уравнение применяется при упрощённом расчёте рабочего цикла двигателей с внешним смесеобразованием (рис. 5. 38). При пользовании схемой изохорного сгорания допускают, что процесс сгорания начинается при положении поршня в ВМТ и протекает мгновенно при неизменном объёме рабочего тела ($V$ = const), то есть, горение начинается и завершается в ВМТ. В отличие от идеального цикла методикой расчёта учитывается зависимость теплоёмкости от химического состава рабочего тела и от температуры, а также тепловые потери. Расчёт ведётся из условия сжигания одного кг топлива. Уравнение сгорания в общем виде можно записать следующим образом:

$$U_c + Q_{cz} = U_z, \qquad (5.\ 6)$$

где $U_c$ – внутренняя энергия рабочего тела до сгорания;

$Q_{cz}$ – количество теплоты, сообщаемое рабочему телу в течение процесса сгорания (на участке «с – z» индикаторной диаграммы);

$U_z$ – внутренняя энергия рабочего тела после сгорания (в точке z).

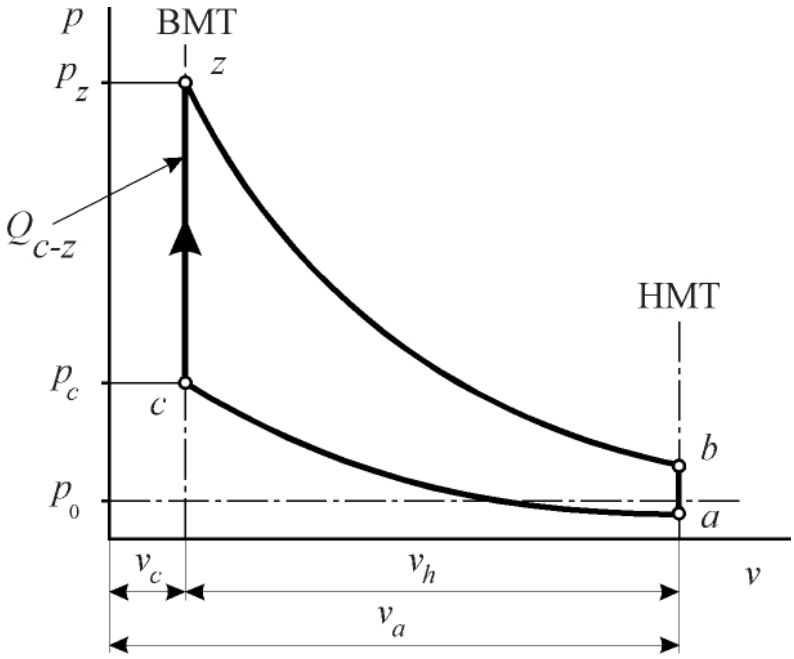



Рис. 5. 38. Схема индикаторной диаграммы цикла с изохорным сгоранием

Внутренняя энергия рабочего тела до сгорания определяется суммой внутренних энергий свежего заряда $U_0$ и остаточных газов $U_r$:

$$U_c = U_0 + U_r. \qquad (5.\ 7)$$

С учётом закона Джоуля

$$U_c = \mu C_{v0} M_0 T_c + \mu C_{vr} M_r T_c.$$

До значений температуры $T_c$ можно полагать, что

$$\mu C_{v0} \approx \mu C_{vr}.$$

Такое допущение даёт ошибку не более 0,1 % .

Учитывая это, уравнение (5. 7) можно переписать в следующем виде:

$$U_c = \mu C_{v0}\left(M_0 + M_r\right)T_c = \mu C_{v0} M_c T_c,$$

где $M_c$ – число молей рабочего тела до сгорания (в точке $C$ индикаторной диаграммы):

$$M_c = M_0 + M_r = M_0 + \gamma M_0 = M_0\left(1+\gamma\right) = \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_т}\right)\left(1+\gamma\right).$$

Количество теплоты, сообщаемое рабочему телу в процессе сгорания, можно выразить через тепловой эффект реакции сгорания топлива соотношением

$$Q_{c-z} = \xi_z E,$$

где $\xi_z$ – коэффициент использования теплоты; $E$ – тепловой эффект реакции сгорания топлива.

Коэффициентом использования теплоты $\xi_z$ учитываются потери теплоты, обусловленные неполнотой сгорания топлива; потери теплоты в стенки, вызванные теплопередачей; несоответствие принятой схемы сгорания действительной кинетике процесса и частичная диссоциация продуктов сгорания под

воздействием высоких температур. Для бензиновых двигателей принимают $\xi_z$ = = 0,85…0,92; для газовых – 0,8…0,85.

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

Низшая теплота сгорания топлива *Hu* – это то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании одного кг топлива за вычетом теплоты образования водяных паров. Для бензина, лигроина и керосина *Hu* = 44 МДж/кг; для крекинг-бензина *Hu* = 43,1 МДж/кг.

Если $\alpha < 1$, то тепловой эффект реакции

$$E_{\alpha<1} = H_u - \Delta H_u,$$

где $\Delta H_u$ – потеря теплотворности топлива от сгорания части углерода в оксид углерода

$$\Delta H_u = 4{,}13(1-\alpha)L_0', \text{ МДж/кг.}$$

Для внутренней энергии рабочего тела в конце сгорания (точка *z* индикаторной диаграммы, см. рис. 5. 35) имеем

$$U_z = \mu C_{vz} M_z T_z.$$

После соответствующих подстановок уравнение сгорания (5. 6) примет вид

$$\mu C_{v0} M_c T_c + \xi_z E = \mu C_{vz} M_z T_z.$$

Поделив обе части уравнения на $M_c$, то есть, на число молей рабочего тела в конце процесса сжатия, получим окончательно

$$\mu C_{v0} T_c + \frac{\xi_z E}{(1+\gamma)\left(\alpha L_0 + \dfrac{1}{\mu_т}\right)} = \beta_z \mu C_{vz} T_z. \qquad (5.\ 8)$$

Это уравнение получило название уравнения изохорного сгорания (модели изохорного сгорания).

### *Определение температуры рабочего тела в конце изохорного сгорания*

Величины, входящие в левую часть уравнения (5. 8), известны, если выполнено определение параметров состояния рабочего тела в процессах впуска и сжатия. Для упрощения записей обозначим левую часть уравнения сгорания через $S_1$. Тогда (5. 8) перепишется следующим образом:

$$S_1 = \mu C_{v0} T_c + \frac{\xi_z E}{(1+\gamma)\left(\alpha L_0 + \dfrac{1}{\mu_т}\right)}.$$

Теплоёмкость газов является функцией температуры. Обычно принимают, что теплоёмкость увеличивается с ростом температуры по линейному закону. Следовательно, как отмечалось ранее,

$$\mu C_{vo} = A_o + B_o T \text{ и } \mu C_{vz} = A_z + B_z T_z,$$

где $A_0$, $B_0$, $A_z$, $B_z$ – соответствующие эмпирические коэффициенты, значения которых приведены в разд. 1. 2. После подстановки выражения для $\mu C_{vz}$ в уравнение сгорания имеем

$$\beta(A_z + B_z T_z)T_z = S_1.$$

Таким образом, получили квадратное уравнение

$$\beta B_z T_z^2 + \beta A_z T_z - S_1 = 0,$$

или

$$T_z^2 + \frac{A_z}{B_z} T_z - \frac{S_1}{\beta B_z} = 0.$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$T_z = -\frac{A_z}{2B_z} \pm \sqrt{(\frac{A_z}{2B_z})^2 + \frac{S_1}{\beta_z B_z}} \quad . \qquad (5.\ 9)$$

Обычно температура рабочего тела в конце изохорного сгорания находится в пределах 2500…2800 К (применительно к режимам полных нагрузок).

***Определение давления рабочего тела в конце изохорного сгорания***

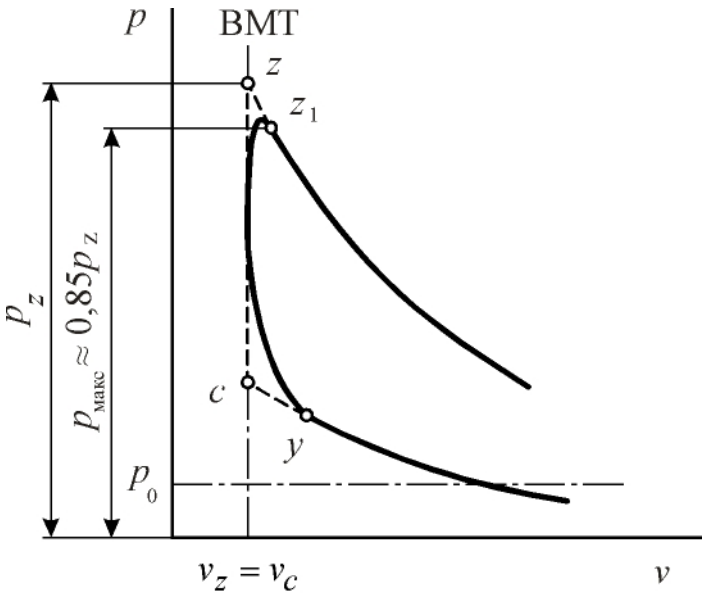



Рис. 5. 39. Схема скругления индикаторной диаграммы на участке изохорного сгорания

Определение давления может быть выполнено на основании уравнения состояния газов. Запишем это уравнение для начала (точка $c$) и конца (точка $z$) сгорания

$$p_c V_c = R M_c T_c,$$
$$p_z V_z = R M_z T_z,$$

откуда

$$p_z = \frac{M_z}{M_c}\frac{T_z}{T_c} p_c = \beta \frac{T_z}{T_c} p_c.$$

Надо иметь в виду, что $M_c = M_0 + M_r$.

Для двигателей с внешним смесеобразованием $p_z \approx 3{,}0…4{,}5$ Мн/м$^2$.

По величине давления рабочего тела в конце изохорного сгорания оценивают значение максимального давления рабочего тела. Для номинального режима работы двигателя максимальное давление принимают равным 0,85 $p_z$, см. рис. 5. 39.

***Примечание:*** при вычислениях, связанных с использованием уравнения изохорного сгорания и приведённых в разд. 1 эмпирических соотношений для теплоёмкостей рабочего тела, в частности, при определении $S_1$, необходимо учитывать, что теплотворность топлива *Hu* и, соответственно, тепловой эффект реакции горения *E,* должны иметь размерность кДж/кг.

# 6. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И СГОРАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ

*Общие требования к процессу смесеобразования и сгорания*

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

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

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

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

4. Лёгкий пуск при низких температурах;

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

По характеру процесса смесеобразования и связанного с ним процесса сгорания можно говорить о трёх типах процессов смесеобразования: объёмном, плёночном и объёмно-плёночном. Практически в двигателях с самовоспламенением топлива реализуется смешанный тип смесеобразования.

## *6. 1. Объёмное смесеобразование*

При объёмном смесеобразовании стремятся всё впрыскиваемое топливо мелко распылить и как можно равномернее распределить его по всему объёму камеры сгорания. В связи с этим в едином процессе такого способа смесеобразования выделим две существенные стороны: распыливание топлива и распределение его по объёму камеры сгорания

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

Вытекающая из сопла струя под действием начальных возмущений в канале сопла на выходе из него расчленяется на отдельные нити и капли и под

влиянием сил поверхностного натяжения, а также аэродинамического сопротивления сжатого в КС воздуха приобретает форму факела.

Геометрические параметры распыленной топливной струи (факела) поясняются рис. 6. 1. К ним относятся: длина (дальнобойность) струи $L$, ширина переднего фронта $B$, угол конуса $\delta$, образующийся в результате втекания воздуха внутрь струи в процессе её развития. Структура струи неоднородна. Центральная часть (ядро) струи – жидкость. По мере удаления от центра струя всё больше насыщается воздухом. Наибольшее количество распыленного топлива сосредоточено в головной части струи и, конечно, на её периферийной поверхности.

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

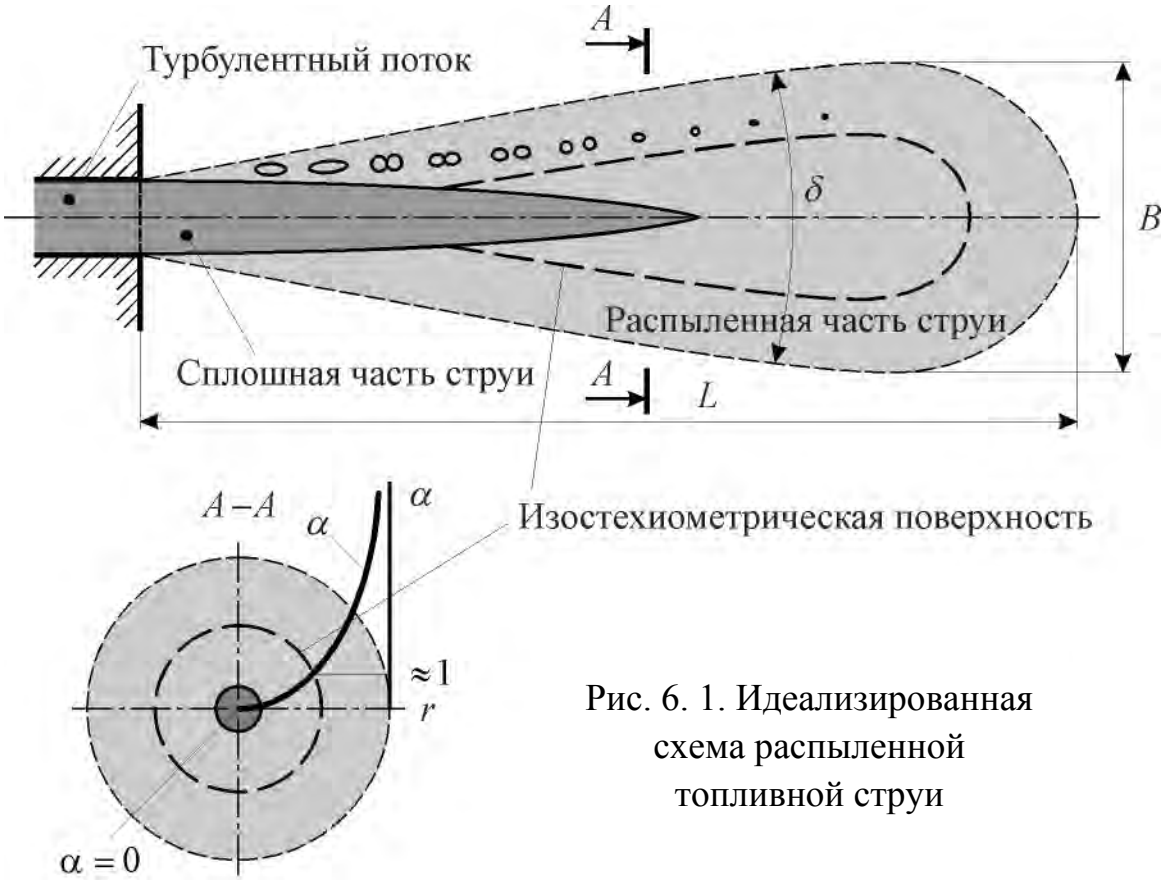



Рис. 6. 1. Идеализированная схема распыленной топливной струи

Соотношение топлива и воздуха по сечению струи не остаётся постоянным (см. сечение А – А на рис. 6. 1).

Если в стержневой части (ядре) струи воздух отсутствует и, соответственно, $\alpha = 0$, то по мере увеличения радиуса (приближении к периферии) уменьшается концентрация топлива, и коэффициент избытка воздуха повышается. Можно полагать, что на внешней поверхности струи, точнее, в непосредственной близости от неё $\alpha = \infty$. На рис. 6. 1. характер изменения $\alpha$ по сечению

струи обозначен сплошной «жирной» линией. Учитывая названное обстоятельство, внутри распыленной части струи можно выделить поверхность, на которой соотношение между топливом и воздухом характеризуется $\alpha \approx 1{,}0$. Эту поверхность называют изостехиометрической поверхностью. На рис. 6. 1 она обозначена «жирным» пунктиром. С точки зрения качественного состава смеси на этой поверхности существуют благоприятные условия для формирования очагов горения, так как легко воспламеняются горючие смеси с $\alpha$, несколько меньшим единицы. Здесь интересно обратить внимание как раз на то обстоятельство, что с точки зрения качественного состава смеси наиболее благоприятные условия возникают не на наружной поверхности струи, а внутри неё и, если учитывать характер распределения температур в распыленной струе, – в её головной части.

### *Оценка качества распыливания по среднему диаметру капель*

*Мелкость распыливания* принято оценивать по среднему объёмному диаметру $d_{об}$ капель, который определяется из условия равенства числа и суммарного объёма капель истинного и среднего диаметров

$$\sum_{1}^{n} V_i = \frac{\pi d_{об}^3}{6} n,$$

откуда

$$d_{об} = \sqrt[3]{\frac{6\sum_{1}^{n} V_i}{\pi n}}.$$

В записанных выражениях $\sum_{1}^{n} V_i$ – суммарный объём $n$ капель истинного диаметра;

$n$ – число капель распыленного топлива.

Средний объёмный диаметр используется для определения массы капель.

Средний диаметр капель по Заутеру $d_З$ находится из условий равенства суммарного объёма и суммарной поверхности капель истинного и среднего диаметров.

Математически это условие запишется следующим образом:

$$\frac{\sum_{i=1}^{n} V_i}{\sum_{i=1}^{n} F_i} = \frac{\pi d_з^3 n}{6\pi d_з^2 n},$$

или

$$\frac{\pi \sum d_i^3}{6\pi \sum d_i^2} = \frac{d_з}{6}.$$

Окончательно

$$d_З = \frac{\sum d_i^3}{\sum d_i^2}.$$

Средний диаметр капель по Заутеру используется для оценки суммарной поверхности и массы капель при расчётах прогрева и испарения капель.

*Однородность распыливания* оценивается посредством сопоставления величин средних диаметров капель $d_{об}$ и $d_З$. При неоднородном распыливании эти диаметры существенно различаются, и чем больше это различие, тем неоднороднее распыливание.

При отсутствии данных по средним диаметрам капель однородность распыливания может быть приближённо оценена по численным значениям предельных диаметров капель.

### *Характеристики распыливания*

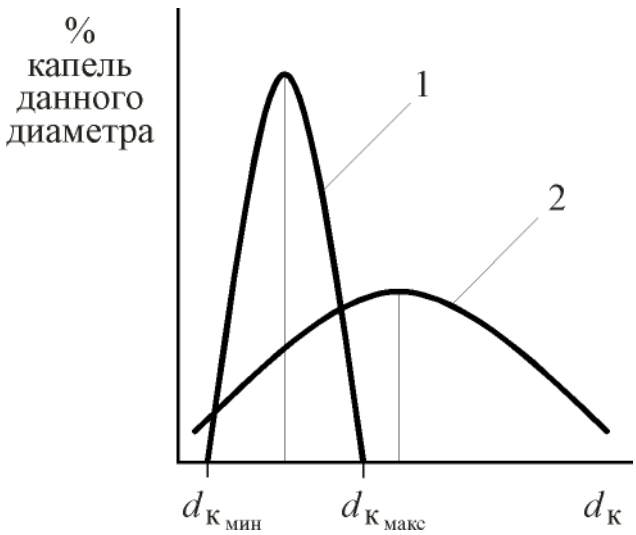



Рис. 6. 2. Пример характеристик распыливания

Как отмечено выше, распыливание топлива оценивается по двум факторам: по степени дисперсности (мелкости) и по однородности распыленного топлива. Критерием для определения степени дисперсности служит средний диаметр капелек распыленного топлива. Критерием для оценки однородности распыленного топлива могут служить пределы, между которыми находятся размеры диаметров капель распыленного топлива. Особенно наглядно и удобно результаты распыливания топлива оцениваются по так называемым характеристикам распы-

ливания (рис. 6. 2). Эти характеристики представляют собой кривые распределения капелек топлива по их диаметрам.

Площади под характеристиками 1 и 2 одинаковы по величине.

При этом необходимо принимать во внимание следующие правила:

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

2. Чем меньше разность предельных диаметров капель ($d_{кмакс}$ – – $d_{кмин}$), то есть, чем круче ветви характеристики, тем равномернее распылено топливо.

### *Влияние различных факторов на распыливание топлива*

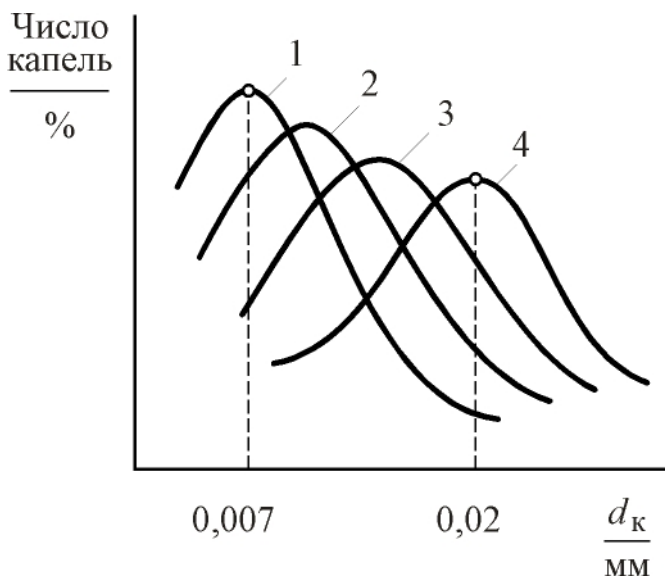



Рис. 6. 3. Влияние давления впрыска на характеристику распыливания: 1, 2, 3 – протекание характеристики распыливания при давлениях впрыскивания 35, 28, 22 и 15 МПа соответственно

*Давление впрыскивания* – основной фактор (рис 6. 3). Чем выше давление впрыскивания, тем выше дисперсность (мелкость) распыливания.

Характер изменения давления топлива в работающей форсунке иллюстрируется рис. 6. 4.

Отмеченным на рисунке точкам $d_1$ и $d_2$ соответствуют моменты подъёма и посадки иглы распылителя форсунки с седла корпуса. Как правило давление, при котором игла распылителя садится в седло (точка $d_2$), существенно ниже давления начала впрыскивания. После открытия (подъёма иглы распылителя) форсунки и начала истечения давление топлива несколько уменьшается. Однако, форсунка открывается (подъём иглы продолжается) вследствие увеличения эффективной площади иглы форсунки, на которую воздействует давление топлива, см. схему на рис. 6. 5.

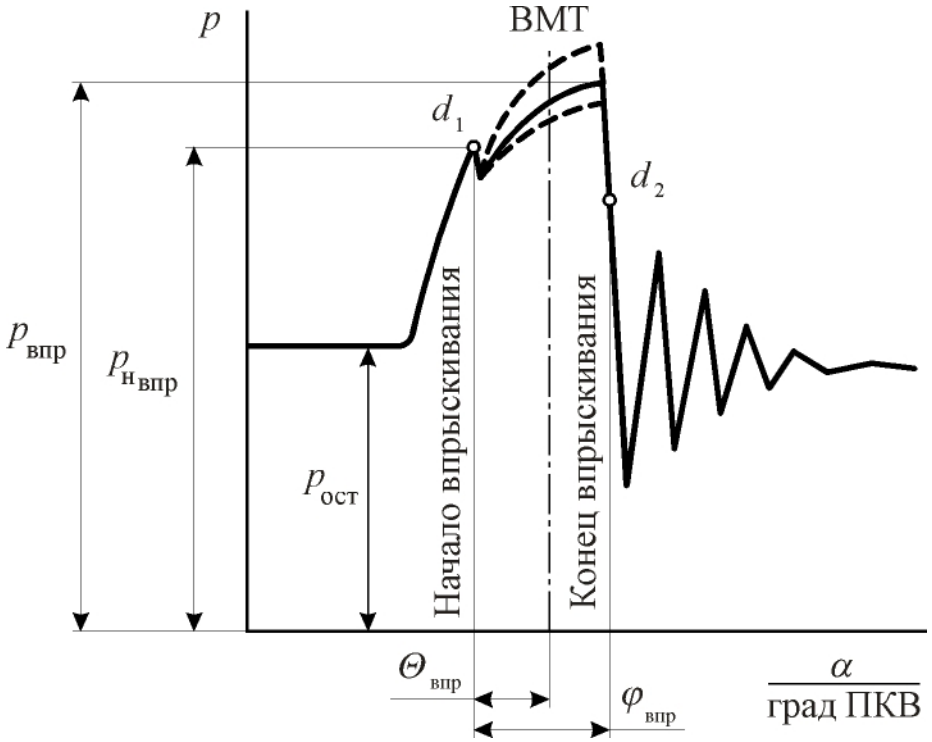



Рис. 6. 4. Типичная диаграмма давления топлива в работающей форсунке: $\theta_{впр}$ – угол опережения впрыскивания; $\varphi_{впр}$ – продолжительность впрыскивания

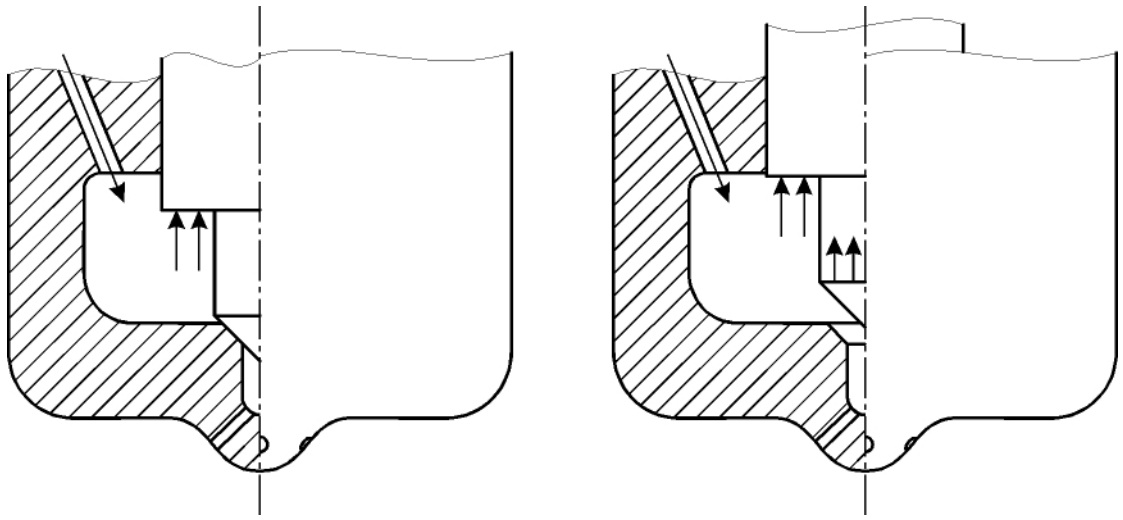


Рис. 6. 5. Схема распределения давлений при открытии иглы форсунки

В современных дизелях применяют $p_{впр}$ = 12…50 и более (до 150) МПа. В многодырчатых форсунках диаметр сопла $d_c$ находится в пределах 0,15…0,4 мм; в штифтовых форсунках ширина кольцевой щели находится в пределах от 0,02 до 0,08 мм при $d_c \approx 1{,}0$ мм.

*Диаметр сопла*. Влияние диаметра сопла, см. рис. 6. 6, проверяется при разном числе сопловых отверстий, но при одинаковой величине суммарного

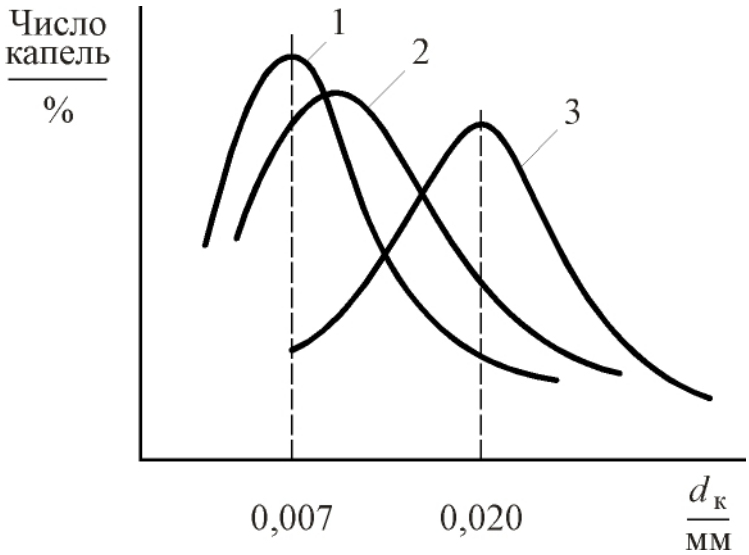



Рис. 6. 6. Влияние диаметра сопла распылителя ($d_c$) и числа сопловых отверстий ($i_c$) на распыливание топлива: 1 – $d_c \times i_c = 0{,}4 \times 4$; 2 – $d_c \times i_c = 0{,}57 \times 2$; 3– $d_c \times i_c = 0{,}8 \times 1$ 1) — 2) – $d_c \times i_c = 0{,}57 \times 2$;

проходного сечения сопел. С уменьшением диаметра сопла повышается дисперсность распыливания.

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

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

### *Распределение распыленного топлива по объёму камеры сгорания*

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

*Форма топливной струи*, см. рис 6. 7, определяется конструкцией распылителя. Многосопловый распылитель с цилиндрическими отверстиями (рис. 6. 7, б) применяется при объёмном смесеобразовании с непосредственным впрыскиванием топлива, а штифтовый распылитель (рис. 6. 7, в) используется при наличии воздушного вихря (вихревые камеры). Для распределения топлива в плоскости между встречно движущимися поршнями (дизель «Юнкерс») нашёл применение распылитель с веерообразными топливными струями (рис. 6. 7, г).

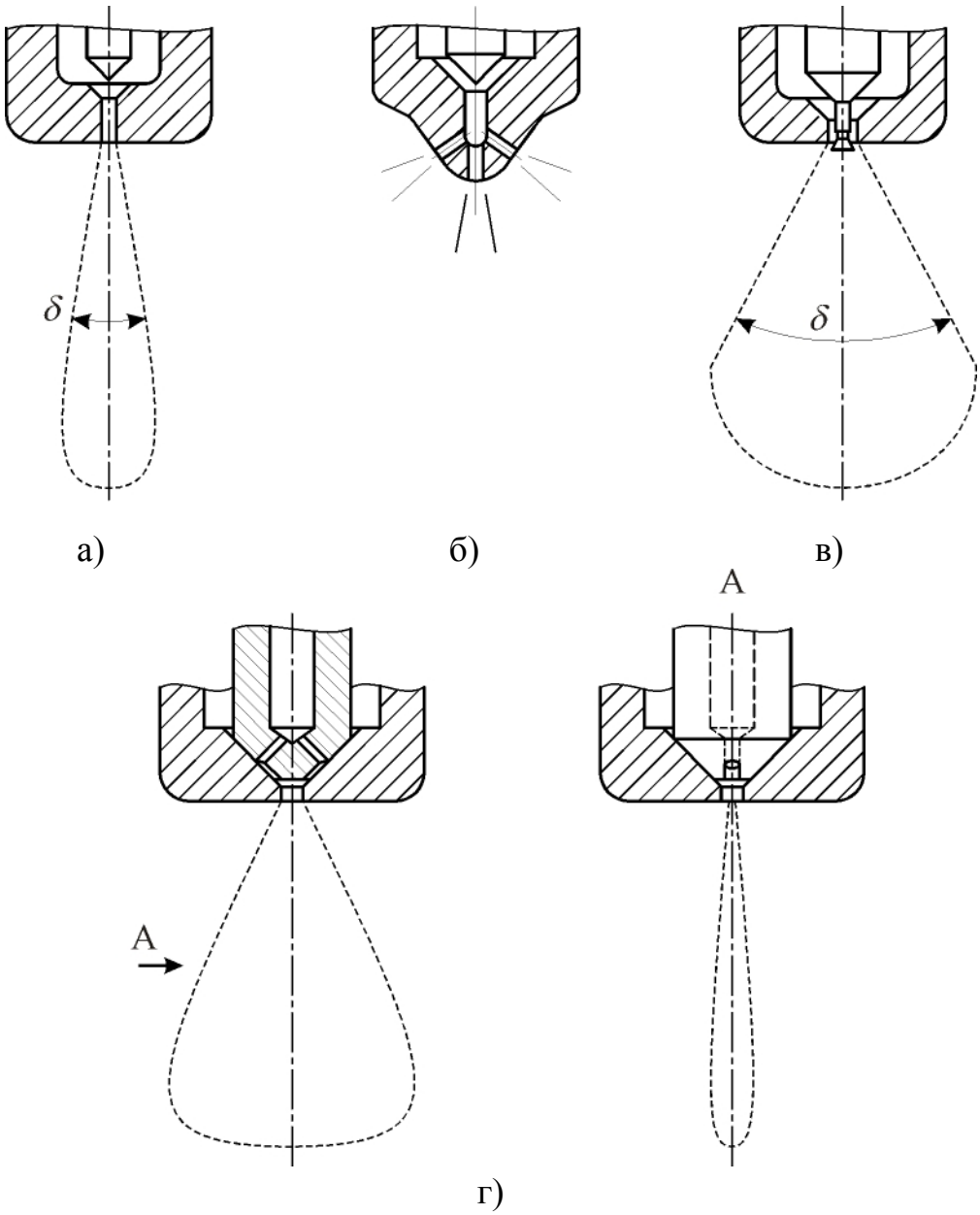



Рис. 6. 7. Формы топливных струй

*Дальнобойность* (глубина проникновения) топливной струи оказывает большое влияние на распределение топлива по камере сгорания. Глубина проникновения струи должна быть такой, чтобы её вершина почти достигала стенки камеры сгорания для лучшего использования воздуха. При этом желательно, чтобы сгорание капелек топлива заканчивалось около стенки. Перемещение вершины струи зависит от времени, см. рис. 6. 8.

Скорость вершины струи постепенно уменьшается вследствие роста аэродинамического сопротивления воздуха. На дальнобойность струи основное влияние оказывают давление впрыскивания (рис. 6. 8), диаметр сопловых отверстий и частота вращения вала топливного насоса.

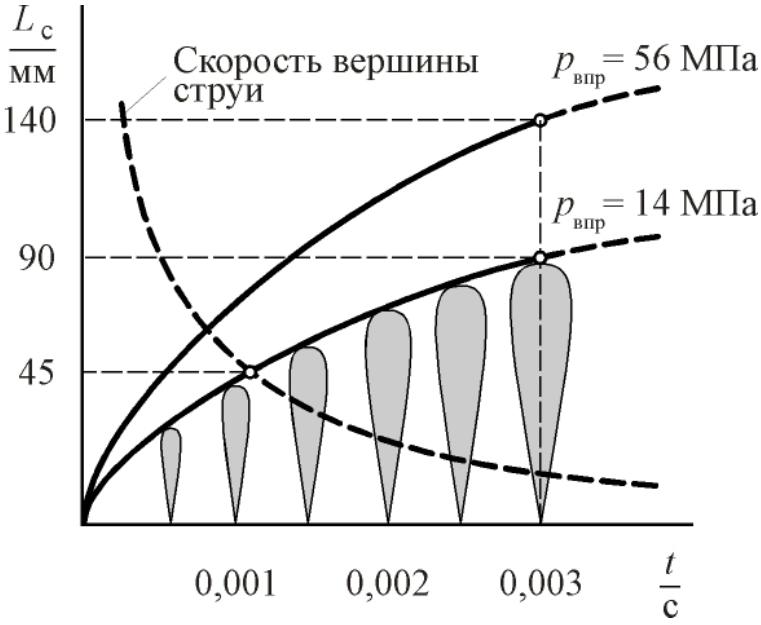



Рис. 6. 8. Влияние давления впрыскивания на дальнобойность топливной струи

Дальнобойность топливной струи за определенный промежуток времени (0,001 с) характеризуется линейной зависимостью от частоты вращения вала топливного насоса, рис. 6. 10.

С увеличением давления впрыскивания дальнобойность струи возрастает. С ростом диаметра сопловых отверстий струя становится компактнее, и её дальнобойность увеличивается, рис. 6. 9.

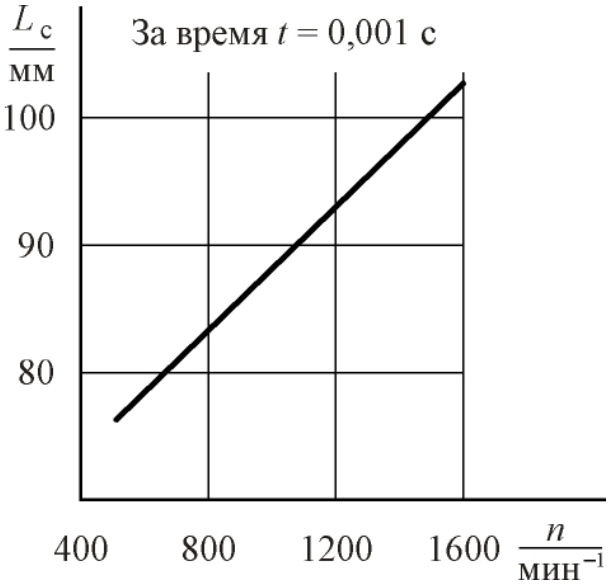



Рис. 6. 10. Влияние частоты вращения вала топливного насоса на дальнобойность топливной струи

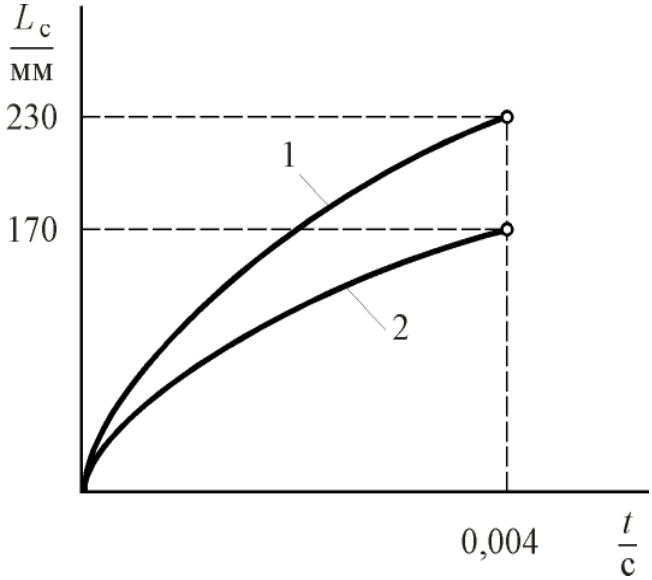



Рис. 6. 9. Влияние диаметра соплового отверстия форсунки на дальнобойность струи ($p_{впр}$ = 30 МПа): 1 – для $d_c$ = 0,8 мм; 2 для $d_c$ = 0,4 мм
2) – $d_c$ = 0,4 мм

*Завихривание воздушного заряда*. Рассмотрим влияние завихривания воздушного заряда на распределение капелек топлива по объёму камеры сгорания на примерах камер сгорания ДВС со встречно движущимися поршнями и двигателей типа «Рикардо».

В камере сгорания первого типа воздушный заряд имеет вращательное движение, создаваемое при поступлении его в цилиндр в процессе продувки, рис. 6. 11. По мере приближения противоположно движущихся поршней к точке минимального объёма производится впрыскивание топлива через четыре форсунки.

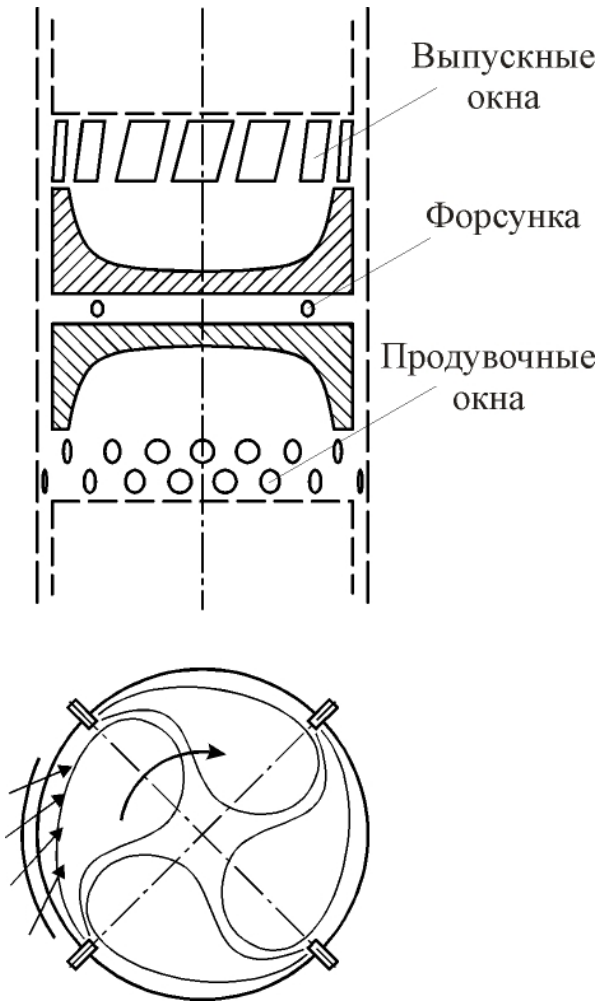



Рис. 6. 11. Вихреобразование в камере сгорания двигателя со встречно движущимися поршнями

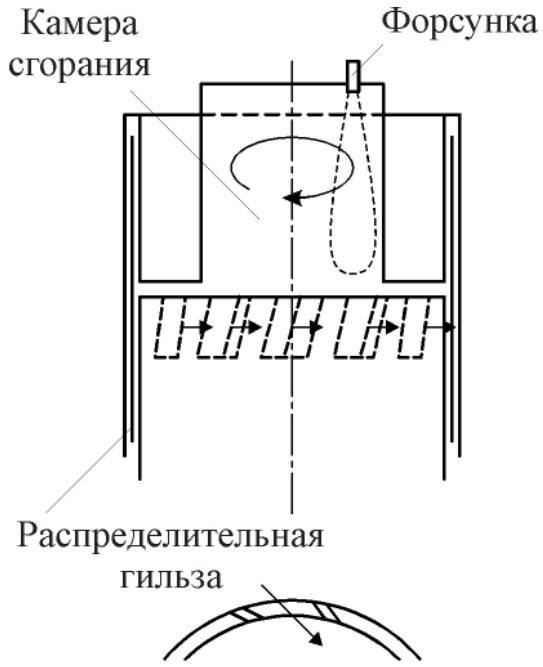



Рис. 6. 12. Схема организации движения воздушного заряда в камере сгорания типа «Рикардо»

В камере сгорания типа «Риккардо» (рис. 6. 12) смесеобразование улучшается посредством так называемого гильзового газораспределения. Распределительная гильза совершает поступательно-вращательное движение, в результате чего достигаются оптимальные фазы процессов выпуска и наполнения. Воздух совершает вращательное движение в КС.

Для оценки интенсивности вихревого движения используют вихревое отношение, представляющим собой частное от деления числа оборотов вихря на число оборотов вала двигателя, то есть, $n_{вихря}/n$. Исследования показывают, что существует оптимальное вихревое отношение, при котором двигатель достигает наибольшей мощности при наилучшей экономичности. Для названного двигателя оптимальная величина вихревого отношения равна примерно 10, рис.6. 13.

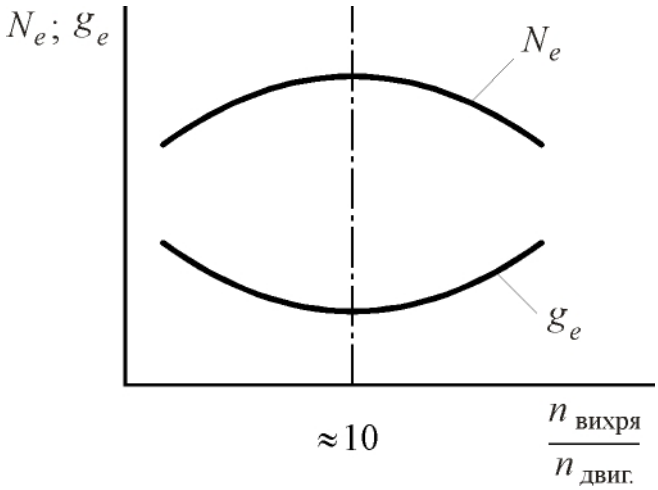



Рис. 6. 13. Влияние вихревого отношения на параметры двигателя

Это объясняется тем, что за время впрыскивания (продолжительность впрыскивания составляет 34 град ПКВ) воздух в камере сгорания сделает полный оборот ($34^0 \times 10 = 340^0 \approx 360^0$).

Для определения необходимой интенсивности вращения воздушного вихря вокруг оси цилиндра при любом числе сопловых отверстий распылителя, расположенного в центре камеры сгорания, существует правило: за период (угол ПКВ) продолжительности впрыскивания воздушный вихрь должен повернуться на угол между топливными струями. Это правило позволяет ориентировочно определить необходимое вихревое отношение. Так, при числе сопловых отверстий $i_c = 4$ (рис. 6. 14) и продолжительности впрыскивания $\varphi_{\text{впр}} = 35$ град ПКВ вихревое отношение должно быть равным

$$\frac{n_{\text{вих}}}{n} = \frac{360}{i_c \cdot \varphi_{\text{впр}}} = \frac{360}{4 \cdot 35} = 2{,}6 \approx 3,$$

где

$$\frac{360}{i_c} = \varphi_{\text{вихря}} -$$

угол поворота (путь) вихря между сопловыми отверстиями.

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

Таким образом, правильное согласование продолжительности впрыскивания топлива с интенсивностью завихривания воздуха имеет большое значение. Воздушные вихри могут быть созданы применением заширшленных клапанов (рис. 6. 15), а также использованием тангенциальных и винтовых впускных каналов.

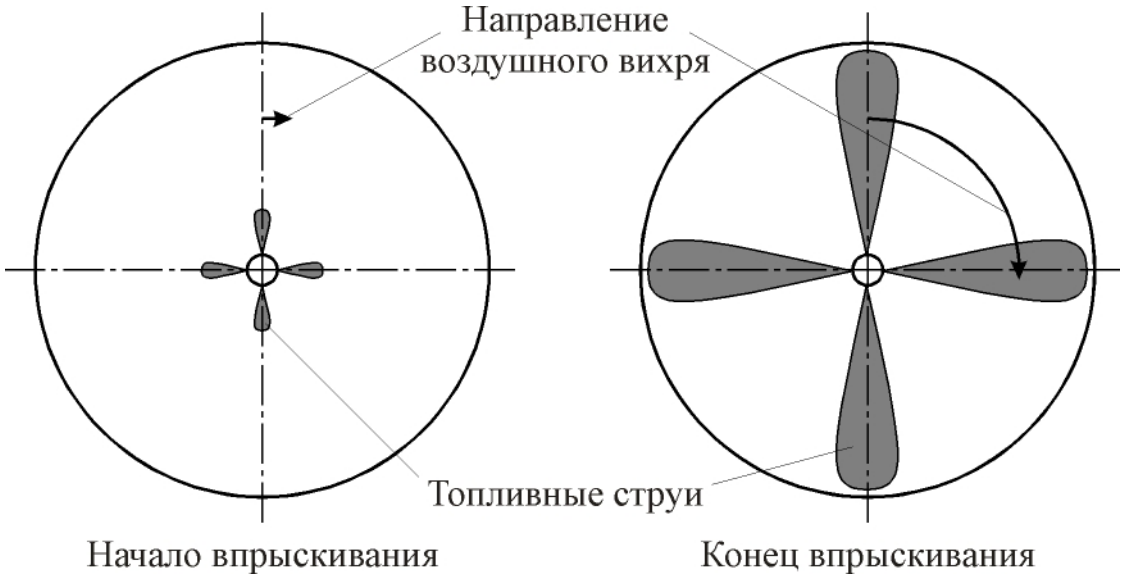



Рис. 6. 14. Согласование интенсивности вихря с числом сопловых отверстий распылителя форсунки ($i_с = 4$)

### *6. 2. Плёночное смесеобразование*

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

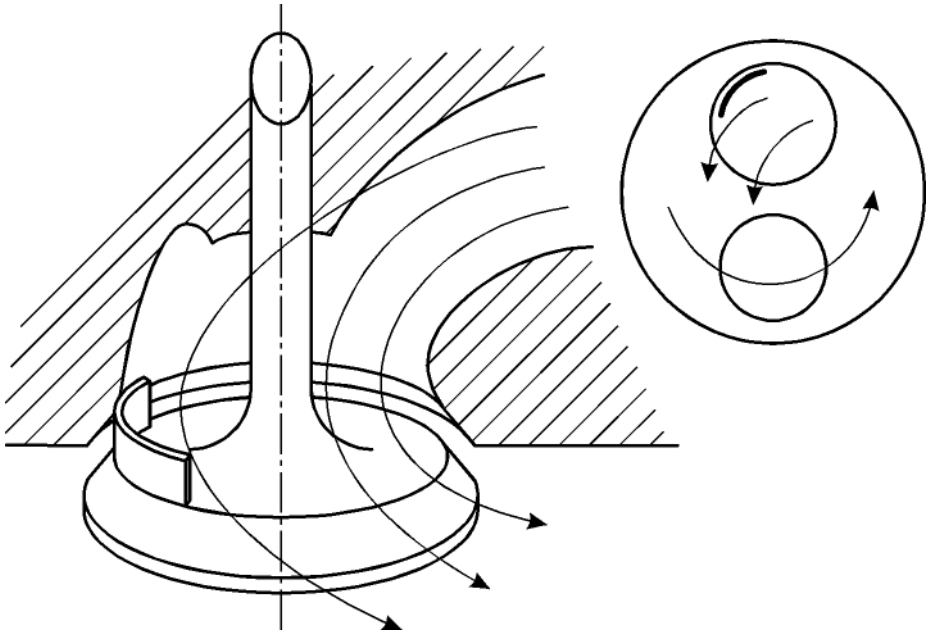


Рис. 6. 15. Схема организации воздушного вихря при помощи заширмленного впускного клапана

При плёночном смесеобразовании топливо впрыскивается на стенку камеры сгорания по направлению воздушного вихря. При этом в объёме камеры распыливается, по данным Мойрера, не более 5 %. Топливо растекается по поверхности камеры сгорания в виде плёнки, распространению которой способствует воздушный вихрь.

Температура поверхности стенки камеры достигает 340 $^0$С, в результате чего плёнка нагревается, происходит послойное испарение топлива с её поверхности, смешивание с воздухом, воспламенение и сгорание, рис. 6. 16. После воспламенения испарению способствует лучистая энергия пламени.

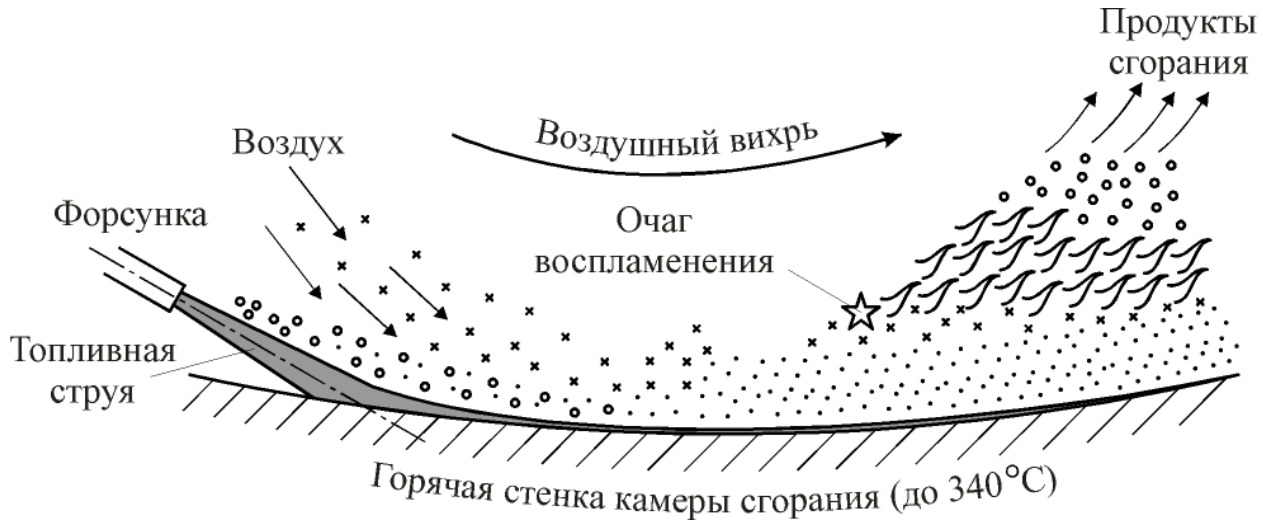



Рис. 6. 16. Схема плёночного смесеобразования и сгорания

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

Температура «холодного» воздуха в камере сгорания перед воспламенением в двигателях без наддува находится в пределах 500…600 $^0$С, а в наддувных – 700…800 $^0$С.

Теория смесеобразования в камере сгорания с круговым движением воздуха, как это имеет место и при плёночном смесеобразовании, более подробно изложена в разделе 6. 4.

### *6. 3. Воспламенение и сгорание в дизелях*

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

Кинематографирование пространства камер сгорания в дизелях показывает, что начальные очаги самовоспламенения почти всегда формируются локализовано вблизи внешних границ головной части распыленной топливной струи. Как правило, число таких очагов не меньше, чем число топливных струй. От этих очагов пламя быстро распространяется сначала по объёму, охваченному топливными струями, а затем, по мере смешивания распыленного, испарившегося и горящего топлива с воздухом, по всей камере сгорания.

Необходимо отметить, что в дизелях, в отличие от бензиновых двигателей, предел воспламеняемости по среднему составу смеси значительно шире, и воспламенение топлива происходит при более высоком среднем численном значении коэффициента избытка воздуха (вплоть до $\alpha \approx 6\ldots8$), так как в пространстве, охваченном распыленной струёй, всегда найдутся зоны с благоприятным для самовоспламенения составом смеси ($\alpha \approx 0{,}9\ldots1{,}0$).

*Процесс самовоспламенения*

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

$$C_nH_m + O_2 \rightarrow ROOH\ ,$$

где $ROOH$ – общая формула гидроперекисей.

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

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

$$ROOH \rightarrow RO\bullet + \bullet OH + \text{теплота},$$

где $RO\bullet$ – алкоксильный радикал.

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

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

Температура самовоспламенения зависит от вида топлива, рода и плотности окислителя (рис. 6. 17).

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

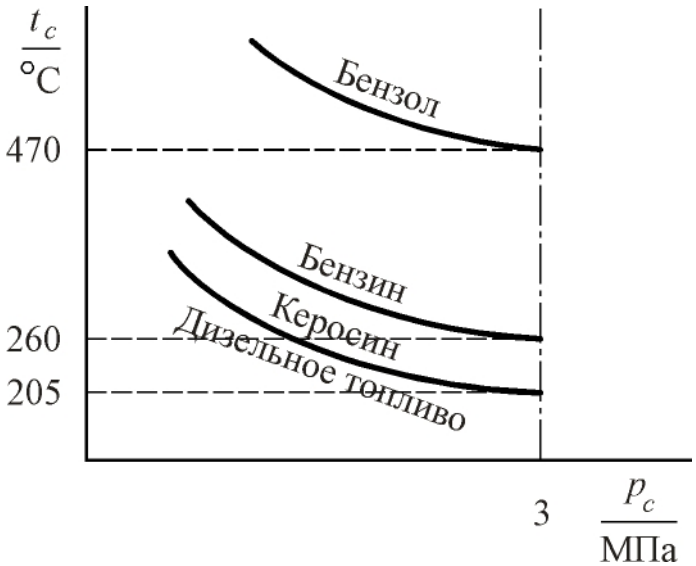



Рис. 6. 17. Зависимость температуры самовоспламенения от вида топлива и давления среды

*Период задержки воспламенения*

Время задержки воспламенения в дизеле имеет большое значение для последующего сгорания топлива, особенно при объёмном смесеобразовании. На рис 6. 18 показана индикаторная диаграмма при относительно небольшом периоде задержки самовоспламенения $\varphi_c$, а на рис. 6. 19 – при существенно большем $\varphi_c$.

Особенностью второй диаграммы является резкий подъём линии видимого сгорания $y - z_p$ и высокое максимальное давление цикла $p_{макс}$. Для такой диаграммы характерна «жёсткая» и шумная работа двигателя. «Жёсткая» работа вызывается большой быстротой нарастания давления. Количественно средняя быстрота нарастания давления $\overline{w}_p$ выражается отношением

$$\overline{w}_p = \frac{p_{макс} - p_y}{\varphi_p}, \text{ МПа/град ПКВ.}$$

Максимальная быстрота нарастания давления

$$w_{pмакс} = \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{макс} = tg\gamma .$$

Условно можно считать работу дизеля «мягкой», если $w_{pмакс} < 0{,}5$ МПа/град ПКВ.

Скачок быстроты нарастания давления в момент воспламенения

$$\Delta w_p = \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{сг} - \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{сж} .$$

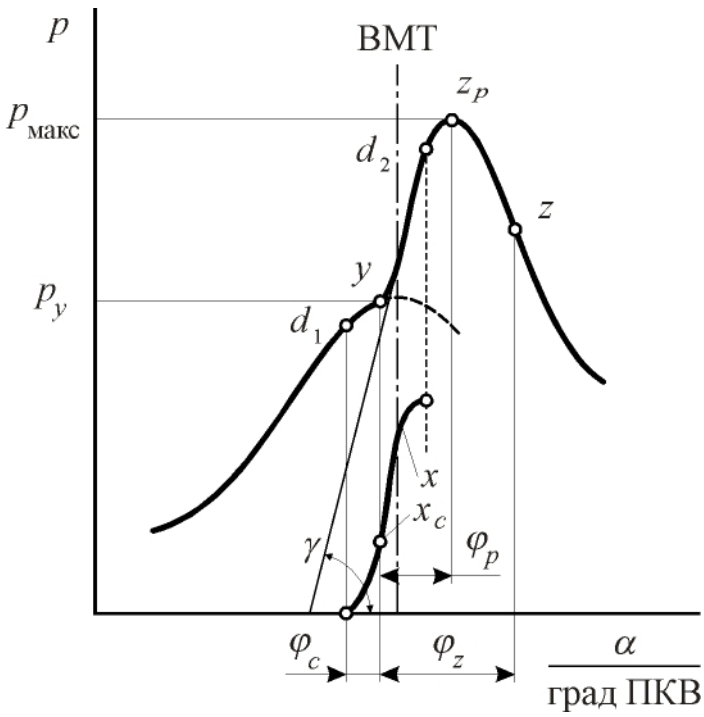



Рис. 6. 18. Индикаторная диаграмма при «мягкой» работе дизеля

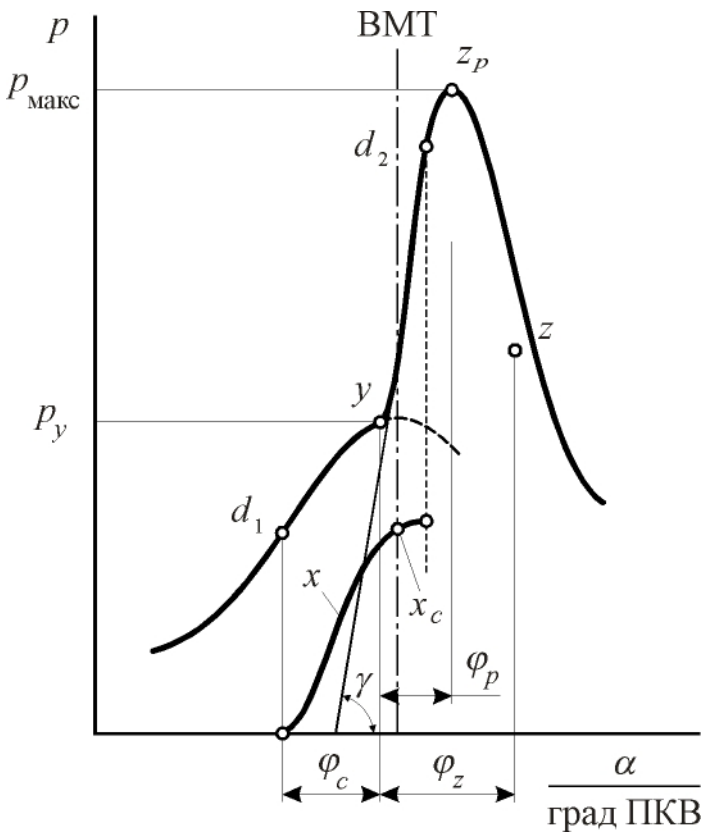



Рис. 6. 19. Индикаторная диаграмма при «жёсткой» работе дизеля

Причина жёсткой работы дизеля заключается в следующем. При большом $\varphi_c$ к моменту самовоспламенения в камере сгорания накапливается значительная часть впрыскиваемого за один цикл топлива, а, следовательно, к моменту воспламенения топлива образуется большое количество перекисей. Поэтому в момент инициирования реакции горения генерируется большое число начальных активных центров. Это определяет бурное развитие цепного процесса в начальной стадии сгорания.

Для дизелей с непосредственным впрыскиванием доля топлива, накопившегося к моменту самовоспламенения в камере сгорания,

$$\sigma_c = \frac{G_{тс}}{G_{тц}},$$

где $G_{ТС}$ – количество топлива, поданного в камеру сгорания дизеля за время задержки самовоспламенения; $G_{ТЦ}$ – количество топлива, поданного за цикл.

Для современных двигателей $\sigma_c \leq 0{,}15\ldots\ 0{,}20$.

Поскольку время задержки самовоспламенения играет такую важную роль в последующем развитии процесса сгорания, следует выявить факторы, влияющие на величину задержки. Подготовка к инициированию реакции сгорания является очень важным и сложным процессом. В процессах, непосредственно предшествующих

самовоспламенению, происходят разрывы химических связей части молекул топлива и кислорода. Установлено, что процесс самовоспламенения наступает в газовой фазе, что лимитируется фазой испарения. Для самовоспламенения топлива необходимо его вначале испарить и смешать с воздухом в определенной пропорции. Второе условие выполняется автоматически, так как в области топливной струи всегда имеет место переменная концентрация от очень бедной смеси на периферии до очень богатой в ядре (стержне) струи.

Для испарения топлива требуется определенное количество тепловой энергии. Можно считать главным в процессе самовоспламенения топлива передачу энергии от нагретого воздуха распыленным капелькам топлива. Это процесс теплоотдачи. Для простоты можно считать процесс теплоотдачи установившимся (стационарным). При этом упрощении для процесса самовоспламенения можно написать уравнение теплоотдачи (закон Ньютона)

$$Q_n = \alpha(\bar{t}_c - t_T)F\tau_c,$$

где $Q_n$ – теплота, необходимая для испарения такого количества распыленного топлива, которого достаточно для образования с воздухом местного очага самовоспламенения;

$\bar{t}_c$ – средняя температура воздуха за время задержки самовоспламенения;

$t_T$ – температура впрыскиваемого топлива;

$\alpha$ – коэффициент теплоотдачи;

$F$ – поверхность распыленного топлива;

$\tau_c$ – время задержки самовоспламенения.

Из уравнения теплоотдачи следует, что

$$\tau_c = \frac{Q_n}{\alpha(\bar{t}_c - t_T)F}. \qquad (6.\ 1)$$

Величина $Q_n$ зависит от природы топлива. Топливо с большим содержанием парафинов (дизельное) характеризуется меньшими величинами $Q_n$, а топливо с большим содержанием ароматиков (бензины), наоборот, большими $Q_n$. Это объясняется тем, что молекулы ароматических углеводородов обладают наибольшей прочностью связей между атомами.

Средняя температура заряда в течение периода задержки воспламенения является функцией степени сжатия $\varepsilon$, температуры заряда в конце впуска $T_a$, скоростного режима работы двигателя $n$.

В свою очередь, $T_a$ зависит от температуры окружающей среды, степени подогрева заряда при впуске, способа охлаждения, материала поршня и т. д. При наддуве большое значение имеет степень охлаждения воздуха после нагнетателя.

*Коэффициент теплоотдачи* $\alpha$ зависит от плотности рабочего тела (степени наддува) и характера относительного движения капелек топлива и воздуха. В том случае, когда капелька топлива покоится в воздушном потоке, коэффициент теплоотдачи сравнительно невелик. Он существенно повышается, когда капельку обтекает воздух при встречном движении, рис. 6. 20.

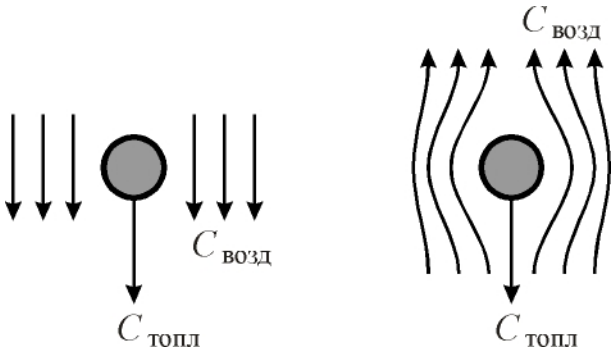



Рис. 6. 20. Схема относительного движения капли топлива и воздуха

Относительное движение капель топлива и воздуха возникает вследствие впрыскивания топлива в камеру сгорания с большой скоростью, а также вследствие турбулентного движения воздушного заряда.

Для ускорения относительного движения, а оно желательно и для обеспечения быстрого сгорания топлива, в современных камерах сгорания создают вихревые движения воздушного заряда.

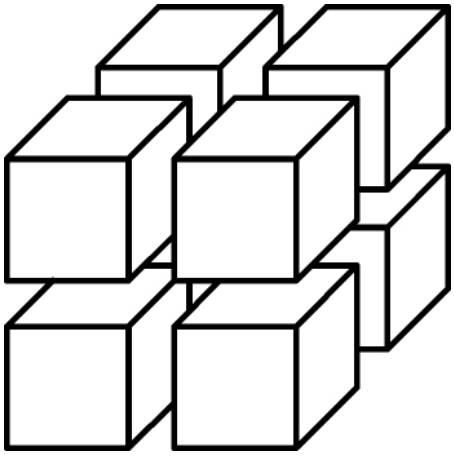


Рис. 6. 21. К пояснению влияния мелкости распыливания на увеличение поверхности распыленного топлива

*Площадь поверхности распыленного топлива F* зависит от степени дисперсности распыливания, или, как говорят, от тонкости распыливания, то есть, от величины среднего радиуса капли топлива. Чем на более мелкие капли дробится подаваемое в цилиндр топливо, тем больше величина суммарной поверхности капелек распыленного топлива. Это поясняется рис. 6. 21.

*Удельная поверхность распыленного топлива* является одним из показателей качества распыливания. Она определяется выражением

$$\frac{F}{V_{тц}} = \frac{3 \cdot 4\pi \cdot r_к^2 i_к}{4\pi \cdot r_к^3 i_к} = \frac{3}{r_к},$$

где $F$ – общая поверхность капелек топлива, образовавшаяся при подаче в цилиндр порции топлива;

$V_{тц}$ – объём поданной порции топлива;

$r_к$ – радиус капельки.

Чем больше отношение $F/V_{тц}$, тем мельче распылено топливо.

Мелкое распыливание необходимо для обеспечения быстрого прогрева и сгорания топлива. Однако, слишком мелкое распыливание приводит к ухудшению динамики сгорания (резко возрастает максимальное значение скорости нарастания давления из-за слишком быстрого сгорания).

Зависимость периода задержки самовоспламенения дизельного топлива от температуры и давления рабочего тела иллюстрируется графиками (рис. 6. 22.), полученными экспериментально.

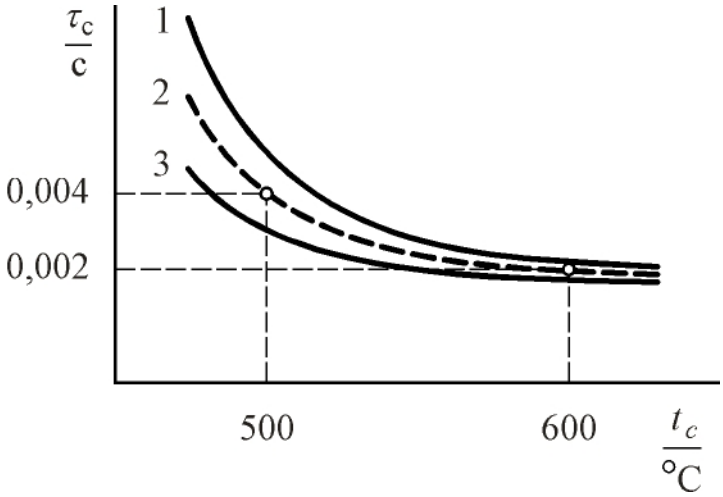



Рис. 6. 22. Влияние температуры и давления рабочего тела на период задержки самовоспламенения:1 – для давления 2,8 МПа; 2 – для 3,3 МПа; 3 – для 3,7 МПа

Установлено, что доля топлива, подаваемого в цилиндр за период задержки воспламенения, не должна превышать 15…20 % от общей цикловой подачи.

*Полуэмпирическое уравнение задержки самовоспламенения профессора А. И. Толстова.* Обобщив большой экспериментальный материал и использовав некоторые теоретические положения, профессор, доктор технических наук А. И. Толстов получил уравнение для определения периода задержки самовоспламенения в дизелях. Оно имеет следующий вид:

$$\tau_i = 10^{-2} B\sqrt{C}\sqrt{\frac{T_a}{p_a}} \cdot e^{\frac{EC^{0,34}}{RT}}, \qquad (6.2)$$

где $T_a$ – температура в начале такта сжатия;

$p_a$ – давление в начале такта сжатия;

$E$ – условная энергия активации топлива, учитывающая также процесс его испарения (в результате исследований было получено, что $E$ = 5000... …6000 ккал/моль);

$B$ – коэффициент, зависящий от частоты вращения вала двигателя $n$, определяемый по эмпирической формуле

$$B = 12 \cdot 10^{-4} (1...1{,}6 \cdot 10^{-4}) n;$$

$C$ – отвлеченная величина, вычисляемая по формуле

$$C = \frac{1}{\varepsilon}\left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \frac{\sigma}{\beta}\right],$$

где $\varepsilon$ – степень сжатия;

$\beta = \frac{V_h^{'}}{V_h}$ – доля потерянного объема;

$V_h^{'}$ – часть рабочего объема, соответствующая перемещению поршня при открытых органах газораспределения в такте сжатая;

$\sigma$ – кинематическая функция перемещения поршня, причём

$$\sigma = \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(Cos\theta_{впр} + \frac{1}{\lambda}\sqrt{1 - \lambda^2 Sin^2\theta_{впр}}\right)\right],$$

$\theta_{впр}$ – угол опережения впрыскивания топлива в цилиндр двигателя;

$\lambda = \frac{r}{L_ш}$ – отношение радиуса кривошипа в длине шатуна.

### *6. 4. Смесеобразование и сгорание в свободном (потенциальном) вихре*

Исследования показывают, что, если в камере сгорания воздух совершает круговое движение, и на горячую стенку в направлении движения вихря впрыскивается топливо, то, несмотря на отсутствие равномерного распределения топлива по воздуху, оно сгорает полностью и быстро. Отсюда следует, что существует какой-то механизм, который обеспечивает за короткий промежуток времени хорошее качество смешивания топлива с воздухом (смесеобразования) и совершенное сгорание топлива. Описание оптической картины такого сгорания поясняется при помощи рис. 6. 23.

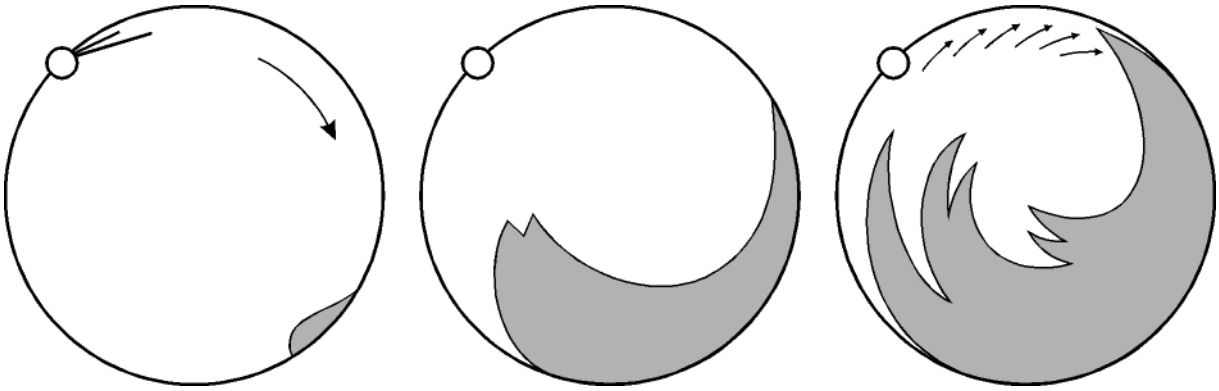


Рис. 6. 23. Оптическая картина сгорания в потенциальном вихре

Пламя возникает далеко от форсунки, затем распространяется по объёму камеры сгорания. При этом пламя спиралеобразно и быстро устремляется к центру камеры. Последний эффект проливает свет на механизм смесеобразования. Если горячие и менее плотные продукты сгорания переносятся к середине камеры сгорания, то это должно вызвать противоположное движение вытес-

няемого более холодного и плотного воздуха из центральных областей камеры к её периферии. Благодаря этому к испаряющейся со стенки плёнке топлива непрерывно подводится необходимый для сгорания кислород воздуха.

Причина описанного механизма смесеобразования и сгорания кроется в свойствах потенциального вихря, который, как это установлено опытами, всегда возникает, если воздух поступает в цилиндр или в камеру сгорания двигателя тангенциально.

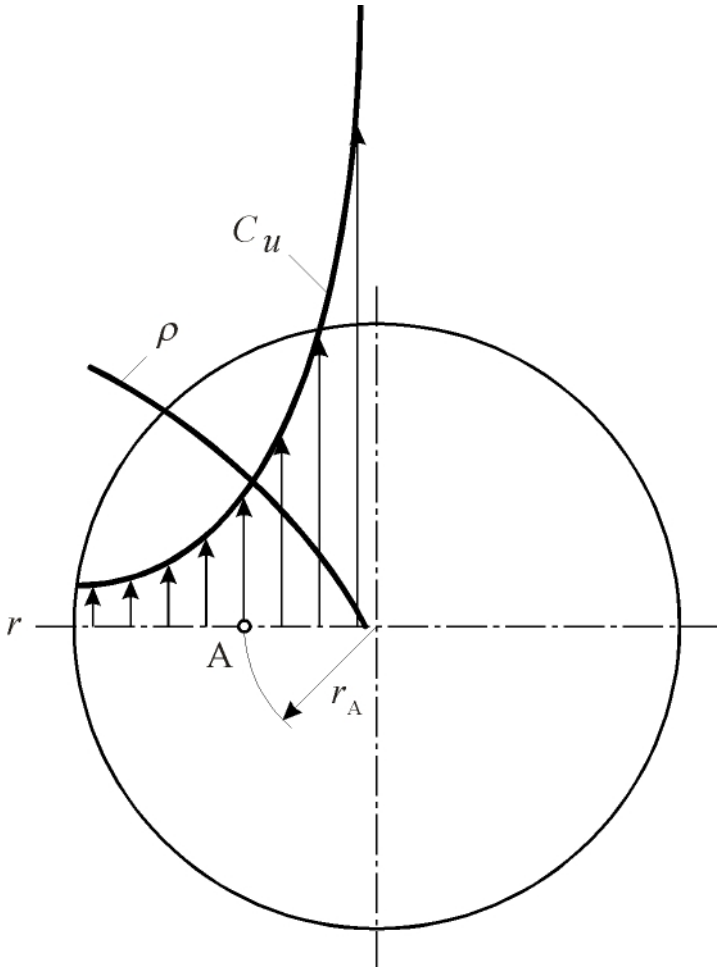



Рис. 6. 24. Распределение окружных скоростей в потенциальном вихре

*Закономерность потенциального вихря*. Свободный, или потенциальный, вихрь характеризуется отсутствием турбулентности и законом вращения газообразного или жидкого тела, у которого окружная скорость частицы $C_u$ изменяется обратно пропорционально радиусу $r$, рис. 6. 24.

$$C_u = \frac{const}{r} = \frac{\Gamma}{r}. \qquad (6.\ 3)$$

Постоянная $\Gamma$ называется циркуляцией скорости.

*Движение частицы в потенциальном вихре*. Пусть с той же циркуляцией $\Gamma$ в среде вихря движется без трения и сопротивления частица А, находящаяся в начальный момент на расстоянии $r_a$ от оси вихря. Из условия динамического равновесия частицы следует, что результирующая сила ускорения в радиальном направлении $R$ равна центробежной силе инерции $F$, уменьшенной на силу $P$, обусловленную изменением давления среды $p$ на частицу, и действующей по радиусу к центру

$$R = F - P. \qquad (6.\ 4)$$

Сила ускорения в радиальном направлении

$$R = mj = m\frac{d^2r}{dt^2}, \qquad (6.\ 5)$$

где $m$ – масса частицы;

$r$ – радиус-вектор частицы;

$j$ – ускорение частицы в радиальном направлении, а, точнее, её центробежное, или центростремительное ускорение.

Центробежная сила инерции

$$F = \frac{mC_u^2}{r} = m\frac{\Gamma^2}{r^3}. \qquad (6.\ 6)$$

Сила давления на частицу, обусловленная градиентом давлений $dp/dr$ с внешней и внутренней сторон частицы по радиусу, может быть выражена уравнением

$$P = V\frac{dp}{dr} = \frac{m}{\rho'}\cdot\frac{dp}{dl}, \qquad (6.\ 7)$$

где $V$ – объем частиц, который определяется из формулы

$$V = \frac{m}{\rho'}, \qquad (6.\ 8)$$

в которой $\rho'$ – плотность частицы;

$m$ – масса частицы.

Согласно уравнению Бернулли в дифференциальной форме

$$-dp = \frac{\rho}{2}d(C_u^2)$$

и уравнению (6. 3) получим

$$-dp = \frac{\rho\Gamma^2}{2}d\left(\frac{1}{r^2}\right), \qquad (6.\ 9)$$

где $\rho$ – плотность газа.

После дифференцирования уравнения (6. 9) по $r$ имеем

$$-\frac{dp}{dr} = \frac{\rho\Gamma^2}{2}\frac{d}{dr}\left(\frac{1}{r^2}\right) = -\frac{\rho\Gamma^2}{2}\frac{2r}{r^4} = -\rho\frac{\Gamma^2}{r^3}.$$

Итак,

$$\frac{dp}{dr} = \rho\frac{\Gamma^2}{r^3}. \qquad (6.10)$$

Учитывая уравнения (6. 8) и (6. 10), уравнение силы давления (6. 7) можно переписать в следующем виде:

$$\rho = m\frac{\rho}{\rho'}\cdot\frac{\Gamma^2}{r^3}. \qquad (6.\ 11)$$

Подставив полученные выражения для сил $R$, $F$ и $P$ из уравнений (6. 5), (6. 6) и (6. 11) в формулу (6. 4), после простых преобразований получим уравнение ускорения частицы в свободном вихре

$$\frac{d^2r}{dt^2} = \left(1 - \frac{\rho}{\rho'}\right)\frac{\Gamma}{r^3}. \qquad (6.\ 12)$$

Проанализируем это уравнение.

Из полученного (6.12) видно, что при $\rho' > \rho$ ускорение частицы положительно, а при $\rho' < \rho$ отрицательно.

*Дифференциальное уравнение ускорения частицы в полярных координатах.* Заменив прямоугольные координаты полярными и обозначив полярный угол, образуемый радиус-вектором $r$ с полярной осью через $\varphi$ (рис. 6. 25), получим скорость частицы вдоль радиус-вектора.

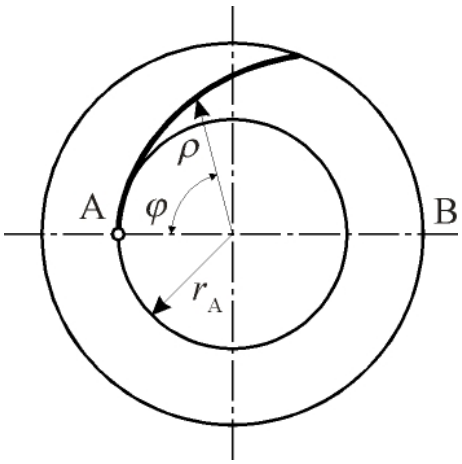



Рис. 6. 25. Траектория частицы А в потенциальном вихре в полярных координатах

При $\rho' > \rho$

$$\frac{dr}{dt} = \frac{dr}{d\varphi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} = \frac{dr}{d\varphi}\omega,$$

Так как

$$\omega = \frac{C_u}{r} = \frac{\Gamma}{r^2},$$

то

$$\frac{dr}{dt} = \frac{\Gamma}{r^2}\cdot\frac{dr}{d\varphi}. \qquad (6.\ 13)$$

После дифференцирования уравнения (6. 13) получим уравнение ускорения частицы в полярных координатах

$$\frac{d^2r}{dt^2} = \frac{d}{dt}\left(\frac{\Gamma}{r^2}\cdot\frac{dr}{d\varphi}\right) = \frac{d}{d\varphi}\left(\frac{\Gamma}{r^2}\cdot\frac{dr}{d\varphi}\right)\frac{d\varphi}{dt} =$$

$$= \frac{\Gamma}{r^2}\left[\frac{\Gamma}{r^2}\cdot\frac{d^2r}{d\varphi^2} - \frac{2\Gamma}{r^3}\cdot\left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2\right] = \frac{\Gamma^2}{r^3}\left[\frac{1}{r}\cdot\frac{d^2r}{d\varphi^2} - \frac{2}{r^2}\cdot\left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2\right]. \qquad (6.14)$$

Приравнивания последнее уравнение (6. 14) выражению (6. 12), получаем

$$\frac{1}{r}\cdot\frac{d^2r}{d\varphi^2} - \frac{2}{r^2}\cdot\left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2 = 1 - \frac{\rho}{\rho'}. \qquad (6.\ 15)$$

После решения уравнения второго порядка (6. 15) и ряда преобразований получаем уравнение траектории частицы в потенциальном вихре в полярных координатах

$$\frac{r_a}{r} = \cos\left(\varphi\sqrt{1 - \frac{\rho}{\rho'}}\right), \qquad (6.\ 16)$$

где $\varphi$ значение выражено в радианах.

Уравнение (6. 16) выведено в предположении, что $\rho' > \rho$. Если $\rho' < \rho$, то

$$\frac{r_a}{r} = \cos(\varphi\sqrt{\frac{\rho'}{\rho} - 1}). \qquad (6.\ 17)$$

Полученные уравнения проиллюстрированы графиками, рис. 6. 26. При $\rho/\rho' = 1$ траектория частицы А представляет собой окружность с радиусом $r_a$. При $\rho' > \rho$ траектории частицы А представляют собой спирали, направленные к периферии, а при $\rho' < \rho$ – к центру вихря.

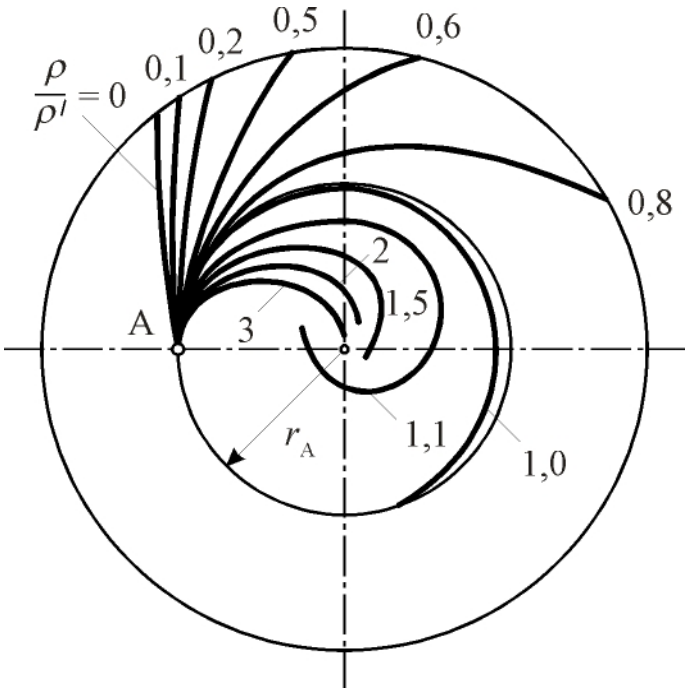



Рис. 6. 26. Траектория частицы А в потенциальном вихре в зависимости от отношения плотностей

Жидкое или парообразное топливо, которое тяжелее воздуха, будет направляться к стенке камеры. Для дизельного топлива $\rho/\rho'$ имеет величину порядка 0,0025, следовательно, взвешенные в вихре капельки топлива будут отбрасываться к стенке по спирали, близкой к прямой. Если частица топлива движется с большей скоростью, чем $C_u$, то этот эффект проявится в большей степени.

Продукты сгорания и, особенно, горящие части смеси вследствие их высокой температуры легче воздуха. В этом случае отношение $\rho/\rho'$ имеет величину порядка 3…4. Поэтому пламя, возникшее в вихре, быстро устремляется по спи-спирали к его середине.

Из уравнений (6. 16) и (6. 17) видно, что форма траектории движения частицы зависит только от начального положения $r_a$, отношения плотностей частицы и воздуха и не зависит от интенсивности циркуляции. В двигателе, работающем при переменном числе оборотов, циркуляция хотя и усиливается с увеличением числа оборотов, однако картина траекторий остается неизменной, и, следовательно, остается также неизменным механизм смесеобразования и сгорания. Этот эффект, который можно назвать термовихревым, характеризуется стойкостью в отношении переменных оборотов и, поэтому, особенно приспособлен для смесеобразования в автомобильных и тракторных дизелях.

Опыт подтвердил полученные теоретические результаты. Следовательно, не принятые во внимание сопротивления частицы не оказывают существенного влияния на ее траекторию.

### *6. 5. Влияние угла встречи топливной струи со стенкой и температуры стенки на кинетику сгорания*

В этом разделе рассматриваются опыты, выполненные известным исследователем Пишингером. Опыты производились на установке, обеспечивающей протекание сгорания при неизменном объёме при условиях, близких к условиям в КС дизеля: в начале сгорания $p_c$ = 4,5 МПа; $t_c$ = 650 $^0$С; окружная скорость тангенциального вихря у стенки $C_u$ = 90 м/с.

Форсунку с односопловым распылителем можно было поворачивать, чтобы топливная струя входила в камеру сгорания под различными углами, см. рис. 6. 27. При $\beta = 63^0$ получается чисто объёмное смесеобразование. С уменьшением угла $\beta$ смесеобразование приближается к плёночному. Температуру стенки камеры сгорания можно было менять по желанию. Таким образом, установка обеспечивала возможность организации как плёночного, так и объёмного способов смесеобразования.

При плёночном смесеобразовании имелась возможность целенаправленного управления процессом сгорания посредством изменения угла встречи струи топлива со стенкой, регулирования температуры стенок камеры сгорания, а также интенсивности вихря.

Анализ результатов эксперимента (рис. 6. 27) позволяет отметить, что температура поверхности стенок камеры сгорания оказывает существенное влияние на динамику сгорания при плёночном смесеобразовании (рис. 6. 27 а). При объёмном смесеобразовании температура стенок слабее влияет на характер сгорания, см. рис. 6. 27 в).

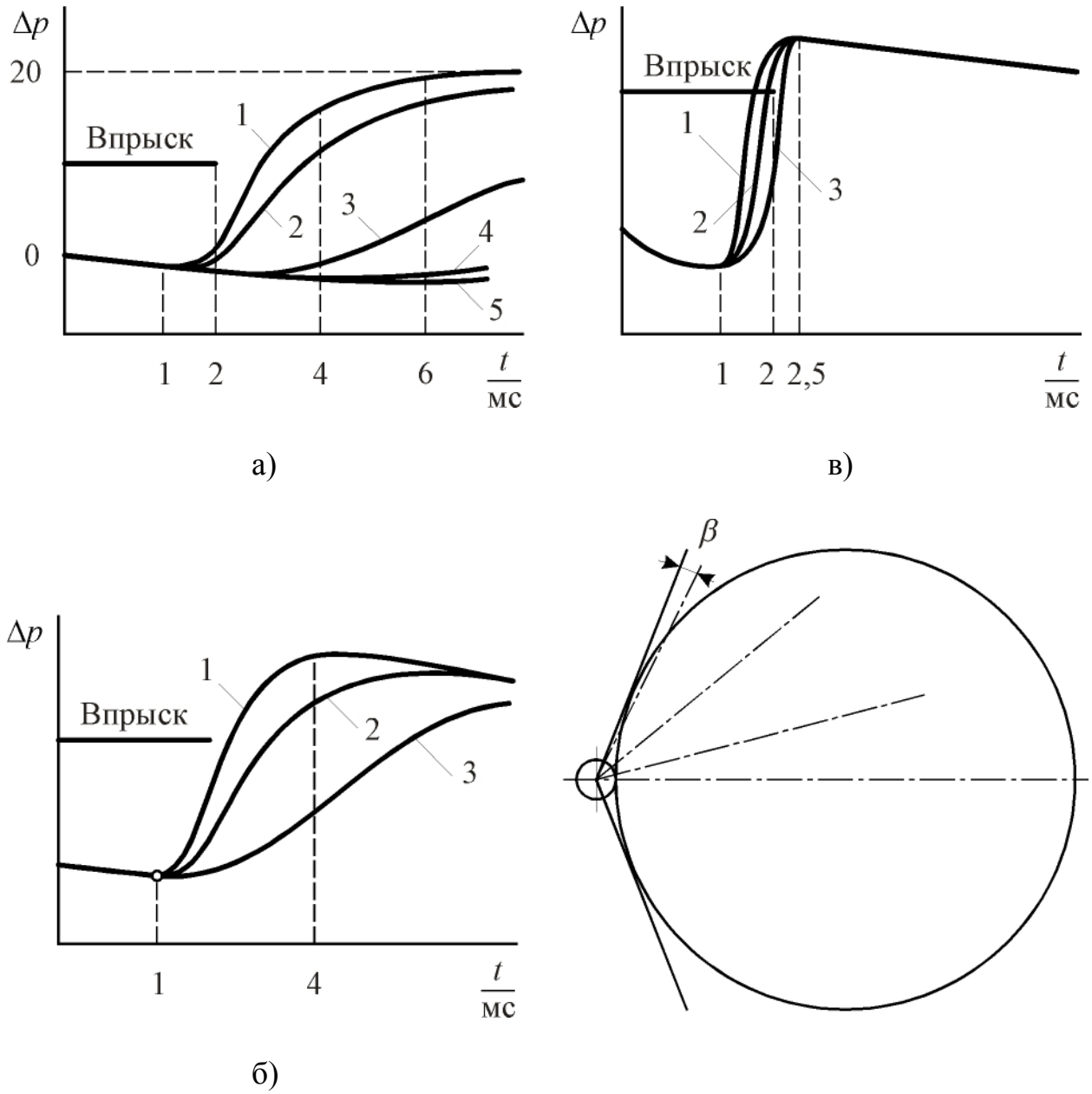



Рис. 6. 27. Влияние угла встречи струи со стенкой и температуры стенки на кинетику сгорания: а) $\beta = 2\ ^0$ (плёночное смесеобразование): 1 – $t_c = 320\ ^0$C; 2 – $t_c = 240\ ^0$C; 3 – $t_c = 200\ ^0$C; 4 – $t_c = 160\ ^0C$; 5 – $t_c = 125\ ^0$C; б) $\beta = 16\ ^0$ (объёмно-плёночное смесеобразование): 1 – $t_c = 320\ ^0$C; 2 – $t_c = 200\ ^0$C; 3 – $t_c = 125\ ^0$C; в) $\beta = 63\ ^0$ (объёмное смесеобразование): 1 – $t_c = 320\ ^0$C; 2 – $t_c = 200\ ^0$C; 3 – $t_c = 125\ ^0$C

При плёночном смесеобразовании ($\beta = 2…5^0$) в случае малых температур стенки наблюдается растянутое сгорание с уменьшением КПД и смолообразованием.

## *6. 6. Камеры сгорания дизелей*

Назначение камеры сгорания заключается в том, чтобы обеспечить наиболее полное и с оптимальной скоростью превращение химической энергии топлива в тепловую энергию.

Камеры сгорания дизелей могут быть классифицированы по нескольким признакам.

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

2. *По конструктивному исполнению* камеры делятся на неразделённые, полуразделённые (камеры в поршне) и разделённые.

3. *По способу завихривания воздушного заряда*. Классификация поясняется схемой, приведенной на рис. 6. 28.

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

5. *По роду используемого топлива* КС классифицируют на одно- и многотопливные.

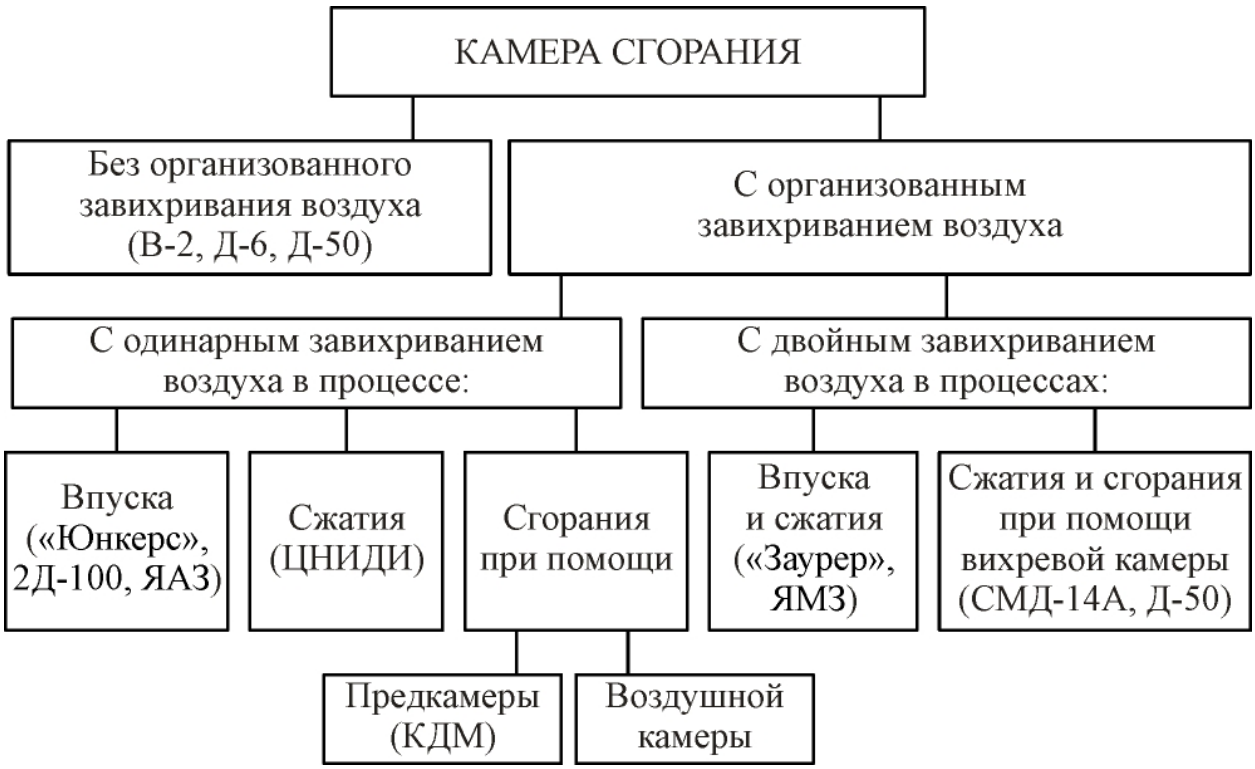



Рис. 6. 28. Схема классификации камер сгорания по способу завихривания воздушного заряда

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

Каждая из камер сгорания (рис. 6. 29 – 6. 33) характеризуется определёнными численными значениями показателей, влияющих на рабочий цикл двигателя. Показатели некоторых КС приведены в табл. 6.1.

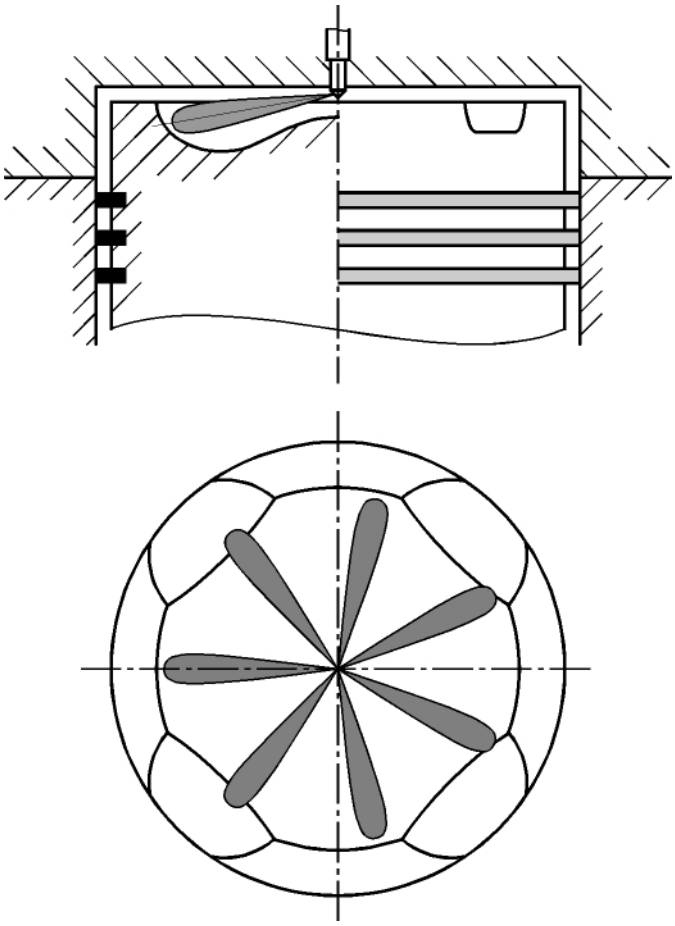


Рис. 6. 29. Неразделенная камера сгорания с непосредственным впрыскиванием

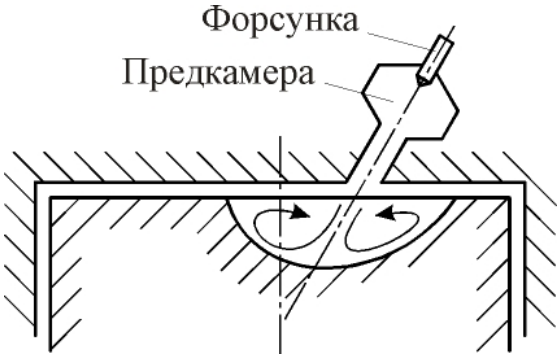



Рис. 6. 30. Разделенная камера сгорания с предкамерой

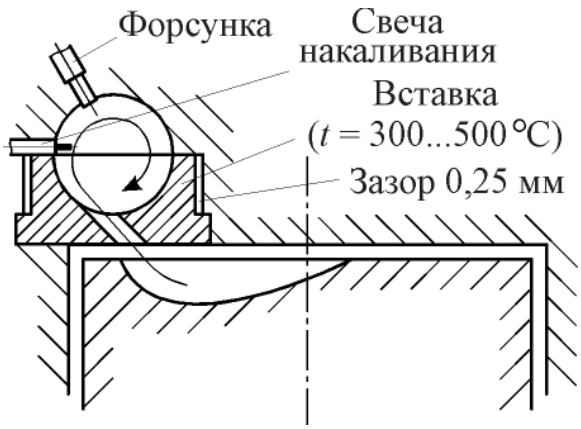



Рис. 6. 31. Разделенная камера сгорания с вихревой камерой

В настоящее время в двигателестроении заметна тенденция к применению неразделённых и полуразделённых КС. Двигатели с такими камерами отличаются высокой экономичностью при работе на неполных и средних нагрузках, хорошими пусковыми качествами. Однако, к цетановому числу топлива предъявляются повышенные требования. При использовании в полуразделённых камерах сгорания плёночного способа смесеобразования пуск двигателя ухудшается. Это объясняется тем, что в период пуска стенки камеры имеют невысокую температуру, и топливная пленка испаряется плохо. Для улучшения пусковых качеств этих двигателей, а также для улучшения реали-

зации многотопливности фирмой MAN повышена степень сжатия. Однако, при этом заметно выросло максимальное давление газов. В связи с этим был применён FM-процесс с принудительным зажиганием, что обеспечило устойчивое воспламенение высокооктановых бензинов на всех режимах работы двигателя.

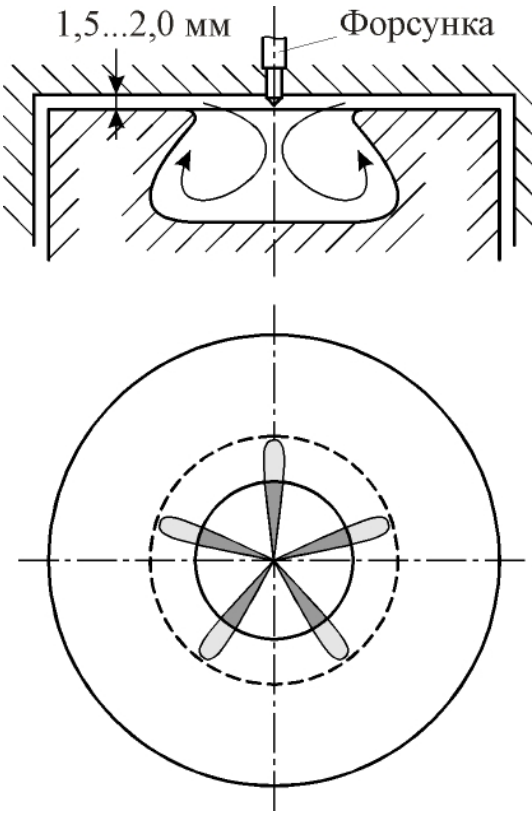



Рис. 6. 32. Полуразделённая камера сгорания ЦНИДИ

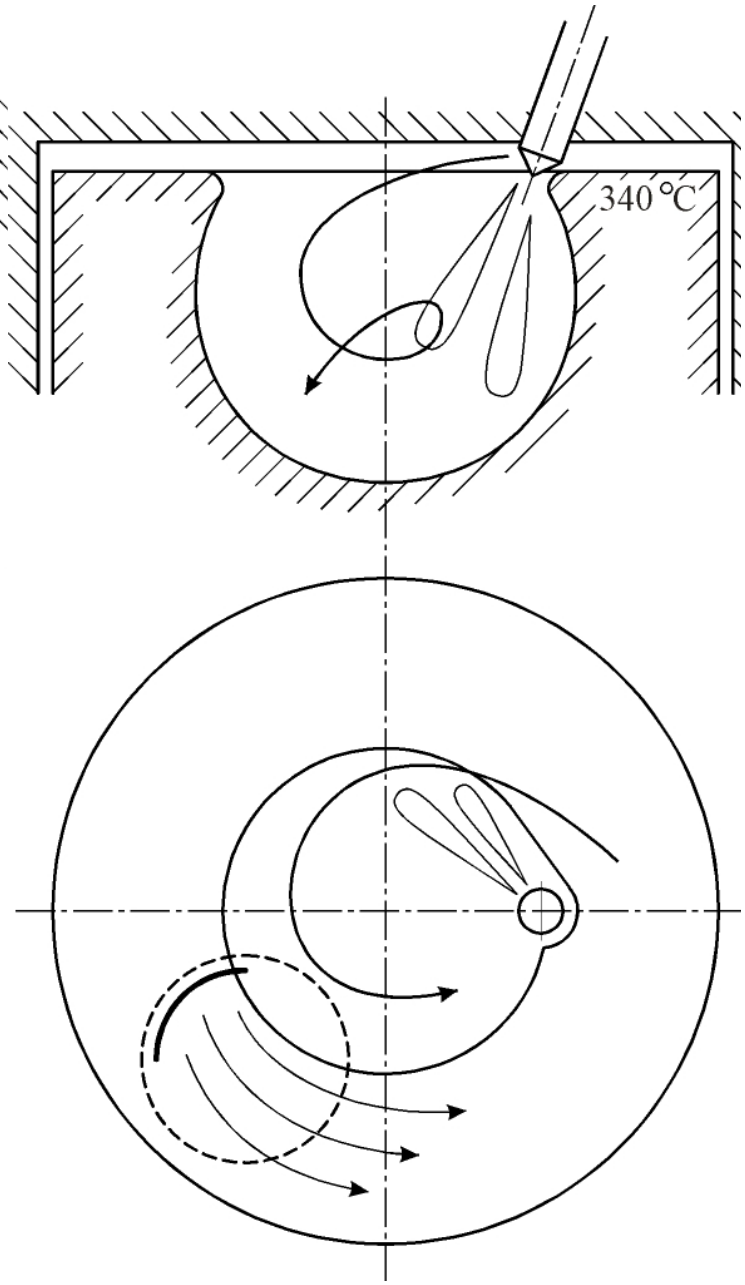



Рис. 6. 33. Полуразделённая камера сгорания с плёночным смесеобразованием

В камере сгорания напротив форсунки установлена свеча с длинным электродом (рис. 6. 34), к которому по канавке подводится часть впрыскиваемого на стенку топлива [11], и где образуется смесь, близкая к стехиометрическому составу. Этот состав мало зависит от режимов работы двигателя. Применение FM-процесса позволило снизить степень сжатия до 14…17, уменьшить $p_{макс}$, снизить дымность и токсичность отработавших газов.

Таблица 6. 1

Краткая характеристика камер сгорания дизелей

| Наименование КС / Параметр | Неразделённая с непосредственным впрыскиваниеми и объёмным смесеобразованием (рис. 6. 29) | Разделённая с предкамерой (рис. 6. 30) | Разделённая с вихревой камерой (рис. 6. 31) | Полуразделённая типа ЦНИДИ (рис. 6. 32) | Полуразделённая с двойным завихриванием воздуха и с плёночым смесеобразованием (рис. 6. 33) |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Марка двигателя | В-2, Д-6, ЧН 21/21 | КДМ-46 | ЧН 10/12, СМД-14 | Д-130, Д-160 | MAN |
| $p_e$, МПа | 0,6…0,65 | 0,55…0,65 | 0,6…0,75 | 0,6…0,7 | 0,75…0,82 |
| $\alpha$ | 1,6…2,0 | 1,3…1,5 | 1,25…1,5 | 1,5…1,8 | 1,2…1,4 |
| $g_e$, г/(кВт·ч) | 200…230 | 272…286 | 245…272 | 224…245 | 224…238 |
| $P_{макс}$, МПа | 7,5…8,5 | 5,0…6,0 | 5,5…6,5 | 6,5…7,2 | 6,0…7,0 |
| $W_{pмакс}$, $\frac{МПа}{град\ ПКВ}$ | 0,8…1,2 | 0,3…0,4 | 0,4…0,5 | 0,6…0,8 | 0,3…0,4 |
| $\xi^*$ | 0,80…0,90 | 0,65…0,75 | 0,70…0,80 | 0,80…0,88 | 0,84…0,88 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
| $m^*$ | 0…0,15 | 0,4…0,6 | 0,3…0,5 | 0,0…0,3 | 0,6…1,0 |
| $\varphi_z$, град ПКВ | 90…150 | 60…100 | 60…90 | 100…120 | 50…60 |
| $\varepsilon$ | 14…15 | 16…18 | 15…17 | 14…16 | 16…17 |
| $n_н$, мин$^{-1}$ | 1800…2000 | 1800…2800 | 1700…2300 | 1000…1800 | 2500…3200 |
| $p_{впр}$, МПа | 200…210 | 120…140 | 120…140 | 210…2300 | |
| Тип распылителя ($d_с \times i_с$) | (0,15…0,35) × (6…8) | (0,5…0,8) × 1 | Штифтовый | (0,35…0,45) × × (5…8) | (0,35…0,5) × 2 |
| $D$, мм | 150…180 | 80…150 | 100…175 | 120…230 | 110…140 |
| Примечание | | Объем предкамеры составляет 25…40 % от объема КС | Отношение объема вихревой камеры к полному объему КС составляет 60…80 % | | |

$\xi$, $m$ и $\varphi_z$ – коэффициент эффективности сгорания, показатель и условная продолжительность сгорания соответственно (см. раздел 7).

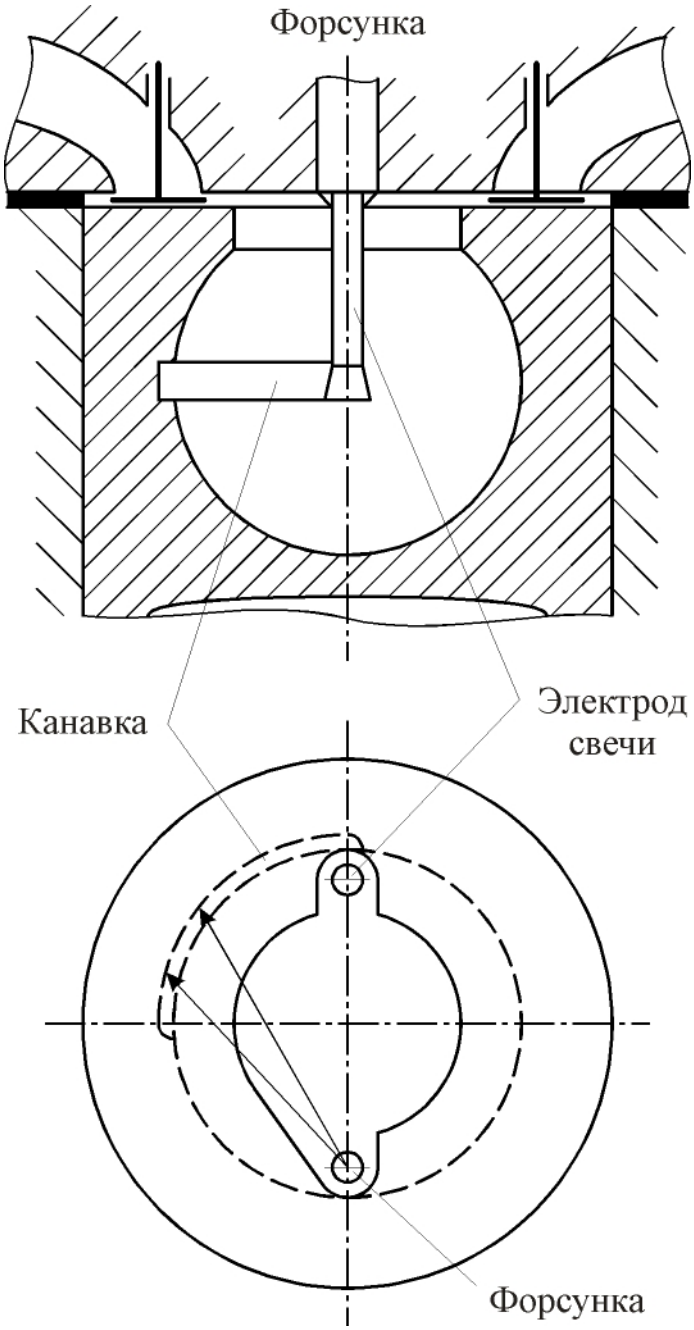



Рис. 6. 34. Полуразделённая камера сгорания с FM-процессом

На некоторых двигателях идея ограничения массы топлива, участвующего в самовоспламенении, реализована без подачи топлива на стенку камеры сгорания. В этом случае используется так называемое пристеночное смесеобразование, применённое впервые в дизелях фирмы Дойц («Deutz»). При таком смесеобразовании топливная струя из распылителя направляется параллельно образующей стенки камеры сгорания, рис. 6. 35. Интенсивный воздушный вихрь вокруг оси цилиндра создается при помощи винтовых впускных каналов. Этот вихрь вызывает сепарацию (разделение по массе) капель топливной струи.

Более крупные капли топлива под влиянием центробежных сил сосредотачиваются около стенок камеры сгорания, а более мелкие и подготовленные к воспламенению образуют близкий к стехиометрическому состав смеси, участвуют в самовоспламенении и сгорании. Направление оси факела параллельно образующей гиперболоида, что увеличивает свободную длину факела ($L > H$).

На рис. 6. 36 приведена схема камеры сгорания с пристеночным смесеобразованием дизеля ЗИЛ-645 [15]. Распылитель с двумя сопловыми отверстиями ($d_c \approx 0{,}45$ мм) создаёт пристеночный факел, направленный параллельно стенке камеры сгорания, и объёмный факел, направленный к центру полусферического днища и используемый, главным образом, для организации самовоспламенения топлива.

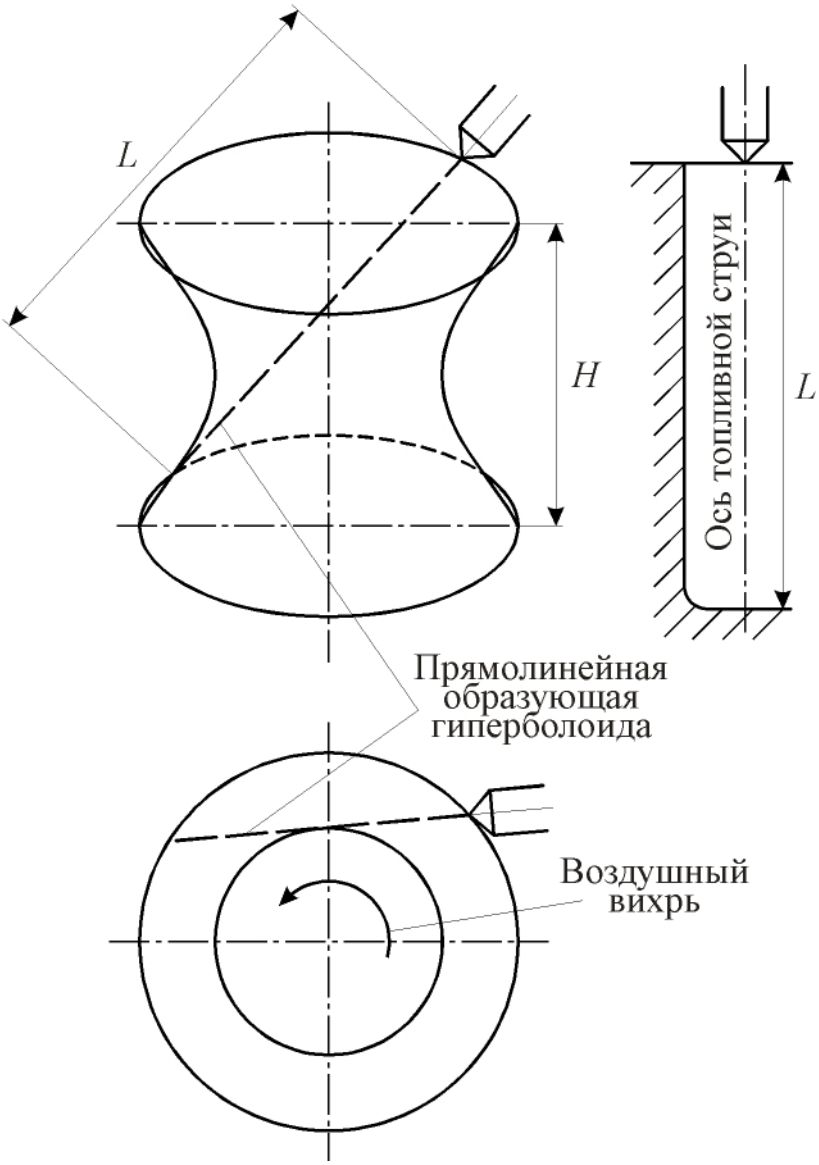



Рис. 6. 35. Гиперболическая камера сгорания с пристеночным смесеобразованием

На пусковых режимах подача топлива через пристеночный канал уменьшается, а через объёмный увеличивается, что улучшает пуск. Камера сгорания цилиндрического типа значительно упрощена по сравнению с камерой сгорания «Deutz». Завихривание создаётся винтовым каналом Окружная скорость воздуха на периферии камеры сгорания достигает 60 м/с. Под действием воздушного вихря пристеночный факел отбрасывается на стенки камеры сгорания и образует тонкую плёнку. Далее следуют процессы нагревания, испарения, смешивания с воздухом и сгорания. Возможна работа на бензинах и смесях бензина с дизельным топливом.

Двигатели с раздельными камерами сгорания менее экономичны, характеризуются затруднительным пуском. Но для них свойственна хорошая динамика сгорания. В двигателях с такими **КС** могут быть использованы топлива со сравнительно невысокими цетановыми числами.

### *6. 7. Модель изохорно-изобарного (смешанного) сгорания. Расчёт процесса сгорания с изохорно-изобарным подводом теплоты*

Приближенный расчёт рабочего цикла дизеля выполняют по смешанной схеме сгорания (рис. 6. 37). Основные допущения и упрощения:

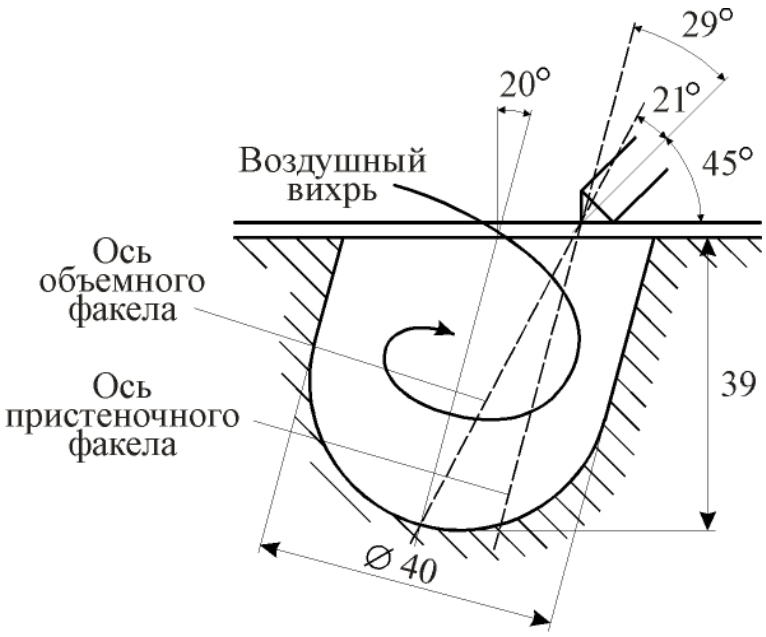



Рис. 6. 36. Камера сгорания дизеля ЗИЛ-645 с пристеночным смесеобразованием

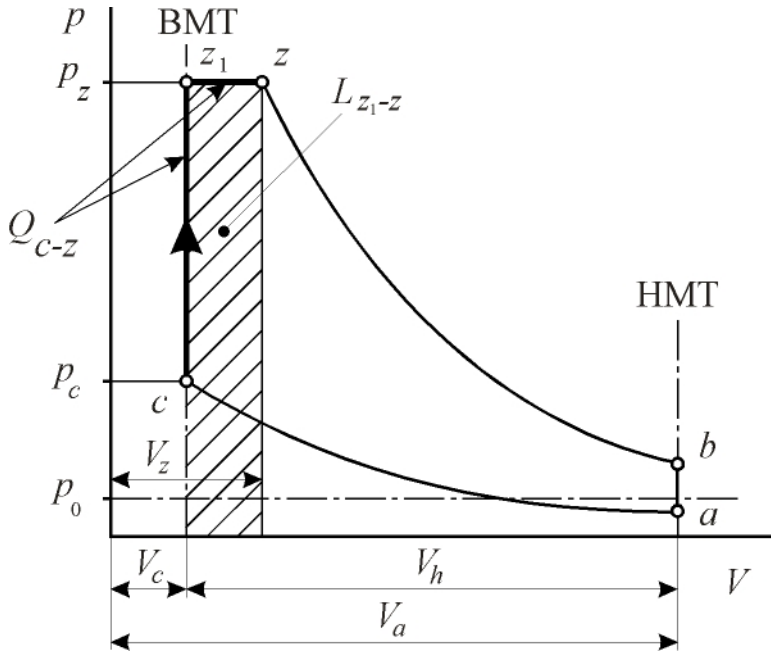



Рис. 6. 37. Схема индикаторной диаграммы цикла с изохорно-изобарным сгоранием

1. Полагают, что сгорание начинается в момент нахождения поршня в ВМТ;

2. Часть топлива сгорает при условии $V$ = Const, а остальная часть – при условии $p$ = Const. Величиной степени повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$$

задаются.

Помимо этого учитывают тепловые потери и зависимость теплоёмкости от температуры и химического состава рабочего тела.

На основании первого закона термодинамики

$$Q_{c-z} = U_z - U_c + L_{z_1-z}, \quad (6.18)$$

где $U_c$ и $U_z$ – внутренняя энергия рабочего тела в конце процессов сжатия и сгорания; $Q_{c-z}$ – подведенное к рабочему телу в процессах $V$ = Const и $p$ = Const количество теплоты; $L_{z-z}$ – работа газов в процессе предварительного расширения $z_1$–$z$;

Ранее было получено

$$Uc = \mu C_{VO} M_a T_c,$$

где число моделей рабочего тела в конце процесса сжатия

$$M_a = M_c = M_0 + M_r = (1+\gamma)\alpha L_0.$$

Поскольку расчёт рабочего цикла ведётся на один кг сжигаемого топлива, то количество теплоты, подведённое к рабочему телу в процессе сгорания, может быть выражено через низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_{C-Z} = \xi_z H_u,$$

где $\xi_z$ – коэффициент использования теплоты, учитывающий неполноту сгорания, потери части теплоты в стенки и потери теплоты вследствие конечности процесса сгорания.

Величина $\xi_z$ зависит от коэффициента избытка воздуха $\alpha$ и от совершенства организации процессов смесеобразования и сгорания, то есть, от типа камеры сгорания.

Как правило, чем меньше $\alpha$, тем больше неполнота сгорания и меньше величина $\xi_z$.

В табл. 6. 2 приведены средние значения $\xi_z$ в зависимости от типа камеры сгорания.

Таблица 6. 2

| Типы камер сгорания дизелей | $\xi_z$ |
|---|---|
| Неразделённые и полуразделённые | 0,80…0,85 |
| Разделённые (вихревые и предкамерные) | 0,75…0,80 |

Низшая теплота сгорания дизельных топлив $H_u$ обычно находится в пределах 42…42,7 МДж/кг.

Внутренняя энергия рабочего тела в конце процесса сгорания

$$U_z = \mu C_{v_z} M_z T_z$$

где $T_z$ – температура рабочего тела в конце процесса сгорания.

Работа газов в процессе предварительного расширения (рис. 6. 37)

$$L_{z_1-z} = p_z (V_z - V_c) = p_z V_z - p_z V_c .$$

Из отношения

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c},$$

называемого степенью повышения давления в процессе сгорания,

$$p_z = \lambda p_c .$$

Тогда уравнение работы перепишется в следующем виде:

$$L_{z_1-z} = p_z V_z - \lambda p_c V_c .$$

Используя уравнение состояния газов Менделеева, получаем

$$p_z V_z = R M_z T_z ,$$

$$p_c V_c = R M_a T_c .$$

После соответствующей подстановки уравнение работы примет вид

$$L_{z_1-z} = R M_z T_z - R\lambda M_a T_c .$$

Подставляя все полученные значения слагаемых в исходное уравнение первого закона термодинамики, получаем

$$\mu C_{v_0} M_a T_c + \xi_z H_u = \mu C_{v_z} M_z T_z + R M_z T_z - R\lambda M_a T_c ,$$

или

$$(R\lambda + \mu C_{v_0})M_a T_c + \xi_z H_u = (R + \mu C_{v_z})M_z T_z .$$

Известно, что

$$R + \mu C_{v_z} = \mu C_{p_z} ,$$

где $\mu C_{pz}$ – средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном давлении, кДж/(кмоль·град);

$R$ – универсальная газовая постоянная, кДж/(кмоль·град).

После деления на $M_a$ уравнение сгорания можно записать в следующем виде:

$$(R\lambda + \mu C_{v_0})T_c + \frac{\xi_z H_u}{M_a} = \mu C_{p_z} \frac{M_z}{M_a} T_z .$$

Учитывая, что $\beta_z = \frac{M_z}{M_a}$, $M_a = (1+\gamma)\alpha L_0$, уравнение сгорания примет свою окончательную форму

$$(R\lambda + \mu C_{v_0})T_c + \frac{\xi_z H_u}{(1+\gamma)\alpha L_0} = \beta_z \mu C_{p_z} T_z . \qquad (6.\ 19)$$

*Параметры рабочего тела в конце процесса смешанного сгорания*

*Температура $T_z$ рабочего тела в конце сгорания.* Обозначим левую часть уравнения сгорания через $S_2$, то есть,

$$S_2 = R\lambda + \mu C_{v_0} T_c + \frac{\xi_z H_u}{(1+\gamma)\alpha L_0} .$$

Тогда уравнение сгорания примет вид

$$\beta_z \mu C_{p_z} T_z = S_2 .$$

Учитывая зависимость теплоёмкости от температуры и принимая её изменяющейся по линейному закону, находим

$$\mu C_{PZ\,z} = A_{PZ} + B_Z T_z ,$$

где $A_{p_z} = R + A_z$, и после подстановки имеем

$$\beta_я (A_{p_z} + B_z T_z) T_z - S_2 = 0 ,$$

или

$$\beta_z B_z T_z^2 + \beta_z A_{p_z} T_z - S_2 = 0 .$$

После деления на $\beta_Z B_Z$

$$T_z^2 + \frac{A_{p_z}}{\beta_z} T_z - \frac{S_2}{\beta_z B_z} = 0 ,$$

откуда

$$T_z = -\frac{A_{p_z}}{2\beta_z} \pm \sqrt{\left(\frac{A_{p_z}}{2\beta_z}\right)^2 + \frac{S_2}{\beta_z B_z}}. \qquad (6.\ 20)$$

Обычно $T_z$ = 1900…2200 К.

Давление рабочего тела в конце смешанного сгорания определяется по выражению

$$p_z = \lambda p_c,$$

где $\lambda$ – степень повышения давления (табл. 6. 3).

Таблица 6.3

Экспериментальные значения $\lambda$ для дизелей с различными камерами сгорания

| Тип камеры сгорания | $\lambda$ |
|---|---|
| Неразделённые (с непосредственным впрыскиванием топлива) и без организованного завихривания воздуха | 1,8…2,2 |
| Полуразделённые с организованными завихриваниями воздуха | 1,6…1,8 |
| Разделённые | 1,4…1,6 |

Задаваясь величиной $\lambda$, задаются, по существу, величиной $p_z = p_{макс}$. Обычно для двигателей без наддува $p_z \approx$ 5,0…8,0 МПа, для двигателей с наддувом $p_z \approx$ 9,0…12,0 МПа.

*Объём рабочего тела* в конце смешанного сгорания находится на основании уравнения состояния газов Д. И. Менделеева. Запишем это уравнение для моментов, соответствующих началу и завершению сгорания (точки С и z индикаторной диаграммы),

$$p_c V_c = R M_a T_c;$$

$$p_z V_z = R M_z T_z.$$

После почленного деления получим

$$\frac{V_z}{V_c} = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} -$$

степень предварительного расширения.

Обычно $\rho$ = 1,2…1,7.

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

Эмпирические формулы средних мольных теплоёмкости, необходимые для определения численных значений параметров рабочего тела при смешанном сгорании, приведены в разделе 5. 6.

Рассмотренные модель и метод расчёта смешанного (а также и изохорного, см. разд. 5) сгорания были предложены и развиты русскими и советскими учёными В. И. Гриневецким, Н. Р. Бриллингом, Е. К. Мазингом и др. Одним из важных достоинств этих методов является их наглядность и относительная несложность вычислений. И эти обстоятельства имели особенно важное значение, когда отсутствовали современные быстродействующие ЭВМ.

По существу, эти методы расчёта стали классическими. Но свой образовательной, познавательной, а часто и расчётной ценности они не утратили и сегодня. Им всегда уделялось [16] и уделяется значительное внимание. Подтверждением служит учебная и специальная научно-техническая литература по ДВС (см., например, [1, 17]).

Вместе с тем, возросший объём научно-исследовательских работ, результаты глубоких научных исследований процессов в ДВС и бурное развитие ЭВМ (особенно ПЭВМ) сделали возможным и необходимым применение более точных и требующих значительно более сложных вычислений методов. Этими обстоятельствами была обусловлена разработка новых методов моделирования и расчёта процессов. К таким методам могут быть отнесены, в частности, методы, предложенные профессором И. И. Вибе [18, 19, 20]. Краткому изложению такого подхода к моделированию процессов в ДВС посвящён следующий раздел.

# 7. РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ С УЧЁТОМ ДИНАМИКИ ВЫГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Приведённые выше методы расчёта процесса сгорания применительно к дизелям и двигателям с внешним смесеобразованием всё же лишь схематично отражают действительное изменение параметров состояния рабочего тела в течение процессов сгорания. Эти методы не учитывают действительного характера выделения теплоты во времени, то есть, истинную кинетику процесса сгорания и угла опережения воспламенения топлива, оказывающих очень большое влияние на последующее изменение параметров состояния рабочего тела в процессе сгорания.

По этим причинам результаты упрощенных расчётов процессов сгорания оказываются приближёнными и недостаточно полными (рис.7. 1).

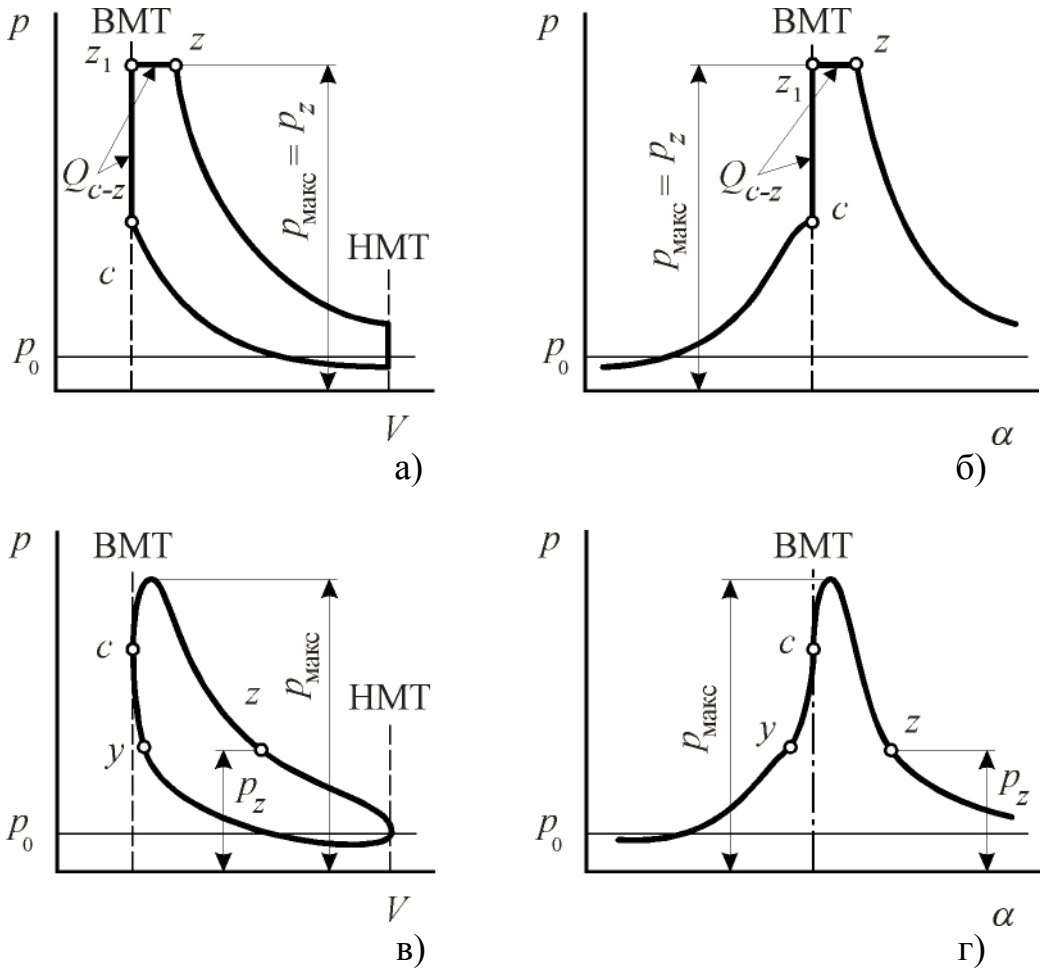



Рис. 7. 1. Сравнение индикаторной диаграммы рабочего цикла с изохорно-изобарным сгоранием с диаграммой действительного рабочего цикла:
а) и б) – цикл с изохорно-изобарным сгоранием;
в) и г) – действительный рабочий цикл

Такой важный показатель цикла, как $p_{макс}$, по сути дела, не выявляется расчётом: им приходится задаваться (в случае с дизелями задаются степенью повышения давления рабочего тела $\lambda$ в процессе изохорного сгорания, а при расчёте двигателей с внешним смесеобразованием принимают $p_{макс} \approx 0{,}85p_z$). Быстрота нарастания давления и оптимальный угол опережения воспламенения вообще не могут быть определены упрощёнными методами расчёта процесса сгорания: допускается, что горение топлива начинается при положении поршня в ВМТ. Как будет показано в дальнейшем, по этим же причинам ограничена возможность глубокого теоретического исследования рабочего цикла двигателей.

Проведём сравнение действительного рабочего цикл и цикла с изохорно-изобарным сгоранием с точки зрения кинетики процесса сгорания.

Кинетика – раздел физической химии, в котором рассматриваются скорости и механизмы химических реакций. Нас интересует, в первую очередь, скорость сгорания. Обозначим через $x$ долю сгоревшего топлива при повороте коленчатого вала двигателя на угол $\varphi$ от начала сгорания; через $\varphi_z$ – условную продолжительность сгорания; через $t/t_z$ – отвлечённое время; через $dx/d(t/t_z)$ – отвлечённую скорость сгорания. Проведём анализ протекания соответствующих параметров (рис. 7. 2).

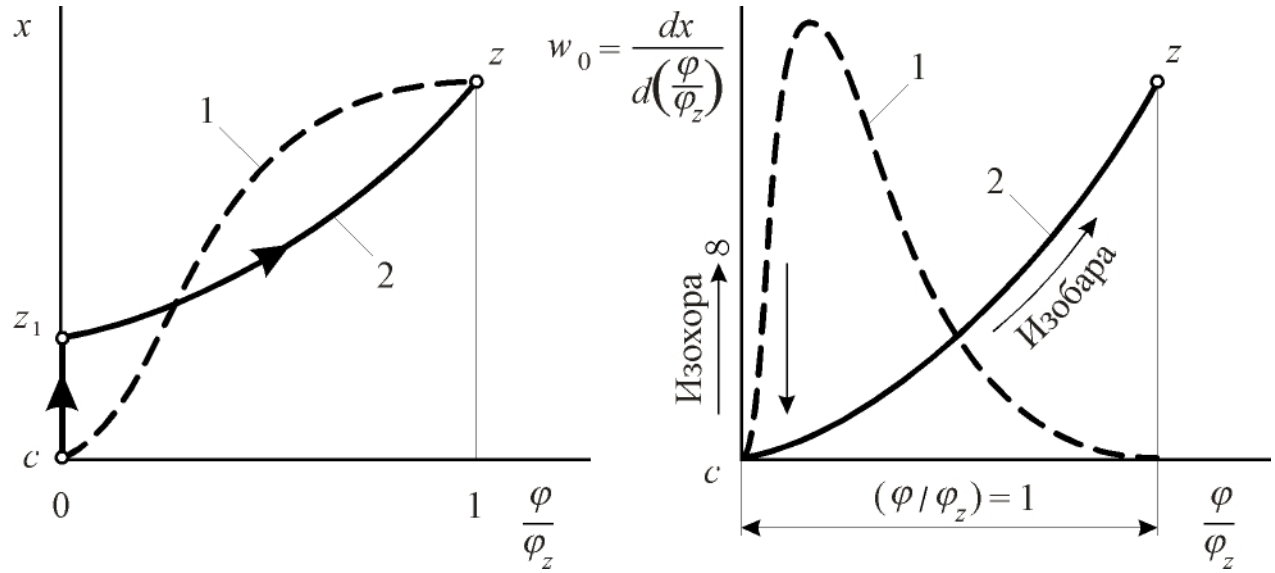



Рис. 7. 2. Сравнение характера выгорания топлива и скорости его выгорания применительно к случаям действительного рабочего цикла и цикла со смешанным сообщением теплоты: 1 – характер сообщения теплоты РТ в действительном рабочем цикле дизеля; 2 – характер сообщения теплоты в цикле со смешанным сгоранием

Сопоставление графиков изменения $x$, $dx/d(t/t_z)$ позволяет заключить, что схема смешанного (изохорно-изобарного), так же как и схема изохорного сго-

рания, не соответствует кинетике сгорания, имеющей место в действительном цикле.

Названным недостатком моделирования и расчёта процесса сгорания большое внимание уделял профессор И. И. Вибе. Он отмечал, что богатый экспериментальный материал по процессам сгорания в двигателях, а также уже известные теоретические материалы по анализу и обобщению особенностей процессов выгорания топлива в двигателях позволяют предложить более совершенные модели для описания сгорания в двигателях. В последующих разделах (7. 2, 7. 3, 7. 4, 7. 6) достаточно подробно показывается, как он доказывал целесообразность этого и обосновывал преимущества вводимого в науку им метода (см. также [18, 20]).

## *7. 1. Динамика процессов сгорания*

Характер изменения в процессе сгорания давления и температуры рабочего тела в зависимости от времени, угла поворота коленчатого вала или переменного объёма цилиндра назовём динамикой процесса сгорания, или просто динамикой сгорания.

Динамика процесса сгорания влияет на величину всех важнейших показателей рабочего цикла двигателя: $L_i$, $p_i$, $g_i$, $\eta_i$, $p_{\text{макс}}$, $T_{\text{макс}}$, $w_{\text{рмакс}}$, $\theta_{\text{опт}}$.

Динамика сгорания определяет вместе с силами инерции газовую и инерционную нагрузки на детали КШМ, нагрузки на шатунные и коренные подшипники, влияет на крутильные колебания системы коленчатого вала. Динамикой сгорания в значительной степени определяются процессы теплопередачи в элементах цилиндро-поршневой группы двигателя, а, следовательно, и температуры деталей этой группы, их теплонапряжённость. От динамики сгорания зависит уровень шума работающего двигателя. Динамика процесса сгорания определяется многими факторами, важнейшими из которых являются: кинетика процесса сгорания (скорость сгорания), скорость изменения объёма рабочего тела, угол опережения воспламенения, полнота сгорания, степень сжатия, коэффициент избытка воздуха и давление наддува. Динамика процесса сгорания определяет характер протекания линии сгорания индикаторной диаграммы. Линия сгорания даёт, в общих чертах, наглядное представление о динамике сгорания в каждом конкретном случае.

Главная трудность на пути совершенствования методов расчёта рабочего цикла заключается в расчёте динамики процесса сгорания с учётом кинетики сгорания и угла опережения воспламенения. Рассмотрим подробнее эту задачу.

*Анализ характера протекания кривой сгорания*

Типичная кривая сгорания $y - c - z_p - z_T - z$ (рис. 7. 3) приведена на индикаторных $p - V$- и $p - \alpha$-диаграммах. В точке $y$ происходит воспламенение топлива, а в точке $z$ процесс сгорания заканчивается. На участке $y - c$ давление рабочего тела возрастает, во первых, вследствие уменьшения объёма газов и, во вторых, вследствие начавшегося процесса сгорания. Первая причина имеет физическую природу, вторая – химическую. На участке $c - z_p - z$ действуют те же два фактора, но с той лишь разницей, что на участке $c - z_p$, вследствие большой скорости сгорания и малой скорости увеличения объёма, действие химического фактора оказывается решающим, и давление газов увеличивается. На участке $z_p - z$, вследствие убывания скорости сгорания $dx/d\alpha$ и увеличения скорости возрастания объёма, решающим становится физический фактор, и давление газов уменьшается.

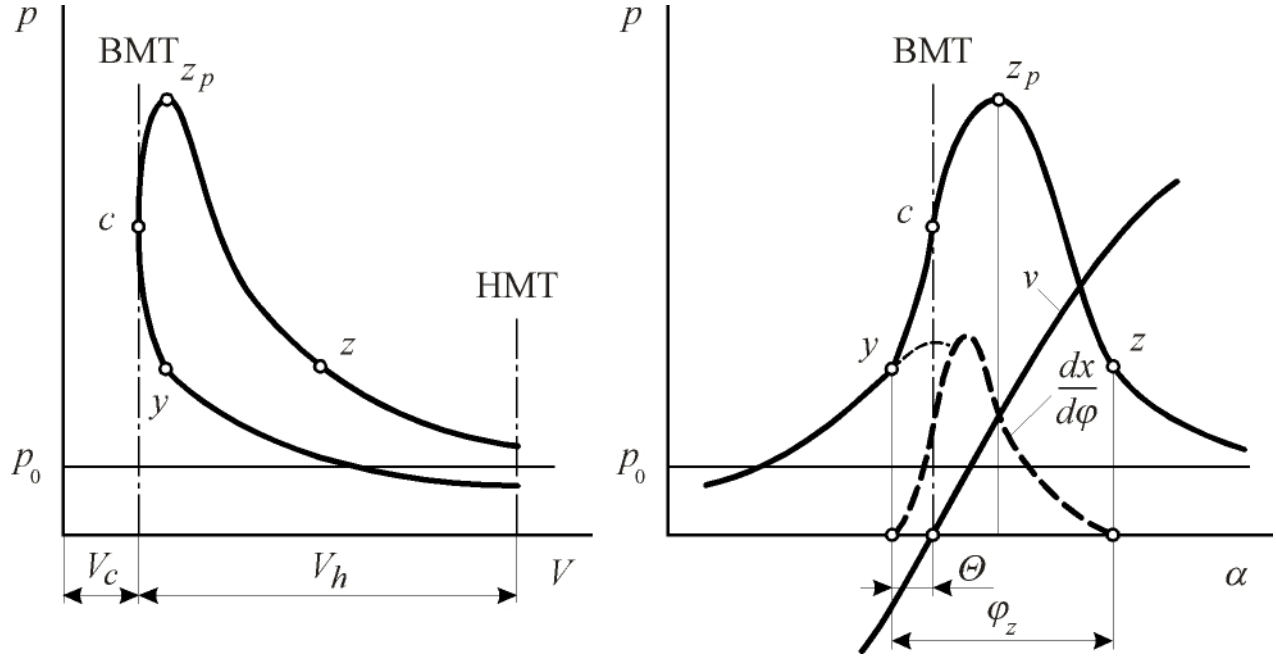



Рис. 7. 3. К анализу индикаторной диаграммы давления рабочего тела в процессе сгорания: $p$ – давление рабочего тела; $dx/d\varphi$ – скорость сгорания (относительная); $v$ – скорость перемещения поршня

Точка достижения максимального давления газов $z_p$ отражает момент мгновенного равновесия названных двух противоборствующих факторов: насколько скорость сгорания «стремится» повысить давление газов, настолько скорость увеличения объёма «стремится» понизить его.

Конечно, в процессе сгорания происходит также теплообмен между рабочим телом и стенками камеры сгорания. И всегда, в большей или меньшей степени, имеет место неполное сгорание топлива, а иногда и некоторые дополнительные потери (на перетекание газов, например, во вспомогательных каме-

рах сгорания, на диссоциацию продуктов сгорания), что также отражается на характере протекания линии сгорания $y - z$. Однако, опыт показывает, что вид линии сгорания $y - z$ при неизменном $\theta$ определяется, в основном, первыми двумя факторами, имеющими физическую и химическую природу. Отсюда следует, что для расчёта процесса сгорания необходимо привлечь, в первую очередь, закономерности термодинамики и химической кинетики. Влияние же теплообмена, неполноты сгорания и других потерь на динамику сгорания является второстепенным и может быть учтено усреднёнными поправочными коэффициентами.

Таким образом, динамика сгорания в определённых условиях (при неизменных $\varepsilon$, $\alpha$, $p_к$ и др.) определяется главным образом тремя факторами:

1. Скоростью сгорания топлива, то есть, кинетикой;
2. Скоростью изменения объёма, то есть, скоростью поршня;
3. Моментом воспламенения, то есть, величиной угла опережения воспламенения.

На динамику сгорания оказывают влияние также и другие факторы. Например, химический состав рабочего тела, характер зависимости отношения теплоёмкостей $k = C_p/C_v$ от температуры, полнота сгорания топлива, теплопередача в стенки и другие потери энергии.

В последние годы фронт науки проходит на стыке наук. Мы столкнулись с задачами ряда наук: механики, химической кинетики и термодинамики. В первую очередь для решения поставленной задачи необходимо знать закономерности выгорания топлива во времени.

### *7. 2. Кинетический закон сгорания*

Случайно или закономерно протекает развитие сгорания во времени?

Кинетический закон сгорания характеризуется уравнением выгорания топлива в двигателях $x = F(t)$, выражающим закономерное изменение доли сгоревшего топлива $x$ от времени $t$ в течение процесса сгорания.

Топливо, сжигаемое в двигателях, состоит из смеси различных углеводородов. Многочисленными экспериментами твёрдо установлено, что углеводороды окисляются и сгорают в результате цепных химических реакций. Следовательно, для того, чтобы найти уравнение выгорания топлива $x = F(t)$, необходимо обратиться к понятиям теории цепных реакций.

Значимость этого обстоятельства профессор И. И. Вибе часто подчёркивал (см., например, [1]), ссылаясь на классиков общественно-политической и научной литературы. Он упоминал также их высказывания.

Ф. Энгельс (в связи с анализом диалектических положений перехода количественных изменений в качественные): «Но в тот ничтожный промежуток времени, когда атомы свободны (*O*, *H*, *N*) … они … могут вступить во всякие подходящие для них соединения. Значит, они находятся в «активном состоянии» по сравнению с молекулами $O_2$, $H_2$, $N_2$»; «Молекула распадается на свои отдельные атомы, у которых совершенно иные свойства, чем у неё … . Свободные атомы … кислорода играючи производят то, чего никогда не сделают связанные в молекулы атомы атмосферного кислорода» [21].

Н. Н. Семенов (советский учёный, основатель теории цепных химических реакций): «Если бы указанные мысли Энгельса … стали известны химикам в начале нашего века, то они, несомненно, способствовали бы более раннему зарождению цепной теории…» [22].

*Основные понятия о цепных реакциях*

Главную роль в цепных реакциях играют радикалы со свободной валентностью. Примерами таких радикалов могут служить гидроксил $\bullet OH$, метил $\bullet CH_3$, атомарные кислород $\bullet O$ водород $\bullet H$ и др. (точка в химическом символе элемента означает свободную валентность). Свободные радикалы являются теми активными частицами или, как их еще называют, активными центрами, которые обуславливают начало и развитие цепной реакции.

Зарождением цепей, или инициированием реакции, называется начальная стадия цепной реакции, приводящая к образованию свободных радикалов из валентно-насыщенных молекул. Примером зарождения цепной реакции может служить зажигание горючей смеси электрической искрой в двигателях.

Цепными реакциями называются процессы химического превращения исходных веществ в конечные продукты реакции, которые осуществляются многократным повторением нескольких элементарных актов реакции, идущих с сохранением свободной валентности.

Совокупность последовательных элементарных актов реакции, многократно повторяющихся в течение цепной реакции, называется *звеном цепи*. В процессе развития цепной реакции звенья, составляющие цепи, могут быть трёх видов: стационарные, разветвляющие и звенья обрыва.

В качестве примера рассмотрим цепную реакцию сгорания водорода:

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O.$$

Эта общеизвестная формула подводит лишь баланс химической реакции. Она говорит только о том, что в данной реакции на две молекулы водорода расходуется одна молекула кислорода, и в результате получаются две молекулы воды. В действительности механизм этой реакции значительно сложнее.

Предположим, что тем или иным путём произошло зарождение цепей, то есть, из валентно-насыщенных молекул получим свободные радикалы и, в частности, гидроксил $\bullet OH$.

В этом случае простейшее законченное звено цепи (цикл реакции) можно представить себе состоящим из трех последовательных элементарных реакций:

$$\bullet OH + H_2 \rightarrow H_2O + \bullet H; \text{(I)}$$

$$\bullet H + O_2 \rightarrow \bullet OH + \bullet\bullet O; \text{(II)}$$

$$\bullet\bullet O + H_2 \rightarrow \bullet OH + \bullet H, \text{(III)}$$

где I – элементарная реакция, осуществляется с сохранением свободной валентности, что обеспечивает продолжение цепи;

II и III – элементарные реакции, осуществляются с умножением свободной валентности, что обусловливает разветвление цепи.

Таким образом, данное звено цепи начинается с одного свободного радикала $\bullet OH$, а заканчивается двумя свободными радикалами $\bullet OH$ и одним $\bullet H$, каждый из которых порождает новые цепи. Рассмотренная совокупность трёх последовательных элементарных процессов называется *разветвляющим звеном цепи*.

Стационарное звено получится, если к реакциям I, II и III прибавится реакция

$$\bullet OH + \bullet H + M \rightarrow H_2O + M, \text{(IV)}$$

где $M$ – любая третья молекула, необходимая для отвода энергии, освобождающейся при реакции.

Эта реакция совершится при тройном столкновении. Образующаяся молекула воды в этом случае не диссоциирует, так как третья молекула берёт на себя часть избыточной энергии и тем самым стабилизирует процесс образования воды. Реакция IV будет происходить значительно реже, чем первые три, так как вероятность тройных столкновений будет гораздо меньше. Стационарные звенья протекают без образования новых дополнительных активных центров.

Рассмотрим звено обрыва. Два стационарных звена (I, II, III, IV) завершаются образованием двух активных частиц $\bullet OH$. При некоторых условиях могут последовать реакции

$$\bullet OH + \bullet OH + M \rightarrow H_2O_2 + M; \text{(V)}$$

$$H_2O_2 + H_2 \rightarrow 2H_2O_2, \text{(VI)}$$

в результате которых свободной валентности не возникает, и реакция обрывается.

*Общие кинетические уравнения цепных реакций*

Несколько звеньев реакции параллельно развиваются во времени – рис. 7. 4. Можно выделить элемент времени *dt* и совокупность элементарных реакций, эквивалентную по своему эффекту разветвляющему звену I, II, III. Эту совокупность можно назвать *эффективным актом реакции*.

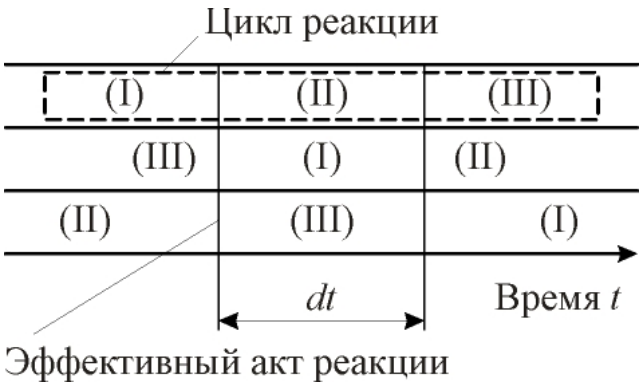



Рис. 7. 4. Схема развития цепной химической реакции

Таким образом, эффективные акты цепной реакции представляют собой простейшие законченные совокупности одновременно протекающих элементарных реакций превращения исходных веществ, в результате которых получаются конечные продукты и активные центры, способные возглавить последующие эффективные акты реакции.

Активные центры, возглавляющие активные акты цепной реакции, назовем эффективными центрами (частица •*OH* в приведённом примере).

Между молекулами главного исходного вещества, вступившими в химическую реакцию в промежутке времени от *t* до (*t* + *dt*), и эффективными центрами, согласно развитым выше представлениям, существует прямо пропорциональная связь

$$-dN = ndN_e, \qquad (7.\ 1)$$

где *dN* – число молекул главного исходного вещества, которое вступило в реакцию за время *dt*. Знак «–» означает, что число молекул главного исходного вещества убывает;

$dN_e$ – число эффективных центров; *n* – коэффициент пропорциональности.

После деления на дифференциал времени получим

$$-\frac{dN}{dt} = n\frac{dN_e}{dt}.$$

Введём понятие относительной плотности эффективных центров.

$$\rho = \frac{\frac{dN_e}{dt}}{N}. \qquad (7.\ 2)$$

Тогда

$$-\frac{dN}{dt} = n\rho N.$$

Плотность эффективных центров является функцией времени.

После разделения переменных имеем

$$\frac{dN}{N} = -n\rho dt .$$

После интегрирования и допущения $n$ = Const имеем

$$ln\frac{N}{N_0} = -n\int_0^t \rho dt .$$

После потенцирования

$$\frac{N}{N_0} = e^{-n\int_0^t \rho dt}, \qquad (7.\ 3)$$

где $N_0$ – количество (например, число молекул) исходного вещества до начала реакции;

$N/N_0$ – относительное количество исходного (непрореагировавшего) вещества к моменту времени $t$.

Обозначим долю исходного вещества, прореагировавшего к моменту времени $t$, символом $x$, тогда

$$x = 1 - \frac{N}{N_0} .$$

Перепишем это выражение с учётом (7. 3)

$$x = 1 - e^{-n\int_0^t \rho dt} . \qquad (7.\ 4)$$

Уравнение (7. 4) назовём *общим кинетическим уравнением цепных химических реакций.*

Продифференцировав уравнение (7. 4), получим выражение для удельной скорости реакции

$$w = \frac{dx}{dt} = n\rho e^{-n\int_0^t \rho dt} = n\rho(1 - x) . \qquad (7.\ 5)$$

## *7. 3. Полуэмпирическое кинетическое уравнение выгорания топлива в двигателях*

К кинетическим уравнениям процесса сгорания в двигателях относятся уравнения выгорания топлива $x = F(t)$, уравнение скорости сгорания $w = dx/dt = F'(t)$ и ускорения сгорания $j = d^2x/dt^2 = F''(t)$.

Выведенные общие кинетические уравнения цепных реакций можно использовать для решения конкретных задач по двигателям лишь в том случае, если будет установлена аналитическая зависимость относительной плотности

эффективных центров $\rho$ от времени. Вначале можно получить непосредственные представления о характере изменения показателя степени в выражении (7. 4) для доли прореагировавшего вещества, в котором под знак интеграла входит $\rho$. Таким образом, нас интересует функция

$$f(t) = n\int_0^t \rho dt\,. \qquad (7.\ 6)$$

Указания относительно общего характера изменения интересующей нас функции получим, анализируя общие кинетические уравнения цепных реакций

$$x = 1 - \frac{1}{e^{f(t)}} \qquad (7.\ 7)$$

и

$$w = \frac{n\rho}{e^{f(t)}}\,. \qquad (7.\ 8)$$

Функция $f(t)$ должна удовлетворять следующим условиям:

1. При $t = 0$, $x = 0$ и, следовательно, по уравнению (7. 7) $f(0) = 0$, то есть, функция $f(t)$ берёт начало из точки пересечения осей координат;

2. В ходе реакции $\rho$ изменяется монотонно, то есть, без скачков. Значит, $f(t)$ – непрерывная функция;

3. По ходу реакции $x$ монотонно изменяется от 0 до 1. Следовательно, исходя из уравнений (7. 6) и (7. 7), $f(t)$ монотонно изменяется от 0 до $\infty$ (рис. 7. 5);

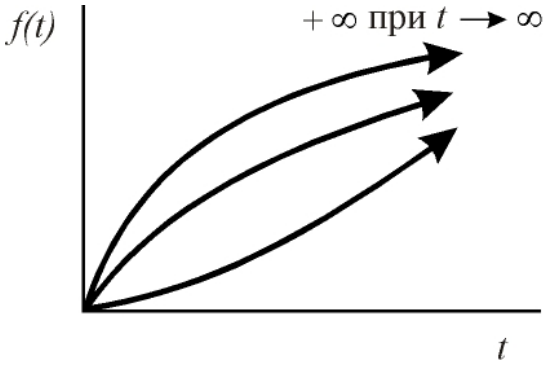



Рис. 7. 5. Характер изменения функции $x = f(t)$

4. Условие $\lim f(t) = \infty$ достигается при $t \to \infty$;

5. При $t = 0$ и $f(0) = 0$. Следовательно, исходя из (7. 8), начальная скорость реакции

$$w_0 = n\rho_0\,.$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием и большинства дизелей начальная плотность эффективных центров столь мала, что практически можно допустить $\rho_0 = 0$; $w_0 = 0$. Однако, для некоторых дизелей с неразделёнными камерами сгорания при отсутствии организованного завихривания воздуха может оказаться, что $\rho_0 > 0$ и, соответственно, $w_0 > 0$. Таким образом, функция $f(t)$ должна включать параметр, варьируя которым, можно было бы получить при $t = 0$ $w_0 = 0$ или $w_0 > 0$;

6. К концу сгорания интенсивность реакции затухает. Следовательно, при $t \to \infty$ и $w_0 \to 0$;

7. Площадь под графиком удельной скорости сгорания $w$ должна быть равна единице, то есть,

$$\int_0^\infty w dt = 1;$$

8. Скорость сгорания $w$ должна иметь максимум.

Анализ и обобщение опытного материала по исследованию кинетики сгорания в двигателях и учёт условий, которым должна удовлетворять функция $\rho = \psi(t)$, позволяет заключить, что зависимость относительной плотности эффективных центров от времени может быть отражена степенной функцией:

$$\rho = \kappa t^m, \qquad (7.\ 9)$$

где $m$ – параметр, однозначно определяющий характер протекания процесса сгорания во времени, и поэтому он получил название показателя характера сгорания; $\kappa$ – коэффициент пропорциональности.

После подстановки в уравнение (7. 6) значения $\rho$ из (7. 9) получим

$$f(t) = n\kappa \int_0^t t^m dt = \frac{K}{m+1} t^{m+1}, \qquad (7.\ 10)$$

где $K = n\kappa$.

С учетом выражения (7. 10) уравнение (7. 7) можно записать так:

$$x = 1 - e^{-\frac{K}{m+1} t^{m+1}},$$

или

$$1 - x = e^{-\frac{K}{m+1} t_z^{m+1}}. \qquad (7.\ 11)$$

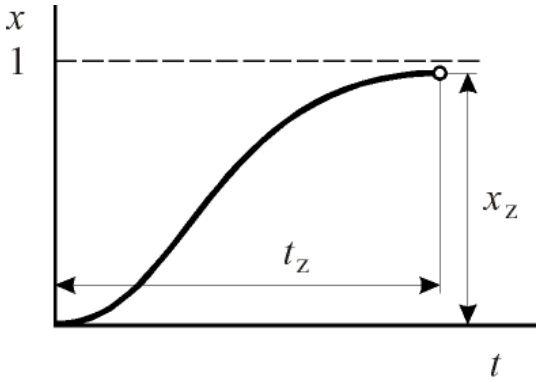



Рис. 7. 6. К понятию условной продолжительности сгорания

Введём понятие условной продолжительности реакции. Из ранее изложенного следует, что $x = 1$, когда $t = \infty$. Для момента условного конца сгорания, когда $t = t_z$, можно записать

$$x_z = 1 - e^{-\frac{K}{m+1} t_z^{m+1}},$$

или

$$1 - x_z = e^{-\frac{K}{m+1} t_z^{m+1}}, \qquad (7.\ 12)$$

где $t_z$ – условная продолжительность сгорания;

$x_z$ – доля топлива, сгоревшего за время $t_z$ (рис. 7. 6).

После логарифмирования уравнений (7. 11) и (7. 12) и почленного деления полученных выражений имеем

$$\frac{\ln(1-x)}{\ln(1-x_z)} = \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1},$$

откуда

$$\ln(1-x) = \ln(1-x_z)\left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}.$$

В полученном выражении $\frac{t}{t_z}$ – отвлечённое (безразмерное) время сгорания.

После потенцирования этого выражения имеем

$$x = 1 - e^{\ln(1-x_z)\left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}} = 1 - e^{C\left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}, \qquad (7.\ 13)$$

где $C = \ln(1 - x_z)$ – постоянная в уравнении выгорания.

Условимся при доле выгоревшего топлива $x_z$ = 0,999 считать процесс сгорания практически завершённым. Перейдя к десятичным логарифмам, получим

$$C = \ln(1 - x_z) = 2{,}3026 \cdot \lg(1 - 0{,}999) = -6{,}908.$$

С учётом выполненных преобразований уравнение (7.13) примет вид

$$x = 1 - e^{-6{,}908\left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}. \qquad (7.\ 14)$$

Полученное уравнение (7. 14) И. И. Вибе назвал полуэмпирическим уравнением выгорания топлива в двигателях внутреннего сгорания.

Продифференцировав по отвлечённому времени (7. 14), получим уравнение отвлечённой скорости сгорания

$$w_o \equiv \frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} = 6{,}908(m+1)\left(\frac{t}{t_z}\right)^{m} e^{-6{,}908\left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}, \qquad (7.\ 15)$$

где $t/t_z$ – отвлечённое время, его можно заменить соответствующим отношением $\varphi/\varphi_z$, в котором $\varphi$ – угол поворота коленчатого вала двигателя, отсчитываемый от начала сгорания;

$\varphi_z$ – продолжительность сгорания, выраженная в градусах поворота коленчатого вала.

Построим графики уравнений (7. 14) и (7. 15), соответствующие различным значениям параметра $m$, см. рис. 7. 7.

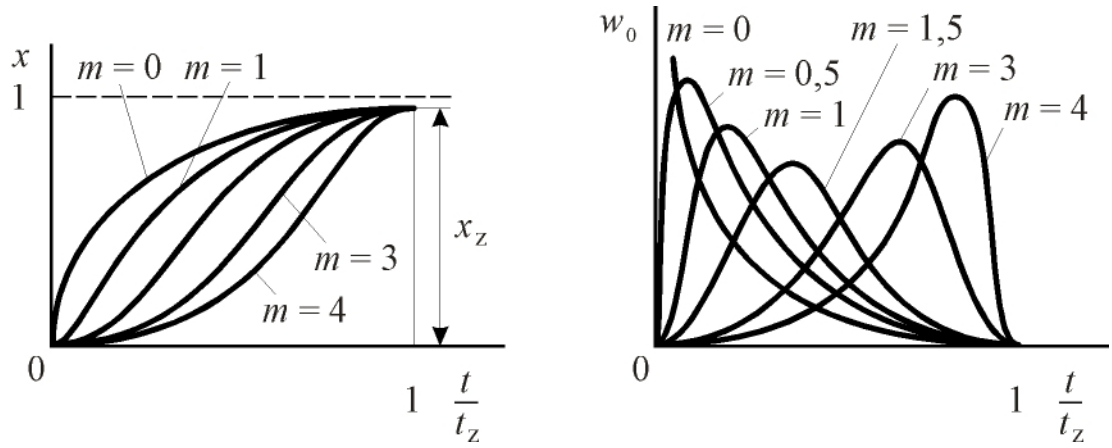



Рис. 7. 7. Графики уравнений выгорания $x = f(t/t_z)$ и отвлеченной скорости сгорания $w_0 = f'(t/t_z)$

Опыт исследования двигателей показывает, что для дизелей $m$ = 0…1,0, $\varphi_z$ = 60…100 град ПКВ и более; для двигателей с внешним смесеобразованием $m$ = 3…4, $\varphi_z$ = 45…60 град ПКВ.

Результаты специальных исследований позволяют заключить, что оптимальные величины показателя характера сгорания и условной продолжительности сгорания отвечают значениям примерно равным 1,5 и 40…60 град ПКВ соответственно.

### *7. 4. Кинетические параметры процесса сгорания*

Параметры $\varphi_z$ и $m$ имеют определенный физический смысл. Параметр $\varphi_z$ и, соответственно $t_z$, определяет не только общую продолжительность процесса сгорания, но также является показателем средней скорости сгорания (рис.7. 8).

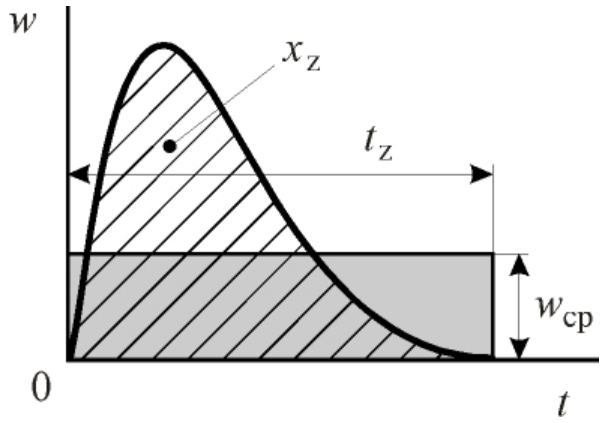



Рис. 7. 8. К понятию условной продолжительности сгорания как пока-

Действительно, для средней относительной скорости сгорания справедливо соотношение

$$w_{cp} = \frac{x_z}{t_z} = \frac{0{,}999}{t_z} \approx \frac{1}{t_z}, \text{ с}^{-1}. \quad (7.\ 16)$$

Таким образом, $t_z$ и $w_{ср}$ характеризуют скорость сгорания с количественной стороны.

Физический смысл параметра $m$ сложнее. Он характеризует определённое статистическое свойство процесса сгорания. Как известно, при исследова-

нии явления или процесса статическими уравнениями раскрываются свойства, присущие большому числу однородных случайных событий, рассматриваемых не индивидуально, а во множестве. В нашем случае такими однородными событиями являются эффективные акты реакции. С этой точки зрения график скорости сгорания представляет собой кривую распределения эффективных актов реакции во времени. Максимум скорости сгорания соответствует наибольшей плотности эффективных актов реакции в определённый момент времени $t_m$. Анализируя кривые протекания скоростей сгорания для разных значений $m$, замечаем, что кривые отличаются величинами $t_m$ и соответствующими им отношением $t_m/t_z$, см. рис. 7. 9.

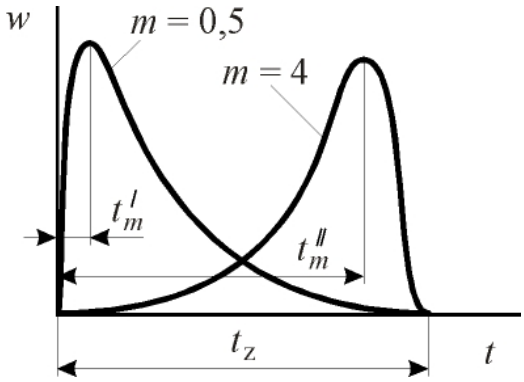



Рис. 7. 9. Кривые скорости сгорания при различных величинах показателя характера сгорания (к физическому смыслу параметра $m$)

Можно сказать, что величина $m$ однозначно определяет отвлеченное время $t_m/t_z$, при котором скорость сгорания достигает максимума.

Если продифференцировать уравнение (7. 15) по отвлечённому времени сгорания $t/t_z$, то получим уравнение ускорения сгорания. Оно даёт возможность выявить численное значение отношения $t_m/t_z$, при котором скорость сгорания достигает максимальной величины: первая производная от функции в точке максимума функции равна нулю. Таким образом, если проделать соответствующие вычисления, получим

$$M_0 = \frac{t_m}{t_z} = \left[\frac{m}{6{,}908(m+1)}\right]^{\frac{1}{m+1}}, \qquad (7.\ 17)$$

то есть, параметр $m$ однозначно определяет величину отвлечённого времени, при котором скорость сгорания достигает максимума. Значит, показатель характера сгорания $m$ позволяет характеризовать процесс сгорания с качественной стороны.

Статистический характер уравнений позволяет описать развитие сгорания как в дизелях, так и в двигателях с воспламенением от электрической искры.

Известно, что значение параметра (в рассматриваемом случае – это отношение $t_m/t_z$), при котором функция распределения (в нашем случае – скорость сгорания) достигает максимума, называется модой и обозначается $M_0$. Таким образом, параметр $m$ однозначно определяет моду. Иными словами – значение аргумента, при котором функция (скорость сгорания) имеет максимум.

*Оптимальные значения кинетических параметров процесса сгорания*

Значение кинетических параметров $\varphi_z$ и $m$, при которых получаются наилучшие сочетания высоких значений $p_i$ и $\eta_i$ при наименьших значениях $p_{макс}$, $w_{рмакс}$, $T_{макс}$, $T_b$ можно назвать оптимальными.

Приведём оптимальные значения кинетических параметров, выявленные в результате подробных теоретических исследований с помощью ЭЦВМ.

Продолжительность сгорания должна находиться, и это ранее уже отмечалось, в пределах $\varphi_{zопт} = 40…60$ град ПКВ.

Это значение $\varphi_z$ верно как для двигателей с внешним смесеобразованием, так и для дизелей.

В действительности в дизелях продолжительность сгорания обычно превышает названные значения, то есть, она больше оптимальной. Особенно велика она в дизелях с неразделёнными камерами сгорания при непосредственном впрыскивании топлива и без организованного завихривания воздуха.

Главными факторами, влияющими на продолжительность сгорания в двигателях различного типа, являются следующие:

1. Интенсивность вихревого движения воздуха в камере сгорания. С увеличением интенсивности продолжительность сгорания уменьшается, а средняя скорость сгорания увеличивается;

2. Степень сжатия. С её увеличением $\varphi_z$ уменьшается.

В дизелях помимо названных факторов на продолжительность сгорания оказывают влияние следующие:

– продолжительность впрыскивания топлива (для приближённой оценки можно полагать $\varphi_z = (2…3)\varphi_{впр}$);

– степень дисперсности распыленного топлива при впрыскивании в объём камеры сгорания, то есть, степень объёмного смесеобразования (с увеличением степени дисперсности $\varphi_z$ уменьшается);

– равномерность распределения топлива по объёму или по стенке камеры сгорания;

– температура поршня при впрыскивании топлива на стенку камеры при плёночном смесеобразовании (с увеличением температуры стенки $\varphi_z$ уменьшается);

– испаряемость топлива.

В двигателях с внешним смесеобразованием (карбюраторных, с впрыскиванием бензина во впускной трубопровод и в цилиндр) на продолжительность сгорания оказывает влияние состав смеси, то есть, коэффициент избытка воздуха. В массово выпускаемых ДВС существует, как показывают результаты исследований, статистическая взаимосвязь между $\varphi_z$ и $\alpha$. Она может быть отображена следующей зависимостью (для дизелей):

$$\varphi_z = 135\alpha^{-1,36} + 25\text{, град ПКВ}.$$

*Показатель характера сгорания*

Имеет оптимальное значение $m_{\text{опт}} \approx 1{,}5$.

Это значение показателя соответствует относительному времени достижения максимума скорости сгорания, или моде

$$M_0 \equiv \frac{t_m}{t_z} \approx 0{,}38.$$

Оптимальное значение $m$ не реализуется ни в двигателях с внешним смесеобразованием, ни в дизелях: для первых характерны слишком высокие значения этого показателя, для вторых, наоборот, низкие.

На величину показателя характера сгорания в дизелях влияют:

– тип смесеобразования (объёмное или плёночное). При плёночном смесеобразовании $m$ повышается;

– величина периода задержки воспламенения топлива, особенно при объёмном смесеобразовании (с уменьшением этого периода $m$ повышается);

– характер впрыскивания (уменьшение интенсивности подачи топлива в начальной фазе впрыскивания или использование предварительного впрыскивания – двухфазный впрыск – повышают $m$);

– наддув (с повышением наддува $m$ повышается);

– род применяемого топлива (с увеличением содержания парафинов в топливе $m$ увеличивается).

В двигателях с искровым зажиганием (карбюраторные, с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод, в цилиндр) $m$ уменьшается с увеличением мощности искры, а также числа свечей зажигания.

Следует обратить внимание на то обстоятельство, что экспериментальных данных по влиянию различных факторов на $\varphi_z$ и $m$ ещё недостаточно.

### *7. 5. Использованная теплота и коэффициенты процесса сгорания*

Можно считать, что количество выделяющейся в процессе сгорания теплоты прямо пропорционально количеству сгоревшего топлива. Следовательно,

$$Q_x = \delta H_u G_{\text{тц}} x, \qquad (7.\ 18)$$

где $Q_x$ – количество теплоты, выделившейся в процессе сгорания топлива к рассматриваемому моменту времени;

$H_u$ – низшая теплота сгорания топлива;

$\delta$ – ***коэффициент выделения теплоты***, учитывающий потерю части теплотворности топлива вследствие неполноты сгорания (недостаток воздуха, несовершенное сгорание);

$G_{тц}$ – цикловая подача топлива.

Если обозначить количество использованной (активной) теплоты, идущей на совершение работы и повышение внутренней энергии рабочего тела, через $Q$, то

$$Q = Q_x - Q_{пот}; \tag{7. 19}$$

$$Q_{пот} \approx Q_w + Q_{гп} + Q_{дисс}, \tag{7. 20}$$

где $Q_w$ – потери теплоты в стенки вследствие теплопередачи;

$Q_{гп}$ – гидравлические потери на перетекание газов;

$Q_{дисс}$ – потери теплоты на диссоциацию (имеют место, главным образом, в двигателях с внешним смесеобразованием).

Строго говоря, $Q_w$, $Q_{гп}$ и $Q_{дисс}$ изменяются во времени по законам теплопередачи, гидродинамики и физической химии. Однако, учитывая относительную малость потерь по сравнению с численными значениями $Q_x$, так как $Q_{пот}$ = = (0,08…0,15)$Q_x$, не будет существенной ошибкой считать, что в течение всего процесса сгорания сумма потерь теплоты составляет одну и ту же часть от выделившейся при сгорании теплоты $Q_x$, то есть,

$$Q_w + Q_{гп} + Q_{дисс} = (1 - \psi)Q_x, \tag{7. 21}$$

где $\psi$ - ***коэффициент использования теплоты***.

Решая совместно уравнения (7. 19) и (7. 21) и учитывая формулу (7. 18), получаем

$$Q = \psi Q_x = \psi \delta H_u G_{тц} x, \tag{7. 22}$$

где $\xi = \psi\delta$ называется ***коэффициентом эффективности сгорания***.

Отнесём использованную теплоту сгорания $Q$ к одному кг рабочего тела и назовём её удельной использованной теплотой сгорания

$$q = \frac{Q}{G_{рт}},$$

где $G_{рт}$ – масса рабочего тела, приходящаяся на кг сжигаемого топлива.

$$G_{рт} = G_{тц} \cdot (G_0 + G_r) = G_{тц}(1 + \gamma) \cdot G_0,$$

где $G_0$ – количество свежего заряда, приходящееся на кг сжигаемого топлива;

$G_r$ – количество остаточных газов в расчёте на один кг топлива.

Для двигателей с внешним смесеобразованием

$$q = \frac{Q}{G_{тц}(1+\gamma)(\alpha L'_0 + 1)} = \frac{\xi H_u}{(1+\gamma)(\alpha L'_0 + 1)} x, \tag{7. 23}$$

для дизелей

$$q = \frac{Q}{(1+\gamma)\alpha L'_0 G_{mц}} = \frac{\xi H_u}{(1+\gamma)\alpha L'_0} x . \qquad (7.\ 24)$$

В общем виде

$$q = q_z x , \qquad (7.\ 25)$$

где $q_z$ – полная удельная использованная теплота сгорания, представляющая собой общее количество теплоты, приходящейся на 1 кг рабочего тела и пошедшей на увеличение внутренней энергии и осуществление работы за весь процесс сгорания.

Таблица 7. 1

Значения коэффициента эффективности сгорания в дизелях

| Типы камеры сгорания дизеля | $\xi$ |
|---|---|
| Неразделённые и полуразделённые камеры сгорания | 0,85…0,90 |
| Вихревые камеры | 0,75…0,80 |
| Предкамеры | 0,68…0,72 |

В дизелях $\xi$ зависит от величины коэффициента избытка воздуха: чем выше $\alpha$, тем больше $\xi$.

В двигателях с внешним смесеобразованием при $\alpha \geq 1$ коэффициент $\xi$ находится в пределах 0,9…0,95, а в случаях, когда $\alpha < 1$, его значение может быть определено по выражению

$$\xi = \psi \cdot \delta ,$$

где $\delta$ (коэффициент выделения теплоты) вычисляется по соотношению

$$\delta = \frac{H_u - \Delta H_u}{H_u} = 1 - \frac{\Delta H_u}{H_u} = 1 - \frac{4{,}13(1-\alpha)L'_0}{H_u} , \qquad (7.\ 26)$$

в котором низшая теплотворность топлива $H_u$ должна иметь размерность «МДж/кг».

Коэффициент использования теплоты $\psi$ принимается в таких случаях равным 0,9…0,95.

В двигателях с внешним смесеобразованием $\xi$ зависит от частоты вращения вала. Чем выше частота вращения, тем выше $\psi$, а следовательно, тем большие значения принимает коэффициент $\xi$.

В заключение отметим, что изложенные в разделе материалы позволяют определить (ввести понятие) о нескольких важных интегральных безразмерных характеристиках, оценивающих качество процесса выделения и использования теплоты в двигателях. Это – следующие характеристики:

– ***характеристика выгорания*** $x = f(t)$. Ею оцениваются интегрально особенности, в частности, кинетики, выгорания подаваемого в цилиндр топлива (горючей смеси);

– ***характеристика выделения теплоты*** $x_\delta = f(t)$;

– ***характеристика использования теплоты*** (или, как её часто называют, характеристика активного тепловыделения) $x_i = f(t)$;

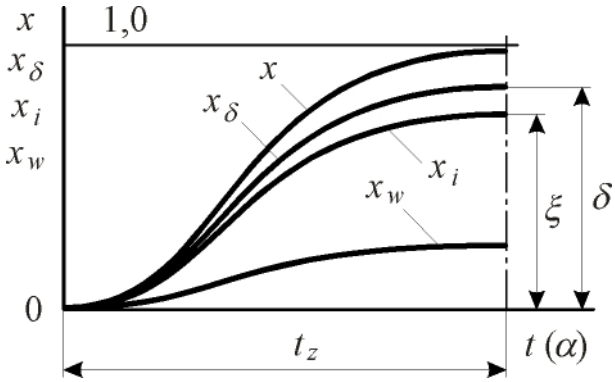



Рис. 7. 10. Протекание интегральных характеристик соответственно: выгорания $x$, выделения теплоты $x_\delta$, активного тепловыделения $x_i$ и тепловых потерь $x_{пот}$

– ***характеристика потерь теплоты*** $x_{пот} = f(t)$. Ею определяются потери теплоты, обусловленные неполнотой сгорания, диссоциацией, теплопередачей в стенки и др.

Графики названных характеристик иллюстрируются рис. 7. 10. Нужно иметь ввиду, что эти характеристики взаимосвязаны. Так, $x_\delta = \delta x$; $x_i = \psi x_\delta = \psi\delta x = \xi x$; $x_{пот} = (1 - \psi) x_\delta$. Текущие $x$ определяются соотношением (7. 14).

Следует отметить, что каждой из названных интегральных характеристик соответствует своя дифференциальная характеристика. Часто при анализе процессов выделения и использования теплоты в двигателях им уделяется особое внимание (см., например, [23]).

## *7. 6. Моделирование динамики сгорания*

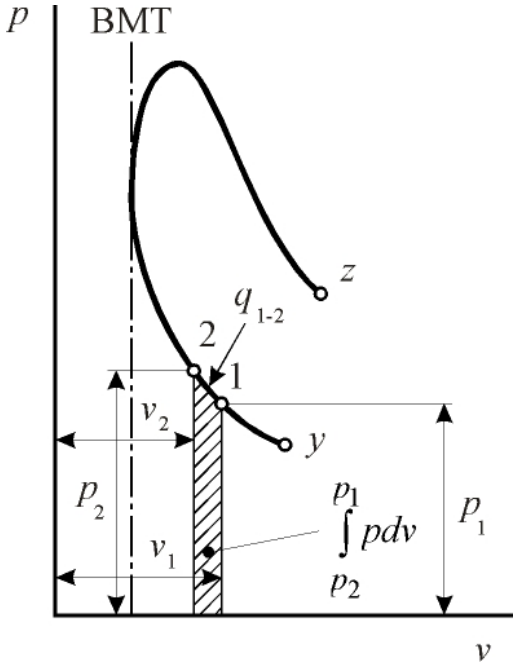



Рис. 7. 11. К выводу уравнения $p = f(v)$

*Уравнение (модель) линии сгорания в системе координат p – v.* Расчленим весь процесс сгорания на отдельные небольшие участки 1 – 2, см. рис. 7. 11. Для каждого участка уравнение первого закона термодинамики можно записать в следующем виде:

$$q_{1-2} = C_{v_{1-2}}(T_2 - T_1) + \int_{v_1}^{v_2} pdv, \quad (7.\ 27)$$

где $q_{1-2}$ – удельная использованная для повышения внутренней энергии и осуществления работы на участке 1 – 2 теплота;

$C_{v1-2}$ – средняя теплоёмкость рабочего тела при постоянном объёме на участке 1 – 2.

Удельная теплота сгорания на участке 1 – 2

$$q_{1-2} = q_z(x_2 - x_1) = q_z \Delta x_{1-2}, \quad (7.\ 28)$$

где $\Delta x_{1-2}$ – доля топлива, сгоревшего на участке 1 – 2;

$x_1$ – доля топлива, сгоревшего к началу участка 1 – 2;

$x_2$ – доля топлива, сгоревшего к концу участка 1 – 2.

Доля топлива, сгоревшего на участке 1 – 2, определяется по полуэмпирическому уравнению выгорания, то есть,

$$\Delta x_{1-2} = x_2 - x_1 = e^{-6{,}908\left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z}\right)^{m+1}} - e^{-6{,}908\left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z}\right)^{m+1}}.$$

Заменим температуры в уравнении (7. 27) давлениями, используя для этого уравнение состояния газов $pv = R_г T$. В результате

$$C_{v_{1-2}}(T_2 - T_1) = \frac{C_{v_{1-2}}}{R_{г_{1-2}}}(p_2 v_2 - p_1 v_1).$$

Используем уравнение Майера

$$C_p - C_v = R_г,$$

которое после деления левой и правой частей на $C_v$ приводится к виду

$$\frac{C_p}{C_v} - 1 = \frac{R_г}{C_v},$$

откуда

$$\frac{C_v}{R_г} = \frac{1}{k-1},$$

где $k = \dfrac{C_p}{C_v}$.

Таким образом, изменение внутренней энергии рабочего тела определяется уравнением

$$C_{v_{1-2}}(T_1 - T_2) = \frac{1}{k_{1-2} - 1}\left(p_2 v_2 - p_1 v_1\right).$$

Принимая разности аргумента ($v_2 - v_1$) достаточно малыми, можно приближённо решить интеграл работы в уравнении теплоты (7. 27) по формуле трапеции

$$\int_{v_1}^{v_2} p dv = \frac{p_2 + p_1}{2}(v_2 - v_1).$$

После подстановки полученных значений в уравнение первого закона термодинамики имеем

$$q_z \cdot \Delta x_{1-2} = \frac{1}{k_{1-2} - 1}\left(p_2 v_2 - p_1 v_1\right) + \frac{p_1 + p_2}{2}(v_2 - v_1).$$

Умножим левую и правую части полученного уравнения на 2 и раскроем скобки

$$2q_z\Delta x_{1-2} = \frac{2p_2v_2}{k_{1-2}-1} - \frac{2p_1v_1}{k_{1-2}-1} + p_2v_2 - p_2v_1 + p_1v_2 - p_1v_1 .$$

После приведения подобных членов (по $p_2$ и, затем, по $p_1$) имеем

$$2q_z\Delta x_{1-2} = (\frac{2v_2}{k_{1-2}-1} + v_2 - v_1)p_2 - (\frac{2v_1}{k_{1-2}-1} + v_1 - v_2)p_1 =$$

$$= p_2\left[\left(\frac{2}{k_{1-2}-1}+1\right)v_2 - v_1\right] - p_1\left[\left(\frac{2}{k_{1-2}-1}+1\right)v_1 - v_2\right].$$

Решая это уравнение относительно $p_2$, получаем

$$p_2 = \frac{2q_z\Delta x_{1-2} + p_1\left(\frac{k_{1-2}+1}{k_{1-2}-1} - v_2\right)}{\frac{k_{1-2}+1}{k_{1-2}-1}v_2 - v_1}.$$

Обозначим

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2}+1}{k_{1-2}-1},$$

и назовем $K_{1-2}$ фактором теплоёмкости.

Таким образом

$$p_2 = \frac{2q_z\Delta x_{1-2} + p_1(K_{1-2}v_1 - v_2)}{K_{1-2}v_2 - v_1}, \text{ МПа} \qquad (7.\ 29)$$

При вычислениях по полученному (7. 29) необходимо иметь в виду, что размерность $q_z$ – МДж/кг, $p$ – МПа, а $v$ – м$^3$/кг.

В первом приближении можно для всего процесса сгорания принять среднее значение фактора теплоёмкости

$$K = \frac{k_{1-2}+1}{k_{1-2}-1} = \text{Const}.$$

В этом случае ошибка в определении показателей цикла составляет около 1 %. Переменный объём рабочего тела $v$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала (по аналогии с уравнением для полного объёма РТ) определяется зависимостью

$$v = \frac{v_a}{\varepsilon}(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2}\sigma),$$

где $\sigma$ - кинематическая функция перемещения поршня. Её текущее значение определяется углом поворота кривошипа $\alpha$. Зависимость $\sigma$ от $\alpha$ выводится при изучении курса «Динамика двигателей». Она имеет, как уже отмечалось, следующий вид:

$$\sigma = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right),$$

где $\alpha$ – текущий угол поворота коленчатого вала (кривошипа);

$\lambda = \frac{r}{L}$ – отношение радиуса кривошипа $r$ к длине шатуна $L$.

При определении текущих давлений рабочего тела в процессе сгорания полезно результаты расчётов сводить в таблицу. Шаг расчёта может быть принят равным 2,5 или 5 град ПКВ. Для самоконтроля правильности вычислений $p$ целесообразно строить параллельно расчёту контрольную кривую приращений давления $\Delta p$. Точки контрольной кривой должны ложиться на плавную линию.

*Удельный объём рабочего тела в начале такта сжатия*

Сделаем допущение о том, что в начале такта сжатия свежий заряд полностью находится в цилиндре. Тогда удельный объем заряда, м$^3$/кг,

$$v_a = \frac{V_a}{G_a},$$

$$V_a = R\frac{M_a T_a}{p_a};\ M_a = M_o + M_r = (1+\gamma)M_o;\ G_a = G_o + G_r = (1+\gamma)G_o.$$

$$v_a = R\frac{M_o T_a}{G_o p_a}. \qquad (7.\ 30)$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} = \frac{\alpha L'_0}{\mu_в} + \frac{1}{\mu_T},$$

$$G_0 = \alpha L'_0 + 1.$$

После подстановки записанных соотношений в уравнение (7. 30) для случая, когда $p_a$ измеряется в МПа, получим

$$v_a = R \cdot \frac{\left( \frac{\alpha L'_0}{\mu_в} + \frac{1}{\mu_T} \right) T_a}{\left(\alpha L'_0 + 1\right)\ p_a}, \text{ м}^3/\text{ кг} \qquad (7.\ 31)$$

где $\mu_Т$ – кажущаяся молекулярная масса лёгкого топлива;

$\mu_В$ – кажущаяся молекулярная масса воздуха.

Для дизелей

$$M_0 = \alpha L_0 = \frac{\alpha L_0^{/}}{\mu_в}; \; G_0 = \alpha L_0^{/}.$$

*Оптимальный угол опережения воспламенения*

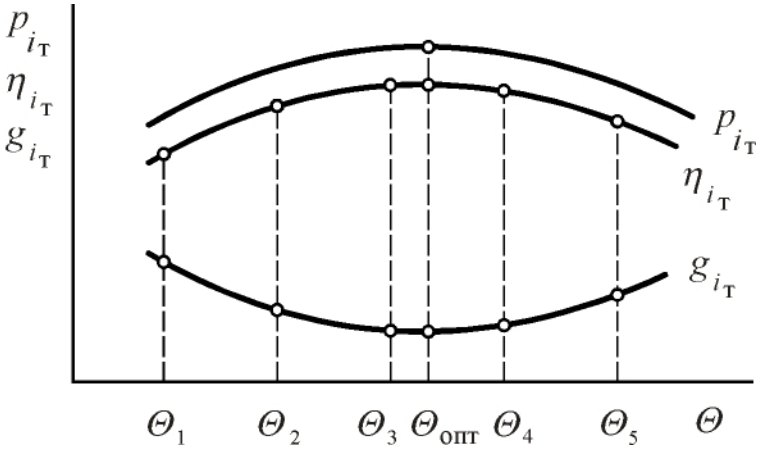



Рис. 7. 12. Влияние угла опережения воспламенения $\theta$ на индикаторные показатели двигателя

Оптимальным углом опережения воспламенения $\theta_{опт}$ называется такой угол, при котором достигаются наилучшие мощностные и экономические показатели двигателя. Однако, при $\theta_{опт}$ не всегда $p_{макс}$ и $w_{рмакс}$ являются наилучшими.

Для определения $\theta_{опт}$ необходимо рассчитать серию рабочих циклов, соответствующих различным значениям $\theta$, и проанализировать характер изменения основных показателей цикла в зависимости от этого параметра, см. рис. 7. 12. Расчётные исследования на ЭВМ показали, что $\theta_{опт}$ зависит от численных значений параметров $\varphi_z$ и $m$. Эта зависимость линейна по отношению к $\varphi_z$ (рис. 7. 13).

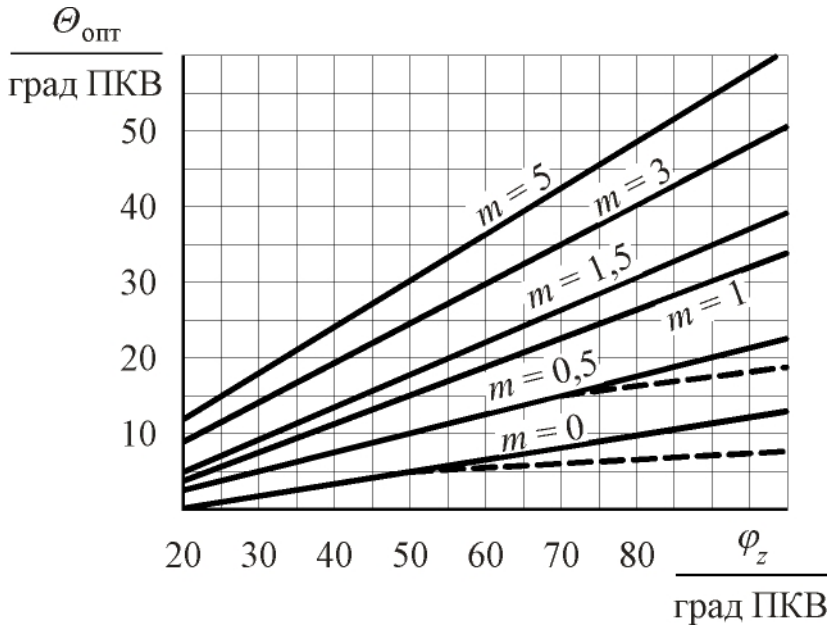



Рис. 7. 13. Зависимость оптимального угла опережения зажигания от продолжительности $\varphi_z$ и показателя характера сгорания $m$

Другие факторы воздействуют на $\theta_{опт}$ постольку, поскольку они оказывают влияние на параметры $\varphi_z$ и $m$.

Экспериментально график, представленный на рис. 7. 13, получить трудно, так как сказывается влияние ряда других факторов. Требуется большое искусство экспериментатора, чтобы сделать переменным один фактор, сохранив другие постоянными.

Величины $p_i$ и $g_i$ в зоне $\theta_{опт}$ меняются слабо, но резко меняются $p_{макс}$ и $w_{рмакс}$. Поэтому с целью снижения $p_{макс}$ и $w_{рмакс}$ в дизелях при больших $\varphi_z$ и малых $m$ ($m$ = 0…0,5) целе-

сообразно принимать величину $\theta$ несколько меньшей, чем $\theta_{опт}$ (штриховые линии на рис. 7. 13).

*Отношение теплоёмкостей* $k = C_p/C_v$

Величина $k$ в процессе сгорания является переменной, так как изменяется температура рабочего тела, доля выгоревшего топлива и коэффициент избытка воздуха. Таким образом,

$$k = \Phi(T; x; \alpha).$$

Исследования показывают, что отношение теплоёмкостей является гиперболической функцией от температуры, то есть, для рабочего тела определённого химического состава можно записать

$$k = a + \frac{b}{T},$$

где $a$ и $b$ – постоянные коэффициенты.

Рассмотрим, как зависит $k$ от названных факторов применительно к условиям протекания сгорания в дизеле. При сгорании отношение теплоёмкостей изменяется от значений $k_в$ (для воздуха в момент воспламенения, ибо можно полагать, что до начала сгорания в дизеле качество рабочего тела определяется, в основном, качеством воздуха) до $k_z$ в конце сгорания, когда качество рабочего тела определяется составом конечных продуктов сгорания, соответствующих, например, определённому значению коэффициента избытка воздуха $\alpha$.

Принимаем

$$k = k_в - (k_в - k_z) \cdot x.$$

Приведенная запись означает, что изменение отношения теплоёмкостей в процессе сгорания, обусловленное изменением химического состава рабочего тела, происходит пропорционально доле сгоревшего топлива.

Отношение теплоёмкостей для воздуха $k_в$ от величины, обратной температуре рабочего тела ($1/T$), записывается выражением

$$k_в = a + \frac{b}{T},$$

где $a$ и $b$ – константы линейной зависимости $k_в = f\left(\frac{1}{T}\right)$ для воздуха.

Отношение теплоемкостей $k_z$ для продуктов сгорания, соответствующих определённому значению коэффициента избытка воздуха $\alpha$, как функция от ($1/T$) запишется выражением

$$k_z = a_\alpha + \frac{b_\alpha}{T},$$

где $a_\alpha$ – ордината, отсекаемая линией $k_z = f\left(\frac{1}{T}\right)$, соответствующей данному коэффициенту избытка воздуха, на оси ординат, см. рис. 7. 14;

$b_\alpha$ – угловой коэффициент.

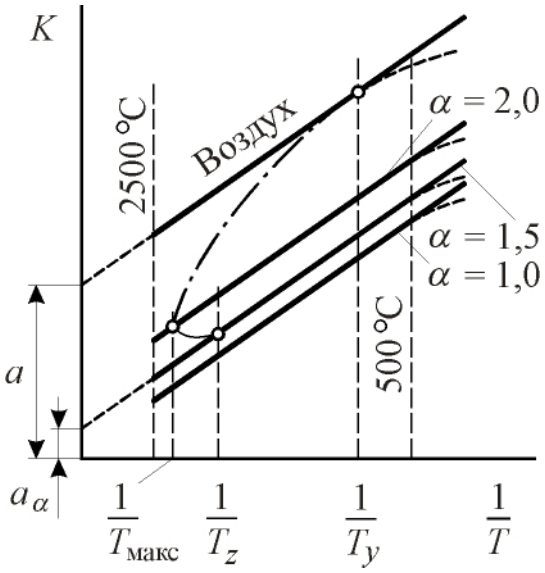



Рис. 7. 14. Графики $k = f(1/T)$ для воздуха, продуктов сгорания при $\alpha = 2$; 1,5 и 1, а также график изменения $k$ в процессе сгорания дизельных топлив (штрихпунктирная линия)

Для продуктов сгорания дизельных топлив прямые $k_в = f(1/T)$ и $k_z = f_1(1/T)$ параллельны, поэтому угловые коэффициенты $b$ и $b_\alpha$ равны. Это позволяет записать

$$k_в - k_z = a - a_\alpha;$$

$$k = k_в - (k_в - k_z)\cdot x = \\ = k_в - (a - a_\alpha)\cdot x.$$

По результатам исследований установлена зависимость

$$a_\alpha = a_1 - \frac{в_1}{\alpha},$$

где $a_1$ и $b_1$ – эмпирические коэффициенты.

Таким образом,

$$k = a + \frac{b}{T} - \left(a - a_1 + \frac{b_1}{\alpha}\right)x.$$

После определения констант получим для продуктов сгорания дизельного топлива

$$k_{1-2} = 1{,}259 + \frac{76{,}7}{T_{1-2}} - \left(0{,}005 + \frac{0{,}0372}{\alpha}\right)x_{1-2}. \qquad (7.\ 33)$$

Точность определения $k_{1-2}$ для пределов температур 850…2800 К составляет ± 0,05 %, а для температур 750…850 К (температуры, соответствующей моменту воспламенения топлива в дизелях) – 0,2 %.

Для продуктов сгорания бензино-воздушных смесей:

при $\alpha \le 1$

$$k_{1-2} = 1{,}259 + \left[76{,}7 - \left(13{,}6 - \frac{14{,}2}{\alpha}\right)x_{1-2}\right]\frac{1}{T_{1-2}} - \left(0{,}0665 - \frac{0{,}0245}{\alpha}\right)x_{1-2}, \qquad (7.\ 34)$$

при $\alpha > 1$

$$k_{1-2} = 1{,}259 + \left(76{,}7 + 0{,}6x_{1-2}\right)\frac{1}{T_{1-2}} - \left(0{,}012 + \frac{0{,}03}{\alpha}\right)x_{1-2}. \qquad (7.\ 35)$$

*Быстрота и скачок нарастания давления в процессе сгорания*

Силы давления газов и силы инерции поступательно движущихся масс нагружают детали КШМ, включая подшипники. Эти силы имеют динамический характер, то есть, периодически меняют свои знак и величину. В двигателях и, особенно в дизелях, быстрое изменение сил давления газов часто приводит к резко выраженному ударному характеру приложения нагрузки.

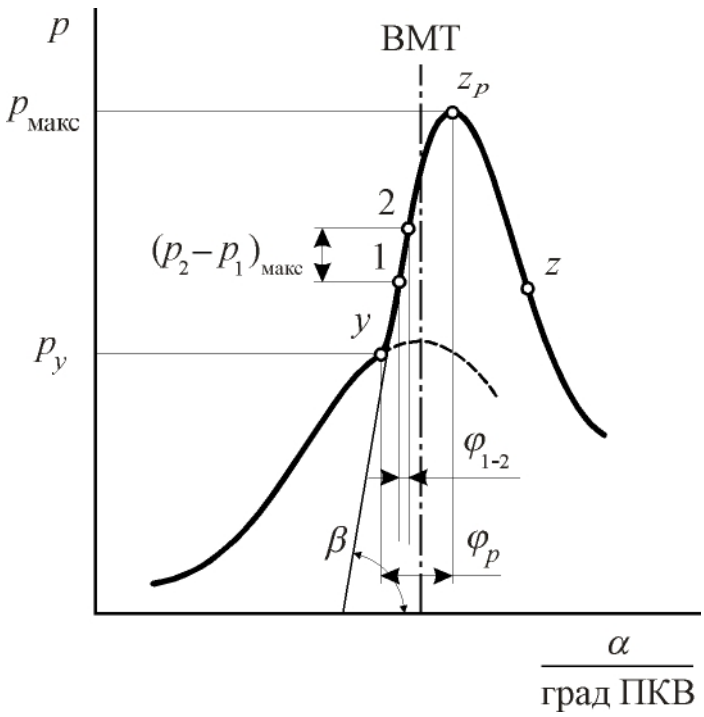



Рис. 7. 15. К определению численных значений средней и максимальной быстроты нарастания давления рабочего тела

Это вызывает в деталях повышение напряжений, а в подшипниках приводит к уменьшению толщины масляного слоя, что становится причиной их более быстрого износа. Таким образом, понижается надёжность и сокращается срок службы двигателя. Степень динамичности нагрузки зависит от быстроты нарастания давления газов в процессе сгорания и скачка давления газов, возникающего сразу после воспламенения топлива при малых значениях показателя характера сгорания.

Средняя быстрота нарастания давления (рис. 7. 15) определяется по выражению

$$w_{рт} = \frac{p_{макс} - p_y}{\varphi_p}, \text{ МПа/град ПКВ}, \qquad (7.\ 36)$$

а максимальная быстрота нарастания давления

$$w_{pмакс} = \text{tg}\beta = \frac{(p_2 - p_1)_{макс}}{\varphi_{1-2}}, \text{ МПа/град ПКВ}, \qquad (7.37)$$

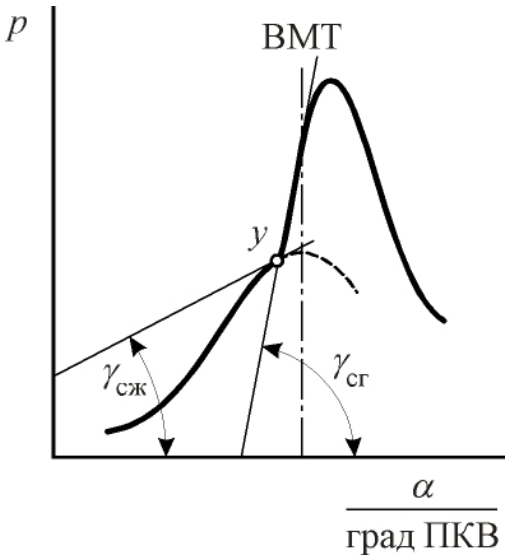



Рис. 7. 16. К определению скачка быстроты нарастания давления рабочего тела

где $\beta$ – максимальный угол наклона касательной, проведённой в соответствующей точке, лежащей на линии сгорания; $(p_2 - p_1)_{макс}$ – наибольшее приращение давления на расчётном участке линии сгорания; $\varphi_{1-2}$ – шаг расчёта.

Желательно, чтобы были соблюдены следующие неравенства:

– для двигателей с внешним смесеобразованием $w_{pмакс} < 0{,}2$ МПа/град ПКВ;

– *для дизелей* $w_{pмакс} < 0{,}5$ *МПа/град ПКВ.*

Иногда быстроту нарастания давления называют скоростью нарастания давления. Это не совсем точно, так как в последнем случае давление следует относить ко времени. Термин

«Быстрота нарастания давления» был рекомендован в своё время АН СССР.

Скачок быстроты нарастания давления (рис. 7. 16), определяется по формулам

$$\Delta w_p = \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{\text{сг}} - \left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{\text{сжэ}} = tg\gamma_{\text{сг}} - \text{tg}\gamma_{\text{сж}}; \qquad (7.\ 38)$$

$$\Delta w_p = \left(\frac{\Delta p}{\Delta\alpha}\right)_{\text{сг}} - \left(\frac{\Delta p}{\Delta\alpha}\right)_{\text{сж}}. \qquad (7.\ 39)$$

В момент скачка происходит динамический удар. Исследования показывают, что величина скачка нарастания давления рабочего тела определяется, главным образом, показателем характера сгорания *m* (табл. 7. 2).

Таблица 7. 2

Влияние параметра *m* на быстроту и скачок нарастания давления

| $m$ | $\theta_{\text{опт}}$, град ПКВ | $w_{p\text{макс}}$, МПа/град ПКВ | $\Delta w_p$, МПа/град ПКВ |
|---|---|---|---|
| 0,0 | 5,7 | 1,02 | 0,80 |
| 0,5 | 10,3 | 0,50 | 0,33 |
| 1,5 | 18,3 | 0,38 | 0,03* |

* – в 27 раз меньше, чем при *m* = 0

### ***Температура рабочего тела в процессе сгорания***.

Переменная температура рабочего тела в процессе сгорания вычисляется одновременно с определением давлений. Для более точного определения величины температуры следует учесть, что в процессе сгорания изменяется число молей газа. Для любого момента процесса сгорания с учётом молекулярного изменения рабочего тела справедливо уравнение состояния

$$pV = R(M_0 + M_r + \Delta M)\cdot T, \qquad (7.\ 40)$$

где $M_0$ – число молей свежего заряда;

$M_r$ – число молей остаточных газов;

$\Delta M$ – приращение числа молей за время t, причём при t = 0 приращение $\Delta M = 0$, а при $t = t_z$ приращение $\Delta M = \Delta M_{\text{макс}}$.

Текущее значение приращения числа молей

$$\Delta M = \Delta M_{\text{макс}} \cdot x.$$

Уравнение состояния газа для момента воспламенения

$$p_y V_y = R(M_0 + M_r + \Delta M)\cdot T_y. \qquad (7.\ 41)$$

После деления уравнения (7. 40) на выражение (7. 41) получаем

$$\frac{pV}{p_y V_y} = \left(\frac{M_0 + M_r + \Delta M}{M_0 + M_r}\right)\frac{T}{T_y} = \beta\frac{T}{T_y},$$

откуда

$$T = \frac{T_y}{p_y V_y} \cdot \frac{pV}{\beta},$$

где $\beta = \dfrac{M_0 + M_r + \Delta M}{M_0 - M_r}$ – действительный коэффициент молекулярного изменения.

Таким образом, температура рабочего тела в конце элементарного участка 1 – 2

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y V_y}\frac{p_2 V_2}{\beta_{1-2}}, \qquad (7.\ 42)$$

где

$$\beta_{1-2} = \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{2},$$

а

$$\beta = 1 + (\beta_{\text{макс}} - 1)\cdot x -$$

текущее значение действительного коэффициента молекулярного изменения. Максимальное значение действительного коэффициента молекулярного изменения определяется соотношением

$$\beta_{\text{макс}} = \frac{\beta_{0\text{макс}} + \gamma}{1 + \gamma},$$

где $\beta_{0\text{макс}}$ – максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения, определяемое по приведённым ранее формулам.

Значение $\beta$ изменяется в процессе сгорания от 1 до $\beta_{\text{макс}}$, причём $\beta_{\text{макс}} > 1$.

Естественно положить приращение числа молей рабочего тела в процессе сгорания пропорциональным доле сгоревшего топлива. Отсюда получается уже записанное

$$\beta = 1 + (\beta_{\text{макс}} - 1)\cdot x. \qquad (7.\ 43)$$

# 8. ПРОЦЕССЫ РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА

## *8. 1. Процесс расширения*

Можно считать, что процесс расширения рабочего тела в двигателе протекает по политропическому закону. В этом случае давление и температура изменяются в процессе расширения в зависимости от объёма согласно уравнениям

$$pV^{n_2} = \text{Const};$$

$$TV^{n_2-1} = \text{Const},$$

где $n_2$ – показатель политропы расширения.

Определим по известным параметрам рабочего тела в конце сгорания параметры в конце расширения, см. рис. 8. 1.

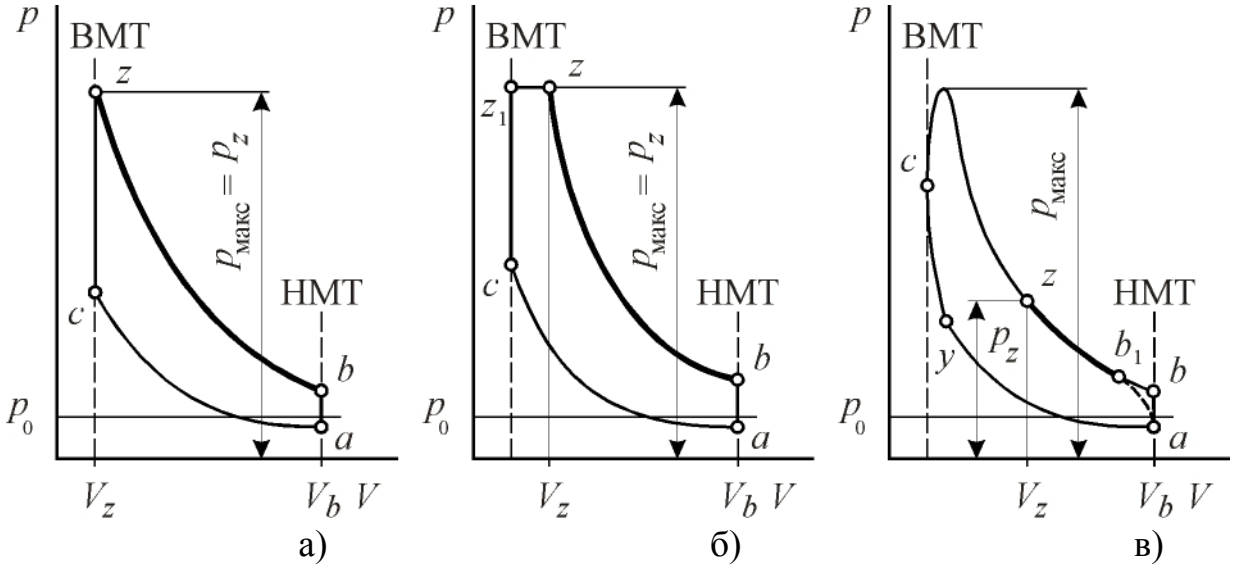



Рис. 8. 1. Схемы «*p – v*» диаграмм двигателей для циклов:
а) с изохорным сгоранием; б) со смешанным
сгоранием; в) действительного цикла

Согласно приведенным уравнениям получим

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

и

$$T_z V_z^{n_2-1} = T_b V_b^{n_2-1},$$

откуда

$$p_b = p_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} \qquad (8.\ 1)$$

и

$$T_b = T_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1}. \qquad (8.\ 2)$$

Уравнения (8. 1) и (8. 2) являются общими, то есть, приемлемы для всех трёх циклов, изображённых на рис. 8. 1.

Запишем частные формулы.

**1.** ***Для цикла с изохорным сгоранием*,** применяемого при расчёте двигателей с воспламенением от электрической искры,

$$p_b = \left( \frac{V_c}{V_a} \right)^{n_2} p_z = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \qquad (8.\ 3)$$

$$T_b = \left( \frac{V_c}{V_a} \right)^{n_2 - 1} = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}. \qquad (8.\ 4)$$

Согласно опытным данным для цикла с изохорным сгоранием величина среднего показателя политропы расширения $n_2$ находится в пределах 1,18…1,24. Показатель $n_2$ является функцией частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому для больших оборотов величина $n_2$ принимается меньшей, так как сильнее выражено догорание и менее – теплоотдача.

**2.** ***Для цикла со смешанным сгоранием*,** применяемого для расчёта дизелей, $V_z = \rho V_c$ и $V_b = V_a$ . Поэтому

$$p_b = \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} p_z, \qquad (8.\ 5)$$

$$T_b = \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} T_z \qquad (8.\ 6)$$

при $n_2$ = 1,24…1,28.

Чем меньше частота вращения вала двигателя, тем больше $n_2$. В дизелях догорание выражено сильнее, поэтому $n_2$ больше, чем в двигателях с внешним смесеобразованием.

**3.** ***Для цикла, рассчитываемого с учётом динамики выгорания топлива,*** применяемого при расчёте двигателей с воспламенением от электрической искры и дизелей, применимы формулы (8. 1) и (8. 2) для определения величин $p_b$ и $T_b$.

Давление газов в момент открытия выпускных органов рассчитывается по выражению

$$p_{b_1} = p_z \left( \frac{V_z}{V_{b_1}} \right)^{n_2}, \qquad (8.\ 7)$$

а температура –

$$T_{b_1} = T_z \left( \frac{V_z}{V_{b_1}} \right)^{n_2 - 1}, \qquad (8.\ 8)$$

где $V_{b1}$ – объём рабочего тела при положении поршня, соответствующим моменту открытия выпускных органов, когда положение кривошипа определяется углом ПКВ $\alpha_{b1} = 180 - \beta_{вып}$ ($\beta_{вып}$ – угол опережения открытия выпускных органов).

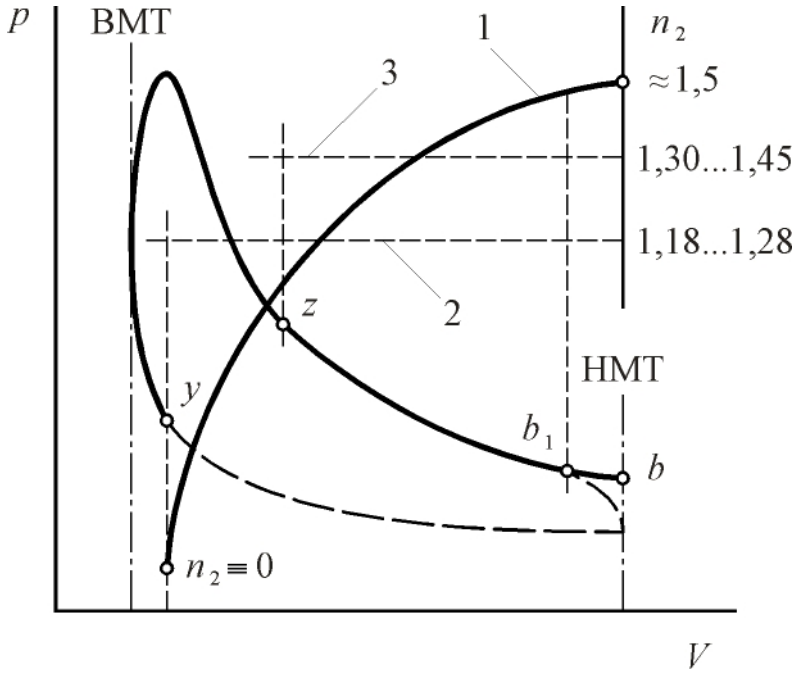



Рис. 8. 2. К определению характера протекания показателя $n_2$ и выбору численных значений $n_2$ для циклов с различными схемами сгорания: 1– действительное изменение $n_2$; 2 – численные значения показателя в циклах с изохорным и смешанным сгоранием; 3 – численные значения $n_2$ при уточнённой схеме расчёте цикла

При расчётах, учитывающих кинетику процесса сгорания, $n_2$ имеет большие значения, см. рис. 8. 2.

Для двигателей с внешним смесеобразованием $n_2$ находится в пределах 1,30…1,35; для дизелей $n_2$ = 1,35…1,45. Для малооборотных двигателей принимают большие значения $n_2$, так как сильнее выражена теплоотдача от рабочего тела в стенки цилиндра.

Параметры конца такта расширения:

– для дизелей (без наддува) $p_b$ = 0,25…0,35 МПа; $T_b$ = 900…1200 К;

– для ДВС с внешним смесеобразованием и газовых двигателей $p_b$ = 0,4…0,6 МПа; $T_b$ = 1500…1800 К.

Меньшие значения $T_b$ в дизелях объясняются более высокими значениями $\alpha$ и $\varepsilon$.

Положение о политропическом характере изменения параметров состояния рабочего тела в процессе расширения позволяет модель процесса описать следующей системой уравнений (здесь следует обратить внимание на некоторую аналогию с моделированием параметров рабочего тела при сжатии, см. разд. 3. 2):

$$\left.\begin{aligned}
&p = p_z\left[\frac{\psi(\alpha_x)}{\psi(\alpha_b)}\right]^{n_2},\\
&T = T_z\left[\frac{\psi(\alpha_x)}{\psi(\alpha_b)}\right]^{n_2-1},\\
&\psi(\alpha_x) = 1+\frac{\varepsilon-1}{2}\sigma_x,\\
&\sigma_x = r\left[1+\frac{1}{\lambda}-\left(\cos\alpha+\frac{1}{\lambda}\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}\right)\right].
\end{aligned}\right\}.$$

В записанной системе $\alpha_x$ – текущий угол поворота коленчатого вала. Начальные условия при решении системы определяются численными значениями параметров в момент окончания сгорания. То есть, для $t = 0$ $\alpha = \alpha_z$; $p = p_z$; $\psi(\alpha) = \psi(\alpha_z)$; $\sigma(\alpha) = \sigma(\alpha_z)$.

## *8. 2. Процесс выпуска*

Схема изменения давления газов в процессе выпуска приведена на рис. 8. 3. Уточненный расчёт процесса выпуска разработан профессором Н. М. Глаголевым. При упрощённом расчёте величинами параметров рабочего тела в конце выпуска задаются. При этом можно рекомендовать следующие величины давления в конце выпуска: $p_r$ = 0,106…0,120 МПа; для двигателей с наддувом $p_r$ = (0,8…1,2 )$p_к$ МПа.

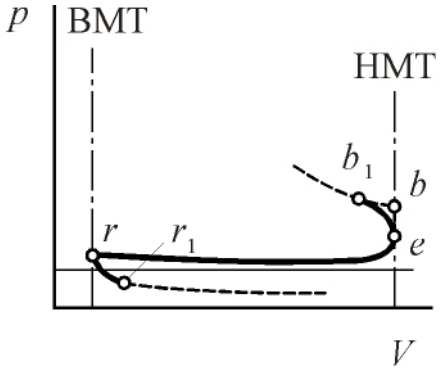



Рис. 8. 3. Схема индикаторной диаграммы процесса выпуска

выпуска

В общем случае $p_r = f(n, i_{кл}, \beta_{вып})$.

Температура рабочего тела в конце выпуска $T_r$ для дизелей без наддува находится в пределах 700…800 К, для надувных дизелей $T_r$ = 800…1000 К. Для двигателей с внешним смесеобразованием $T_r$ = 900…1100 К. В общем случае $T_r = f(\varepsilon, \alpha, n, \pi_к)$, где $\pi_к$ – степень наддува.

С увеличением степени сжатия температура рабочего тела в конце выпуска уменьшается. С увеличением коэффициента избытка воздуха температура $T_r$ в дизелях уменьшается, а в двигателях с внешним смесеобразованием, наоборот, увеличивается (растягивается процесс сгорания). С увеличением частоты вращения вала двигателя и степени наддува температура $T_r$ увеличивается (эффект теплоотдачи ослабевает).

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

$$T_r \approx 1{,}05...1{,}08 T_{\text{г}},$$

где $T_{\text{г}}$ – температура газов в выпускном коллекторе. В литературе приводятся зависимости, определяющие статистическую взаимосвязь $T_r$ и $\alpha$. Например,

$$T_{\text{г}} = a \cdot \alpha^b + c,$$

где $a$, $b$, $c$ – эмпирические константы, численные значения которых зависят от способа смесеобразования (см. табл. 8. 1).

Таблица 8. 1

Численные значения констант $a$, $b$, $c$

| Способ смесеобразования | $a$ | $b$ | $c$ |
|---|---|---|---|
| Объёмно-плёночный | 832 | –1,10 | 304 |
| Струйный | 830 | –1,11 | 304 |
| Объёмно-плёночный в вихревой КС | 676 | –1,03 | 305 |

***Диаграмма изменения площади проходного сечения выпускного клапана.***

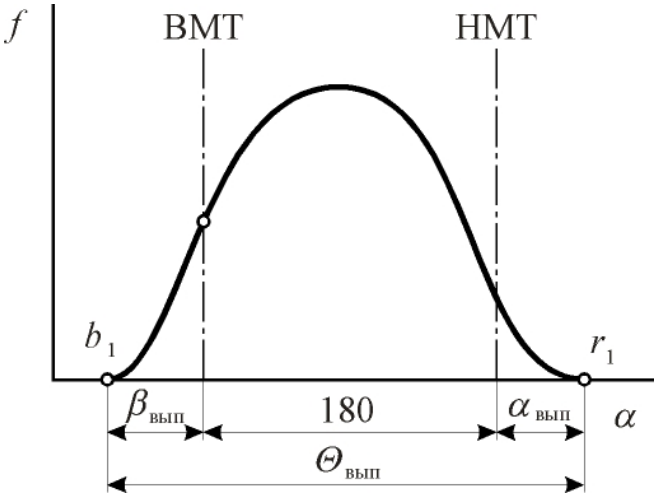



Рис. 8. 4. Диаграмма изменения площади проходного сечения выпускного клапана

Продолжительность открытия выпускных органов $\theta_{\text{вып}}$ (рис. 8. 4) определяется зависимостью, град ПКВ

$$\Theta_{\text{вып}} = |\beta_{\text{вып}}| + 180 + \alpha_{\text{вып}}.$$

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

По аналогии с понятием времени-сечения впускного клапана (см. разд. 2. 4) существует понятие времени-сечения и для выпускных клапанов. Для них

$$\text{ВСч} = \int_0^{t_{\text{вып}}} f(t)\,dt = \frac{30}{\pi n} \int_0^{\Theta_{\text{вып}}} f(\varphi)\,d\varphi,$$

где $f(t)$, $f(\varphi)$ – функция изменения площади проходного сечения выпускных органов в зависимости от времени или угла ПКВ соответственно.

# 9. ПОКАЗАТЕЛИ ЦИКЛА И ДВИГАТЕЛЯ

## *9. 1. Индикаторные показатели циклов со смешанным и изохорным сгоранием*

В основу упрощённого расчёта рабочего цикла дизелей принимают схему цикла со смешанным сгоранием, а для двигателей с внешним смесеобразованием – с изохорным. На диаграмме, см. рис. 9. 1, а, изображён цикл со смешанным сгоранием. Такой цикл включает процессы политропического сжатия $a - c$, изохорного $c - z_1$ и изобарного $z_1 - z$ подвода теплоты, политропического расширения $z - b$ и изохорного $b - a$ отвода теплоты. Диаграмма цикла с изохорным сгоранием приведена на рис. 9. 1, б.

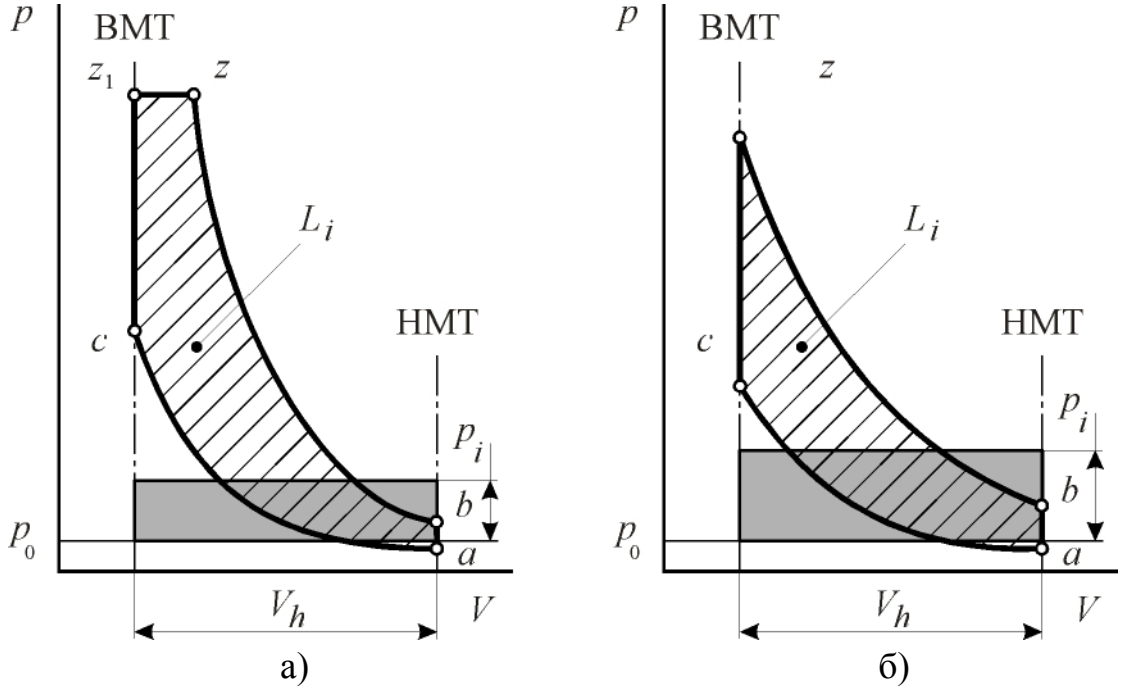



Рис. 9. 1. Диаграммы давлений рабочего тела в циклах со смешанным и изохорным сгоранием: а) – цикл со смешанным сгоранием; б) – цикл с изохорным сгоранием

Циклы, о которых идёт речь, существенно отличаются от реализуемых в реальных двигателях. Но они отличаются также и от так называемых идеальных циклов. Эти отличия состоят в следующем: процессы сжатия и расширения рабочего тела полагаются политропическими процессами; учитывается зависимость теплоёмкости рабочего тела от его температуры и химического состава; учитываются (приближённо, с помощью коэффициента использования теплоты) потери теплоты в процессе сгорания.

Упрощённый расчёт циклов сводится, в основном, к определению параметров состояния рабочего тела в характерных точках, определению среднего индикаторного давления, КПД и удельного расхода топлива.

Методика определения численных значений параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла изложена ранее.

### *Определение среднего индикаторное давление цикла со смешанным сгоранием*

Под средним индикаторным давлением цикла понимается условное, постоянное по величине избыточное давление рабочего тела, которое, действуя на поршень в течение такта расширения, совершает работу, равную работе цикла.

$$p_i' = \frac{L_i'}{V_h} = \frac{L_{z_1-z} + L_{z-b} - L_{a-c}}{V_h},$$

где

$$L_{z_1-z} = p_z(V_z - V_c);\ L_{z-b} = \frac{1}{n_2 - 1}(p_z V_z - p_b V_b);$$

$$L_{a-c} = \frac{1}{n_1 - 1}(p_c V_c - p_a V_a);$$

$$V_h = V_a - V_c = \varepsilon \cdot V_c - V_c = V_c(\varepsilon - 1).$$

После подстановки записанных соотношений в выражение для $p_i^{/}$ получим

$$p_i' = \frac{1}{\varepsilon - 1}\left[p_z\left(\frac{V_z}{V_c} - 1\right) + \frac{1}{n_2 - 1}\left(p_z \frac{V_z}{V_c} - \varepsilon \cdot p_b\right) - \frac{1}{n_1 - 1}(p_c - \varepsilon \cdot p_a)\right].$$

Выразим давление в характерных точках цикла через давление конца такта сжатия

$$p_z = \lambda \cdot p_c;\ p_b = p_z\left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2};\ p_z = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{\lambda}{\delta^{n_2}} p_c;$$

$$\varepsilon \cdot p_b = \varepsilon \cdot \lambda\left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2};\ p_c = \frac{\lambda \cdot \rho}{\delta^{n_2 - 1}} p_c,$$

где $\rho = \dfrac{V_z}{V_c}$ – степень предварительного расширения;

$\delta = \dfrac{V_a}{V_z}$ – степень последующего расширения (см. табл. 9. 1).

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

С учётом приведенных соотношений окончательно для среднего индикаторного давления имеем

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right]. \qquad (9.\ 1)$$

Таблица 9. 1

Величины степени повышения давления $\lambda$, степени предварительного расширения $\rho$ и степени последующего расширения $\delta$

| Тип двигателя | λ | ρ | δ |
|---|---|---|---|
| Дизели | 1,4…2,2 | 1,2…1,7 | 8…10 |
| Двигатели с внешним смесеобразованием | 4,0…4,5 | 1 | δ = ε |

### *Среднее индикаторное давление цикла с изохорным сгоранием*

В цикле с изохорным сгоранием $\rho = 1$ и $\delta = \varepsilon$. Отсюда из (9. 1) следует, что

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left[\frac{\lambda}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right]. \qquad (9.\ 2)$$

Среднее индикаторное давление расчётного цикла $p_i$ принимается несколько меньшим, что обусловлено скруглением индикаторной диаграммы, см. рис. 9. 2. То есть,

$$p_i = \nu p_i',$$

где $\nu$ – коэффициент скругления, величину которого выбирают в пределах 0,92…0,96.

### *Индикаторный коэффициент полезного действия и удельный индикаторный расход топлива*

Под индикаторным КПД понимается доля теплотворной способности топлива, используемая для осуществления индикаторной работы цикла

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u}, \qquad \textbf{(9. 3)}$$

где $L_i$ – индикаторная работа, получаемая в результате сгорания одного кг топлива;

$H_u$ – низшая теплота сгорания (теплотворность) топлива.

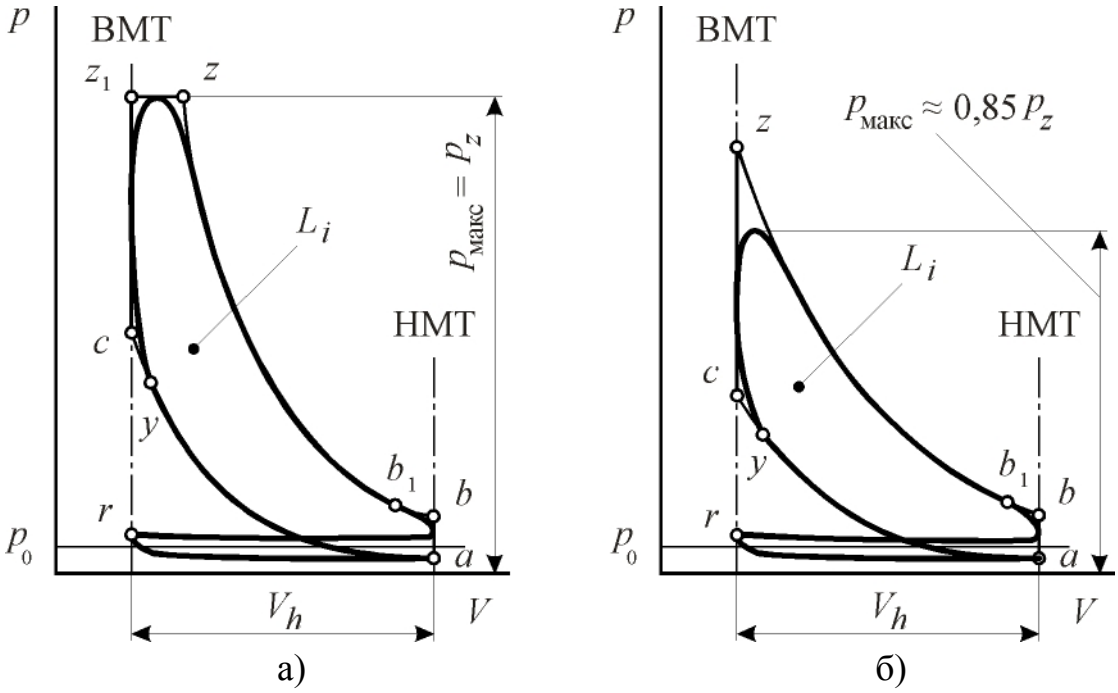



Рис. 9. 2. Схема скругления индикаторных диаграмм в циклах с изохорным и смешанным сгоранием: а) – цикл со смешанным сгоранием; б) – цикл с изохорным сгоранием

Выразим индикаторную работу через среднее индикаторное давление

$$L_i = p_i \cdot V_h. \qquad (9.\ 4)$$

Напишем уравнение Менделеева для состояния рабочего тела на входе в цилиндр двигателя

$$p_0 \cdot V_{0'} = R \cdot M_0 \cdot T_0. \qquad (9.\ 5)$$

Вспомним, что

$$V_0 = \eta_v \cdot V_h.$$

Исходя из отмеченного, уравнение (9. 5) можно переписать в следующем виде:

$$p_0 \cdot \eta_v \cdot V_h = R \cdot M_0 \cdot T_0,$$

откуда

$$V_h = R\frac{M_0 T_0}{\eta_v p_0}.$$

Подставив полученное значение для $V_h$ в формулу (9. 4), получим

$$L_i = R\frac{M_0 T_0}{\eta_v p_0} p_i,$$

и после подстановки полученного выражения в формулу (9. 3) для индикаторного КПД запишем

$$\eta_i = R\frac{M_0 T_0}{\eta_v p_0 H_u} p_i . \qquad (9.\ 5)$$

Число молей свежего заряда равно:

– для дизелей

$$M_0 = \alpha L_0 = \frac{\alpha L_0'}{\mu_в};$$

– для двигателей с внешним смесеобразованием

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} = \frac{\alpha L_0'}{\mu_в} + \frac{1}{\mu_T}.$$

Молекулярная масса воздуха $\mu_в$ = 28,95, средняя молекулярная масса бензина $\mu_T$ = 114.

Индикаторный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}, \qquad (9.\ 6)$$

Формулы (9. 5) и (9. 6) являются общими, то есть они справедливы не только для упрощённых, но также и для «уточнённых» и действительных циклов.

### *9. 2. Индикаторные показатели цикла при моделировании сгорания с учётом динамики выгорания топлива*

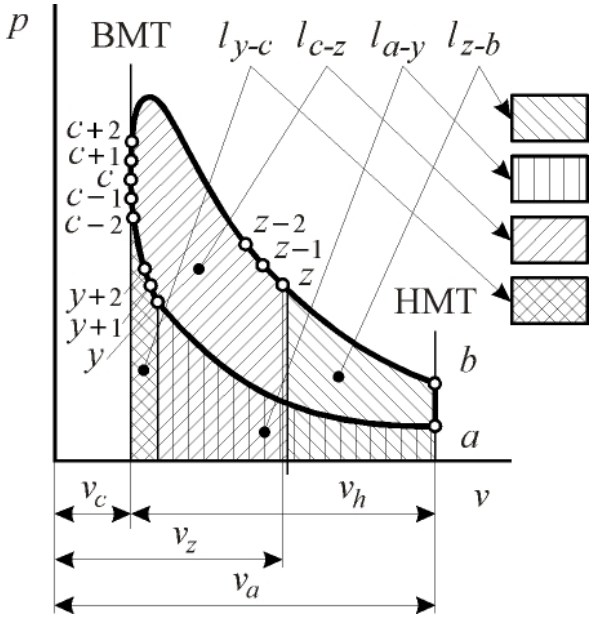



Рис. 9. 3. Схема определенбия работы цикла при моделировании сгорания по И. И. Вибе

В отличие от циклов с изохорным и смешанным сгоранием в циклах, где сгорание моделируется с учётом особенностей динамики выгорания топлива, в частности по И. И. Вибе, появляется реальная возможность учесть момент опережения воспламенения, продолжительность сообщения теплоты РТ, а также и сам характер сообщения теплоты во времени.

*Работа* такого цикла (в расчёте на один кг рабочего тела) определяется выражением, см. рис. 9. 3,

$$l_i = l_{y-z} + l_{z-b} - l_{a-y}, \text{ МДж/кг.}$$

Работа газов в процессах «чистого» сжатия и расширения рассчитывается

по формулам политропического процесса:

$$l_{a-y} = \frac{1}{n_1 - 1}\left(p_y v_y - p_a v_a\right);$$

$$l_{z-b} = \frac{1}{n_2 - 1}\left(p_z v_z - p_b v_b\right).$$

Работа газов в процессе сгорания определяется методом трапеций

$$l_{y-z} = \int_{v_y}^{v_z} p dv \approx \sum_{1}^{n} \frac{p_1 + p_2}{2}(v_2 - v_1),$$

где $n$ – число элементарных участков (1 – 2) процесса сгорания.

***Среднее индикаторное давление*** цикла, МПа,

$$p_i = \frac{l_i}{v_h} = \frac{\varepsilon \cdot l_i}{(\varepsilon - 1)v_a}, \qquad (9.\ 7)$$

так как

$$v_h = v_a - v_c = v_a\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) = v_a\,\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}.$$

***Коэффициент полезного действия*** цикла

$$\eta_i = \frac{l_i}{\frac{q_z}{\xi}} = \frac{\xi \cdot l_i}{q_z}, \qquad (9.\ 8)$$

где

$$\frac{q_z}{\xi} = \frac{H_u}{G_{p.m.}} -$$

теплотворность топлива, приходящаяся на один кг рабочего тела;

$G_{р.т}$ – масса рабочего тела, приходящаяся на один кг топлива.

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

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}. \qquad (9.\ 9)$$

### *9. 3. Эффективные показатели двигателя*

***Механические потери.*** В механические включаются потери на преодоление трения поршней в цилиндрах, трения в подшипниках, насосные потери (на осуществление процессов впуска и выпуска), работа на привод вспомогательных механизмов (распределительный механизм, масляный, водяной и топливный насосы, вентиляционные потери и др.).

Наибольшая часть механических потерь – примерно 60 % – приходится на трение поршней в цилиндрах.

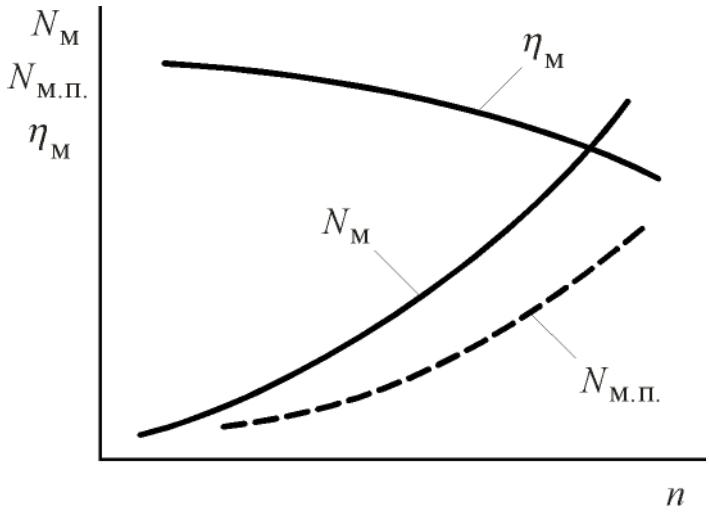



Рис. 9. 4. Мощность механических потерь $N_м$, мощность на преодоление трения поршней $N_{м.п.}$ и механический КПД $\eta_м$ в зависимости от частоты вращения вала двигателя (работа двигателя по внешней скоростной характеристике)

Мощность механических потерь зависит, в основном, от частоты вращения вала двигателя. С её увеличением мощность механических потерь $N_м$ увеличивается (рис. 9. 4) по закону

$$N_м = C \cdot n^2 .$$

На номинальном режиме работы двигателя

$$N_м = (0{,}15...0{,}30) N_i ;$$

$$N_{м.п} = 0{,}6 N_м ,$$

где $N_{мп}$ – мощность на определение трения поршней.

Обычно относительную мощность механических потерь оценивают механическим коэффициентом полезного действия:

$$\eta_м = \frac{N_e}{N_i} = \frac{(N_i - N_м)}{N_i} = 1 - \frac{N_м}{N_i} . \qquad (9.\ 10)$$

Так как на номинальном режиме работы двигателей

$$\frac{N_м}{N_i} = 0{,}15...0{,}30 ,$$

то, следовательно, $\eta_м = 0{,}7 \ldots 0{,}85$.

Меньшие значения $\eta_м$ относятся к высокооборотным двигателям и к дизелям без наддува. Наддув повышает механический КПД. При работе двигателя вхолостую $\eta_м = 0$, так как двигатель не производит внешней работы.

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

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

Таким образом,

$$N_e = N_i - N_м .$$

Из уравнения (9. 10)

$$N_e = \eta_м \cdot N_i . \qquad (9.\ 11)$$

Подставляя вместо $N_i$ его значение из формулы для индикаторной мощности, получаем

$$N_e = \frac{\eta_м p_i V_h in}{30\tau}, \text{ кВт.}$$

Произведение

$$p_e = \eta_м \cdot p_i$$

называется средним эффективным давлением.

Таким образом, ***среднее эффективное давление цикла*** есть условное, постоянное по величине избыточное давление, которое действует на поршень в течение такта расширения и совершает работу, равную эффективной работе цикла.

Следовательно, простейшая формула эффективной мощности двигателя имеет вид

$$N_e = \frac{p_e V_h in}{30\tau}, \text{ кВт,} \qquad (9.\ 12)$$

где $p_e$ выражено в МПа, а $V_h$ – в литрах (дм$^3$).

В табл. 9. 2 приведены средние статические значения $p_e$ для различных типов двигателей при номинальной мощности.

Таблица 9. 2

Численные значения среднего эффективного давления

| Тип двигателя | $p_e$, МПа |
|---|---|
| Двигатели четырехтактные с внешним смесеобразованием | 0,6…0,8 |
| Дизели четырехтактные без наддува | 0,5…0,8 |
| Дизели двухтактные с продувочным насосом | 0,4…0,5 |
| Карбюраторные двухтактные с кривошипно-камерной продувкой | 0,3…0,4 |

В условиях эксперимента при наддуве двигателей реализуются $p_e$, равные 3,2 и более МПа.

Механические потери

$$p_м = p_i - p_e, \qquad (9.\ 13)$$

тогда для мощности механических потерь справедливо

$$N_м = \frac{p_м V_h in}{30\tau}, \text{ кВт.}$$

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

$$p_м = a + b \cdot C_п, \text{ МПа,} \qquad (9.\ 14)$$

где $C_п = Sn/30 = 6…12$ м/с – средняя скорость поршня, меньшие значения которой относятся к тракторным двигателям, большие – к автомобильным;

$a$, $b$ – эмпирические коэффициенты (см. табл. 9. 3).

***Для двигателей с наддувом***

$$p_м = \left(\frac{p_к}{p_0}\right)^{b_1}(a + bc_п),$$

где $b_1 = 0{,}10…0{,}15$ – эмпирический коэффициент.

Таблица 9. 3

Численные значения эмпирических коэффициентов $a$ и $b$

| Тип двигателя | Число цилиндров | $a$ | $b$ | Примечание |
|---|---|---|---|---|
| Дизели четырёхтактные: | 4 | 0,105 | 0,012 | $V_h \le 1{,}7$ |
| – с неразделёнными и полуразделёнными камерами сгорания; | 4 и 6 | 0,09 | 0,012 | $D = 90…120$ мм |
| | 8V | 0,07 | 0,012 | |
| | 12 | 0,03 | 0,012 | $D \ge 150$ мм |
| – с вихревыми камерами; | 4 | 0,105 | 0,0138 | $D = 90…120$ мм |
| | 4 и 6 | 0,09 | 0,0138 | |
| – с предкамерами | 4 | 0,105 | 0,0156 | |
| Двигатели с внешним смесеобразованием (карбюраторные, бензиновые) | 4 | 0,08 | 0,0160 | $S/D < 1$ |
| | 6 | 0,05 | 0,0150 | |
| | 8V | 0,04 | 0,0135 | |

Для контроля может быть использована формула Брилинга

$$p_м = 0{,}125 + 0{,}01C_п - 0{,}11 \cdot \lg V_h + \Delta,$$

где $\Delta$ учитывает потери энергии на перетекание рабочего тела – см. табл. 9. 4.

Таблица 9. 4

Значения $\Delta$ для разных типов камер сгорания

| Тип двигателя | $\Delta$ |
|---|---|
| С неразделёнными и полуразделёнными камерами сгорания | 0,000 |
| Вихрекамерные | 0,015 |
| Предкамерные | 0,030 |

Для дизелей с наддувом можно применять зависимость

$$p_м = 0{,}014 + 0{,}0165C_п + 0{,}0005p_{макс},$$

где $C_п$ выражена в м/с, а $p_{макс}$ – в МПа.

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

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

$$g_e = \frac{G_Т}{N_e}. \qquad (9.\ 15)$$

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

– для дизелей – 210…240 г/(КВт·ч);

– для двигателей с внешним смесеобразованием – 250…320 г/(КВт·ч).

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

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

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e \cdot H_u}. \qquad (9.\ 16)$$

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

***Определение основных размеров двигателя.*** Под основными размерами двигателя понимаются диаметр цилиндра *D* и ход поршня S.

Пользуясь формулой для эффективной мощности, можно для рабочего объёма цилиндра написать выражение

$$V_h = \frac{30\tau N_e}{p_e n i}. \qquad (9.\ 17)$$

С другой стороны,

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{S}{D}, \qquad (9.\ 18)$$

где отношение *S*/*D* – важный конструктивный параметр.

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

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

В последние годы наблюдается стремление к уменьшению отношения *S*/*D* с целью уменьшения средней скорости поршня, что сопровождается снижением износа и потерь на трение.

Средняя скорость поршня ограничивается не только из соображений допустимого износа и приемлемых механических потерь. Как известно, силы инерции $P_j$, действующие в деталях КШМ, пропорциональны квадрату угловой скорости $\omega$ или частоте вращения коленчатого вала $n$ и радиусу кривошипа $r$:

$$P \approx \omega^2 r = \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot r .$$

Переписав формулу средней скорости поршня

$$C_{\text{п}} = \frac{Sn}{30} = \frac{rn}{15} ,$$

замечаем, что в неё входят те же параметры, которые определяют величину сил инерции деталей КШМ. Таким образом, средняя скорость поршня является показателем механической напряжённости, износа и механических потерь двигателей. Приравнивая выражения (9. 17) и (9. 18), получаем

$$\frac{\pi D^3}{4}\frac{S}{D} = \frac{30\tau N_e}{p_e n i},$$

откуда,

$$D = \sqrt[3]{\frac{120\tau N_e}{\pi \frac{S}{D} p_e i n}}, \text{ дм.} \qquad (9.\ 19)$$

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

$$S = D \cdot (S/D). \qquad (9.\ 20)$$

Для приближённых расчётов можно пользоваться статистическими данными по $p_e$. Однако, для более полного суждения о рабочем цикле проектируемого двигателя следует произвести тепловой расчёт двигателя, который даёт информацию не только относительно $p_i$, но также и о $p_{\text{макс}}$, $w_{\text{рмакс}}$ и других параметрах. Размеры и численные значения частот вращения вала для массово распространённых двигателей приведены в табл. 9. 5.

Таблица 9. 5

Основные размеры и частоты вращения отечественных двигателей

| Тип двигателя | Диаметр цилиндра $D$, мм | Ход поршня S, мм | Частота вращения вала $n$, об/мин |
|---|---|---|---|
| Дизели: | | | |
| – судовые главные; | 250…750 | 350…2500 | 100…600 |
| – судовые быстроходные; | 150…330 | 180…420 | 600…1500 |
| – тепловозные; | 180…320 | 200…330 | 600…1500 |
| – тракторные | 95…150 | 120…200 | 1250…2200 |

| Тип двигателя | Диаметр цилиндра $D$, мм | Ход поршня S, мм | Частота вращения вала $n$, об/мин |
|---|---|---|---|
| Автомобильные грузовых машин: | | | |
| – четырехтактные; | 130 | 140 | 1700…2800 |
| – двухтактные | 106 | 127 | 2000 |
| Двигатели лёгкого жидкого топлива: | | | |
| – автомобильные; | | | |
| – грузовых машин; | 82…100 | 95…115 | 2600…3600 |
| – легковых машин; | 75…100 | 75…110 | 4500…5600 |
| – мотоциклетные | 50…80 | 55…85 | 4000…5000 |

### *9. 4. Тепловой баланс двигателя*

Под тепловым балансом двигателя внутреннего сгорания понимается распределение теплоты, вводимой в цилиндр двигателя с топливом, по видам затрат.

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

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

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

$$L = Q_1 - Q_2,$$

где $Q_2$ – теплота, отводимая в холодный источник. Таким образом, уравнение баланса теплоты идеального двигателя можно записать в следующем виде:

$$Q_1 = L + Q_2.$$

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

$$L = \eta_т \cdot Q_1.$$

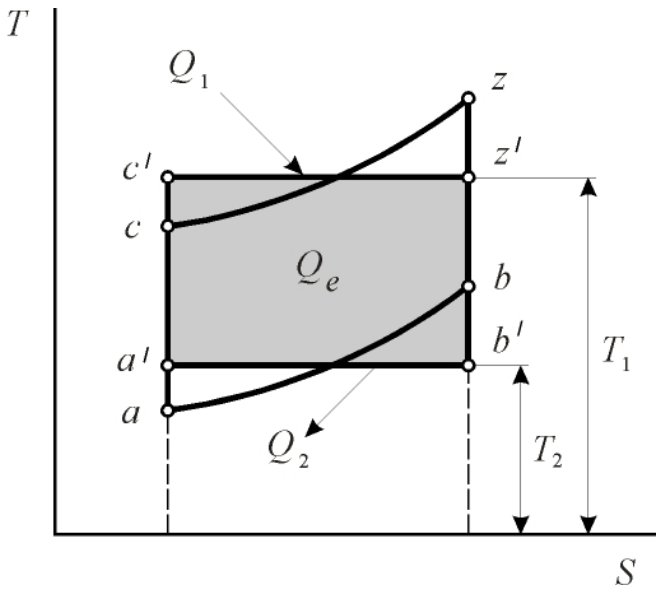



Рис. 9. 5. Диаграмма идеального цикла с сообщением теплоты при $v$ = Const и эквивалентного ему цикла Карно

В системе координат $T$ – $S$, см. рис. 9. 5, изображена диаграмма идеального изохорного цикла $a$ – $c$ – $z$ – $b$ – $a$. В изохорных процессах $c$ – $z$ и $b$ – $a$ к рабочему телу подводится и отводится соответственно теплота $Q_1$ и $Q_2$. Заменим изохоры $c$ – $z$ и $b$ – $a$ эквивалентными изотермами $c'$ – $z'$ и $b'$ – $a'$, то есть, изотермическими процессами, в течение которых рабочему телу сообщается или отводится от него то же количество теплоты $Q_1$ и $Q_2$. Очевидно, что для идеального цикла можно написать формулу термического КПД цикла Карно

$$\eta_{\text{т}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} ,$$

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

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

На диаграмме теплового баланса двигателя – рис. 9. 6 – теплота $Q_2$ представляет собой потерю теплоты в холодный источник, вызванную действием второго закона термодинамики

$$Q_2 = (1 - \eta_{\text{т}}) \cdot Q_1 .$$

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

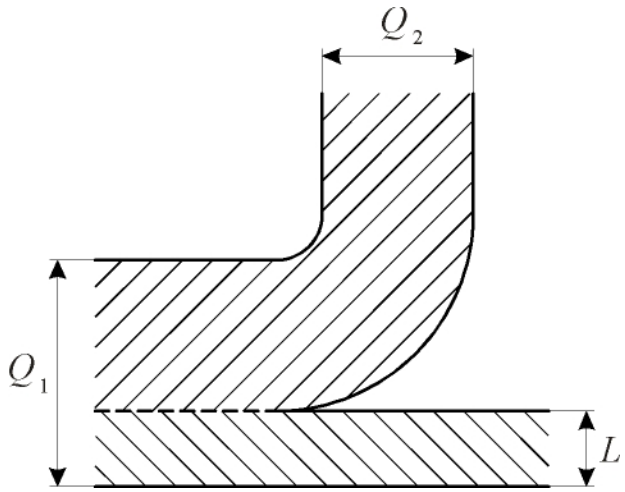



Рис 9. 6. Диаграмма теплового баланса идеального двигателя

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

$$Q = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{н.сг}} + Q_{\text{ост}} , \qquad (9.\ 21)$$

где $Q$ – теплота, вводимая в цилиндр двигателя с топливом;

$Q_e$ – теплота, использованная для осуществления внешней эффективной работы;

$Q_{охл}$ – теплота, отведенная в систему охлаждения двигателя;

$Q_г$ – теплота, унесенная отработавшими газами;

$Q_{н.сг}$ – теплота, потерянная вследствие неполноты сгорания топлива;

$Q_{ост}$ – остаточная теплота, в которую входят трудно учитываемые тепловые потери (на лучеиспускание, часть механических потерь и др.).

На диаграмме теплового баланса обозначены следующие составляющие теплового баланса реального двигателя, см. рис. 9. 7:

$Q_2$ – теплота, потеря которой обусловлена действием второго закона термодинамики;

$Q_i$ – теплота, эквивалентная индикаторной работе цикла;

$Q_{к.сг}$ – теплота, потерянная вследствие конечной скорости сгорания;

$Q_{охл.сг}$ – теплота, потерянная вследствие теплоотдачи в стенки в течение процессов сгорания и расширения;

$Q_i$ – теплота, эквивалентная индикаторной работе;

$Q_м$ – теплота механических потерь;

$Q_{охл.м}$ – теплота трения, отведенная охлаждающим агентом;

$Q_{ост.м}$ – теплота остальных механических потерь;

$Q_л + Q_{др}$ – теплота, теряемая лучеиспусканием, и другие трудно учитываемые потери.

**Составляющие теплового баланса.** Теплота, входящая в уравнение теплового баланса, чаще всего относится к одному часу работы двигателя.

Располагаемая теплота сгорания топлива

$$Q = H_u \cdot G_т, \text{ МДж/ч.}$$

Теплота, использованная для осуществления внешней эффективной работы

$$Q_e = \eta_e Q = \frac{3600}{g_e H_u} Q = \frac{3{,}6}{\frac{G_T}{N_e} H_u} H_u G_т = 3{,}6 N_e, \text{ МДж/ч.}$$

Теплота, отведённая в систему охлаждения

$$Q_{охл} = C_{охл} G_{охл} \left( t^{//}_{охл} - t^{/}_{охл} \right), \text{ МДж/ч,}$$

где $C_{охл}$ – теплоёмкость охлаждающего агента, МДж/(кг·град);

$G_{охл}$ – расход охлаждающего агента (вода, воздух и др.) через систему охлаждения, кг/ч;

$t''_{охл}$ и $t'_{охл}$ – температуры охлаждающего агента на входе и выходе соответственно.

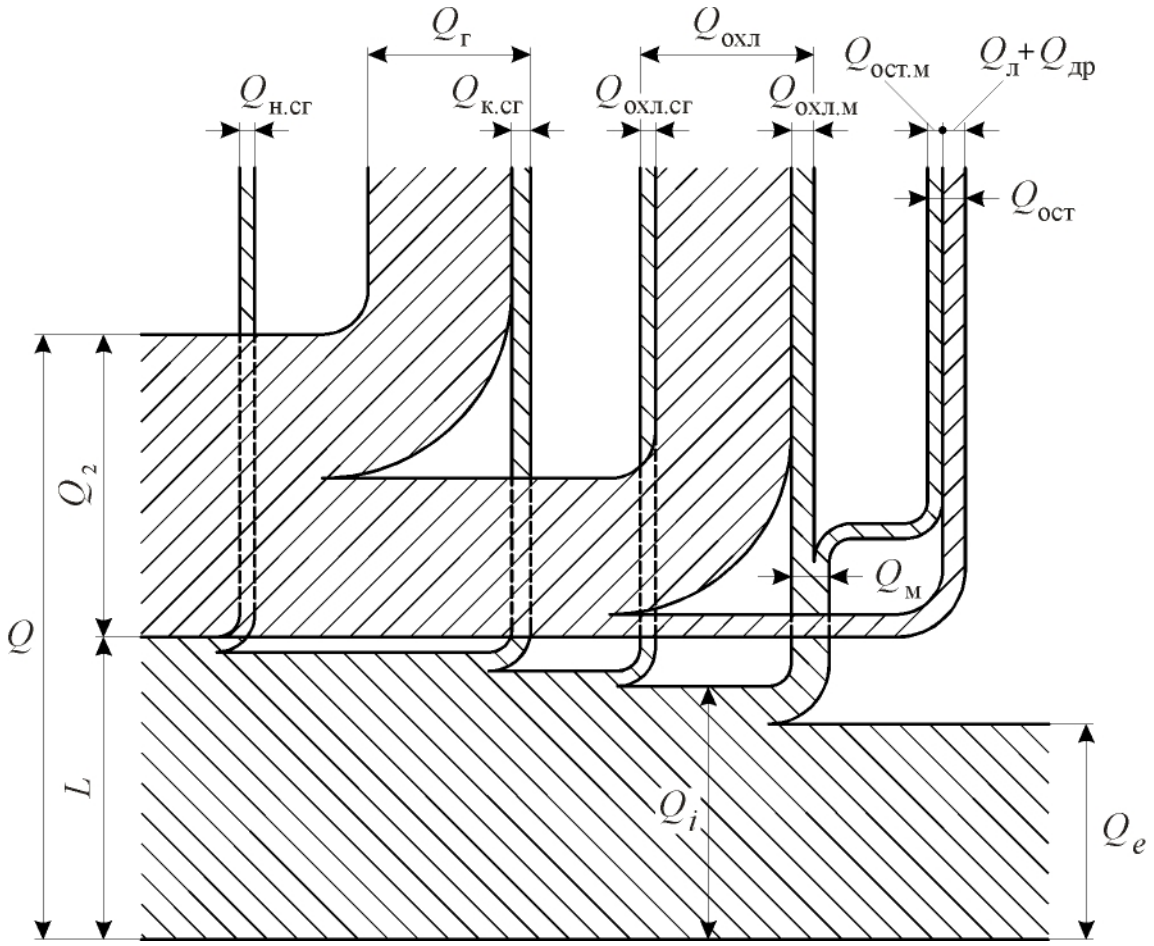



Рис. 9. 7. Диаграмма теплового баланса реального двигателя

Теплота, унесённая отработавшими газами

$$Q_г = C_{p_r}(G_в + G_т)(t_г - t_0), \text{ МДж/ч},$$

где $G_В$ и $G_Т$ – расходы воздуха и топлива, кг/ч;

$C_{pr}$ – теплоёмкость отработавших газов при постоянном давлении, МДж/(кг·град);

$t_г$ и $t_0$ – температуры соответственно отработавших газов на выходе из цилиндра и свежего заряда на входе в цилиндр двигателя.

Теплота, потерянная вследствие неполноты сгорания

$$Q_{н.сг} = \Delta H_u \cdot G_т, \text{ МДж/ч}.$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием при $\alpha < 1$

$$Q_{н.сг} = 4{,}13(1-\alpha)L_0^{/} \cdot G_т, \text{ МДж/ч}.$$

Остаточная теплота

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{охл} + Q_г + Q_{н.сг}), \text{ МДж/ч}.$$

При помощи табл. 9. 7…9. 10 иллюстрируется влияние некоторых факторов на тепловой баланс двигателей.

Таблица 9. 6

Численные значения составляющих теплового баланса
(применительно к номинальному режиму работы двигателей), %

| Тип двигателя | $Q_e$ | $Q_{охл}$ | $Q_г$ | $Q_{н.сг}$ | $Q_{ост}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Дизели | 35…40 | 20…30 | 30…40 | 2…6 | 2…6 |
| Двигатели с внешним смесеобразованием | 26…33 | 15…25 | 30…55 | 2…25 | 5…10 |

Таблица 9. 7

Влияние степени сжатия на тепловой баланс

| Топливо | ε | Составляющие теплового баланса, % | | |
|---|---|---|---|---|
| | | $Q_е$ | $Q_{охл}$ | $Q_г + Q_{ост}$ |
| Бензин | 3,8 | 26,1 | 28 | 45,9 |
| | 5,45 | 33,5 | 26,5 | 40 |
| Этиловый спирт (95 %) | 3,8 | 26,9 | 24,4 | 48,7 |
| | 5,45 | 34,8 | 24,1 | 41,1 |
| | 7 | 38,3 | 23,9 | 37,8 |

Необходимо обратить внимание на то, что с увеличением $\varepsilon$ резко уменьшается теплота, теряемая с отработавшими газами, а значит, уменьшается тепловая напряжённость двигателя.

Таблица 9. 8

Влияние нагрузки на тепловой баланс двигателя с внешним смесеобразованием
($\varepsilon = 5{,}45$; $\alpha = 1{,}1$; $n = 1500$ мин$^{-1}$; топливо – бензин)

| Нагрузка, % | Составляющие теплового баланса, % | | |
|---|---|---|---|
| | $Q_e$ | $Q_{охл}$ | $Q_г + Q_{ост}$ |
| 100 | 33,5 | 26,5 | 40 |
| 80 | 34 | 28,2 | 37,8 |
| 60 | 34,1 | 21,8 | 34,1 |
| 40 | 33,5 | 35,5 | 31 |

Таблица 9. 9

Влияние нагрузки на тепловой баланс тракторного дизеля
($\varepsilon = 15{,}5$; $n = 1250$ мин$^{-1}$)

| $N_e$, кВт | Составляющие теплового баланса, % | | | |
|---|---|---|---|---|
| | $Q_e$ | $Q_{охл}$ | $Q_г$ | $Q_{ост}$ |
| 43,7 | 29,7 | 32,6 | 30,9 | 6,8 |
| 39,2 | 30,3 | 32,8 | 28 | 8,9 |
| 29,7 | 30,4 | 34,6 | 25,2 | 9,8 |

Таблица 9. 10

Влияние частоты вращения коленчатого вала (мин$^{-1}$) на тепловой баланс тракторного дизеля

| $n$, мин$^{-1}$ | Составляющие теплового баланса, % | | | |
|---|---|---|---|---|
| | $Q_e$ | $Q_{охл}$ | $Q_г$ | $Q_{ост}$ |
| 1150 | 30,4 | 30,0 | 32,0 | 7,6 |
| 1250 | 29,7 | 32,6 | 31,0 | 6,7 |
| 1350 | 30,8 | 33,4 | 28,8 | 7,0 |

### *9. 5. Сравнительные показатели двигателей*

**Удельная поршневая мощность.** При анализе элементарной формулы мощности было отмечено, что стремление к уменьшению габаритов и массы двигателя может быть реализовано посредством повышения частоты вращения вала, увеличения среднего эффективного давления или за счёт того и другого. В таких случаях принято говорить, что двигатель форсируется соответственно по частоте вращения или по среднему эффективному давлению. Для оценки степени форсирования двигателя используется понятие удельной поршневой мощности

$$N_n = \frac{N_e}{\Sigma F}, \text{ кВт/дм}^2, \qquad (9.\ 22)$$

где $N_e$ – номинальная мощность двигателя;

$\Sigma F = \frac{\pi D^2}{4} i$ – суммарная площадь поршней, дм$^2$.

После подстановки «развёрнутого» значения для номинальной мощности двигателя получаем

$$N_n = \frac{p_e V_h n}{30\tau \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e}{30\tau} \frac{\frac{\pi D^2}{4} S[\text{дм}] n}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e}{30\tau} 10\left(\frac{S}{10}[\text{м}]\right) n =$$

$$= \frac{10 p_e}{\tau} \frac{Sn}{30} = 10 \frac{p_e C_п}{\tau}, \text{ кВт/дм}^2.$$

Удельная поршневая мощность – это есть мощность, приходящаяся на один дм$^2$ площади поршня.

Среднее эффективное давление косвенно связано с величиной $p_{макс}$. Следовательно, поршневая мощность, так как она пропорциональная $p_e$ и $C_п$, характеризует механическую напряжённость двигателя.

С другой стороны, среднее эффективное давление характеризует величину теплового потока через цилиндр в течение одного цикла, а величина $n/\tau$ пропорциональна числу циклов в единицу времени, следовательно, комплекс $(p_e n)/\tau$ определяет собой величину теплового потока через цилиндры двигателя в единицу времени. Таким образом, поршневая мощность в связи с тем, что она пропорциональна комплексу $(p_e n)/\tau$, характеризует теплонапряжённость двигателя, см. табл. 9. 11.

Таблица 9. 11

Удельная поршневая мощность двигателей

| Тип двигателя | Удельная поршневая мощность $N_n$, кВт/дм$^2$ |
|---|---|
| Четырёхтактные дизели (без наддува) | 7,4…14,7 |
| Двигатели с внешним смесеобразованием грузовых автомобилей и двухтактные дизели | 11,0…18,4 |
| Двигатели с внешним смесеобразованием легковых машин | 14,7…22,0 |
| Двигатели спортивных автомобилей с непосредственным впрыском топлива | 44…48 |

Условно по степени форсирования двигатели можно разделить на три группы:

– нефорсированные ($N_n < 11$ кВт/дм$^2$);

– форсированные ($11 \le N_n < 22$ кВт/дм$^2$);

– высокофорсированые ($N_n \ge 22$ кВт/дм$^2$).

Следует иметь в виду то обстоятельство, что в дизелях форсирование по мощности путём увеличения частоты вращения вала затруднительно в связи с ухудшением сгорания (неполнота сгорания и затяжное сгорание). Помимо этого, уменьшение диаметра цилиндра в дизелях затрудняет осуществление хорошего процесса смесеобразования (дозирование малых порций топлива, малые отверстия форсунок). Дизели поддаются форсированию увеличением $p_e$ посредством наддува.

Двигатели с внешним смесеобразованием, наоборот, легче поддаются форсированию увеличением частоты вращения, тогда как увеличению $p_e$ наддувом препятствует детонация.

**Литровая мощность.** Эффективная мощность, приходящаяся на один литр рабочего объёма двигателя, называется литровой мощностью. Обычно приводимые данные по ней относятся к номинальному режиму.

Литровая мощность численно равна отношению мощности двигателя к суммарному рабочему объёму цилиндров (литражу)

$$N_л = \frac{N_e}{V_h i}. \qquad (9.\ 23)$$

Литраж двигателя $V_h i$ равен сумме рабочих объёмов всех цилиндров двигателя.

Перепишем формулу (9. 23) в следующем виде:

$$V_h i = \frac{N_e}{N_л}.$$

Отсюда видно, что при неизменной эффективной мощности двигателя увеличение его литровой мощности влечёт за собой уменьшение литража двигателя, а значит, его габаритов и массы, чем и определяется важное значение этого показателя, особенно для транспортных двигателей.

Подставляя в формулу (9. 23) развёрнутое выражение для $N_e$, получаем

$$N_л = \frac{p_e n}{30\tau}.$$

Эта формула показывает, что литровая мощность определяется средним эффективным давлением, частотой вращения вала и тактностью двигателя. Произведение $p_e n$ характеризует величину сил инерции движущихся деталей и $p_{макс}$, поэтому $N_л$ может рассматриваться как показатель механической напряжённости двигателя. Поскольку величина $(p_e n/\tau)$ косвенно отражает величину теплового потока через двигатель в единицу времени, постольку и $N_л$ может рассматриваться как показатель теплонапряжённости. Следовательно, увеличение $N_л$ связанно с преодолением трудностей, возникающих при увеличении тепловых и механических нагрузок на двигатель. Среднее значение литровой мощности для массово выпускаемых двигателей находится в пределах 7,4…25,7 кВт/л. При этом меньшие значения относятся к тракторным дизелям, а большие – к двигателям с внешним смесеобразованием.

**Связь между удельной поршневой и литровой мощностями.** Выведем выражение, связывающее удельную поршневую и литровую мощности.

$$N_л = \frac{10 p_e}{\tau}\frac{Sn}{30};$$

$$N_л = \frac{p_e n}{30\tau} = \frac{10 p_e n S}{10 \cdot 30\tau S} = \frac{10 p_e C_m}{\tau S} = \frac{N_n}{S}, \text{ кВт/л}$$

Таким образом, при $N_п$ = idem литровая мощность тем больше, чем меньше ход поршня, то есть, меньше размеры цилиндра.

Можно также написать

$$N_л = \frac{N_n}{\frac{S}{D} \cdot D} = \frac{N_n}{(0{,}6 \div 1{,}4)D},$$

откуда видно, что при $N_п$ = idem, то есть, при одинаковой механической и тепловой напряжённости двигателя и $S/D$ = idem литровая мощность зависит от диаметра цилиндра: при его уменьшении $N_л$ увеличивается.

При $N_п$ = idem и $D$ = idem литровая мощность зависит от отношения $S/D$: при его уменьшении $N_л$ увеличивается.

Из анализа приведённых соотношений следует, что при одинаковой механической и тепловой напряженности ($N_п$ = idem) при малых размерах цилиндра легче получить большую литровую мощность. Кроме того, $N_л$ может служить показателем степени форсированности двигателя конкретной размерности или двигателей, имеющих одинаковые ходы поршней (при разных величинах ходов поршней сравниваемых двигателей удельная литровая мощность не может служить оценочным показателем степени форсированности двигателей). Для этой цели следует пользоваться понятием удельной поршневой мощности.

**Литровая и удельная масса двигателей.** Сухая масса двигателя $G_д$, приходящаяся на один литр рабочего объёма, называется литровой массой двигателя. Она определяется делением сухой массы на литраж двигателя

$$g_л = \frac{G_д}{V_h i}, \text{ кг/л.} \qquad (9.24)$$

В так называемую сухую массу двигателя не включают массы охлаждающей жидкости, масла, водяного и масляного радиаторов, выпускной трубы с глушителем, а также массы приборов.

Величина литровой массы зависит от различных показателей: удельных нагрузок на детали двигателя, качества конструкционных материалов (их прочностных характеристик, удельной массы) и совершенства конструкции.

Литровая масса есть показатель относительного конструктивного совершенства двигателя. При достаточной прочности и жёстокости деталей и, следовательно, надёжности и долговечности двигателя малая литровая масса говорит о совершенстве его конструкции с точки зрения количества металла, затраченного на один литр рабочего объёма.

Сухая масса двигателя, приходящаяся на один кВт номинальной мощности, называется удельной массой. Она определяется делением сухой массы на номинальную мощность двигателя

$$g_N = \frac{G_д}{N_{ен}} = \frac{30\tau}{p_{ен} n_н} \frac{G_д}{V_h i} = \frac{g_л}{N_л}, \text{ кг/кВт.} \qquad (9.25)$$

Удельная масса двигателя является более общим показателем по сравнению с литровой массой. Удельная масса зависит не только от литровой массы, но и от литровой мощности.

Таким образом, уменьшение удельной массы двигателя возможно путём снижения удельных нагрузок, применения высококачественных материалов,

совершенствования конструкции, повышения среднего эффективного давления (например, снижением в дизелях $\alpha_д$, применением наддува, повышением степени сжатия в двигателях с внешним смесеобразованием), форсирования двигателя по частоте вращения, перехода на двухтактный цикл.

Таблица 9. 12

Средние значения $g_л$ и $g_N$ для массово выпускаемых отечественных автотракторных двигателей

| Тип двигателя | $g_л$, кг/л | $g_N$, кг/кВт |
|---|---|---|
| Тракторные дизели (без наддува) | 150…170 | 9,5…34,0 |
| Автомобильные дизели | 140…160 | 7,0…9,5 |
| Автомобильные двигатели с внешним смесеобразованием | 70…110 | 2,7…7,0 |

# 10. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

## *Общие понятия о характеристиках*

Назначение двигателя – производить механическую энергию, которая может быть использована для привода в действие какой-либо машины, агрегата или узла. Таким образом, приводимая двигателем в действие машина или силовая передача потребляет механическую энергию, и впредь мы будем именовать их потребителями механической энергии, или просто потребителями.

В условиях эксплуатации потребителю от двигателя требуется различная мощность при разных скоростных режимах его работы. Особенно широкие пределы изменения мощности и частоты вращения вала наблюдаются при эксплуатации автомобильных и тракторных двигателей.

Нагрузка, частота вращения вала и регулировочные параметры двигателя определяются условиями эксплуатации потребителя и, поэтому, могут быть отнесены к основным эксплутационным факторам.

К основным показателям работы двигателя, как уже отмечалось ранее, относятся: мощность, крутящий момент, часовой и удельный расходы топлива.

Изменение величины одного или нескольких показателей работы двигателя в зависимости от какого-либо эксплутационного фактора называется ***характеристикой двигателя***. Характеристики двигателя выявляются, или, как принято говорить, снимаются при испытании или исследовании работающего двигателя на специальном стенде. В состав оборудования и приборов такого стенда входят тормоз и устройства для измерения крутящего момента, расходов топлива и воздуха, частоты вращения вала двигателя. Тормоз позволяет имитировать нагружение двигателя тем или иным потребителем (трактором, автомобилем, судном, комбайном).

Как правило, характеристики снимаются на установившихся режимах работы двигателя. Под установившимся режимом работы двигателя понимается такой режим, при котором обеспечивается практическое постоянство показателей его работы, которые, строго говоря, подвержены некоторым колебаниям (отклонениям, флуктуациям) от средних значений. Эти колебания определяются условиями нагружения, которые не позволяют получить совершенно стационарные нагрузки двигателя.

Обычно характеристики приводятся в виде графиков, построенных в прямоугольной системе координат: в качестве независимой переменной (аргумента) рассматривается тот или иной эксплутационный фактор, а в качестве функции рассматриваются показатели работы двигателя.

Различают скоростные, нагрузочные, регулировочные и другие характеристики. Характеристики дают представление о работе двигателя в целом и, главным образом, о характере изменения мощности, крутящего момента, экономических показателей и других параметров при работе двигателя на разных эксплутационных режимах.

### *Совместная работа двигателя и потребителя*

Особенно большое значение имеют характеристики с точки зрения совместной работы двигателя и потребителя (приводимая в действие машина или передача). Невозможно правильно подобрать двигатель к какому-либо конкретному потребителю, не зная его (двигателя) характеристик. Выявлены типичная характеристика изменения максимальной мощности двигателя *Ne*, см. рис. 10. 1, в зависимости от частоты вращения вала *n* и типичные кривые изменения мощности потребителя механической энергии *N*п (автомобиль, трактор) применительно к различным условиям их использования: $N'$п – максимальное потребление мощности, $N''$п – среднее и $N'''$п – малое – рис. 10. 2.

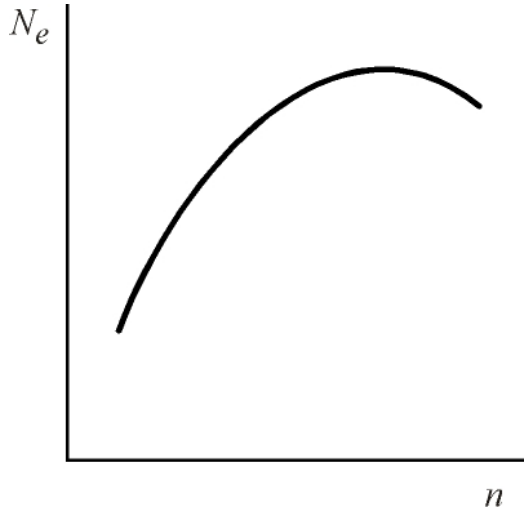



Рис. 10. 1. Типичная характеристика двигателя по мощности

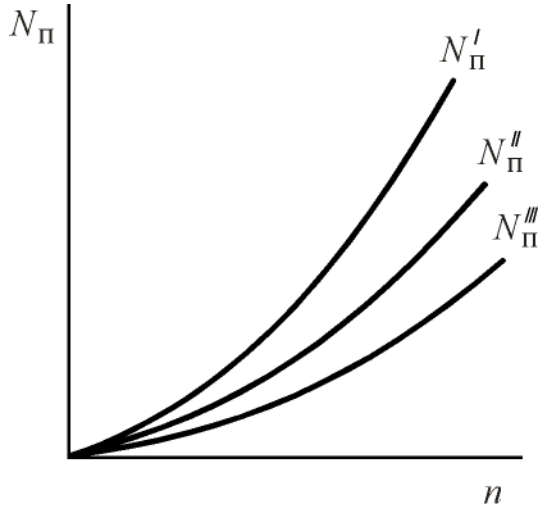



Рис. 10. 2. Типичная характеристика потребителя

Характеристика двигателя на рис. 10. 3 совмещена с характеристикой потребителя. Устойчивый режим работы системы «двигатель – потребитель», то есть, динамическое равновесие системы, устанавливается при равенстве мощностей. Точка *a* пересечения характеристик при частоте вращения *na* соответствует этому состоянию. При частоте вращения $n_1 < n_a$ мощность двигателя превышает мощность потребителя, и избыток мощности увеличивает кинетическую энергию системы, частота вращения вала системы будет повышаться до тех пор, пока не будет достигнуто состояние равенства мощностей (точка *a*).

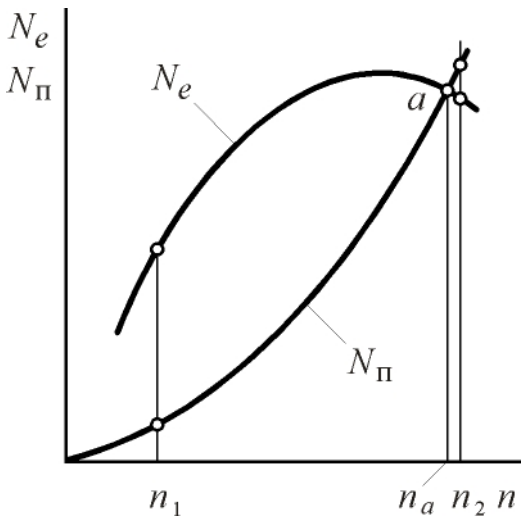
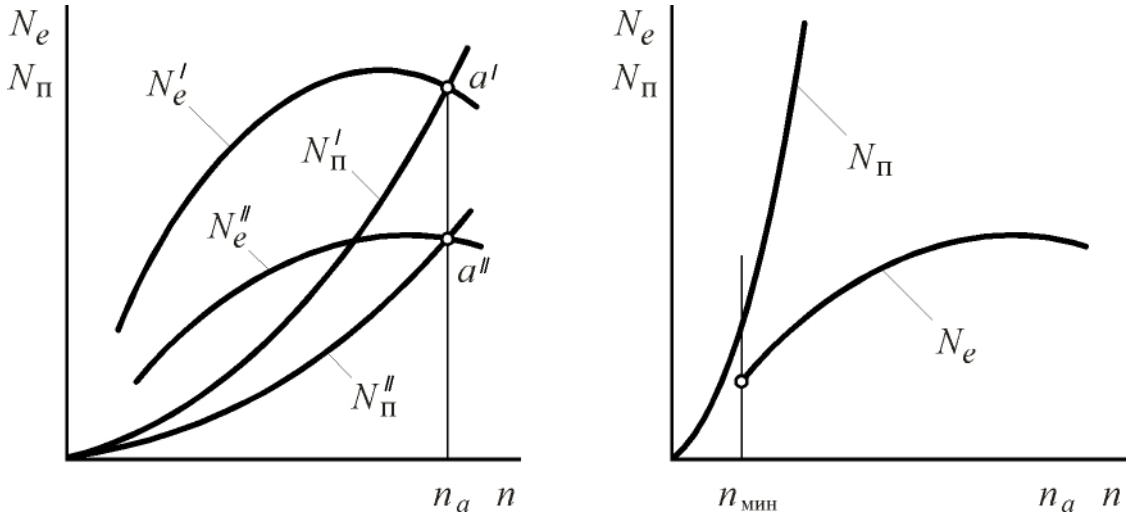



Рис. 10. 3. Совмещенные характеристики двигателя и потребителя

Наоборот, при $n_2 > n_a$ недостаток мощности двигателя «покрывается» за счёт кинетической энергии системы, и частота вращения вала уменьшается до тех пор, пока опять не установится равенство мощностей.

Таким образом, при работе двигателя с потребителем устойчивый режим работы системы устанавливается автоматически, причём с увеличением мощности потребителя обороты уменьшаются, и наоборот.

Если мощность потребителя на каком-либо скоростном режиме уменьшается (кривая $N''$п на рис.10. 4 а), а по условиям работы желательно поддерживать частоту вращения *na* неизменной, то мощность двигателя должна быть уменьшена до нового значения $N''e$. Точка *a''* соответствует новому состоянию динамического равновесия системы. В двигателях предусмотрена возможность регулирования мощности. Регулирование величины мощности осуществляется увеличением или уменьшением подачи топлива (горючей смеси) в цилиндры двигателя. В дизелях принято регулировать подачу топлива поворотом плунжеров топливного насоса (качественное регулирование). В двигателях с внешним смесеобразованием подача горючей смеси регулируется посредством изменения положения дроссельной заслонки, поворотом её (количественное регулирование).




а) б)

Рис. 10. 4. Совмещённые характеристики двигателя и потребителя:
а) – уменьшение мощностей двигателя и потребителя при постоянной частоте вращения; б) – мощность потребителя больше мощности двигателя (заглохание двигателя)

Если мощность потребителя на рассматриваемом скоростном режиме увеличивается и достигает значений, превышающих значения мощности, развиваемой двигателем (кривая $N$п на рис. 10. 4, б), то совместная работа двигателя и потребителя становится невозможной, так как двигатель на всех скоростных режимах развивает мощность меньшую, чем требуется потребителю. В этом случае частота вращения вала системы прогрессивно уменьшается до полной остановки двигателя (двигатель глохнет).

Анализ вопроса совместной работы двигателя с потребителем показывает, насколько важно иметь ясное представление о характеристике двигателя. Добавим, что этим далеко не исчерпывается значение характеристик.

### *10. 1. Скоростные характеристики двигателей*

Изменение величины мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива, а также других показателей двигателя в зависимости от частоты вращения вала называется скоростной характеристикой. Различают внешние и частичные характеристики.

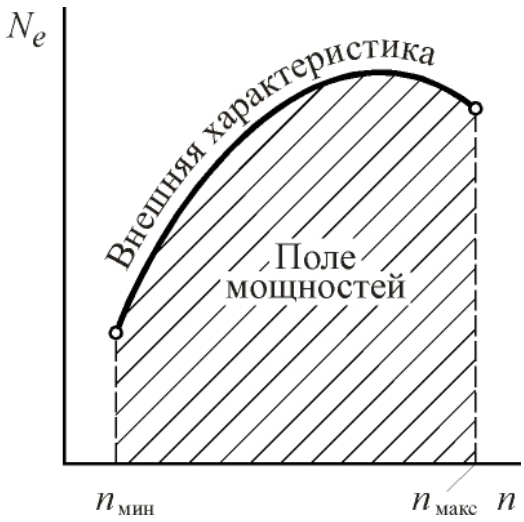



Рис. 10. 5. Поле мощностей двигателя

Скоростная характеристика, соответствующая максимальным значениям мощности на каждой из частот вращения, называется внешней скоростной характеристикой двигателя – рис. 10. 5.

Поле мощностей двигателя ограничивается линией внешней скоростной характеристики, максимальной $n_{макс}$ и минимальной $n_{мин}$ частотами вращения.

Скоростная характеристика, полученная при любом фиксированном положении органа управления подачей топлива, не соответствующем максимальному значению цикловой подачи, называется частичной скоростной характеристикой двигателя.

### *Внешние скоростные характеристики двигателей*

Характер изменения мощности двигателя в зависимости от частоты вращения вала при работе по внешней характеристике устанавливается анализом элементарного уравнения мощности двигателя (рис. 10. 6).

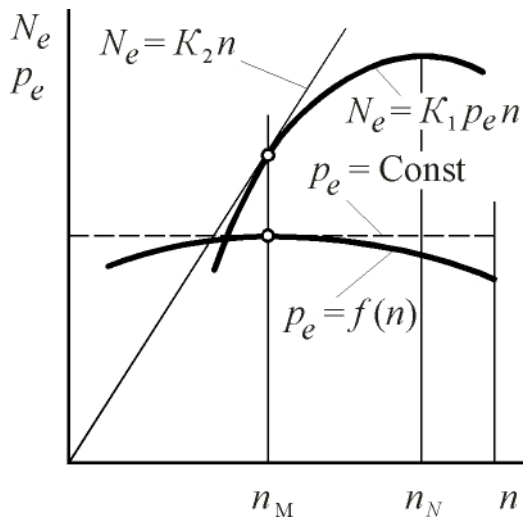



Рис.10. 6. К анализу элементарного уравнения мощности двигателя

$$N_e = \left(\frac{V_h i}{30\tau}\right) p_e n.$$

Для конкретного двигателя

$$\left(\frac{V_h i}{30\tau}\right) = K_1 = \text{Const},$$

поэтому уравнение мощности можно переписать в следующем виде:

$$N_e = K_1 p_e n.$$

Примем вначале *pe* = Const, тогда

$$K_2 = p_e K_1 = \text{tg}\alpha,$$

и

$$N_e = K_2 n. \qquad (10.\ 1)$$

Уравнение (10. 1) – уравнение прямой, проходящей через начало координат. Согласно этому уравнению с увеличением *n* мощность возрастает. В действительности *pe* является функцией частоты вращения. Выясним характер этой зависимости. Известно, что среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_м,$$

где $p_i$ – среднее индикаторное давление;

$p_м$ – среднее давление механических потерь.

Вначале выясним, как изменяется в зависимости от частоты вращения среднее индикаторное давление.

### *Развернутое уравнение среднего индикаторного давления*

Как известно,

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}. \qquad (10.\ 2)$$

Пусть в данном случае $L_i$ – индикаторная работа цикла, которую можно получить при сжигании одного кг топлива. Тогда индикаторный КПД

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

откуда

$$L_i = \eta_i \cdot H_u.$$

После подстановки последнего выражения для индикаторной работы в формулу (10. 2) получаем

$$p_i = \eta_i \frac{H_u}{V_h}. \qquad (10.\ 3)$$

В этом уравнении $V_h$ представляет собой рабочий объём цилиндра, соответствующий условию сгорания одного кг топлива. Этот объём может быть выражен через другие величины.

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{G}{G_{\text{пр}}} .$$

В данном случае под $G$ следует понимать количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя в расчете на один кг топлива. Для двигателей с внешним смесеобразованием $G = \alpha L'_0 + 1$, для дизелей $G = \alpha L'_0$. Под $G_{\text{пр}}$ (также в расчёте на один кг топлива) следует понимать количество свежего заряда, которым можно было бы наполнить цилиндры двигателя при условии, что параметры состояния рабочего тела в конце наполнения остались бы равными параметрам состояния перед органами впуска

$$G_{\text{пр}} = \gamma_0 \cdot V_h .$$

Подставив последнее значение в формулу для коэффициента наполнения, получим

$$\eta_v = \frac{G}{(\gamma_o V_h)},$$

откуда

$$V_h = \frac{G}{(\gamma_o \eta_v)} .$$

После подстановки полученного значения $V_h$ в уравнение (10. 3) получим развернутое уравнение для среднего индикаторного давления:

$$p_i = \eta_i \eta_v \gamma_o \left( \frac{H_u}{G} \right). \qquad (10.\ 4)$$

Таким образом,

$$p_i = f(\eta_i, \eta_v, \gamma_o, \alpha) .$$

### *Зависимость среднего эффективного давления от частоты вращения*

Индикаторный КПД $\eta_i$ и коэффициент избытка воздуха $\alpha$, входящие в выражение для определения количества свежего заряда $G$, при работе двигателя по внешней скоростной характеристике изменяются практически мало. И это позволяет принять $\alpha$ = const, $\eta_i$ = const. Тогда в соответствии с уравнением (10. 4) $p_i$ как функция частоты вращения изменяется так же, как и $\eta_v$ то есть,

$$p_i = K_3 \cdot \eta_v ,$$

где

$$K_3 = \eta_i \gamma_o \left( \frac{H_u}{G} \right).$$

Характер изменения $\eta_v = f(n)$ рассмотрен при анализе особенностей протекания процесса впуска. Зависимость $\eta_v$ и $p_i$ от частоты вращения изображена на графике на рис. 10. 7. Обозначим частоту вращения, при которой $\eta_v$ и, следовательно, $p_i$ имеют максимум, через $n_v$.

Учитывая линейную зависимость $p_M$ от частоты вращения, уравнение для среднего эффективного давления можно переписать в следующем виде:

$$p_e = p_i - p_M = K_3 \eta_v - (a + bC_{\text{п}}) = K_3 \eta_v - \left( a + \frac{bS}{30} n \right). \qquad (10.\ 5)$$

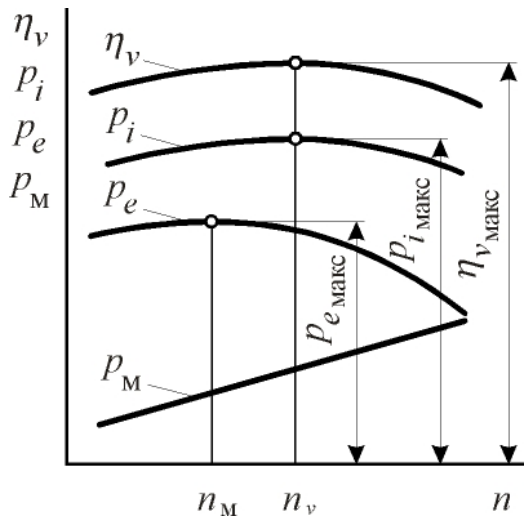



Рис. 10. 7. Зависимость коэффициента наполнения, среднего индикаторного и среднего эффективного давления от частоты вращения

Графики изменения $p_{\text{М}}$ и $p_e$ в зависимости от частоты вращения изображены на (рис. 10. 7). Среднее эффективное давление $p_e$ получается методом геометрического вычитания согласно уравнению (10. 5). Обозначим частоту вращения, при которой $p_e$ имеет максимум, через $n_{\text{М}}$. Как следует из графического построения, всегда соблюдается неравенство $n_{\text{М}} < n_V$.

Выяснив характер изменения $pe = f(n)$ перестраиваем его график (рис. 10. 6). Согласно уравнению $Ne = K_1 pen$ после графического умножения находим истинную кривую изменения эффективной мощности $Ne$ в зависимости от частоты вращения (на рис. 10. 6 – сплошная линия). Обозначим частоту вращения, при которой мощность достигает максимального значения, через $n_N$. Точка, соответствующая экстремальному значению мощности, обусловлена прогрессивным уменьшением $\eta_v$ и повышением механических потерь $p_{\text{М}}$.

***Крутящий момент.*** Покажем, что при частоте вращения $n_{\text{М}}$ двигатель развивает наибольший крутящий момент.

$$N_e = \frac{Mn}{9550}, \text{ кВт.}$$

С другой стороны,

$$N_e = \frac{p_e V_h in}{30\tau}, \text{ кВт.}$$

После приравнивания правых частей записанных выражений имеем

$$\frac{p_e V_h i n}{30\tau} = \frac{Mn}{9550}.$$

Введём коэффициент

$$K_4 = 9550\frac{V_h i}{30\tau},$$

и окончательно получим

$$M = K_4 p_e.$$

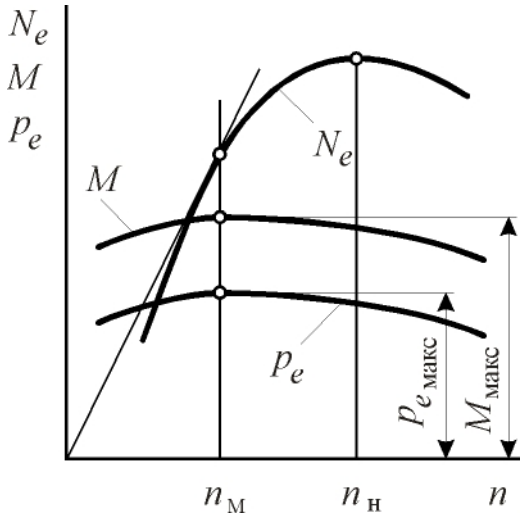



Рис. 10. 8. Зависимость крутящего момента и среднего эффективного давления от частоты вращения

Таким образом, среднее эффективное давление и крутящий момент имеют максимумы при одной и той же частоте вращения $n_М$. Точка касания прямой, проведённой из начала координат к линии $N_e$, соответствует этой же частоте вращения, см. рис. 10. 8.

***Коэффициенты приспособляемости.*** Обычно лишь в двигателях легковых автомобилей номинальная частота вращения $n_н$ назначается близкой к частоте вращения $n_N$, при которой двигатель развивает максимальную мощность (рис. 10. 9). К этой частоте вращения при эксплуатации прибегают редко. Выбирать частоту вращения $n_н > n_N$ не имеет смысла, ибо такую же номинальную мощность можно получить при $n_н < n_N$, следовательно, при меньших механических потерях и меньшем удельном расходе топлива, а также меньшем износе.

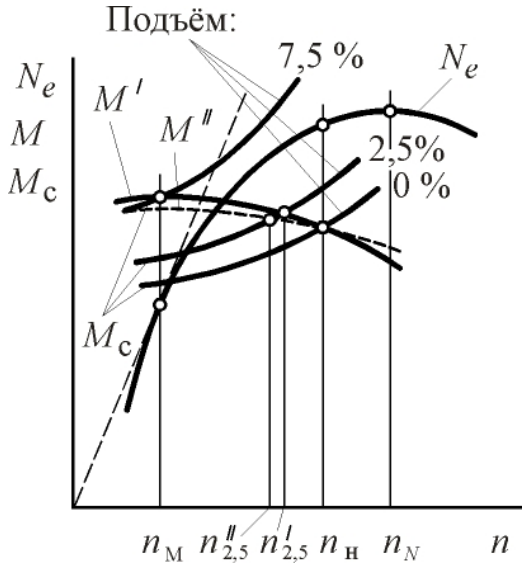



Рис. 10. 9. Анализ совместной работы двигателя с транспортной машиной при разных сопротивлениях дороги

В автомобильных двигателях грузовых машин, особенно в дизелях, частоту вращения $n_М$ выбирают значительно меньше, чем $n_N$.

Отношение

$$K_М = \frac{M_{макс}}{M_н}$$

называется ***коэффициентом приспособляемости двигателя к внешней нагрузке по крутящему моменту***. Коэффициент приспособляемости по моменту харак-

теризует свойство двигателя преодолевать возросший момент сопротивления без необходимости включения низшей передачи. $K_М$ является важным показателем работы двигателя. Он показывает, во сколько раз увеличивается крутящий момент двигателя при уменьшении частоты вращения от $n_Н$ до $n_М$ под влиянием возросшего момента сопротивления.

Двигатели с внешним смесеобразованием характеризуются большим значением $K_М$. Для тракторных и автомобильных двигателей коэффициент приспособляемости по моменту $K_М$ колеблется в приделах от 1,07 до 1,15 для дизелей и от 1,2 до 1,35 – для двигателей с внешним смесеобразованием. Изменением регулировки топливного насоса и специальной настройкой турбонагнетателя в дизелях могут быть достигнуты более высокие значения $K_М$. Так, например, может быть достигнут $K_М = 1,5$.

Отношение

$$K_n = \frac{n_Н}{n_М}$$

называется ***коэффициентом приспособляемости двигателя к внешней нагрузке по частоте вращения***. Этот коэффициент показывает, во сколько раз уменьшается частота вращения вала двигателя под воздействием возросшего момента сопротивления при изменении крутящего момента двигателя от $M_Н$ до $M_{макс}$. Следовательно, коэффициент приспособляемости по частоте вращения оценивает потерю скорости транспортной машины при тех же условиях и неизменном передаточном числе силовой передачи.

Двигатели с внешним смесеобразованием по сравнению с дизелями характеризуются большими значениями $K_n$. Для автотракторных двигателей этот коэффициент находится в пределах от 1,2 до 1,6 для дизелей и от 1,5 до 2,5 – для двигателей с внешним смесеобразованием. На основании опытных данных для двигателей типа ЗМЗ-53, ЗИЛ-508, ЗИЛ-117, «Форд» и некоторых других с рабочим объёмом 9 л можно принять эмпирическую связь между параметрами $K_n$ и $K_М$

$$K_n = \frac{0,75}{1,65 - K_М}.$$

Таким образом, чем больше $K_М$ тем больше $K_n$.

Связь между коэффициентами приспособляемости по моменту и частоте вращения можно представить в виде

$$K_М = 1,65 - \frac{0,75}{K_n} = 1,65 - 0,75\Omega,$$

где $\Omega = \dfrac{1}{K_n}$.

По данным В. Д. Муравьева

$$\Omega = Kn_{н}^{0,2},$$

где $K$ = 0,075…0,100 – для нижнеклапанных двигателей, а также для верхнеклапанных, имеющих карбюраторы с диффузором;

$K$ = 0,100…0,125 – для большинства современных верхнеклапанных двигателей с двух- и многокамерными карбюраторами;

$K$ = 0,125…0,140 – для форсированных двигателей спортивных и гоночных автомобилей с многокарбюраторными системами, а также для двигателей с впрыскиванием топлива.

Увеличение коэффициента приспособляемости по моменту улучшает тяговую характеристику транспортной машины. Это можно пояснить следующим образом. На рисунке 10. 9 изображены две зависимости крутящего момента от частоты вращения при работе двигателя по внешней характеристике: при повышенном значении коэффициента приспособляемости по моменту (сплошная линия) и при пониженном (пунктирная линия). Здесь же приведены несколько характеристик момента сопротивления, соответствующих различным условиям использования транспортного средства. Например, условиям использования на различных участках дорожного полотна (в частности, на дороге с малым, например 2,5 %, подъёмом и более значительным, например 7,5 %). Точки пересечения кривой момента сопротивления $M_c$, соответствующего дорожному полотну, характеризуемому, например, подъёмом в 2,5 %, с упомянутыми кривыми крутящего момента двигателя отвечают величинам возможных в каждом из рассматриваемых случаев установившимся частотам вращения. Очевидно, что для двигателя, обладающего более высоким коэффициентом приспособляемости по моменту, равенство крутящего момента моменту сопротивления будет достигнуто при более высокой частоте вращения: $n'_{2,5} > n''_{2,5}$.

Для городского автобуса требуются высокие ускорения при трогании с места и малое число переключений передач. Этого можно достичь с двигателем, обладающим высоким коэффициентом приспособляемости по моменту. При этом условии число передач может быть небольшим.

Для загородного автобуса требуется высокая средняя скорость. Поэтому падение оборотов (скорости) при возрастании сопротивления дороги не должно быть большим, то есть, коэффициент приспособляемости по частоте вращения должен быть меньше. В противном случае будет наблюдаться потеря скорости при увеличении сопротивления дороги.

Коэффициент приспособляемости по частоте вращения $K_n$ имеет большое значение для процесса разгона машинно-тракторного агрегата. При трогании с места вследствие увеличения нагрузки происходит уменьшение оборотов

вала двигателя, причём тем большее, чем больше масса машинно-тракторного агрегата. Если падение оборотов приведет к неравенству

$$K_n < \frac{n_{\text{хх}}}{n_{\text{к.р}}},$$

в котором $n_{\text{хх}}$ – число оборотов холостого хода вала двигателя перед разгоном, $n_{\text{к.р}}$ – число оборотов вала двигателя в конце разгона, то двигатель заглохнет.

### *Полуэмпирическое уравнение внешней скоростной характеристики*

Уравнение мощности можно представить в следующем виде (см. рис. 10. 10):

$$N_e = \frac{V_h i}{30\tau} p_e n = K_1 (p_{e_{\text{макс}}} - \Delta p_e) n,$$

где $K_1 = \frac{V_h i}{30\tau}$; $K_{\text{М}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{н}}} = \frac{p_{e_{\text{макс}}}}{p_{e_{\text{н}}}}$; $p_{e_{\text{макс}}} = K_{\text{М}} \cdot p_{e_{\text{н}}}$.

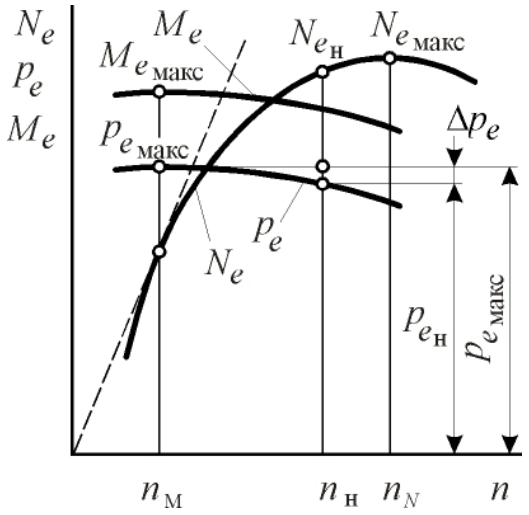



Рис. 10. 10. К выводу полуэмпирического уравнения внешней скоростной характеристики

По экспериментальным данным

$$\Delta p_e = a(n - n_{\text{М}})^2,$$

где $a$ – коэффициент пропорциональности, учитывающий степень кривизны параболы. Выразим этот коэффициент через известные величины. Для номинального режима работы двигателя

$$\Delta p_{e_{\text{н}}} = a(n_{\text{н}} - n_{\text{М}})^2,$$

откуда

$$a = \frac{\Delta p_{e_{\text{н}}}}{(n_{\text{н}} - n_{\text{М}})^2} = \frac{p_{e_{\text{макс}}} - p_{e_{\text{н}}}}{(n_{\text{н}} - n_{\text{М}})^2} = \frac{p_{e_{\text{н}}}(K_{\text{М}} - 1)}{(n_{\text{н}} - n_{\text{М}})^2}.$$

Учитывая сказанное, уравнение мощности можно записать в виде

$$N_e = K_1 \left[ K_{\text{М}} p_{e_{\text{н}}} - \frac{p_{e_{\text{н}}}(K_{\text{М}} - 1)(n - n_{\text{М}})^2}{(n_{\text{н}} - n_{\text{М}})^2} \right] n.$$

Окончательно

$$N_e = \frac{V_h i}{30\tau} p_{e_н} \left[ K_м - \frac{K_м - 1}{(n_н - n_м)^2} \left( n - \frac{n_н}{K_n} \right)^2 \right] n. \qquad (10.\ 6)$$

Уравнение (10. 6) описывает изменение $N_e$ как функцию частоты вращения коленчатого вала (рис. 10. 10).

Известны и другие методы построения внешней скоростной характеристики двигателей. Например, метод, основанный на результатах статистического обобщения изменения численных показателей работы двигателя (например, мощности) при его работе по внешней скоростной характеристике. Он может быть проиллюстрирован следующими табличными данными:

– для двигателей с внешним смесеобразованием

| $n$, % от $n_н$ | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $N_e$, % от $N_{eн}$ | 20 | 50 | 73 | 92 | 100 | 92 |

– для дизелей

| $n$, % от $n_н$ | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 |
|---|---|---|---|---|---|
| $N_e$, % от $N_{eн}$ | 17 | 41 | 67 | 87 | 100 |

***Часовой расход топлива*** в зависимости от частоты вращения определяется выражением

$$G_т = 60 \frac{2n}{\tau} G_{тц},$$

где $G_{тц}$ – цикловая подача топлива, кг/цикл.

Примем, что цикловая подача топлива при работе двигателя по внешней скоростной характеристике остаётся постоянной. Тогда часовой расход топлива отобразится линейной функцией частоты вращения, причём эта линия проходит через начало координат

$$G_т = K_S \cdot n,$$

где

$$K_S = 60 \frac{2}{\tau} G_{тц}.$$

В действительности цикловая подача топлива не остаётся постоянной.

Уже отмечалось, что

$$\eta_v = \frac{G}{G_{пр}};\ G = \eta_v \cdot G_{пр} = \eta_v \gamma_0 V_h.$$

С другой стороны,

$$\alpha = \frac{G}{G_{теор}} = \frac{G}{L_0^{/} \cdot G_{тц}},$$

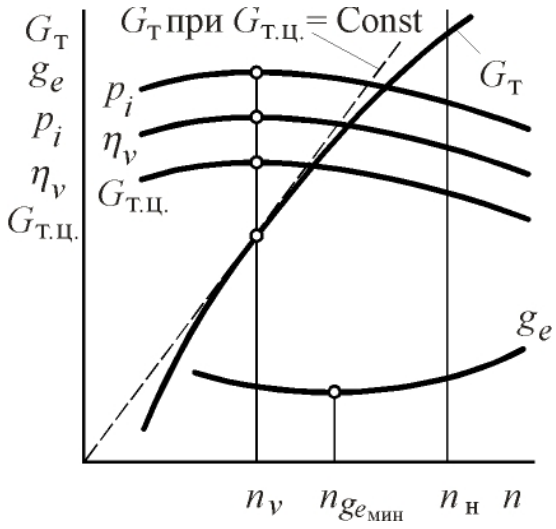



Рис. 10. 11. К определению расхода топлива при работе двигателя по внешней скоростной характеристике

и

$$G = \alpha L_0^{/} G_{тц}.$$

После приравнивания

$$\eta_v \gamma_0 V_h = \alpha L_0^{/} G_{тц}$$

$$G_{тц} = \frac{\gamma_o \cdot V_h}{\alpha L'_{o'}} \eta_v.$$

Если допустить $\alpha \approx$ const и ввести постоянную

$$K_6 = \frac{\gamma_o V_h}{\alpha L'_{o'}},$$

получим

$$G_{тц} = K_6 \eta_v.$$

Значит,

$$G_{тц} = f(\eta_v).$$

На графике внешней скоростной характеристики часовой расход топлива $G_т$ – слегка выпуклая кривая (см. рис. 10. 11).

Удельный расход топлива

$$g_e = \frac{1000 G_т}{N_e}.$$

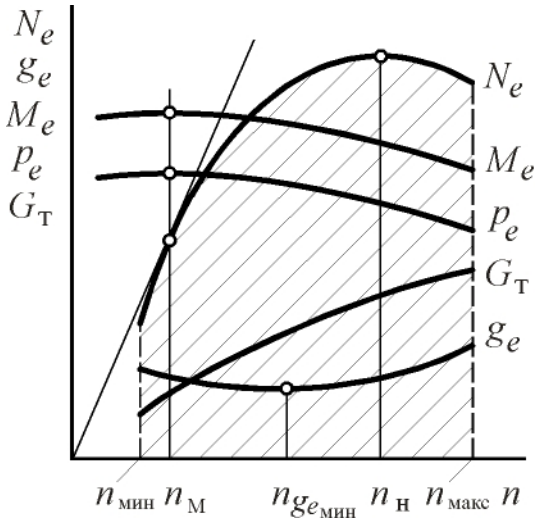



Рис. 10. 12. Изменение параметров при работе двигателя по внешней скоростной характеристике. Поле мощностей двигателя

Полная внешняя скоростная характеристика показана на рис. 10. 12.

Линией $N_e = f(n)$ ограничивается (сверху) поле мощностей, которые двигатель в состоянии развить в зависимости от условий нагрузки и скоростного режима работы.

Линия $N_e = f(n)$ является линией максимумов мощностей двигателя, которые могут быть реализованы при соответствующих частотах вращения коленчатого вала.

Справа поле мощностей ограничивается максимально допустимой частотой вращения $n_{макс}$, а слева – минимальной частотой $n_{мин}$, при которой двигатель работает устойчиво.

### *Частичные скоростные характеристики*

Внешняя характеристика получается при полной подаче топлива (двигатель с внешним смесеобразованием, например, карбюраторный, – полное открытие дроссельной заслонки; дизель – положение рейки топливного насоса, соответствующее максимальной подаче топлива).

Скоростные характеристики, реализуемые при положении органов управления подачей топлива (рейки топливного насоса – для дизелей, дроссельной заслонки – для двигателей с внешним смесеобразованием), не соответствующих максимальным значениям цикловой подачи, называются частичными скоростными характеристиками.

Скоростные характеристики отображают изменение показателей двигателя в зависимости от частоты вращения вала. Устанавливая орган управления подачей топлива в положение, не соответствующее максимально возможной подаче, получаем частичные характеристики – рис. 10. 13. Внешнюю скоростную характеристику можно рассматривать как предельный случай.

Анализ факторов, влияющих на $g_e$, может быть выполнен по зависимостям

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e H_u} = \frac{3600}{\eta_i \eta_м H_u} = \frac{3600}{\eta_i H_u \dfrac{N_e}{N_i}} = \frac{3600}{\eta_i H_u \dfrac{(N_i - N_м)}{N_i}} = \frac{3600}{\eta_i H_u \left(1 - \dfrac{N_м}{N_i}\right)}.$$

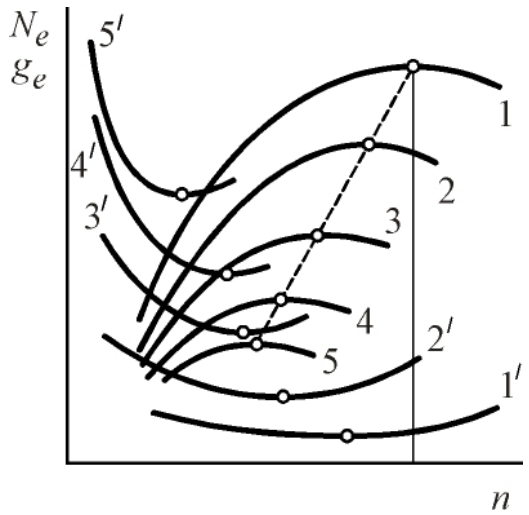



Рис. 10. 13. Внешняя (1) и частичные (2, 3, 4, 5) скоростные характеристики

При переходе двигателя на частичную характеристику индикаторная мощность уменьшается, удельный эффективный расход топлива увеличивается.

В режиме холостого хода отношение $N_м/N_i = 1$, $\eta_м = 0$, $g_e = \infty$, а часовой расход топлива определяется конечной величиной. Для одинаковых частот вращения работа двигателя по частичной характеристике менее экономична.

Таким образом, двигатель невыгодно использовать на частичных нагрузках.

В условиях эксплуатации целесообразно обеспечить работу двигателя по внешней скоростной характеристике.

## *10. 2. Регулировочные характеристики*

Изменение показателей работы двигателя в зависимости от какого-либо фактора, подвергающегося регулированию, называется регулировочной характеристикой.

***Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием по составу смеси.*** Зависимость мощности и удельного расхода топлива, а также других показателей от качественного состава смеси, определяемого коэффициентом избытка воздуха либо от массового часового расхода топлива при полностью открытой дроссельной заслонке, постоянной частоте вращения вала и оптимальном угле опережения зажигания называется регулировочной характеристикой по составу смеси – рис. 10. 14.

Для любых численных значений расхода топлива расход воздуха применительно к характеристике по составу смеси остаётся величиной постоянной, так как остаётся неизменной частота вращения. Изменение массового расхода топлива производится регулировкой проходного сечения жиклёров, изменением продолжительности или давления впрыскивания (для двигателей с впрыскиванием топлива), а также изменением давления в поплавковой камере карбюратора (для карбюраторных двигателей).

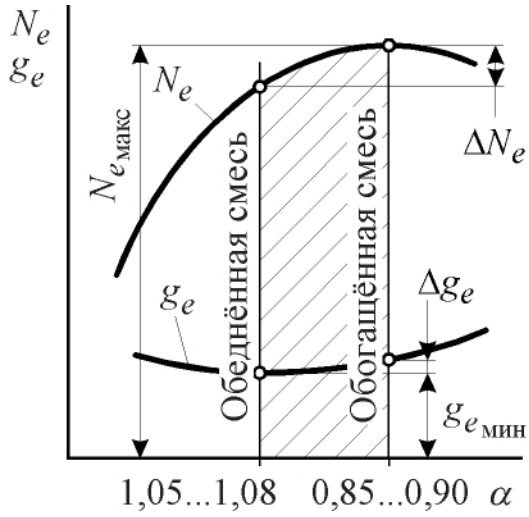



Рис. 10. 14. Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием (карбюраторного) по составу смеси

Уменьшение мощности и увеличение удельного эффективного расхода топлива (для случая, когда регулировочная характеристика снимается при частоте вращения, составляющей примерно 75 % от номинальной) относительно их экстремальных значений, см. рис. 10. 14, определяются соотношениями

$\Delta N_e \approx 10\ldots15$ % от $N_{e\text{макс}}$; $\Delta g_e \approx 10\ldots20$ % от $g_{e\text{мин}}$.

Экстремальные значения $N_e$ и $g_e$ всегда получаются при разных значениях коэффициента избытка воздуха. Область целесообразного регулирования состава смеси на рис. 10. 14 отмечена штриховкой.

***Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием по углу опережения зажигания.*** Зависимость мощности, удельного расхода топлива и других параметров от угла опережения зажигания при постоянной частоте вращения, неизменном положении дроссельной заслонки и неизменном качественном составе горючей

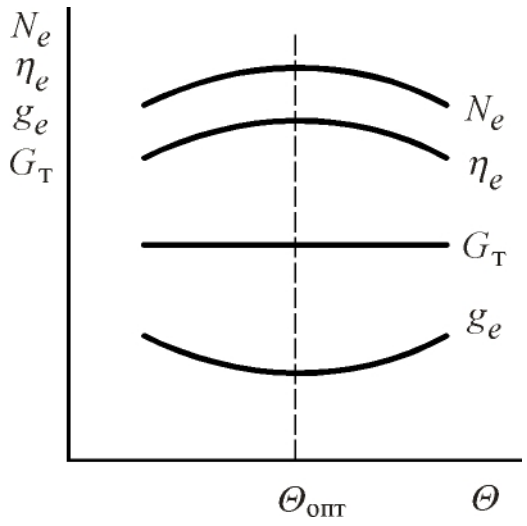



Рис. 10. 15. Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием по углу опережения зажигания

смеси называется регулировочной характеристикой по углу опережения зажигания – рис. 10. 15. Часовой расход топлива $G_т$ при этом остаётся постоянным, поэтому экстремальные значения мощности и удельного расхода топлива достигаются при одном и том же угле опережения зажигания $\theta_{опт}$, который называется оптимальным.

***Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения подачи топлива.*** Зависимость показателей работы двигателя от угла опережения подачи топлива при неизменном положении рейки топливного насоса и неизменной частоте вращения вала называется регулировочная характеристикой дизеля по углу опережения подачи топлива – рис. 10. 16.

Угол опережения подачи топлива $\theta_{пт}$ включает в себя период задержки впрыска $\varphi_{звпр}$, период задержки воспламенения $\varphi_c$ и угол опережения воспламенения $\theta$

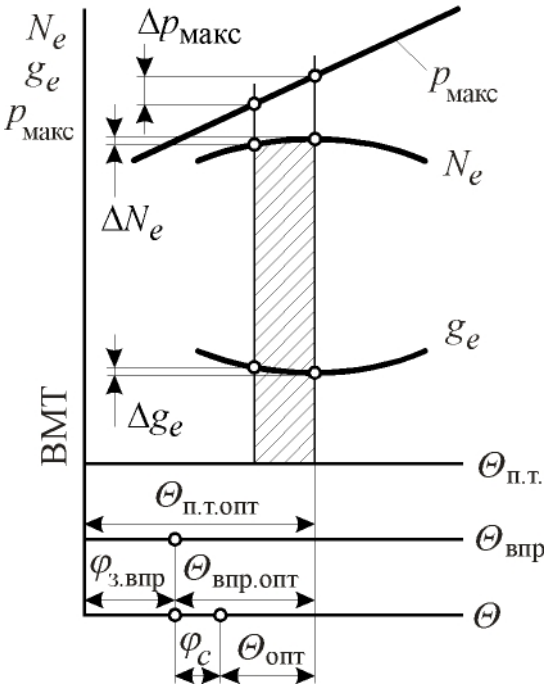



Рис. 10. 16. Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения подачи топлива

$$\Theta_{пт} = \varphi_{з\,впр} + \varphi_c + \Theta .$$

При эксплуатации дизелей в зимнее и летнее время требуются разные значения $\theta_{пт}$, поэтому на двигатели, как правило, устанавливается муфта «зима – лето», позволяющая изменять величину $\theta_{пт}$.

Некоторые дизели имеют автоматическое устройство изменения $\theta_{пт}$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. С целью уменьшения $p_{макс}$ и $w_{pмакс}$ пределы целесообразного регулирования углов опережения подачи топлива (на рис. 10. 16 эти пределы отмечены штриховкой) смещаются в сторону уменьшения численных значений $\theta_{пт}$ от оптимальных.

При этом отношения

$$\frac{\Delta N_e}{N_{e_{макс}}} \text{ и } \frac{\Delta g_e}{g_{e_{мин}}}$$

малы по сравнению с

$$\frac{\Delta p_{\text{макс}}}{p_{\text{макс}}} \text{ и } \frac{\Delta w_{p_{\text{макс}}}}{w_{p_{\text{макс}}}}.$$

### *10. 3. Нагрузочные характеристики*

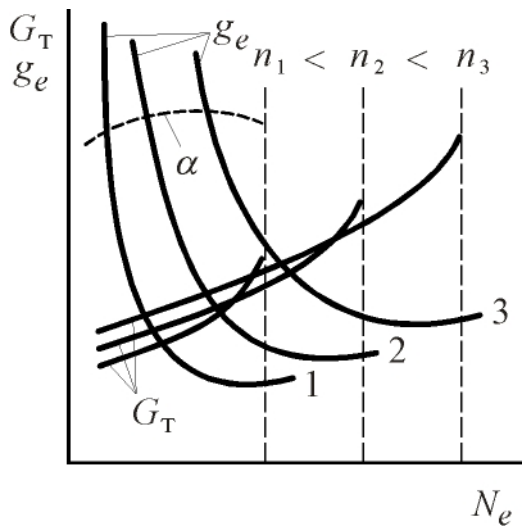



Рис. 10. 17. Нагрузочные характеристики двигателя с внешним смесеобразованием

Изменение величины удельного или часового расхода топлива, а также других параметров в зависимости от нагрузки на двигатель (мощность, среднее эффективное давление или крутящий момент) при постоянной частоте вращения вала называется нагрузочной характеристикой.

***Нагрузочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием*** (например, карбюраторного) снимается посредством регулирования количества подаваемой горючей смеси в цилиндры двигателя при неизменной частоте вращения и оптимальном угле опережения зажигания. Изменение количества подаваемой горючей смеси осуществляется поворотом дроссельной заслонки, а постоянство частоты вращения достигается соответствующим изменением момента сопротивления нагрузочного устройства.

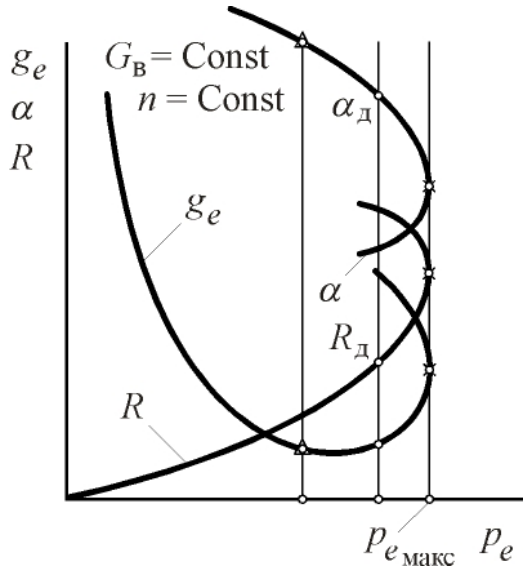



Рис. 10. 18. Нагрузочная характеристика дизеля

Графики нагрузочных характеристик для разных частот вращения вала приведены на рис. 10. 17.

***Нагрузочная характеристика дизеля*** снимается посредством изменения количества подаваемого в цилиндры двигателя топлива при сохранении неизменной частоты вращения вала. Изменение количества подаваемого топлива осуществляется перемещением рейки топливного насоса, а постоянство оборотов обеспечивается изменением момента сопротивления нагрузочного устройства.

Нагрузочная характеристика дизеля приведена на рис. 10. 18. Здесь же приведе-

ны графики коэффициента избытка воздуха $\alpha$ и степени дымности $R$.

На графиках отмечены точки: $R_д$ = 0,6…0,9 г/м$^3$ – наибольшая допустимая степень дымности (по условиям удельного расхода топлива и надёжности работы двигателя); $\alpha_д$ – наименьший допустимый коэффициент избытка воздуха.

Степень дымности может быть измерена фотоэлектрическим дымомером (рис. 10. 19) и определена по выражению

$$R = \frac{I_в - I_г}{I_в} \cdot 100\,\%,$$

где $I_в$ – показания измерительного прибора при пропускании через дымомер воздуха;

$I_г$ – показания измерительного прибора при пропускании через дымомер отработавших газов.

Рис. 10. 19. Схема фотоэлектрического дымомера

Для анализа характера изменения эффективного удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки может быть использовано выражение

$$g_e = \frac{3600}{\eta_i H_u (1 - \frac{N_м}{N_i})}.$$

Так, при уменьшении нагрузки увеличивается отношение $N_м/N_i$ ($N_м \approx$ $\approx$ const при постоянных оборотах) и возрастает $g_e$. При больших нагрузках ухудшение процесса сгорания приводит к снижению индикаторного КПД $\eta_i$ и росту $g_{e.}$.

## *10. 4. Особенности внешней скоростной характеристики дизеля*

### *Назначение корректирующих устройств*

Согласно рис. 10. 18 (на нём точками, треугольниками и крестиками отмечены характерные режимы работы двигателя) можно построить три внешние характеристики, см. рис. 10. 20:

1 – соответствующую максимальным мощностям на каждой из рассматриваемых частот вращения (абсолютная внешняя характеристика);

2 – характеристику при работе двигателя по границе допустимого дымления (характеристика предела дымления);

3 – характеристику при работе двигателя на режимах с наилучшей экономичностью.

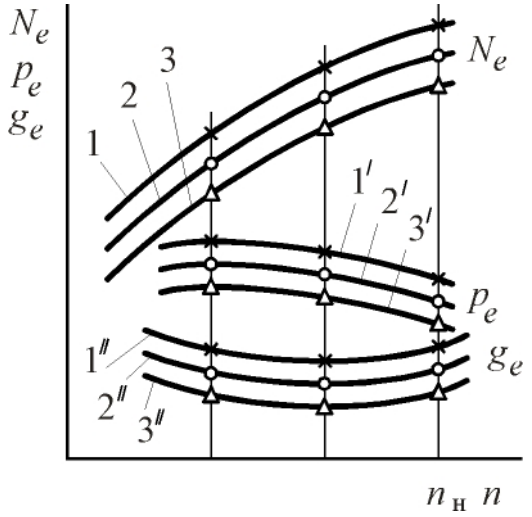



Рис. 10. 20. Внешние характеристики дизеля: 1 – по $N_{e макс}$; 2 – по границе допустимого дымления; 3 – по наилучшей экономичности ($g_{e мин}$)

При неизменном положении рейки топливного насоса и снижении частоты вращения, обусловленном повышением нагрузки, эффективная мощность реального двигателя становится меньше мощности, соответствующей работе двигателя по границе дымления. Это обусловлено уменьшением объёмной цикловой подачи $V_{тц}$ топлива насосом и падением его КПД:

$$\eta_{v_{тн}} = \frac{V_{тц}}{\frac{\pi D_{пл}^2}{4} h_{ахп}},$$

где $\eta_{vтн}$ – КПД топливного насоса;

$V_{тц}$ – объёмная цикловая подача топлива;

$h_{ахп}$ – теоретический активный ход плунжера;

$D_{пл}$ – диаметр плунжера.

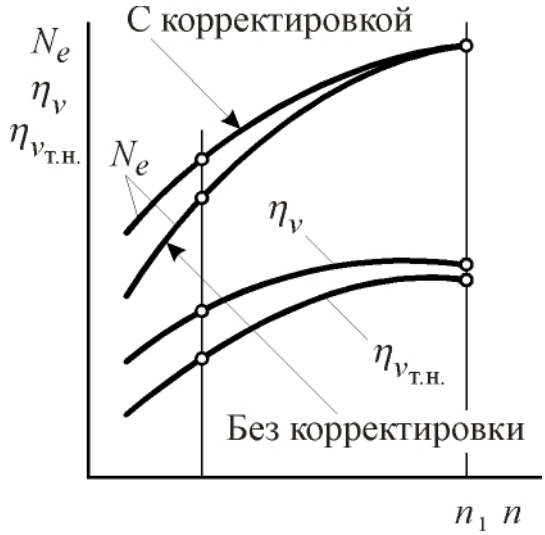



Рис. 10. 21. Зависимость $N_e$, $\eta_v$, $\eta_{vтн}$ от частоты вращения коленчатого вала при работе с коррекцией и без неё

Изменение $\eta_{vтн}$ с изменением частоты вращения коленчатого вала не пропорционально изменению коэффициента наполнения $\eta_v$ двигателя. Чаще наоборот: с падением частоты вращения $\eta_{vтн}$ падает. Поэтому, чтобы получить полную мощность при малом числе оборотов, необходимо применять корректирующие подачу топлива устройства.

***Корректирующие устройства*** обеспечивают работу дизеля по внешней скоростной характеристике – рис. 10. 21 – на границе допустимого дымления. Это достигается регулировкой топливного насоса. При работе с коррекцией дизель развивает на всех скоростных режимах без нарушения надежности наибольшую возможную мощность (крутящий момент), что обеспечивает улучшение его динамических качеств.

Корректирующее устройство, применяемое на топливном насосе дизеля Д-160 (рис. 10. 22), представляет собой упорную пластинчатую пружину, величина деформации которой устанавливается с помощью регулировочной муфты. Ход тяги рейки при увеличении подач топлива ограничивается этой пружиной. При уменьшении частоты вращения коленчатого вала, вызванном повышением нагрузки, сила *P* от грузов центробежного регулятора уменьшается. В результате этого тяга, деформируя пластинчатую пружину корректора, под усилием пружины перемещается в сторону увеличения подачи топлива. Этим обеспечивается работа двигателя на границе дымления. Таким образом, применение корректора позволяет при снижении оборотов, обусловленном повышением нагрузки, увеличить мощность и крутящий момент, см. рис. 10. 23.

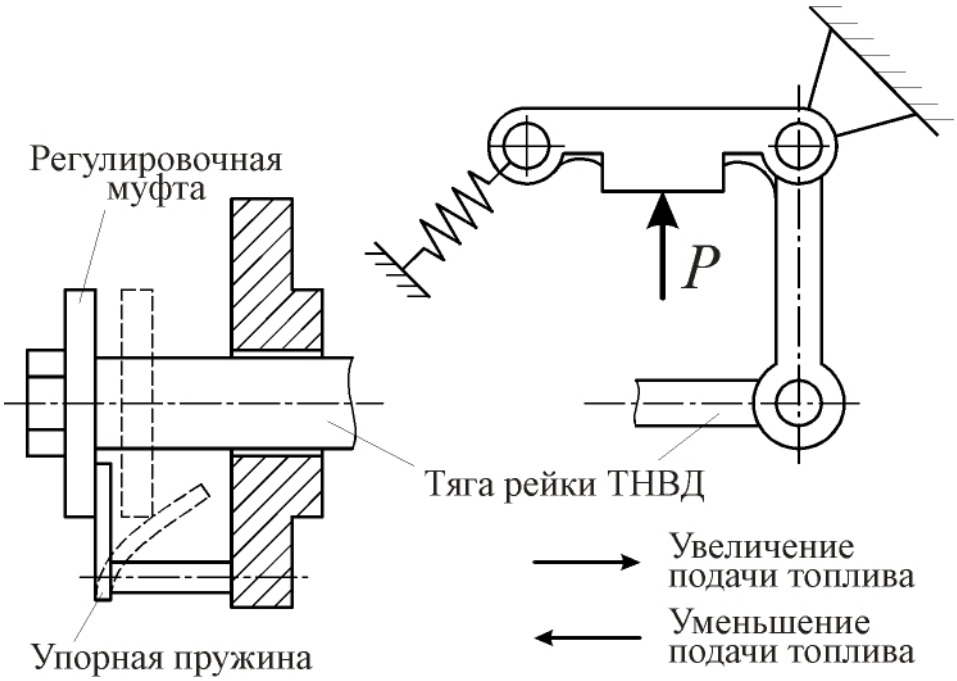



Рис. 10. 22. Схема корректирующего устройства

### *Регуляторные характеристики*

Условия работы двигателя могут характеризоваться необходимостью сохранения частоты вращения вала при меняющейся нагрузке (работа на генератор электрической энергии, на тракторах, комбайнах и т. д.).

Регулятор имеет назначение поддерживать постоянство заданного скоростного режима работы двигателя при всех возможных нагрузках.

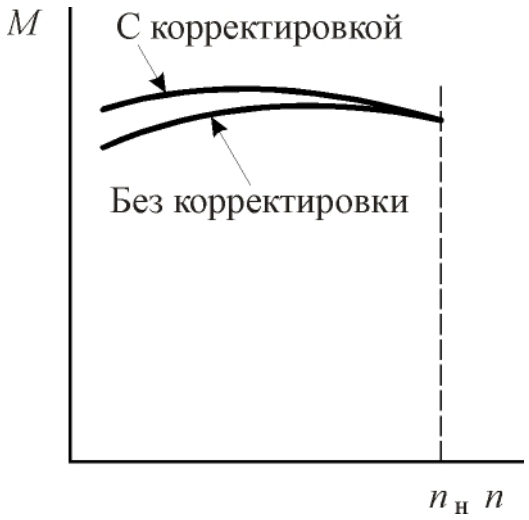



Рис. 10. 23. Изменение крутящего момента двигателя по скоростной характеристике при работе с корректором и без него

Изменение показателей работы, вызываемое действием регулятора под влиянием переменной нагрузки на двигатель, называется регуляторной характеристикой.

Очевидно, что машины могут работать оптимально при вполне определённых скоростях. С другой стороны, нагрузка также зависит от ряда причин. Отсюда требование: регулятор должен обеспечить в необходимых случаях сохранение неизменным скоростного режима независимо от нагрузки.

В зависимости от числа фиксируемых скоростных режимов, которые возможно осуществить в двигателе применением конкретного регулятора, их (регуляторы) можно подразделить на однорежимные (предельные), двухрежимные и многорежимные.

***Однорежимный регулятор***, см. рис. 10. 24, обеспечивает при изменении нагрузки в широком диапазоне устойчивую работу двигателя при практически постоянной частоте вращения вала, ограничивает максимальную частоту вращения вала двигателя при отсутствии нагрузки.

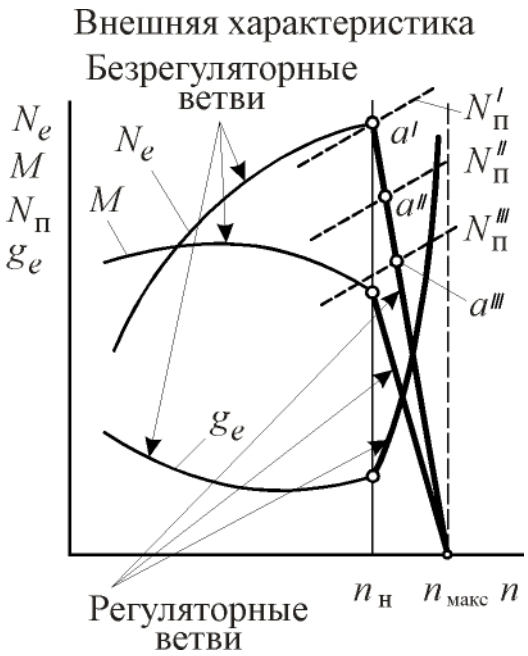



Рис. 10. 24. Скоростная характеристика дизеля с однорежимным регулятором

Недостаток таких регуляторов в том, что они обеспечивают реализацию только одного скоростного режима.

***Двухрежимный регулятор*** реализует функции однорежимного регулятора и, кроме того, обеспечивает устойчивую работу двигателя при минимальной частоте вращения вала с изменением нагрузки в определённом диапазоне, см. рис. 10. 25. Оба скоростных режима задаются оператором. На рис. 10. 25 обозначено следующее: $n_{мин}$ – минимальная рабочая частота вращения – наименьшая частота вращения вала при устойчивой работе двигателя по внешней скоростной характеристике в течение не менее 10 минут; $n_{хх}$ – минимальная частота вращения – наименьшая частота вращения вала при работе двигателя вхоло-

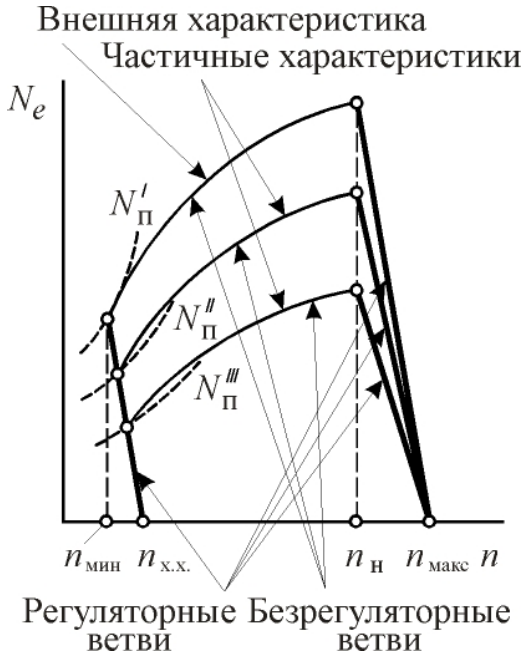



Рис. 10. 25. Внешняя и частичные скоростные характеристики дизеля, снабжённого двухрежимным регулятором

стую, когда рычаг управления подачей топлива установлен на «наименьший скоростной режим» (ГОСТ-491-55).

***Всережимный регулятор*** обеспечивает выполнение требований для одно- и двухрежимного регуляторов и, кроме того:

а) – обеспечивает реализацию любого заданного скоростного режима при изменении нагрузки в широком диапазоне, что даёт возможность эксплуатировать трактор, комбайн или другую рабочую машину на оптимальных скоростях;

– б) позволяет при недогрузке двигателя переходить на более выгодную пониженную частоту вращения, сохраняя неизменным скоростной режим работы машинного агрегата (за счёт манипулирования переключением передач), что сопряжено с уменьшением удельного эффективного расхода топлива и с увеличением срока службы двигателя – рис. 10. 26.

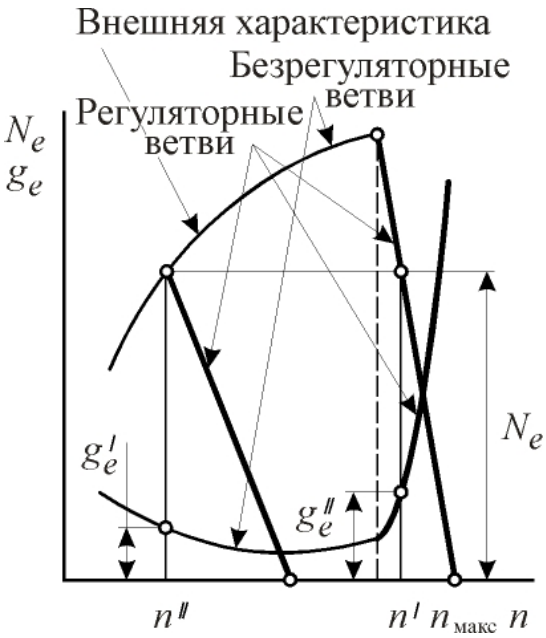



Рис. 10. 26. Скоростные характеристики дизеля (для двух скоростных режимов), снабжённого всережимным регулятором,

Поясним характер изменения удельного эффективного расхода топлива при переходе на пониженный скоростной режим.

$$g_e = \frac{3600}{\eta_i \eta_м H_u} = \frac{3600}{\eta_i H_u} \cdot \frac{N_e + N_м}{N_e}.$$

Можно принять, что при уменьшении оборотов индикаторный КПД $\eta_i$ несколько увеличивается, особенно в дизелях, и значительно уменьшаются механические потери $(N''_м < N'_м)$. Следовательно, снижается также $g_e$.

Второе преимущество – меньший износ подшипников и других деталей.

Как уже отмечалось, необходимая скорость трактора или комбайна устанавливается соответствующим передаточным числом с помощью коробки перемены передач.

***Внешняя скоростная характеристика двигателя постоянной мощности***. Двигатель постоянной мощности (ДПМ) обладает той особенностью, что его крутящий момент при работе по ВСХ является гиперболической функцией от частоты вращения.

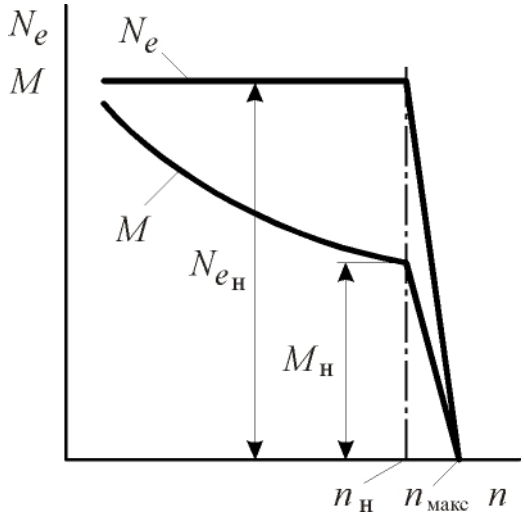



Рис. 10. 27. Внешняя скоростная характеристика двигателя постоянной мощности

Действительно, мощность и момент взаимосвязаны:

$$M = 9555 \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н·м.}$$

И, если $N_e$ остаётся неизменной (что может быть обеспечено специальными конструктивными и регулировочными мероприятиями), то

$$M = \frac{\text{const}}{n}.$$

Графически эта зависимость отображается гиперболой. ВСХ двигателя постоянной мощности (снабжённого регулятором) проиллюстрирована рис. 10. 27.

Характер изменения крутящего момента позволяет заключить, что такой двигатель обладает высокой приспособляемостью к нагрузке (имеет высокий $K_м$), что имеет большое значение для класса тяговых машин (например, бульдозеров).

### *10. 5. Нагрузочно-скоростные (универсальные) характеристики*

Нагрузочно-скоростная характеристика – зависимость мощности, удельного расхода топлива и других параметров от частоты вращения вала и среднего эффективного давления – см. рис. 10. 28. Эта характеристика объединяет (синтезирует) скоростные и нагрузочные характеристики. Как правило, такие характеристики строятся на основании результатов обработки серии нагрузочных характеристик, соответствующих различным частотам вращения.

Исходя из численного значения мощности и частоты вращения вала двигателя, по этой характеристике можно определить величину среднего эффективного давления

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

где $K$ – константа.

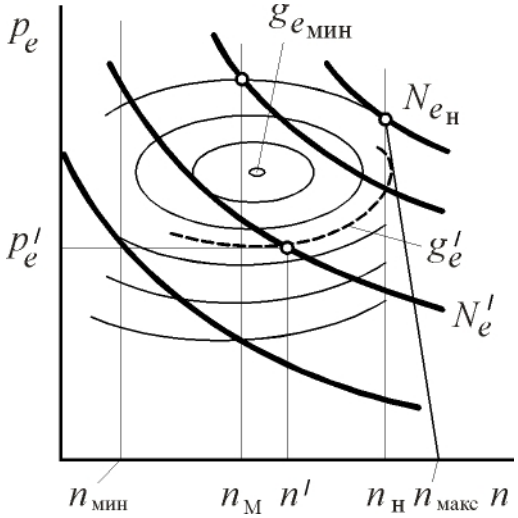



Рис. 10. 28. Нагрузочно-скоростная характеристика двигателя

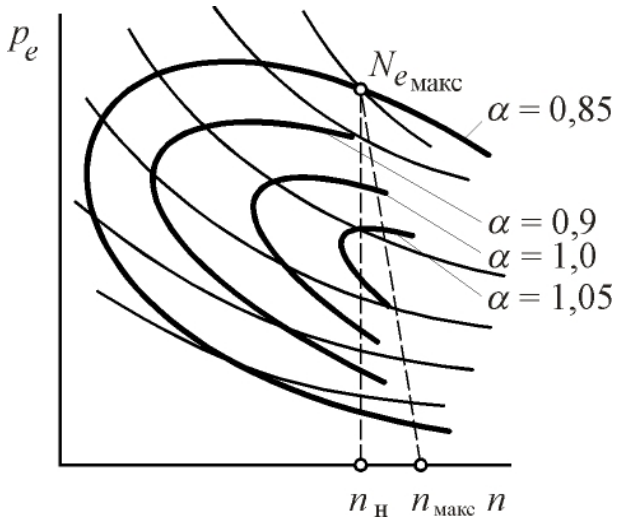



Рис. 10. 29. Нагрузочно-скоростная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием

Если $N_e$ = idem, то величины $p_e$ располагаются на гиперболе. Сетка изолиний мощностей наносится (строится) на основании обработки семейства нагрузочных характеристик.

Понятие нагрузочно-скоростной характеристики было впервые введено профессором A. Jante.

Такая характеристика даёт сведения об основных показателях работы двигателя для любого возможного скоростного и нагрузочного режима. Как видно из рис. 10. 29, по двум любым величинам определяются другие две важные величины, характеризующие работу двигателя. Особенно удобно пользоваться нагрузочно-скоростными характеристиками для анализа транспортных и тяговых двигателей (автомобильные, тракторные, тепловозные и т. д.).

Если на нагрузочно-скоростной характеристике двигателя с внешним смесеобразованием, например, карбюраторного, нанесены изолинии коэффициента избытка воздуха, см. рис. 10. 29, то с помощью такой характеристики можно оценить работу систем смесеобразования и, в частности, карбюратора.

# 11. ПРОЦЕССЫ ВЫПУСКА И ПРОДУВКИ-НАПОЛНЕНИЯ В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Одним из способов повышения литровой мощности двигателя является применение двухтактного цикла. Осуществление двухтактного рабочего цикла удваивает число рабочих ходов поршня в единицу времени. Однако, принимая во внимание менее совершенную очистку цилиндра от отработавших газов по сравнению с четырехтактным двигателем и дополнительную затрату мощности на привод продувочного насоса, мощность удаётся увеличить при том же рабочем объёме цилиндра и той же частоте вращения вала не в два, а примерно в 1,5…1,7 раза в зависимости от совершенства процесса продувки.

Менее совершенное наполнение цилиндра двухтактного двигателя свежим зарядом объясняется тем, что вытеснение из цилиндра отработавших газов осуществляется не поршнем, как в четырехтактных двигателях, а сжатым продувочным воздухом. Вследствие сложности учёта всех газодинамических явлений в цилиндре в процессе продувки-наполнения не удаётся полностью избежать плохо продуваемых зон и смешивания продувочного воздуха с отработавшими газами.

Реализация стремления улучшить качество продувки применительно к двигателям разной быстроходности, различных конструктивных схем и назначений вызвала большое многообразие систем продувки.

## *11. 1. Конструктивные схемы продувки двухтактных двигателей*

По характеру движения воздуха в цилиндре двигателя системы продувки подразделяют на прямоточные и контурные.

### *Прямоточные системы продувки*

Имеются две схемы прямоточной продувки: прямоточно-щелевая, или бесклапанная (рис.11. 1, а) и клапанно-щелевая (рис.11. 1, б).

Прямоточно-щелевая продувка применяется в двигателях с противоположно движущимися поршнями. Такую систему продувки имеют, например, тепловозные дизели типа 2Д-100 (10-цилиндровые с $N_e$ = 1480 кВт при $n$ = 850 мин$^{-1}$ и $p_e$ = 0,63 МПа, а также 12-цилиндровые с $N_e$ = 2222 кВт при $n$ = 850 мин$^{-1}$ и $p_e$ = 0,79 МПа). Оба двигателя имеют одинаковую размерность: $D$ = 206 мм, $S$ = 2 × 254 мм.

В ресивер нагнетается воздух от продувочного насоса. Через тангенциально направленные продувочные окна воздух «ввинчивается» в цилиндр, вытесняя отработавшие газы.

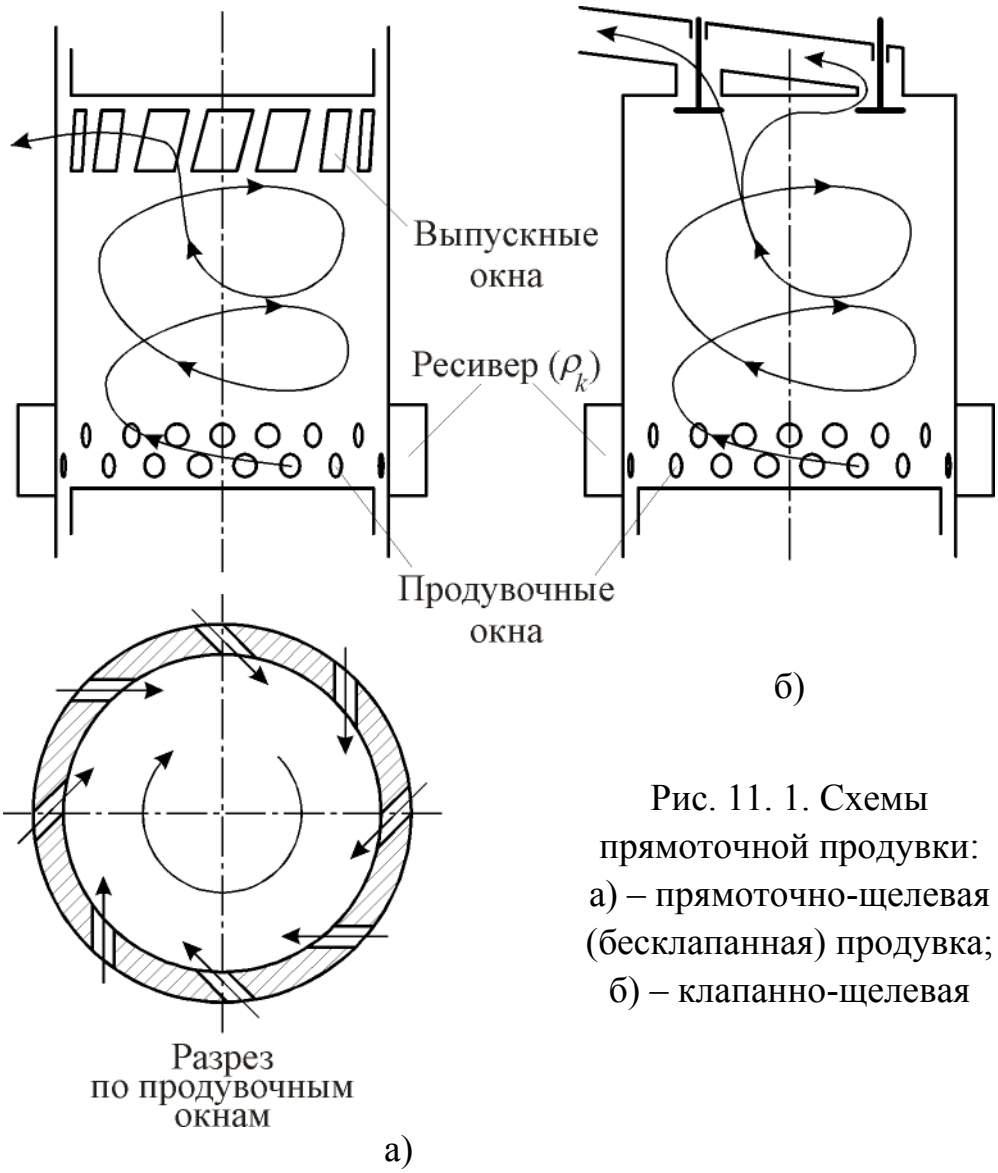



Рис. 11. 1. Схемы прямоточной продувки: а) – прямоточно-щелевая (бесклапанная) продувка; б) – клапанно-щелевая

Наиболее совершенная система продувки – прямоточно-щелевая. Качество продувки оценивается коэффициентом остаточных газов $\gamma$. Для прямоточно-щелевой схемы $\gamma = 0{,}03\ldots0{,}08$.

Клапанно-щелевая продувка применялась в ранее выпускавшихся автомобильных дизелях ЯАЗ-204, ЯАЗ-206. Дизель ЯАЗ-204 развивал мощность 82 кВт при 2000 мин$^{-1}$ вала, имел четыре цилиндра ($D$ = 108 мм, $S$ = 127 мм, степень сжатия 16, среднее эффективное давление 0,54 МПа, давление продувки 0,15 МПа).

Для схемы клапанно-щелевой продувки $\gamma = 0{,}05\ldots0{,}12$, качество продувки хуже, но ещё достаточно хорошее. Эта схема изобретена в России на заводе «Русский дизель» (бывший завод Нобеля).

## *Контурные системы продувки*

### *Поперечно-щелевая продувка с параллельными окнами в плане*

Для этой схемы (рис. 11. 2) $\gamma = 0{,}15\ldots0{,}25$. Более низкие величины $\gamma$ относятся к малооборотным двигателям.

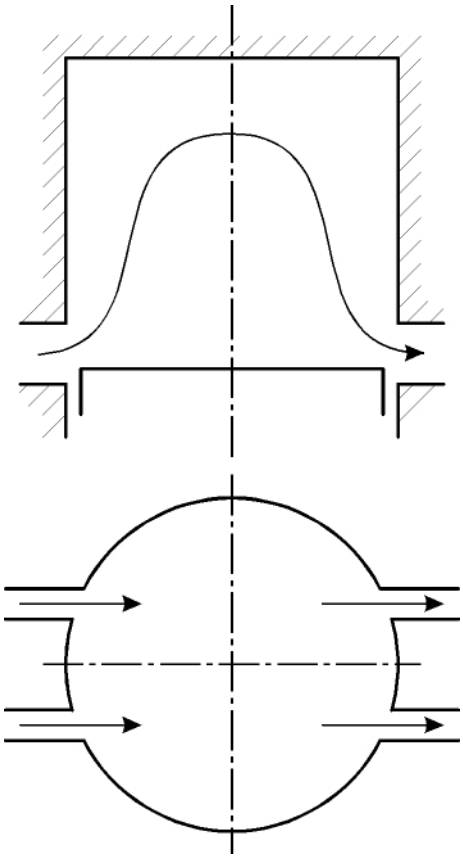


Рис. 11. 2. Поперечно-щелевая продувка с параллельным расположением окон в плане

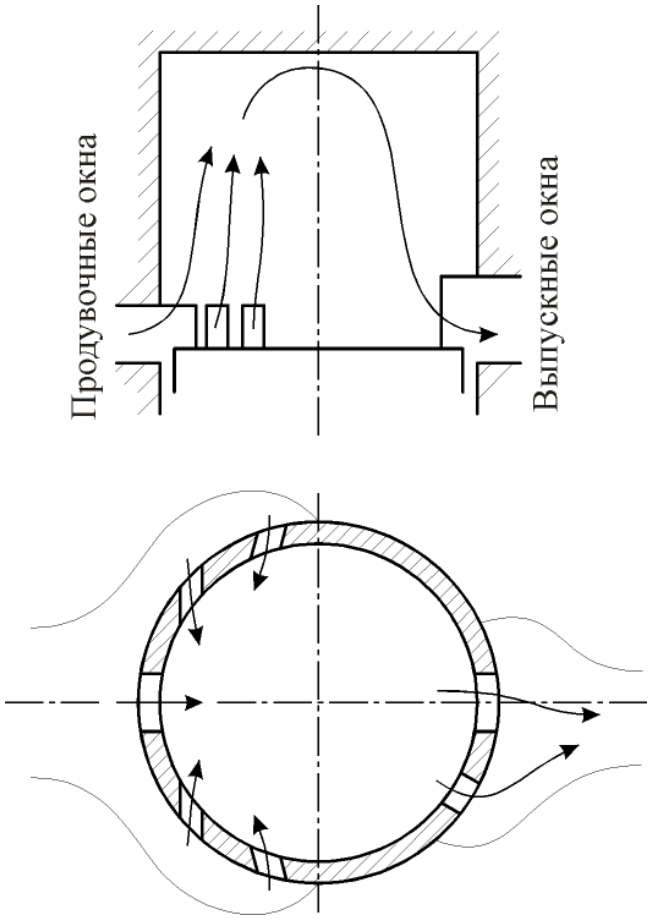



Рис. 11. 3. Поперечно-щелевая продувка с эксцентричным расположением окон в плане

*Поперечно-щелевая продувка с эксцентричным расположением окон в плане*

При движении поршня к НМТ (рис. 11. 3.) сначала открываются выпускные окна, а затем – продувочные. Через продувочные окна поток воздуха концентрированным пучком направляется вверх. Такая схема продувки применяется в дизелях заводов «Русский дизель», «Зульцер» (Швейцария) и Фиат. Коэффициент остаточных газов для многооборотных двигателей находится в пределах 0,12…0,18, а для малооборотных $\gamma = 0{,}08\ldots0{,}10$.

*Кривошипно-камерная продувка*

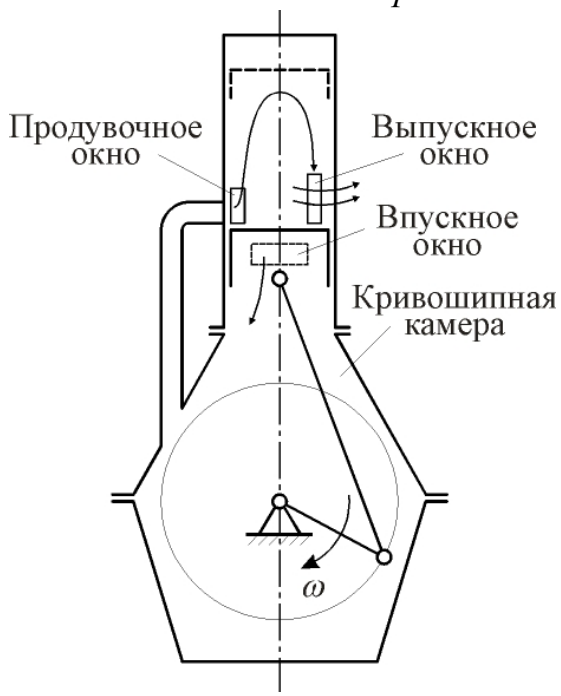



Рис. 11. 4. Схема кривошипно-камерной системы продувки

Эта схема несовершенна (рис. 11. 4), но не требует продувочного насоса. Его роль выполняет поршень с кривошипной камерой. Коэффициент остаточных газов для этой схемы продувки велик и находится в пределах 0,30…0,40. Применяется в карбюраторных, мотоциклетных, пусковых двигателях.

### *11. 2. Индикаторная диаграмма двухтактного дизеля с прямоточной клапанно-щелевой продувкой*

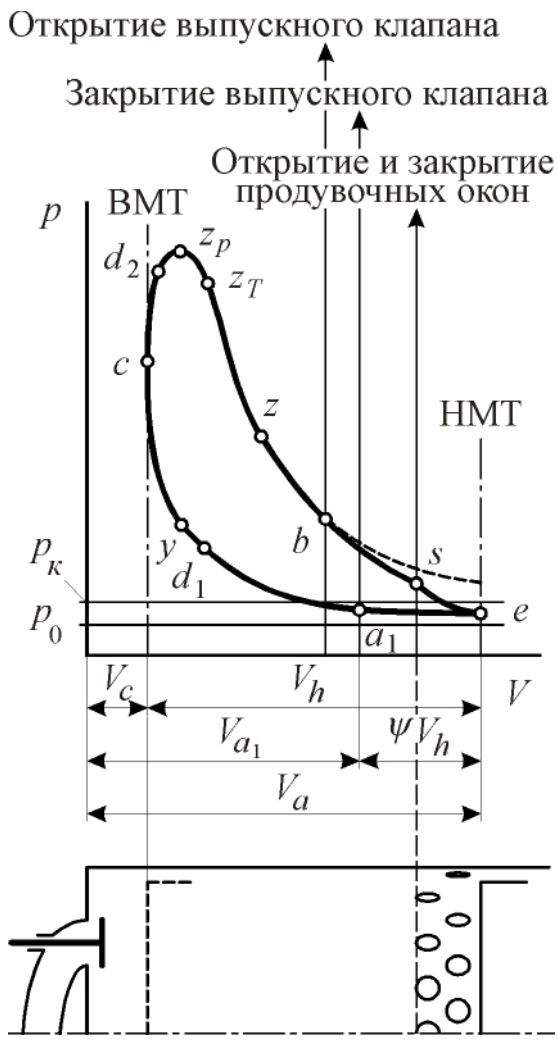



Рис. 11. 5. Индикаторная диаграмма двухтактного дизеля с прямоточно-щелевой продувкой

Как видно из индикаторной диаграммы двухтактного двигателя (рис. 11. 5), действительное сжатие в цилиндре начинается после момента закрытия продувочных или выпускных органов, то есть, тех органов, которые закрываются последними. Обычно таковыми (в двигателях без наддува) являются выпускные органы. Обозначим через $\psi$ отношение $S_{пот}/S$, где $S_{пот}$ – перемещение поршня от положения в НМТ до момента закрытия продувочных (или выпускных) окон, и назовём это отношение потерянной долей хода поршня. Численные значения этого коэффициента для двигателей с разными системами продувки приведены в табл. 11. 1.

Таблица 11. 1

Численные значения потерянной доли хода поршня

| Вид продувки | Коэффициент $\psi$ | |
|---|---|---|
| | Контурная | Прямоточная |
| Малооборотные двигатели ($n$ = 100…500 мин$^{-1}$ ) | 0,16…0,32 | – |
| Высокооборотные двигатели ($n$ = 1500…3000 мин$^{-1}$) | 0,38…0,42 | 0,18…0,22 |

В связи с изложенным в двухтактных двигателях различают номинальную и действительную степени сжатия.

Номинальная (геометрическая) степень сжатия $\varepsilon = V_a/V_c$, выше, чем действительная $\varepsilon_д = V_{a1}/V_c$.

Действительная степень сжатия

$$\varepsilon_д = \frac{V_{a_1}}{V_c} = \frac{V_a - \psi V_h}{V_c} = \varepsilon - (\varepsilon - 1)\psi = \varepsilon(1 - \psi) + \psi .$$

Таким образом, действительная степень сжатия – это отношение объёма полости цилиндра в момент закрытия органов газораспределения, закрывающихся последними, к объёму пространства сжатия.

Номинальная степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_д - \psi}{1 - \psi} .$$

*Фазы процессов выпуска и продувки-наполнения*

В фазах процессов выпуска и продувки-наполнения двухтактных двигателей (рис. 11. 6) без наддува ($p_к$ = 0,12…0,16 МПа) и с наддувом ($p_к$ = 0,18…0,4 МПа) введены следующие условные обозначения:

$p_0$ – атмосферное давление;

$p_к$ – давление продувочного воздуха в продувочном ресивере;

$p_г$ – давление отработавших газов в выпускном трубопроводе;

$p_s$ – давление в цилиндре в момент начала продувки (к моменту открытия продувочных окон давление в цилиндре должно быть несколько меньше, чем $p_к$ ,чтобы газы не затекали в ресивер);

$p_{кр}$ – критическое давление;

$p_a$ – условное давление рабочего тела в начале такта сжатия (получается экстраполированием политропы сжатия от точки $a_1$ на линию НМТ). Его лучше вычислить через $\eta_v$, который определяется экспериментально.

На индикаторной диаграмме можно выделить следующие фазы выпуска и продувки:

$b - k - s$ – фаза свободного выпуска. Эта фаза включает два период,

протекающих последовательно: $b$ – $k$ – период надкритического свободного выпуска и $k$ – $s$ – период подкритического свободного выпуска;

$s$ – $e$ – $a'$ –фаза продувки цилиндра. В течение этой фазы одновременно происходит наполнение цилиндра свежим зарядом и принудительная очистка цилиндра от отработавших газов;

$a'$ – $a_1$ – конечная фаза процесса выпуска; при наддуве – дозарядка цилиндра ($a_1$ – $a'$); $a_1$ – $y$ – процесс политропического сжатия (точка $y$ – момент воспламенения – на рисунке не обозначена); $a$ – $a_1$ – условный участок политропического сжатия.

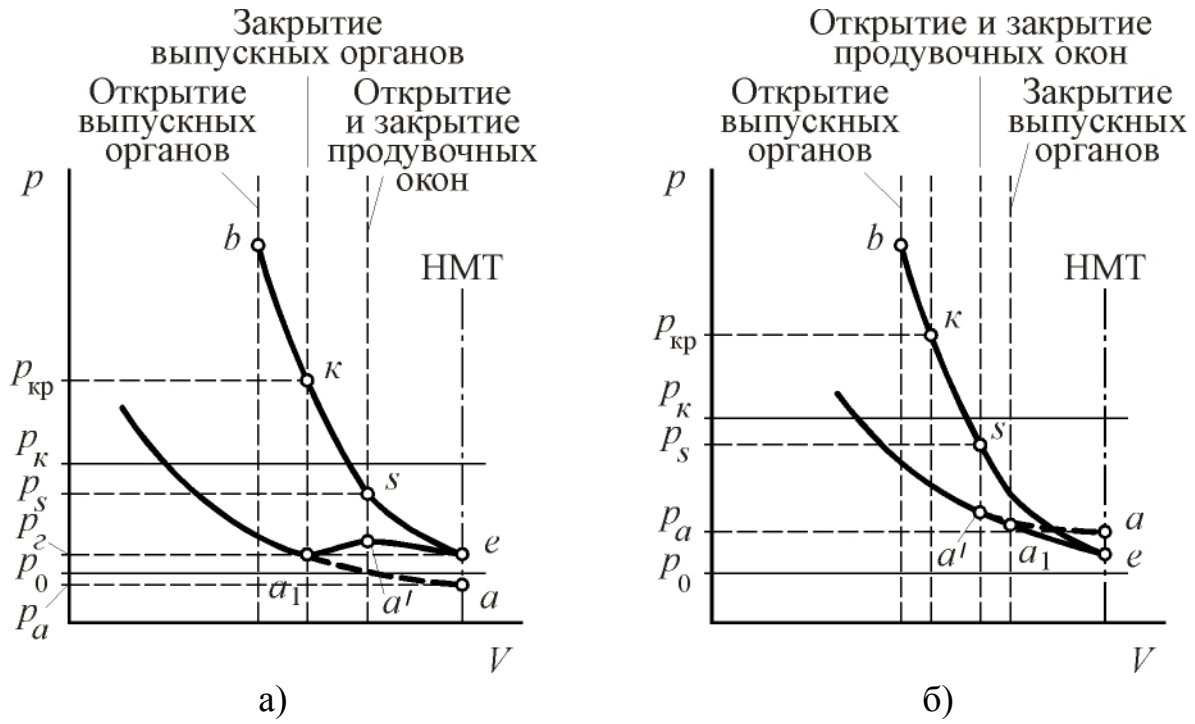



Рис. 11. 6. Фазы процессов выпуска и продувки-наполнения двухтактных двигателей: а) – для двигателей без наддува; б) – для двигателей с наддувом

## *11. 3. Необходимое время-сечение*

*Уравнение необходимого времени-сечения в общем виде для фазы свободного выпуска*

Секундный расход газа при истечении из отверстий определяется уравнением расхода

$$G = \mu f \psi \sqrt{\frac{p}{v}} \text{ , кг/с} \qquad (11.\ 1)$$

где $f$ – площадь поперечного сечения выпускных отверстий;

$\mu$ – коэффициент расхода;

$p$ и $v$ – давление и удельный объём рабочего тела в цилиндре двигателя;

$\psi$ – некоторая функция (функция расхода), имеющая различные значения для надкритического и подкритического периодов свободного выпуска: для надкритического периода ($b - k$) она имеет наибольшее значение и постоянна по величине, зависит только от состава (термодинамических свойств) отработавших газов, а именно:

$$\psi = \psi_{\text{макс}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k-1}},$$

где $k = C_p/C_v$ – отношение теплоёмкостей ($C_p$ – теплоёмкость рабочего тела при постоянном давлении, $C_v$ – теплоёмкость при постоянном объёме).

Для подкритического периода ($к - s$) функция $\psi$ зависит от отношения давлений $p_г/p$ и изменяется по следующему закону:

$$\psi = \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_г}{p}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_г}{p}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]},$$

где $p$ – текущее давление;

$p_г$ – давление в выпускном трубопроводе.

Характер протекания функции $\psi$ поясняется графиком – рис. 11. 7.

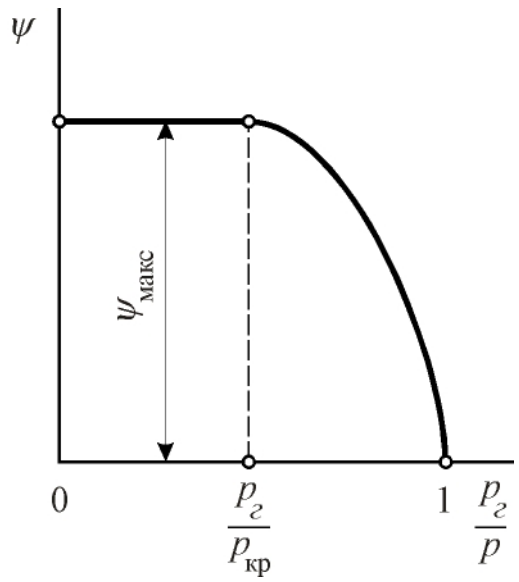



Рис. 11. 7. Характер протекания функции расхода

Для среднего состава отработавших газов $k \approx 1{,}3$; критическое отношение давлений равно

$$\frac{p_г}{p_{\text{кр}}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}} = 0{,}546; \quad \frac{p_{\text{кр}}}{p_г} = 1{,}83.$$

В реальных условиях работы двигателя в момент открытия выпускных органов (точка $b$ индикаторной диаграммы) отношение $p_b/p_г$ значительно превышает величину 1,83. Поэтому при свободном выпуске начальный период истечения отработавших газов всегда является надкритическим.

Массовый расход газа в дифференциальной форме в соответствии с уравнением (11. 1) можно записать в виде

$$dG = \mu f \psi \sqrt{\frac{p}{v}} dt. \qquad (11.\ 2)$$

Примем во внимание, что

$$G = G_{\text{в}} - G_i,$$

откуда

$$dG = d\left(G_{\text{в}} - G_i\right) = -dG_i, \qquad (11.\ 3)$$

где $G$ – массовое количество рабочего тела, вытекающего из цилиндра через выпускные окна за определённый отрезок времени;

$G_{\text{в}}$ – массовое количество рабочего тела, находившегося в цилиндре в момент открытия выпускных органов;

$G_i$ – количество рабочего тела в цилиндре в текущий момент времени $t$.

Обозначим через $V$ текущий объём рабочего тела в цилиндре. Тогда уравнение (11. 3) примет вид

$$dG = -d\frac{V}{v}. \qquad (11.\ 4)$$

Приравняем правые части уравнений (11. 2) и (11. 4). Получим

$$-d\frac{V}{v} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p}{v}}dt. \qquad (11.\ 5)$$

Условимся считать процесс расширения рабочего тела политропическим, протекающим с показателем политропы $m$. Тогда

$$pv^m = p_b v_b^m,$$

откуда

$$v = v_в\left(\frac{p_в}{p}\right)^{\frac{1}{m}},$$

и

$$\frac{p}{v} = \frac{p_в}{p_в}\frac{p}{v_в}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{m}} = \frac{p_в}{v_в}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{m}+1}. \qquad (11.\ 6)$$

Уравнение (11. 5) с учётом выражения (11. 6) можно записать в следующем виде:

$$\mu f \psi \sqrt{\frac{p_в}{v_в}}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{2m}+\frac{1}{2}} dt = -\frac{1}{v_в} d\left[\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{m}} V\right],$$

или

$$\mu f \psi \sqrt{p_в v_b}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{2}+\frac{1}{2m}} dt = -d\left[\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{m}} V\right].$$

Поделим обе части полученного выражения на $V\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{m}}$. Тогда

$$\frac{\mu f\psi}{V}\sqrt{p_в v_в}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}}dt=-\frac{1}{\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{m}}V}\left[\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{m}}dV+\frac{V}{m}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{m}-1}d\left(\frac{p}{p_в}\right)\right]=$$

$$=-\frac{dV}{V}-\frac{1}{m\left(\frac{p}{p_в}\right)}d\left(\frac{p}{p_в}\right).$$

Решим уравнение относительно $fdt$. Принимая $V$ = Const, получим

$$fdt=-\frac{V}{\mu m\sqrt{p_в v_в}}\frac{1}{\psi}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}-1}d\left(\frac{p}{p_в}\right).$$

После интегрирования

$$\int fdt=-\frac{V}{\mu m\sqrt{p_в v_в}}\int\frac{1}{\psi}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}}d\left(\frac{p}{p_в}\right). \qquad (11.\ 7)$$

Выражение (11. 7) представляет собой уравнение необходимого времени-сечения в общем виде для процесса свободного выпуска рабочего тела из цилиндра. Оно пригодно также и для четырёхтактных двигателей. Его нужно привести к виду, удобному для инженерных расчетов.

*Уравнение необходимого времени-сечения для надкритического периода свободного выпуска*

Для надкритического периода свободного выпуска (*b – k)* функция расхода $\psi = \psi_{макс}$ = Const. Имея это в виду, выражение (11. 7) легко проинтегрировать:

$$ВСч_{н.кр}=\int_{t=0}^{t_к}fdt=-\frac{V}{\mu m\sqrt{p_в v_в}}\frac{1}{\psi_{макс}}\int_{1}^{\frac{p_{кр}}{p_в}}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}}d\left(\frac{p}{p_в}\right)=$$

$$=-\frac{V}{\mu m\sqrt{p_в v_в}}\frac{1}{\psi_{макс}}\frac{1}{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}+1}\left(\frac{p}{p_в}\right)^{\frac{1-m}{2m}}\Bigg|_{1}^{\frac{p_{кр}}{p_в}}=$$

$$= \frac{2}{m-1} \frac{V}{\mu\sqrt{p_в v_в}} \frac{1}{\psi_{макс}} \left[ \left( \frac{p_г p_{кр}}{p_в p_г} \right)^{\frac{1-m}{2m}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{2}{m-1} \frac{V}{\mu\sqrt{p_в v_в}} \frac{1}{\Psi_{макс}} \left[ \left( \frac{p_в p_г}{p_г p_{кр}} \right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1 \right].$$

После подстановки выражений для $p_г/p_{кр}$, $\psi_{макс}$ и, учитывая, что $p_в v_в = R_г T_в$, получаем

$$\int_{t_в}^{t_к} f dt = \frac{2}{m-1} \frac{V}{\mu\sqrt{R_г T_в} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k-1}}} \left[ \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}\frac{m-1}{2m}} \left( \frac{p_в}{p_г} \right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1 \right]. \quad (11.\ 8)$$

На основе экспериментальных данных можно принять $k \approx m \approx 1{,}3$. Учитывая, что $R_г = 286{,}7$, уравнение (11. 8) переписываем окончательно

$$\int_0^{t_к} f dt = 0{,}0277 \frac{V}{\mu\sqrt{T_в}} \left[ 0{,}932 \left( \frac{p_в}{p_г} \right)^{0{,}115} - 1 \right].$$

Приближённо можно принять

$$V = \frac{V_в + V_{кр}}{2},$$

где $V_{кр}$ – объём цилиндра (соответственно и рабочего тела) в момент завершения надкритического периода истечения. Для приближённой оценки его величины может быть использовано соотношение

$$V_{кр} = \left( \frac{p_в}{p_{кр}} \right)^{\frac{1}{m}} V_в.$$

В некоторых источниках [16, 24] содержатся рекомендации по оценке величины $V$ как полусуммы $V_b$ и $V_s$, то есть, принимается

$$V = \frac{V_b + V_s}{2},$$

где $V_s$ – объём цилиндра в момент открытия продувочных окон.

Давление и температура рабочего тела в момент открытия выпускных органов ($p_в$ и $T_в$ соответственно) достаточно точно определяются тепловым расчётом. Для этого необходимо задаться величиной угла поворота коленчатого вала, при котором открываются выпускные органы.

Таким образом,

$$\text{ВСч}_{\text{н.кр}} = \int_0^{t_к} f dt = F\left(\frac{p_в}{p_г}, V, \mu, T_в\right).$$

Анализ показывает, что $\int_o^{t_к} f dt$ зависит от геометрических и термодинамических параметров, от коэффициента расхода $\mu$, численное значение которого выбирается в следующих пределах:

0,65…0,75 – для выпускных окон с острыми кромками;

0,80…0,85, если внутренние кромки окон слегка округлены.

*Уравнение необходимого времени-сечения для подкритического периода свободного выпуска*

На основании уравнения (11. 7) для подкритического периода истечения можно записать

$$\text{ВСч}_{\text{п.кр}} = \int_{t_к}^{t_s} f dt = -\frac{V}{\mu m \sqrt{p_b v_в}} \int_{\frac{p_{\text{кр}}}{p_b}}^{\frac{p_s}{p_b}} \frac{1}{\psi}\left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_b}\right).$$

В записанном выражении подынтегральная функция является функцией двух переменных: отношений давлений $\frac{p}{p_b}$ и $\frac{p_г}{p}$ (так как $\psi = f\left(\frac{p_г}{p}\right)$).

Её (подынтегральную функцию) можно привести к виду, удобному для интегрирования, или другими словами, можно преобразовать так, чтобы она стала функцией одной переменной, а именно, функцией от отношения давлений $\frac{p_г}{p}$. Проведём соответствующие преобразования

$$\frac{p}{p_b} = \frac{p_г}{p_b}\frac{p}{p_г} = \frac{p_г}{p_b}\left(\frac{p_г}{p}\right)^{-1}.$$

После дифференцирования полученного выражения имеем

$$d\left(\frac{p}{p_b}\right) = -\frac{p_г}{p_b}\left(\frac{p_г}{p}\right)^{-2} d\left(\frac{p_г}{p}\right).$$

С учётом проведенных преобразований выражение для времени-сечения подкритического истечения запишется в виде

$$\text{ВСч}_{\text{п.кр}} = \int_{t_к}^{t_s} f dt = -\frac{V}{\mu m\sqrt{p_b v_b}} \int_{\frac{p_{\text{кр}}}{p_b}}^{\frac{P_s}{p_b}} \frac{1}{\psi}\left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} \frac{p_г}{p_{\text{кр}}}\left(\frac{p_г}{p}\right)^{-2} d\left(\frac{p}{p_b}\right) =$$

$$= \frac{V}{\mu m\sqrt{p_b v_b}} \int_{\frac{p_г}{p_{\text{кр}}}}^{\frac{p_г}{p_s}} \frac{1}{\psi}\left(\frac{p_г}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}} \left(\frac{p_г}{p}\right)^{-\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}} d\left(\frac{p_г}{p}\right) =$$

$$= \frac{V}{\mu m\sqrt{p_b v_b}} \left(\frac{p_г}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}} \int_{\frac{p_г}{p_{\text{кр}}}}^{\frac{p_г}{p_s}} \frac{1}{\psi\left(\frac{p_г}{p}\right)^{\frac{1}{2m}+\frac{1}{2}}} d\left(\frac{p_г}{p}\right).$$

Точное аналитическое решение полученного выражения невозможно ввиду сложной зависимости подынтегральной функции от $\frac{p_г}{p}$.

Обычно применяют графический метод отыскания численного значения интеграла, входящего в полученное выражение.

Обозначим

$$\int_{\frac{p_г}{p_{кр}}}^{\frac{p_г}{p_s}} \frac{1}{\psi\left(\frac{p_г}{p}\right)^{\frac{1}{2m}+\frac{1}{2}}} d\left(\frac{p_г}{p}\right) = Z .$$

Порядок отыскания $Z$ (см. рис.11. 8) следующий (в качестве независимой переменной рассматривается отношение $\frac{p_г}{p}$):

– рассчитывается и вычерчивается функция $\psi$;

– рассчитывается и вычерчивается функция $\left(\frac{p_г}{p}\right)^{\frac{m+1}{2m}}$;

– строится график функции, являющейся произведением двух названных функций $\left(\psi\left(\frac{p_г}{p}\right)^{\frac{m+1}{2m}}\right)$;

– по полученной функции вычисляется и строится обратная ей функция, то есть, $\dfrac{1}{\psi\left(\dfrac{p_г}{p}\right)^{\frac{m+1}{2m}}}$. Площадь, ограниченная этой функцией, в заданных пределах интегрирования (от $\dfrac{p_г}{p_{кр}}$ до $\dfrac{p_г}{p_s}$) и определяет численное значение интеграла $Z$.

Таким образом,

$$\text{ВСч}_{\text{п.кр}} = \int_{t_к}^{t_s} f dt = \frac{V}{\mu m\sqrt{p_b v_b}}\left(\frac{p_г}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}} \cdot \text{Z}.$$

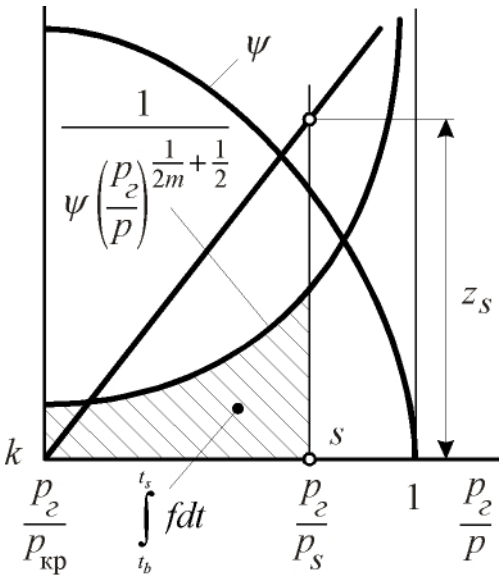



Рис. 11. 8. Графический метод вычисления интеграла $Z$ при определении необходимого времени-сечения для подкритического периода свободного выпуска

Следует помнить, что при определении времени-сечения подкритического периода истечения для свободного выпуска параметры $p_b$ и $v_b$ определяются по результатам теплового расчёта, а давление в выпускной системе $p_г$ оценивается, исходя из выбранного типа системы продувки, частоты вращения вала двигателя, степени его форсирования и т. д. Величину давления в выпускной системе для безнаддувных двигателей выбирают в пределах 1,05…1,10 $p_0$, а для двигателей с газотурбинным наддувом – в пределах 0,75…0,90 $p_к$ ($p_0$ – давление окружающей среды, $p_к$ – давление наддува). Численное значение объёма рабочего тела $V$ можно принять равным величине объёма рабочего тела в момент начала его подкритиченского истечения. Давление рабочего тела в цилиндре в момент открытия продувочных окон может быть установлено, исходя из политропического характера процесса истечения, а при приближённых расчётах выбирается в пределах 1,1…1,8 $p_к$.

Таким образом, общее время-сечение, необходимое для процесса свободного выпуска, когда свободный выпуск включает периоды надкритического и подкритического истечений, определится выражением

$$\text{ВСч}_{\text{св}} = \text{ВСч}_{\text{н.кр}} + \text{ВСч}_{\text{п.кр}} = \int_{t_в=0}^{t_s} f dt = \int_{t_в=0}^{t_к} f dt + \int_{t_к}^{t_s} f dt . \qquad (11.\ 9)$$

*Уравнение необходимого времени-сечения для процесса продувки*

На основании (11. 2) для элементарного массового расхода рабочего тела, поступившего в цилиндр за элементарный отрезок времени в период процесса продувки, можно записать

$$dG_{\text{пр}} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_к}{v_к}}\, dt_{\text{пр}} . \qquad (11.\ 10)$$

Из (11. 10) следует, что

$$f dt_{\text{пр}} = \frac{dG_{\text{пр}}}{\mu \psi \sqrt{\frac{p_к}{v_к}}} .$$

Из полученного для времени-сечения процесса продувки имеем

$$\text{ВСч}_{\text{пр}} = \int_0^{t_{\text{пр}}} f dt = \frac{G_{\text{пр}}}{\mu \psi \sqrt{\frac{p_к}{v_к}}} . \qquad (11.\ 11)$$

Расход продувочного воздуха определяется соотношением

$$G_{\text{пр}} = \varphi_к V_h \rho_к ,$$

где $\varphi_к$ – коэффициент избытка продувочного воздуха, зависящий от схемы продувки и выбираемый, как правило, в пределах 1,05…1,4;

$\rho_к$ – плотность продувочного заряда при параметрах в продувочном ресивере.

Из сказанного следует, что

$$\text{ВСч}_{\text{пр}} = \int_0^{t_{\text{пр}}} f dt = \frac{\varphi V_h \rho_к}{\mu \psi \sqrt{\frac{p_к}{v_к}}} .$$

На основании уравнения состояния газов

$$v_к = \frac{R_г T_к}{p_к} ,$$

поэтому уравнение для времени-сечения приводится к виду

$$\text{ВСч}_{\text{пр}} = \int_0^{t_{\text{пр}}} f dt = \frac{\varphi V_h \rho_к \sqrt{R_г T_к}}{\mu \psi p_к} . \qquad (11.\ 12)$$

Функция расхода $\psi$, входящая в записанное выражение, определяется соотношением

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p}{p_к}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_к}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]},$$

где $p$ – давление рабочего тела в цилиндре. При приближённых расчётах давление рабочего тела в цилиндре в процессе продувки может приниматься неизменным и оценивается по соотношению

$$p = a(p_к - p_г) + p_г,$$

где $a$ – постоянный коэффициент, зависящий от системы продувки и выбираемый в пределах 0,3…0,9; $k$ для воздуха принимается равным 1,4.

Температура заряда на выходе из продувочного ресивера при использовании поршневого продувочного насоса оценивается приближённо по соотношению

$$T_к \approx T_0 \sqrt[3]{p_к},$$

а в случае применения центробежного продувочного насоса

$$T_к \approx T_0 \sqrt{p_к}.$$

*Уравнение необходимого времени-сечения для процесса принудительного выпуска*

По аналогии с (11. 11) для времени-сечения принудительного выпуска можно записать

$$\text{ВСч}_{\text{пр.вып}} = \int_0^{t_{\text{пр.вып}}} f dt = \frac{G_{\text{пр.вып}}}{\mu\psi\sqrt{\frac{p}{v}}},$$

где $G_{\text{пр.вып}}$ – масса рабочего тела, вытекающего из цилиндра за период принудительного выпуска;

$p$ и $v$ – параметры состоянии рабочего тела в цилиндре, при упрощённых расчётах их можно принять равными параметрам состояния в выпускном ресивере (трубопроводе).

$$G_{\text{пр.вып}} = G_{\text{п}} - G_{\text{св}},$$

где $G_{\text{п}}$ – масса поступающего в цилиндр за цикл продувочного заряда;

$G_{\text{св}}$ – масса вытекающего из цилиндра рабочего тела за период свободного выпуска.

Поступающая в цилиндр и вытекающая из него массы рабочего тела могут быть вычислены по простыми соотношениям

$$G_{\text{П}} = \frac{V_{\text{к}}}{v_{\text{к}}} = \frac{V_h}{v_{\text{к}}}\varphi, \qquad (11.\ 13)$$

$$G_{\text{св}} = \frac{p_b V_b}{R_{\text{г}} T_b} - \frac{p_s V_s}{R_{\text{г}} T_s}. \qquad (11.\ 14)$$

В записанных выражениях $\varphi$ – коэффициент продувки (при расчётах им задаются на основании опытных данных); $p_в$, $p_s$, $T_b$, $T_s$ – параметры состояния рабочего тела в момент открытия выпускных органов и в момент окончания свободного выпуска.

Таким образом, первый член в (11. 14) определяет массу рабочего тела, находящуюся в цилиндре в момент открытия выпускных органов, а второй член – массу рабочего тела в момент окончания свободного выпуска.

Функция расхода $\psi$, входящая в выражение для определения времени-сечения принудительного выпуска, рассчитывается по параметрам в продувочном ресивере и цилиндре.

Времена-сечения продувочных и выпускных органов, определяемые изложенным методом, называются необходимыми. При проектировании и последующей доводке двигателей необходимо учитывать то обстоятельство, что соответствующее реальное время-сечение, реализуемое в проектируемом двигателе и называемое располагаемым, должно назначаться по величине не меньшим, чем необходимое.

В последующем разделе даётся пример вычисления располагаемого времени-сечения двухтактного двигателя применительно к конкретной системе продувки.

### *11. 4. Располагаемое время-сечение для контурной системы продувки*

Методика определения располагаемого времени-сечения поясняется рисунком 11. 9. При этом используются следующие обозначения: $\text{ВСч}_{\text{св}}$ – располагаемое время-сечение свободного выпуска; $\text{ВСч}_{\text{првып}}$ – располагаемое время-сечение принудительного выпуска; $\text{ВСч}_{\text{пр}}$ - располагаемое время-сечение продувки.

Выведем уравнение располагаемого времени-сечения для процесса свободного выпуска. Предварительно введём обозначения: $s$ – перемещение поршня от ВМТ; $s_в$ – перемещение поршня до момента открытия выпускных окон; $B$ – суммарная ширина выпускных окон; $f = B(s - s_в)$ – текущее значение площади выпускных окон.

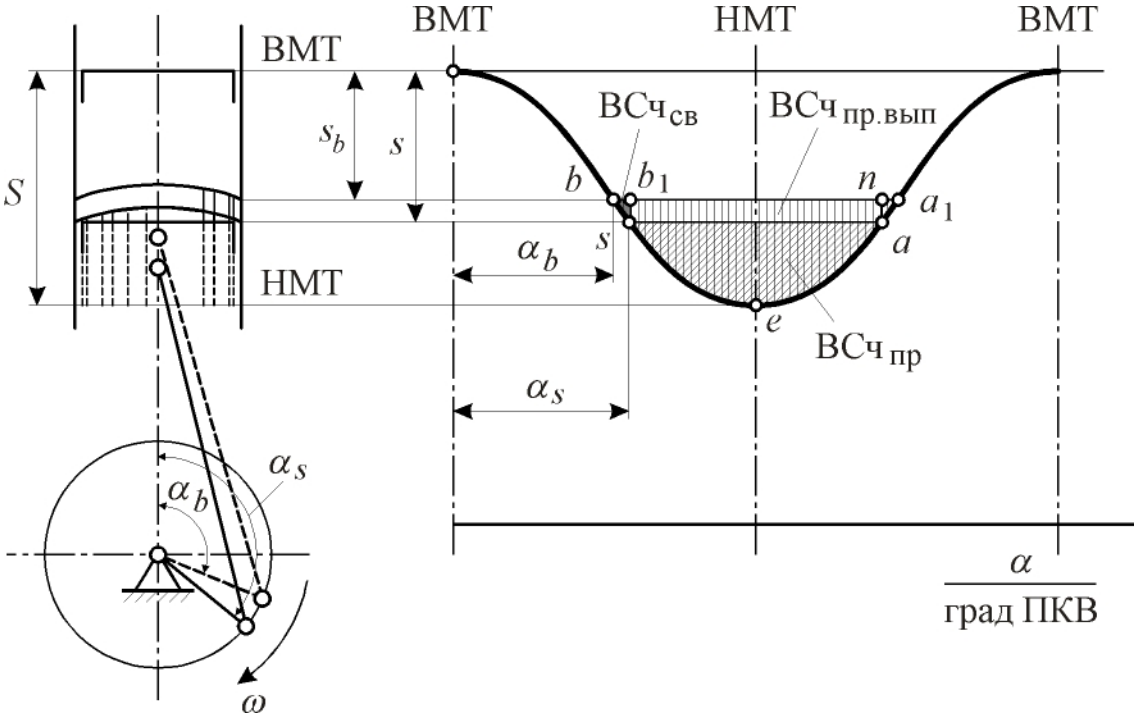



Рис. 11. 9. К определению располагаемого времени-сечения для контурной продувки (на диаграмме перемещения поршня точками обозначены: $b$ – момент открытия выпускных окон; $s$ – момент открытия продувочных окон; $a$ и $a_1$ – моменты закрытия продувочных и выпускных окон соответственно)

На основании принятых обозначений элементарное время-сечение выпускных окон

$$fdt = B(s - s_в)dt.$$

После интегрирования этого уравнения получим выражение для определения располагаемого времени-сечения

$$\text{ВСч}_{\text{св}} = \int_{t_в}^{t_s} fdt = B\left(\int_{t_в}^{t_s} sdt - s_в(t_s - t_в)\right).$$

Учитывая что

$$t = \frac{\alpha}{\omega};\ \text{а}\ dt = \frac{d\alpha}{\omega},$$

выражение для времени-сечения свободного выпуска перепишем в виде

$$\text{ВСч}_{\text{св}} = \frac{B}{\omega}\left(\int_{\alpha_в}^{\alpha_s} sd\alpha - s_в(\alpha_s - \alpha_в)\right).$$

Окончательно с учётом того, что $s = r\left(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)$, и $\omega = \frac{\pi n}{30}$,

$$\text{ВСч}_{\text{св}} = 15\beta\frac{SD}{n}\left[\sin\alpha_в - \sin\alpha_s + \frac{1}{8}\lambda(\sin 2\alpha_в - \sin 2\alpha_s) + \right.$$

$$\left. + (\alpha_s + \alpha_в)\left(1 + \frac{1}{4}\lambda - \frac{s_в}{r}\right)\right],$$

где $\beta = \dfrac{b}{\pi D}$ – коэффициент относительной ширины окон. Для контурных систем $\beta$ = 0,4…0,5; для прямоточных систем $\beta$ = 0,75..0,8.

Аналогичным образом могут быть определены располагаемые $\text{ВСч}_{\text{пр.вып}}$ и $\text{ВСч}_{\text{пр}}$.

На рис. 11. 9 времени-сечению свободного выпуска соответствует площадка $b - s - b_1 - b$. И в том случае, когда протяжённость выпускных окон (высота щелей) ограничивается положением поршня в НМТ, – площадка $b - s - e - a - n - b_1$ характеризует величину $\text{ВСч}_{\text{пр.вып}}$, а площадью $a - s - e - a$ характеризуется $\text{ВСч}_{\text{пр}}$ (также для случая, когда высота продувочных окон ограничивается положением поршня в НМТ). Площадка $a - a_1 - n - a$ соответствует времени-сечению процесса выталкивания части заряда из цилиндра.

Отметим ещё раз то, что располагаемое время-сечение должно быть не меньше необходимого.

В рассмотренных разделах 11. 3 и 11. 4 изложены основные положения расчёта процессов газообмена в двухтактных двигателях внутреннего сгорания. Эту методику на основе законов термо- и газодинамики разрабатывали и совершенствовали известные отечественные учёные – профессоры А. С. Орлин, Н. Р. Брилинг, В. М. Тареев и другие. Более детальные сведения о ней можно почерпнуть в их работах, а также в учебниках по теории рабочих процессов.

Здесь следует отметить также то обстоятельство, что рассмотренные методы расчёта процессов газообмена и определения необходимых времён-сечений органов выпуска и впуска могут использоваться также и для расчёта процессов смены рабочего тела в четырёхтактных двигателях внутреннего сгорания.

# 12. РЕГУЛИРОВАНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЯ С АВТОМАТИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

Появление и достаточно широкое распространение двигателей с внешним смесеобразованием предшествовало дизелям. Первый практически работоспособный карбюраторный двигатель был создан в 1879…1885 г. г. моряком русского флота И. С. Костовичем. В этот же период несколько русских заводов приступили к постройке керосиновых двигателей внутреннего сгорания [25]. А уже в 1892 г. в США Г. Фордом был начат серийный выпуск автомобилей с карбюраторными двигателями. Существенным недостатком таких двигателей была невысокая экономичность рабочего цикла (эффективный КПД равнялся примерно 12…15 %) и чрезвычайно ограниченные возможности по использованию топлив с пониженными карбюрационными свойствами.

Названными недостатками не обладали даже самые первые образцы двигателей с высоким сжатием. Первый такой двигатель был построен Рудольфом Дизелем в 1897 г. Он работал на керосине и имел эффективный КПД 25 % [26, 27]. Построенный двумя годами позже в России на заводе Нобеля дизель работал на сырой нефти и отличался ещё более высоким КПД – 28 %. Эти достоинства в последующие годы обеспечили преобладающее распространение дизелей там, где не требовались высокие удельные массовые и габаритные показатели.

Именно этим же обстоятельством обусловливались и поиски средств для улучшения экономичности карбюраторных двигателей. Здесь, в первую очередь, велись работы по повышению степени сжатия и по исследованию топлив, допускающих применение высоких $\varepsilon$.

Возможность увеличения предварительного сжатия рабочего тела реально существовала при использовании высокооктановых топлив, а также при использовании двигателей на частичных нагрузках, ибо в таком случае детонационная стойкость горючей смеси повышалась. Поэтому исследователями и конструкторами разрабатывались устройства, обеспечивающие увеличение степени сжатия при переходе двигателя на частичные нагрузки. В этом направлении были достигнуты определенные успехи.

Значительно позже, лишь в 60-х годах прошлого столетия, в связи с необходимостью ограничения тепловой и механической напряжённости при форсировании двигателей по мощности эта проблема возникла в дизелестроении. При её решении оказалось возможным использовать тот опыт, который был приобретен в области карбюраторного двигателестроения.

### *12. 1. Способы регулирования степени сжатия в двигателях*

Введение предварительного сжатия рабочего тела (1876 г., Н. Отто) обеспечило получение достаточно высокого КПД двигателя. Однако, в первые же годы применения двигателей, работающих на лёгком жидком топливе, пришли к заключению, что повышению степени сжатия препятствует детонация. Было установлено также, что топлива существенно отличаются по своей склонности к детонации. В этой связи уже в 90-х годах XIX и первом десятилетии XX веков проводились широкие исследования свойств топлив с точки зрения склонности их к детонации. Вначале на «бомбах», а затем и на двигателях.

В начальной стадии таких исследований использовался метод оценки детонационной стойкости топлив на работающем двигателе. Он заключался в постоянном увеличении степени открытия дроссельной заслонки и регистрации среднего эффективного давления, соответствующего возникновению первых признаков детонации (лёгкий металлический стук [28]). Но этот метод оказался неточным.

Вскоре исследователи пришли к выводу о том, что, раз величина степени сжатия в значительной мере определяет мощность и экономичность карбюраторного двигателя, то есть все основания оценивать антидетонационные качества топлив по наибольшему её значению, при котором возможна работа двигателя без детонации. Но оценка детонационной стойкости по этому признаку связана с необходимостью изменения $\varepsilon$ в период проведения испытаний. Необходим был двигатель с переменной степенью сжатия. По-видимому, первый такой двигатель был построен в Англии Г. Р. Рикардо в 1918 г. [28, 29].

В 30-х годах нашего столетия двигатели с переменной $\varepsilon$ для исследования топлив находят широкое применение на нефтеперерабатывающих заводах и в исследовательских лабораториях. Как правило, регулирование степени сжатия в них осуществилось перемещением цилиндра, который выполнен заодно с головкой, относительно коленчатого вала. Исследования топлив, проводившиеся в тот и более поздний период за рубежом и в нашей стране на подобных установках, хорошо отражены в отечественной научно-технической литературе. Например, в 1931 г. Е. А. Чудаков в своем отчёте о командировке в Америку подробно описал методику исследования детонационной стойкости топлив и используемое для этих целей оборудование в лабораториях Мичиганского университета и фирм «Дженерал Моторс» и «Вокеш Мотор» [29]. В этот же период А. Д. Абрамович, рассматривая сущность детонации в автотракторных двигателях, также излагает метод оценки детонационной стойкости топлива [30] и даёт краткую характеристику оборудования, применяемого в Англии (двигатели Е-5

и Е-35 Г. Р. Рикардо, двигатели «Армстронг» и «Бемфорд») и в Америке (двигатели CFR комитета по исследованию топлив и двигатели NACA национального консультационного комитета по авиации).

Принцип регулирования степени сжатия в двигателях, предназначенных для оценки детонационной стойкости топлив, поясняется схемой, представленной на рис. 12. 1.

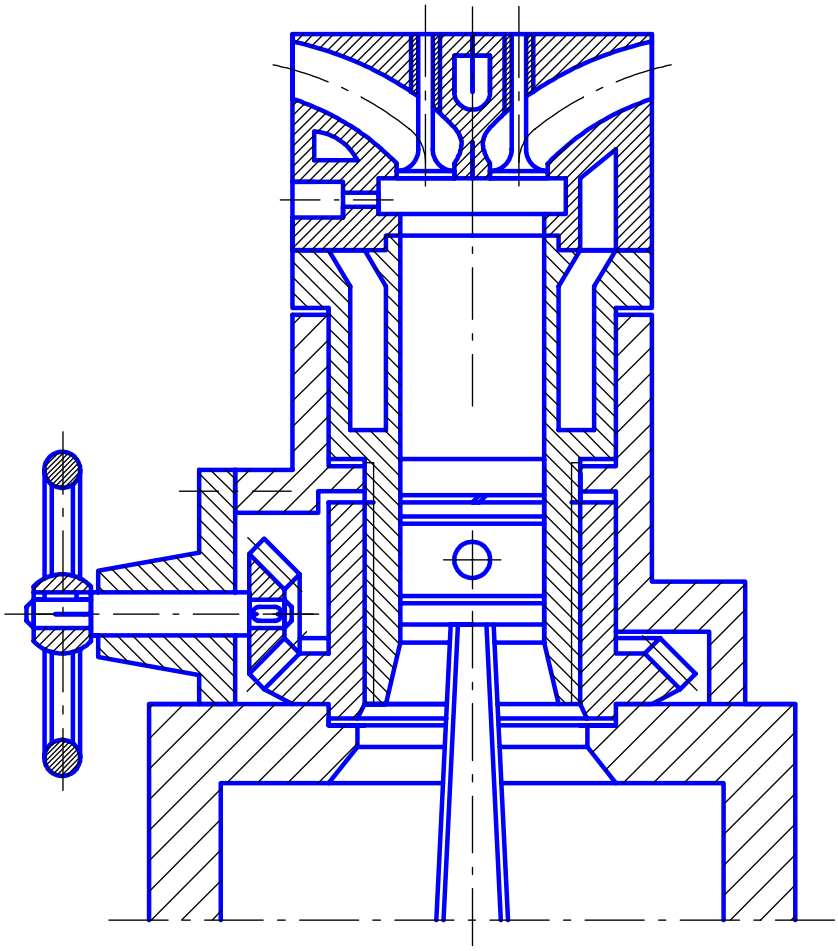


Рис. 12. 1. Схема регулирования степени сжатия в установках для исследования детонационной стойкости топлив

Рисунок позволяет отметить, что в подобных установках процесс регулирования $\varepsilon$ механизирован. Однако, управление величиной степени сжатия осуществляется вручную.

Описанные установки использовались вначале для исследования лёгких топлив на детонационную стойкость. Но с появлением и последующим распространением быстроходных дизелей оказалось необходимым оценивать свойства дизельных топлив по наименьшей температуре их самовоспламенения в условиях работающего двигателя. Регулирование степени сжатия и для этой цели оказалось очень удобным. Этим объясняется тот факт, что в конце 30-х – начале 40-х годов прошедшего столетия появляются работы по исследованию топлив для дизелей на установках с переменной степенью сжатия.

Так, Т. М. Мелькумов в своей работе [31] анализирует результаты исследований дизельных топлив, проведенных в 1931 г. в США А. В. Попом и И. А. Мурдоком на установке с переменной $\varepsilon$.

К этому периоду относится применение установок с регулируемой $\varepsilon$ для исследования процессов сгорания в двигателях и самовоспламеняемости дизельных топлив в нашей стране [32, 33] .

Единых требований к установкам для исследования свойств топлив до 1928 г. не существовало [34]. Этим обстоятельством объясняется тот факт, что такие установки зачастую существенно отличались по своим конструктивным параметрам (по диаметру цилиндра, ходу поршня, по числу и размеру клапанов и т. д.), а также и по способу регулирования степени сжатия. Чаще всего регулирование $\varepsilon$, как уже было отмечено, осуществлялось перемещением цилиндра. Однако широко применялись установки с регулированием $\varepsilon$ посредством поршеньковых устройств, расположенных в головке перпендикулярно оси цилиндра, по оси (установка Е-5 Г. Р. Рикардо, двигатель Дюмануа) или параллельно ей (двигатель «Армстронг») [28, 30]. Схема одного из таких устройств приведена на рис. 12. 2.

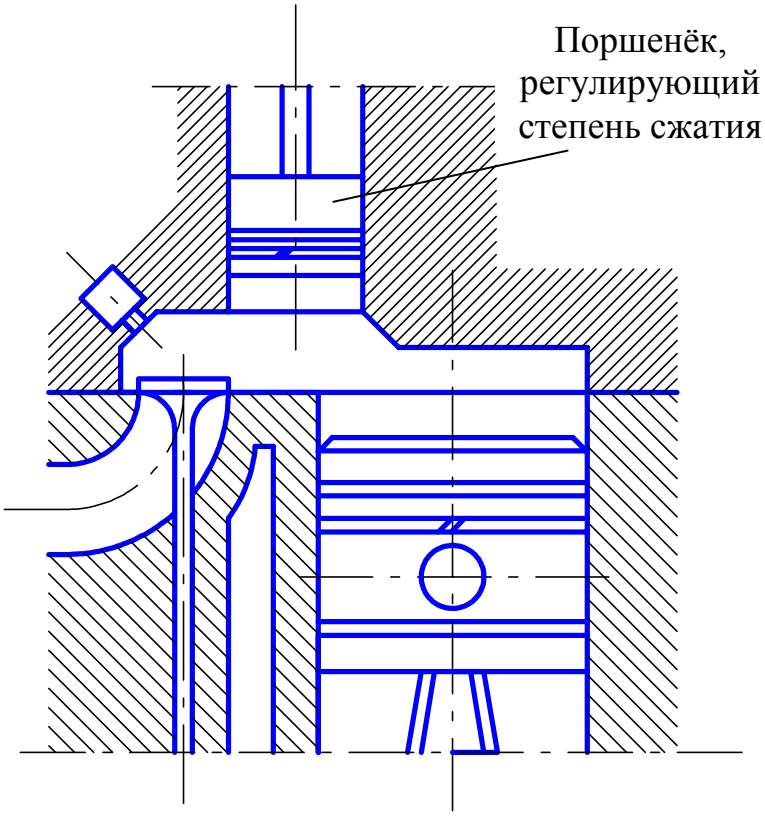



Рис. 12. 2. Схема регулирования степени сжатия посредством поршенькового устройства, расположенного в головке цилиндра

Все упомянутые двигатели использовались только для исследовательских целей. Вместе с тем, в 30-х годах регулирование степени сжатия (имеется ввиду ступенчатое регулирование) находит применение и в двигателях, предназначенных для рядовой эксплуатации. Этим средством пользуются для обеспечения запуска дизелей.

Высокая (по сравнению с карбюраторными двигателями) степень сжатия, а также повышенная вязкость моторного масла в холодном дизеле обусловливает увеличение момента сопротивления вращению коленчатого вала и ухудшение пусковых качеств при запуске вручную, когда по каким-либо причинам невозможно или нецелесообразно применять механические или электрические пусковые устройства.

В таких случаях благодаря использованию устройств для уменьшения $\varepsilon$ и применению внешнего смесеобразования удаётся существенно понизить сопротивление вращению вала и обеспечить надёжный пуск двигателя. После последующей непродолжительной работы на лёгком топливе $\varepsilon$ повышают, и двигатель переводится на работу по смешанному (дизельному) циклу. Применение упомянутых механизмов регулирования известно за рубежом и в нашей стране. Так, двигатели Д-5, Д-6 Харьковского тракторного завода и двигатели Д-28, Д-24 Владимирского оборудовались именно такими пусковыми устройствами [35, 36, 37]. В них степень сжатия при пуске понижалась до 4,8. Принцип их действия иллюстрируется рис. 12. 3.

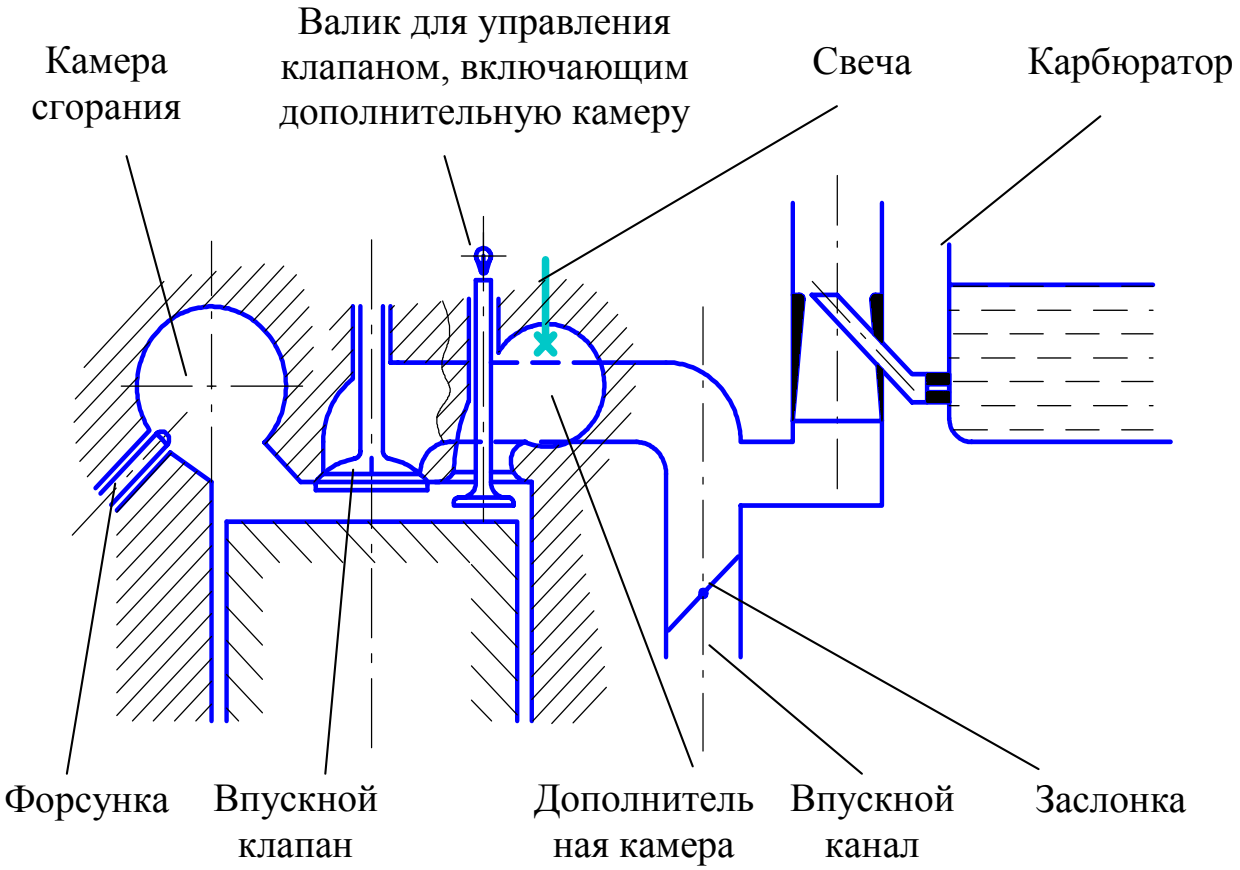



Рис. 12. 3. Принципиальная схема обеспечения запуска дизеля посредством понижения степени сжатия и применения внешнего смесеобразования

Повторим, что понижение степени сжатия и применение внешнего смесеобразования целесообразно только при обеспечении запуска дизеля вручную или при обеспечении электрического пуска, когда аккумуляторные батареи не обладают достаточной стартерной ёмкостью (низкие температуры окружающей среды). Наоборот, при механическом и электрическом запуске целесообразно повышение степени сжатия, ибо с её увеличением растут температура и давление свежего заряда в цилиндре. Условия для самовоспламенения подаваемого

топлива улучшаются. В двигателестроении известно применение таких устройств для обеспечения холодного пуска дизелей [35]. Принцип регулирования $\varepsilon$ в этом случае иллюстрируется рис. 12. 4.

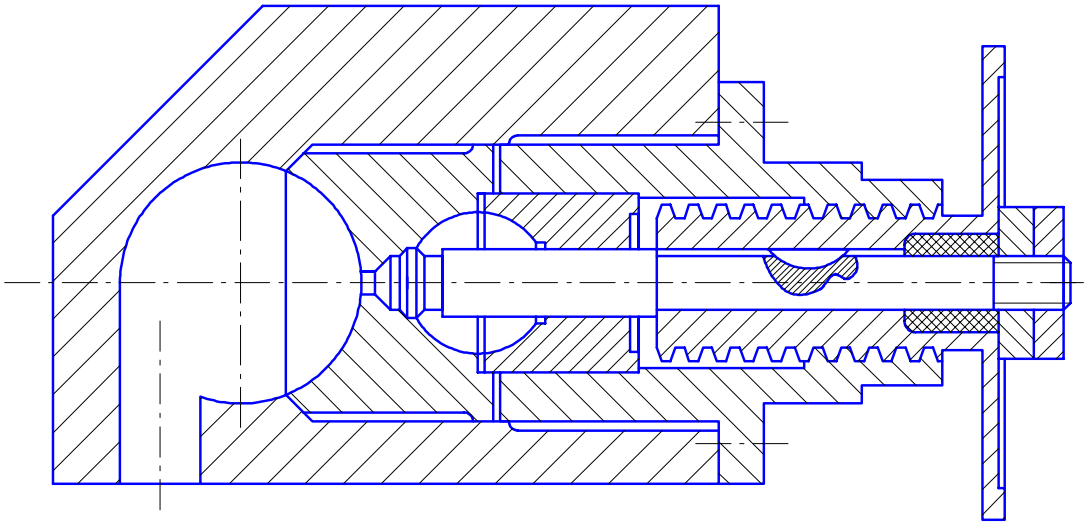


Рис. 12. 4. Устройство для повышения степени сжатия дизеля при пуске

В 40-х годах XX столетия возникает новое направление в совершенствовании рабочего цикла карбюраторных двигателей. Оно заключается в повышении степени сжатия при работе двигателя на частичных нагрузках. Осуществление такого регулирования было связано с разработкой устройств, автоматически изменяющих степень сжатия. Одно из первых таких устройств было предложено в СССР профессором Е. П. Бугровым [38, 39].

В устройстве Е. П. Бугрова объём камеры сгорания мог изменяться благодаря перемещению подпружиненного поршенька в дополнительной камере, которая каналом соединилась с цилиндром двигателя.

В 1945 г. двигатель с механизмом регулирования Е. П. Бугрова был построен и установлен на автомобиль для проведения дорожных испытаний. Механизм регулирования обеспечивал увеличение $\varepsilon$ от 4,2 до 6 единиц при снижении нагрузки со 100 до 35 %. При этом расход топлива снижался на 25…26 % [39]. Средняя же экономия топлива, как показали испытания, составила 11 % [38,39].

В 1946 г. В. В. Махалдиани и В. К. Белецким была предложена и осуществлена быстродействующая система автоматического регулирования $\varepsilon$. Её принципиальная схема приведена на рисунке 12. 5.

Система относится к поршеньковым механизмам регулирования степени сжатия. Величина $\varepsilon$ определяется положением поршенька 1, который посредством шатуна 2 сочленён с эксцентриковым валом 3. На эксцентриковом валу жестко закреплен диск 4. Диск имеет профилированную канавку, в которую укла-

дывается трос 5. Один конец троса жёстко связан с диском, а второй соединен со штоком пневматического бустера 6. Посредством штуцера 7 и трубопровода бустер соединяется со впускным патрубком двигателя. Это и позволяет автоматически при изменении разрежения на входе в двигатель изменять положение эксцентрикового вала, а стало быть, и регулировать $\varepsilon$.

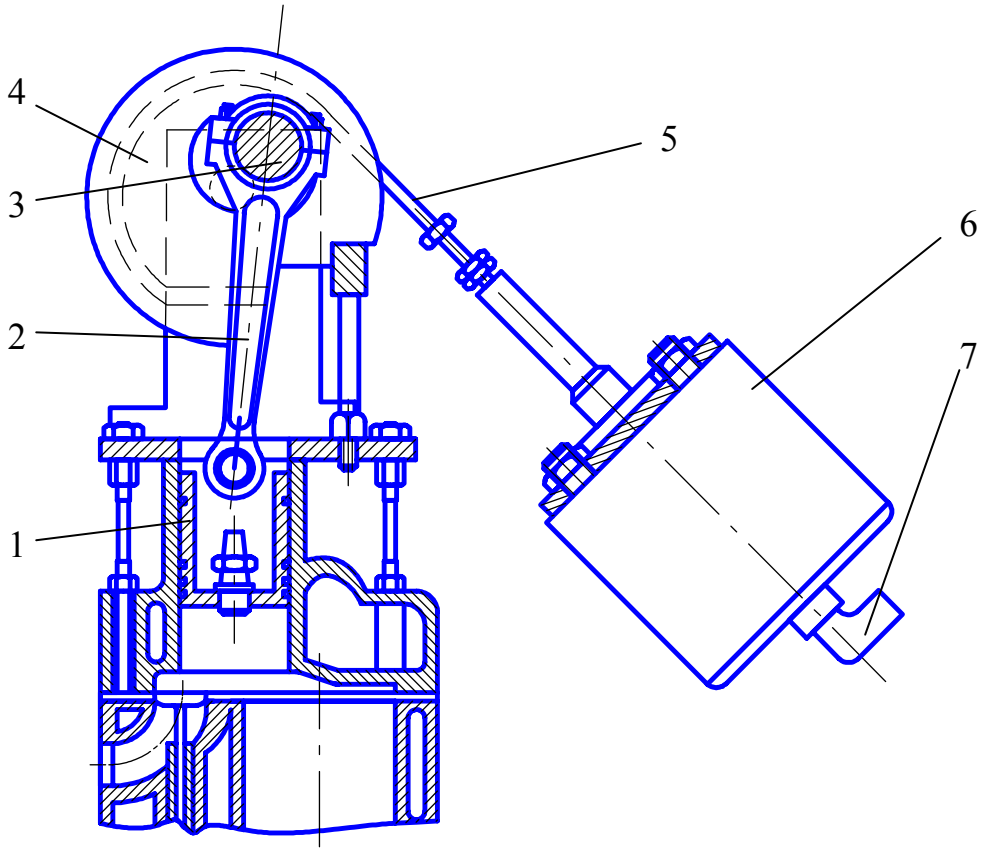



Рис. 12. 5. Быстродействующий механизм автоматического регулирования степени сжатия с пневматическим приводом

Испытания двигателей с упомянутой системой регулирования проводилось в Грузинском сельскохозяйственном институте и в автомобильной лаборатории АН СССР. Положительное влияние автоматического регулирования $\varepsilon$ на экономичность автомобиля иллюстрируется графиком (рис. 12. 6) [39].

На рисунке по оси абсцисс отложены значения скорости движения автомобиля, а по оси ординат – расход топлива в кг на 100 км пути. Анализ результатов позволяет отметить, что использование такой системы регулирования обеспечивает улучшение экономичности автомобиля в среднем на 20 %.

Уже было отмечено, что механизм регулирования, предложенный В. В. Махалдиани и В. К. Белецким, относится к системам регулирования с пневматическим приводом. Известны также механизмы с гидропневматическим управлением. К ним, например, относится устройство для автоматического ре-

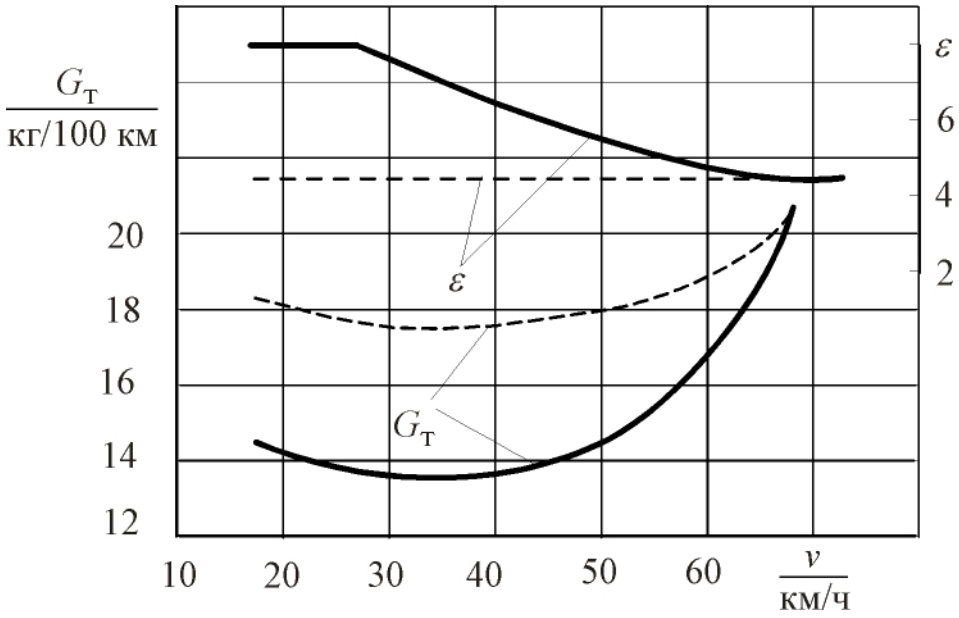



Рис. 12. 6. Зависимость расхода топлива от скорости движения автомобиля при использовании двигателя с неизменной (- - - -) и с регулируемой (——) степенью сжатия

гулирования степени сжатия, предложенное 1947 г. профессором В. А. Петровым [40,41]. Механизм регулирования В. А. Петрова предназначался для карбюраторных двигателей. Он содержал поршенёк 1, установленный в специальном цилиндре, расположенном в головке двигателя (рис. 12. 7).

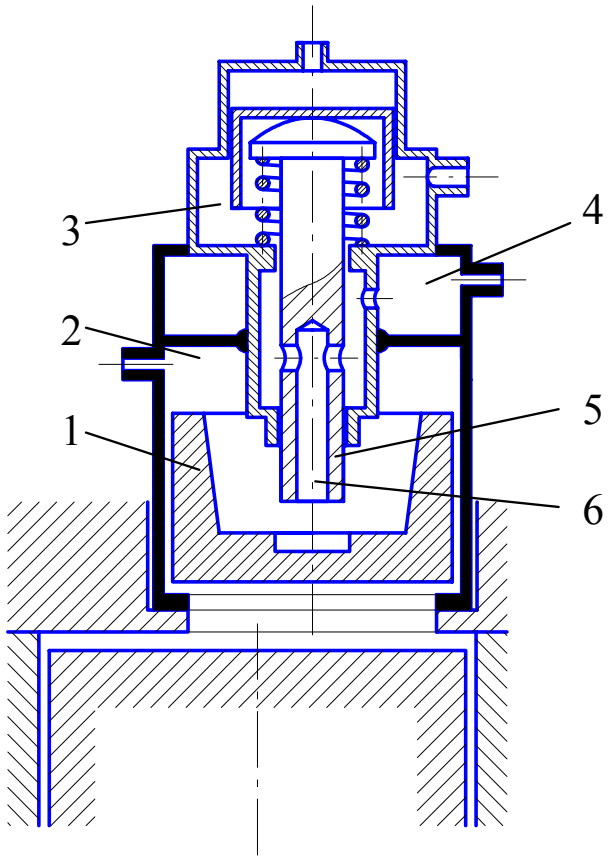
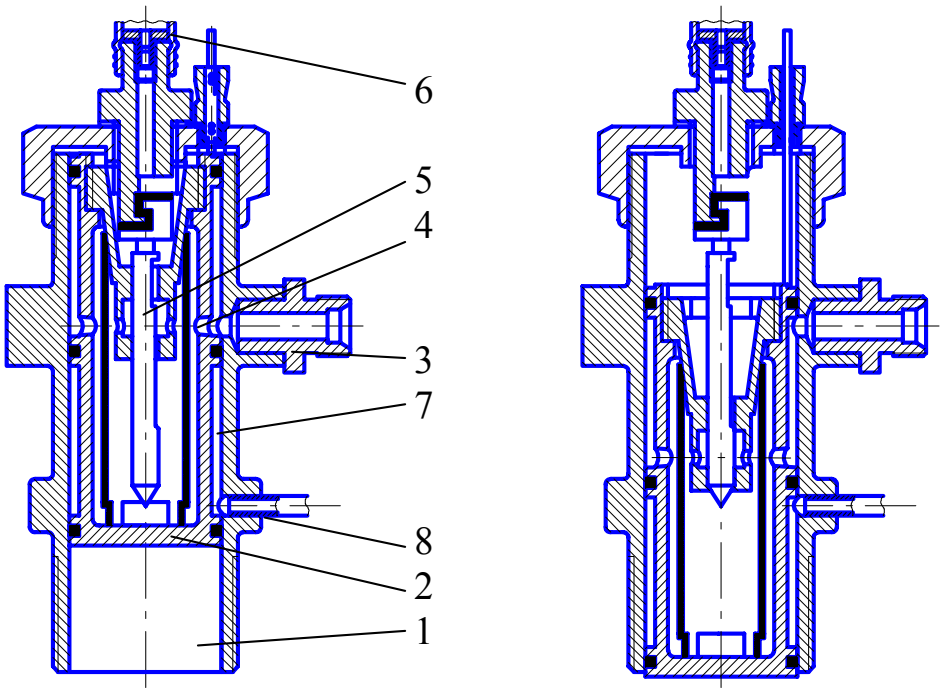



Рис. 12. 7. Механизм регулирования степени сжатия с гидропневматическим приводом

Полость 2 устройства заполнялась маслом из системы смазки. Давлением масла обеспечивалось перемещение поршенька в сторону увеличения $\varepsilon$. Это оказывается возможным в том случае, когда под действием разряжения в полости 3 (уменьшение нагрузки), сообщённой каналом со впускным патрубком двигателя, золотник 5 механизма упирается торцом в донышко поршенька и канал 6 золотника оказывается разобщённым с полостью 2. В противоположном случае масло из полости 2 через канал в золотнике поступает в полость 4, которая сообщает-

ся с картером, поршенёк механизма перемещается так, что степень сжатия уменьшается.

В. А. Петровым было также предложено устройство для регулирования степени сжатия с гидравлическим управлением [41]. Оно представляет собой поршеньковое устройство, полость 1 которого (рис. 12. 8) соединяется с камерой сгорания двигателя.




а) б)

Рис. 12. 8. Механизм для автоматического регулирования степени сжатия: а) – положение поршенька соответствует минимальному значению степени сжатия; б) – положение поршенька соответствует максимальному значению степени сжатия

Величина $\varepsilon$ определяется положением поршенька 2, которое, в свою очередь, определяется средним значение силы, действующей на него со стороны камеры сгорания, и давления масла в трубопроводе 3, питающем рабочие полости устройства. Масло из трубопровода 3 через отверстие 4 поступает во внутреннюю полость поршенька. Отсюда через щель, проходное сечение которой регулируется при помощи профилированного золотника 5 и жиклёра 6, оно сливается в поддон двигателя. При обеспечении неизменности давления в маслопроводе 3 с прикрытием дроссельной заслонки (при уменьшении нагрузки) поршенёк перемещается, обеспечивая повышение степени сжатия. Важно то, что это происходит автоматически.

Интересно, что в этом устройстве В. А. Петров предпринял меры для предотвращения насыщения масла, работающего в полостях устройства, газами. С этой целью введена дополнительная полость 7, в которую масло подаётся через канал 8.

Назначение описанных механизмов состояло в улучшении экономичности рабочего цикла карбюраторных двигателей при их работе на режимах частичных нагрузок. Кроме рассмотренных, известен ещё целый ряд автоматически работающих устройств для двигателей с внешним смесеобразованием. Но сущность их в полной мере отображается рассмотренными механизмами.

Одновременно с созданием устройств для автоматического регулирования степени сжатия разрабатываются устройства, назначение которых состоит в ограничении максимального давления рабочего тела в цилиндре. В технике такие устройства получили название буферных.

Разработка их была обусловлена увеличением механической напряжённости двигателей. В карбюраторных двигателях это имело место вследствие использования топлив с высокими антидетонационными свойствами и применения всё более высоких степеней сжатия, а в дизелях – вследствие особенностей организации смесеобразования и сгорания и, в некоторых случаях, применения неразделённых камер сгорания, а также наддува.

В сущности, ограничение максимальных давлений также сводится к автоматическому регулированию $\varepsilon$, особенностями которого являются значительные по амплитуде перемещения регулирующего органа. Примером буферного устройства может служить телескопический шатун [42] (рис. 12. 9).

В период выпуска отработавших газов и впуска в цилиндр свежего заряда благодаря пружине, установленной по оси, шатун имеет наибольшую длину. В период сжатия рабочего тела и, в особенности, в период сгорания под действием газовых сил пружина сжимается, что приводит к резкому уменьшению $\varepsilon$ и ограничению максимального давления.

Совершенно иная схема буферного устройства приведена на рис. 12. 10. Это – устройство поршенькового типа. Поршенек 1 нагружен пружиной и давлением газов, которые поступают в полость 5 из баллона 3. Давление газов регулируется с помощью редуктора 4. На донышко поршенька (полость 2) воздействует давление газов в цилиндре. В том случае, когда это давление оказывается достаточным для преодоления начального усилия затяжки пружины и силы, создаваемой газами в полости 5, поршенёк перемещается, увеличивая объём камеры сгорания. Это способствует ограничению максимального давления рабочего тела в цилиндре.

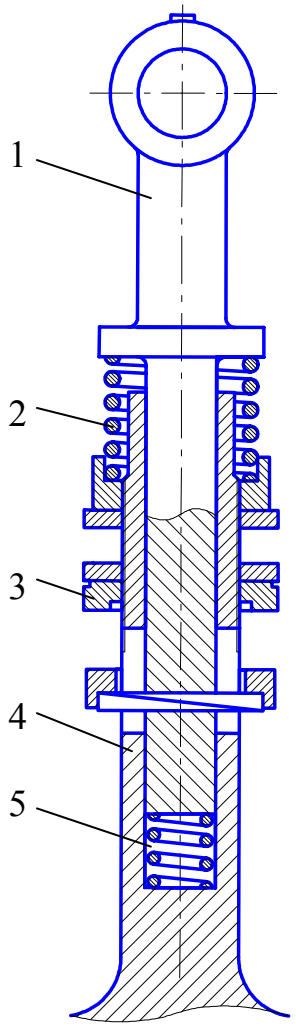



Рис. 12. 9. Шатун переменной длины для ограничения максимального давления рабочего тела в цилиндре: 1 – стержень; 2 и 5 – буферные пружины; 3 – гайка для регулирования максимальной длины шатуна; 4 – направляющий стержень

При «посадке», когда давление рабочего тела понижается, своим буртиком поршенёк перекрывает отверстие 6 для подвода масла. Образуется масляная подушка, предотвращающая удар поршенька о корпус. Описанная схема составляет сущность японского патента № 6251-56.

Кроме двух названных было предложено и исследовано много других буферных устройств (см., например, [43]).

Как правило, в большинстве своём они относятся к устройствам поршенькового типа. Наиболее важные из них рассмотрены достаточно подробно в книге «Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия» [38].

Рассмотренными способами регулирования степени сжатия не ограничивается всё многообразие устройств и механизмов, предложенных в различное время для использования в двигателях при решении различных задач.

Например, остались не упомянутыми установки, в которых регулирование $\varepsilon$ производится посредством перемещения оси коленчатого вала, применением эксцентриковых втулок в шатунных шейках вала или посредством изменения фаз работы клапанов.

Некоторые из этих способов изменения $\varepsilon$ и сейчас ещё находят применение в исследовательских и учебных установках, а иногда и в двигателях, предназначенных для эксплуатации [44].

Однако, по сравнению с рассмотренными выше эти способы отличаются большой сложностью, малой надёжностью конструкции и, что очень важно для двигателей транспортных машин, ограниченной возможностью обеспечения автоматического регулирования $\varepsilon$.

А для двигателя транспортной машины обеспечение автоматического регулирования $\varepsilon$ является чрезвычайно важным обстоятельством.

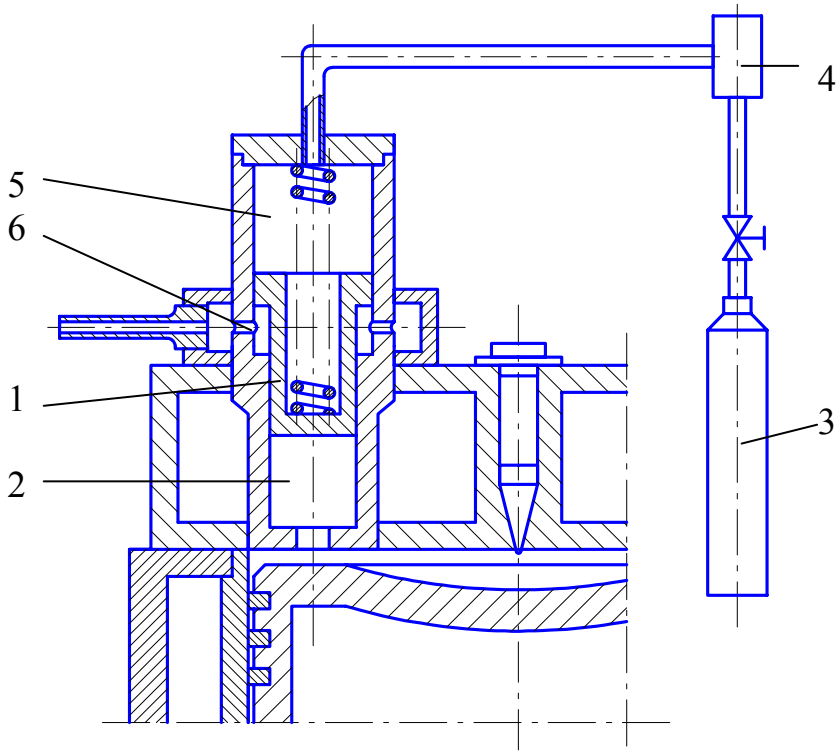



Рис 12. 10. Схема буферного устройства для ограничения максимального давления газов в цилиндре

Работы по автоматическому регулированию $\varepsilon$ представляют особый интерес для дизелестроения, ибо именно дизель является наиболее распространённым типом двигателя для транспортной машины. Серьёзное внимание проблеме создания устройств, автоматически регулирующих $\varepsilon$, уделяется лишь в 60-х годах в связи с проявляющейся тенденцией форсирования дизелей по среднему эффективному давлению. Возникла настоятельная необходимость ограничения $p_{макс}$.

В 1952 году профессором У. П. Мэсфилдом (BJCERJ) была предложена первоначально для карбюраторных двигателей, а затем и для дизелей с наддувом конструкция поршня, автоматически регулирующего степень сжатия (ПАРСС). Несколько позже французская фирма «Испано-Сюиза» разработала и провела широкие исследования устройства, автоматически регулирующего степень сжатия, для своего танкового дизеля HS-116 (12ЧН 14,5/14,5) [45,46]. Устройство получило название вихревой камеры, автоматически регулирующей объём (ВКАРО), поскольку, помимо изменения $\varepsilon$, оно также выполняло функции по обеспечению смесеобразования и сгорания. Схема этого механизма приведена на рис. 12. 11.

Как видно, ВКАРО представляет собой поршеньковое устройство, расположенное в головке цилиндров. Регулирование $\varepsilon$ осуществляется посредством управления положением сферического свода вихревой камеры сгорания.

Для этого используются гидравлический сервомотор и анероидный регулятор наддува, управляющий положением золотника механизма.

Таким образом, изложенное позволяет отметить, что известно большое число устройств, нашедших применение для регулирования степени сжатия в

карбюраторных двигателях и дизелях. Они отличаются одно от другого. Но по ряду признаков их можно объединить в группы и классы.

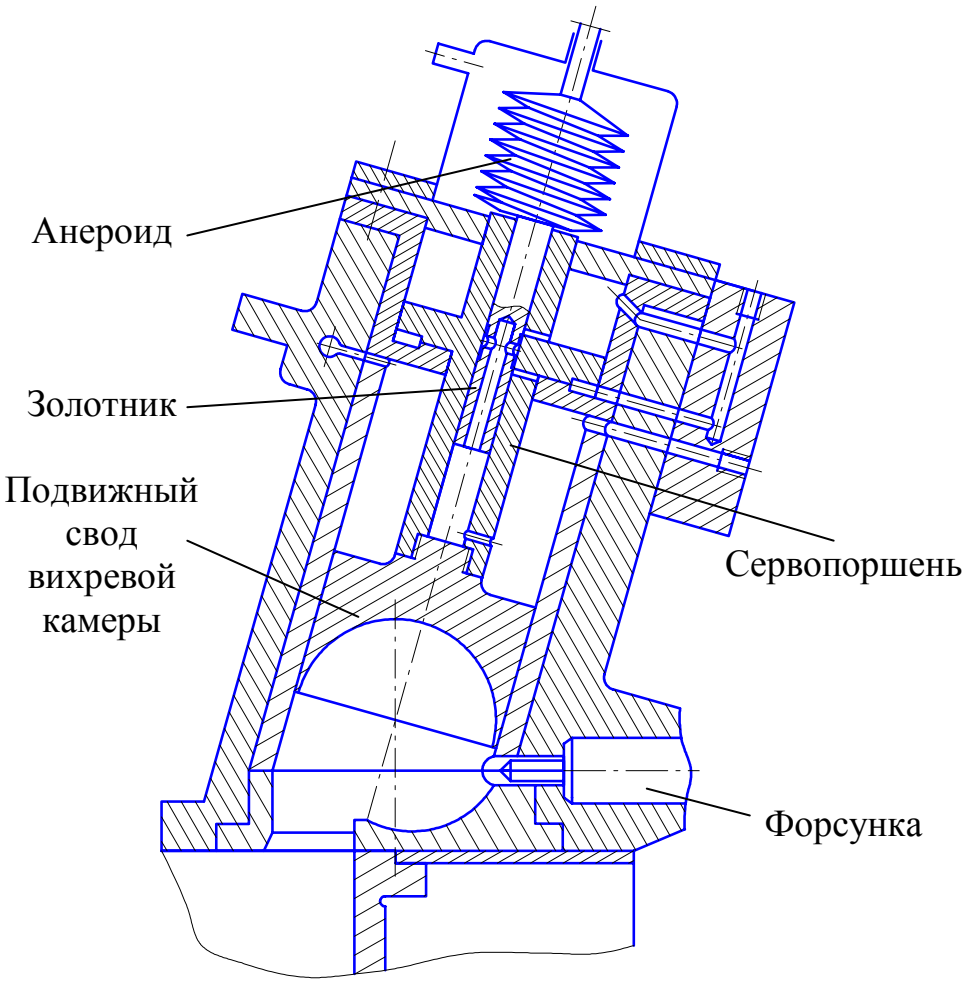



Рис. 12. 11. Вихревая камера, автоматически регулирующая объём

Классификация таких устройств может быть проведена по следующим признакам:

**1. По назначению**.

По этому признаку можно выделить устройства, предназначенные:

а) – для исследовательских целей;

б) – для обеспечения пуска двигателей;

в) – для улучшения экономичности двигателей (преимущественно карбюраторных при работе на частичных нагрузках);

г) – для ограничения величины максимального давления рабочего тела;

**2. По области применения**.

Можно выделить устройства, пригодные для использования:

а) – в карбюраторных двигателях;

б) – в дизелях;

в) – в исследовательских установках;

**3. По конструктивным признакам**:

а) – поршеньковые;

б) – эксцентриковые;

в) – клапанные (регулирующие $\varepsilon$ посредством изменения фазы работы клапанов или посредством увеличения объёма камеры сгорания);

г) – регулирующие $\varepsilon$ посредством перемещения цилиндра и головки;

**4. По расположению изменяющего $\varepsilon$ органа**:

а) – в головке цилиндров;

б) – в поршне;

в) – в шатуне;

г) – в блоке цилиндров;

**5. По способу управления органом, регулирующим степень сжатия**.

По этому признаку можно выделить два больших класса:

а) – устройства с регулированием $\varepsilon$ вручную;

б) – автоматические устройства, –

каждый из которых, в свою очередь, может быть подразделён на ряд подклассов.

В этой связи представляется целесообразным классификацию механизмов регулирования степени сжатия «По способу управления» пояснить схемой, которая приведена на рисунке 12. 12.

Рассматривая всю совокупность механизмов для регулирования $\varepsilon$, следует отметить, что выбор какого-либо из них определяется, в первую очередь, содержанием решаемой задачи. Так, есть все основания полагать, что для исследовательских целей наиболее подходят механизмы с регулированием $\varepsilon$ вручную посредством поршенькового устройства или перемещения цилиндра. Так это и делают в действительности. Например, в нашей стране для исследования топлив на детонационную стойкость широко используются установки ИТД-2М (для определения октановых чисел по моторному методу), ИТД-6 (по исследовательскому) и созданная в 1965 г. универсальная установка УИТ-65. В них $\varepsilon$ регулируется перемещением цилиндра. Для исследования дизельных топлив в нашей стране применяется установка ИТД-3М, в которой для изменения $\varepsilon$ использовано поршеньковое устройство, расположенное в головке цилиндра перпендикулярно его оси [47]. Подобные установки находят широкое применение в США, Англии, Франции, и других странах.

При решении задачи по обеспечению надёжного пуска дизелей небольшой мощности целесообразно использование клапанных устройств со ступенчатым регулированием $\varepsilon$ вручную.

Рис. 12. 12. Классификация механизмов регулирования степени сжатия по способу управления

Уже отмечалось, что такие механизмы нашли применение в серийно выпускавшихся двигателях ХТЗ (двигатель Д-14) и ВТЗ (двигатели Д-24, Д-28), которые эксплуатируются и сейчас.

При решении задачи по ограничению механической напряжённости двигателей транспортных машин наиболее перспективно использование автоматических устройств. Среди них большую группу представляют поршеньковые. Но они не могут считаться перспективными из-за присущих им недостатков.

Эти недостатки состоят в следующем:

1. Поршеньковые устройства располагаются в головке цилиндров, которая в конструктивном отношении является узлом чрезвычайно насыщенным. В ней проходят впускные и выпускные тракты, располагается механизм газораспределения и топливоподающие органы. Компоновка регулирующего $\varepsilon$ механизма (особенно при 4-х клапанном распределении) в конструктивном отношении представляет собой очень сложную задачу;

2. По названной причине объём, регулирование которого осуществляется поршеньковым устройством, весьма ограничен. Поэтому интервал изменения $\varepsilon$ в двигателях с такими устройствами оказывается сравнительно небольшим;

3. Как правило, при проектировании поршеньковых устройств приходится существенно ограничивать диаметр поршенька. Для обеспечения заданных пределов регулирования $\varepsilon$ в этом случае необходимо обеспечить большой его ход, что связанно с повышенными скоростями изнашивания и ухудшением надёжности. Кроме того, усложняется и решение проблемы уплотнения, а также смесеобразования и сгорания;

4. Рабочая камера поршенькового устройства соединяется с основной камерой сгорания каналом очень небольшого сечения. Это обуславливает значительные потери энергии на перетекание рабочего тела из основной камеры сгорания в рабочую полость устройства и на завихривание, что связано с ухудшением экономичности цикла.

Так как рабочая камера устройства соединяется с цилиндром двигателя каналом малого сечения, то в период горения имеют место значительные перепады давления в цилиндре и в полости поршенькового устройства. Подтверждением этому могут служить результаты индицирования двигателей с разделёнными камерами сгорания (см. например [28,48]). При этом давление в камере поршенькового устройства существенно превышает давление газов в цилиндре, что приводит к возрастанию коэффициента теплопередачи и обусловливает более высокую тепловую напряжённость поршенька. Названными недостатками не обладает ПАРСС. Его регулирующий степень сжатия орган воздействует на всё сечение цилиндра. Уже небольшие его перемещения приводят к существенному изменению $\varepsilon$. Это даёт основание считать, что он является наиболее эффективным средством для ограничения $p_{\text{макс}}$.

### *Конструктивная схема и принцип работы поршня, автоматически регулирующего степень сжатия*

По принципу регулирования степени сжатия ПАРСС в какой-то степени аналогичен поршеньковым устройствам. Его особенностью является то, что регулирующей $\varepsilon$ орган расположен в цилиндре, имеет площадь, по величине равную сечению цилиндра, и совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра.

Принципиальная схема поршня приведена на рис. 12. 13.

Основными элементами поршня являются оболочка 1 (регулирующий $\varepsilon$ орган) и стержень 2, сочленённый с шатуном посредством поршневого пальца.

Стержень и оболочка образуют две полости: верхнюю *A* и нижнюю *B*. В них из системы смазки двигателя через канал в шатуне и клапаны 3 и 4 подаётся масло. Нижняя гидравлическая полость снабжена жиклёром 5. Из верхней

полости масло может перетекать в поддон двигателя через клапан 6 (сливной клапан).

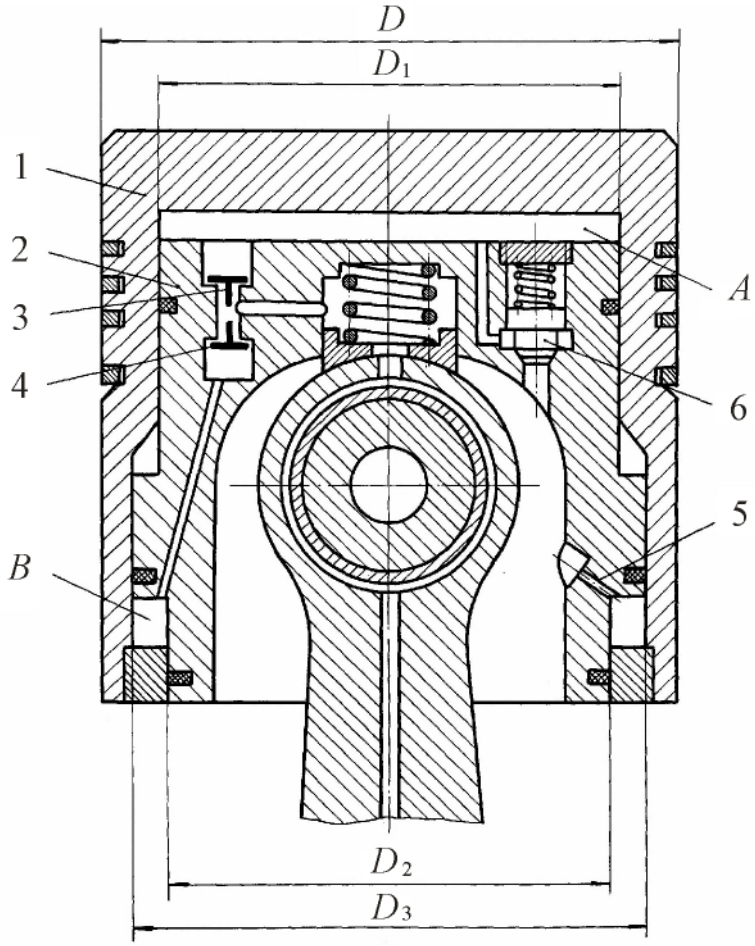



Рис. 12. 13. Принципиальная схема поршня, автоматически регулирующего степень сжатия

Работает поршень следующим образом. В конце каждого такта выпуска и в начале впуска, когда давление газов на днище оболочки невелико, она под действием сил инерции и давления масла в верхней полости перемещается, увеличивая $\varepsilon$. Такое перемещение возможно потому, что из нижней гидравлической полости в этот период масло сливается через жиклёр 5. Величина перемещения оболочки определяется величиной сил инерции и диаметром жиклёра, а также давлением масла в верхней и нижней гидравлических полостях.

Усилия, действующие на оболочку, в значительной мере определяются величиной площади её днища $F = \pi D^2/4$, площадью рабочей поверхности верхней гидравлической полости $F_п = \pi D_1^2/4$, а также площадью кольцевой поверхности со стороны поддона $F_к = \pi \cdot (D^2 - D_2^2)/4$ и рабочей поверхностью нижней гидравлической полости $F_{к.п} = \pi \cdot (D_3^2 - D_2^2)/4$ – см. рис. 12. 13.

Сливной клапан поршня 6 регулируется на вполне определённое давление. Он открывается, когда давление газов в цилиндре превысит допустимое значение, и часть масла из верхней камеры поршня сливается в поддон двигателя. При этом оболочка перемещается, уменьшая степень сжатия.

Таким образом, оболочка поршня имеет возможность перемещаться как в сторону увеличения $\varepsilon$, так и в сторону её понижения. На установившемся режиме работы перемещение в тактах выпуска и впуска рабочего тела,

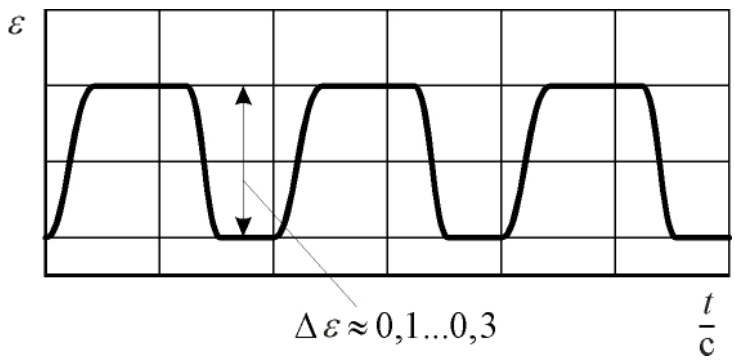



Рис. 12. 14. Характер изменения степени сжатия при работе двигателя на установившемся режиме

приводящее к увеличению $\varepsilon$, по величине должно быть равно перемещению оболочки в период работы сливного клапана, приводящему к понижению $\varepsilon$. В таком случае полное изменение степени сжатия за цикл равно нулю, а период колебаний оболочки равен продолжительности цикла. Двигатель с ПАРСС работает как двигатель с обычным (жёстким) поршнем. А оболочка колеблется относительно стержня.

Такие колебания должны быть устойчивыми и должны характеризоваться небольшой по величине амплитудой изменения степени сжатия (см. рис. 12. 14). Численное значение амплитуды колебаний оболочки поршня должно быть таким, чтоб обеспечивался достаточный по величине расход жидкости через полости поршня. Достаточный с точки зрения поддержания температуры элементов поршня на допустимом уровне: протекающая через полости жидкость (масло) обеспечивает хороший отвод теплоты от наиболее нагретых поверхностей поршня.

При уменьшении нагрузки давление газов в цилиндре двигателя понижается. Это приводит к тому, что сливной клапан поршня прекращает срабатывать. Благодаря этому от цикла к циклу $\varepsilon$ начинает возрастать. Увеличение $\varepsilon$ происходит до тех пор, пока не вступит в работу сливной клапан, либо пока движение оболочки не будет ограничено соприкосновением её со стержнем поршня. В таком случае достигается максимальная по величине $\varepsilon$.

При повышении нагрузки вступает в работу сливной клапан. При этом высокие давления рабочего тела в цилиндре обеспечивают максимальные по величине подъёмы иглы клапана. Вследствие значительных расходов жидкости через клапанную щель степень сжатия уменьшается. Характер изменения $\varepsilon$ и $p_{\text{макс}}$ в двигателе с ПАРСС иллюстрируется диаграммой, приведенной на рис. 12. 15.

Изложенное позволяет отметить, что в двигателях с ПАРСС органом, следящим за максимальным давлением рабочего тела, и обеспечивающим его ограничение через изменение $\varepsilon$, является сливной клапан. Известны две конструктивные схемы сливного клапана: клапан прямого хода и обратного хода (дифференциальный клапан). На приведённой схеме поршня (рис. 12. 13) изображён дифференциальный сливной клапан. В нём направление движения жид-

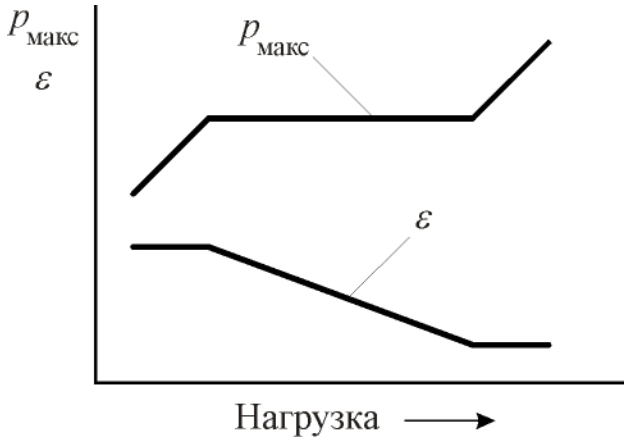



Рис. 12. 15. Изменение степени сжатия и максимального давления рабочего тела при работе двигателя с ПАРСС по нагрузочной характеристике

кости противоположного движению иглы при её подъёме. В клапанах прямого хода эти направления совпадают. В зависимости от назначения двигателя предпочтение может быть отдано той или иной схеме.

Оба клапана могут располагаться вертикально, как показано на схеме, либо горизонтально. Расположение и тип клапанов оказывает значительное влияние на характер изменения $p_{макс}$ в различных условиях работы двигателя. Величина степени сжатия определяется положением оболочки относительно стержня. Динамика движения оболочки, а, следовательно, и динамика изменения $\varepsilon$, определяются также и другими факторами, включающими скоростной режим, величину нагрузки двигателя, натяг и упругость пружины клапана, площадь проходного сечения жиклёра, массу оболочки и иглы клапана, их размеры и т. д.

Рассмотрение конструктивной схемы автоматически регулирующего степень сжатия поршня позволяет отметить, что сложный поршень обладает значительно большей массой, чем обычный. Это обусловливается необходимостью расположения в нём сливного и питающих гидравлические полости клапанов, а также необходимостью расположения маслоприёмного устройства и разводящих каналов. Очевидно, что увеличение массы поршня может быть тем меньше, чем больше размеры двигателя.

### *12. 2. Общие предпосылки к созданию метода расчёта рабочего цикла двигателя с регулируемой степенью сжатия*

ПАРСС представляет собой сложную систему, в которой протекают механические, термо- и гидродинамические процессы. Однако, если эту систему расчленить на более простые, то можно отметить, что в разное время разные авторы исследовали системы, которые по своим функциям и задачам весьма близки к некоторым из систем сложного поршня. Рассмотрим особенности систем и элементов, составляющих ПАРСС.

### *О механических, термо- и гидродинамических аспектах описания процессов, протекающих в двигателях с ПАРСС*

В конструктивной схеме ПАРСС можно выделить несколько важных элементов (рис. 12. 13): оболочку, стержень и сливной клапан. Каждый из них подвержен механическим, тепловым и инерционным нагрузкам, характер изменения которых является циклическим. Цикличность обусловливается скоростным режимом работы двигателя и термодинамической сущностью процессов, составляющих его рабочий цикл.

Все элементы поршня по названым причинам подвержены деформации. Но для упрощения задачи условимся считать их, исключая пружины, абсолютно твёрдыми телами. Такое допущение позволяет исключить необходимость расчёта тепловых и механических деформаций и даёт основание рассматривать движение элементов поршня как движение абсолютно твёрдых тел. Это движение должно быть отнесено к простейшей форме – механической.

Из анализа принципа работы ПАРСС следует, что механическое движение его элементов в значительной степени определяется кинематикой кривошипно-шатунного механизма, механикой движения жидкости в каналах, а также и более сложными формами движения: химическим и тепловым движением, то есть, процессами выделения и сообщения теплоты рабочему телу в цилиндре двигателя.

При изучении механического движения элементов ПАРСС за абсолютную систему отчёта принята инерциальная система (если, конечно, геоцентрическую систему отчёта считать инерциальной), жестко связанная с блок-картером двигателя. Относительная система отчёта жестко связывается со стержнем поршня (при изучении движения оболочки и клапана) либо с шатуном, когда рассматривается движение жидкости в его канале.

Поскольку в первом случае переносное движение является поступательным, то кориолисова ускорения элементов ПАРСС не возникает. Во втором случае из-за отклонения стержня шатуна от оси цилиндра на жидкость в канале шатуна действуют кориолисовы силы. При больших частотах вращения коленчатого вала их влияние на динамику движения жидкости может быть значительным. В этой связи они должны учитываться.

Если более подробно говорить о движении жидкости в каналах и полостях двигателя с ПАРСС, то следует отметить, что это движение является неустановившимся. Характер движения частиц жидкости (масла) определяется величиной давления в главной масляной магистрали двигателя, воздействием инерционных сил на частицы в каналах коренной шейки и кривошипа, инерционными нагрузками от возвратно-поступательного и колебательного движения

шатуна, силовым воздействием на частицы в полостях поршня, а также конструктивными параметрами проточной части системы и элементов ПАРСС.

Комплексным взаимодействием всех элементов системы автоматического регулирования степени сжатия и перечисленными факторами определяется величина гидродинамического давления жидкости в каналах и полостях поршня. Величина этого давления оказывает существенное влияние на работу ПАРСС.

Вопрос о расчёте давлений масла в канале шатуна применительно к другим задачам в технической литературе рассматривался неоднократно. Так, М. Г. Степанов [49] решал эту задачу применительно к проблеме обеспечения надёжного охлаждения днища поршня маслом. Им была предложена соответствующая формула для расчёта давлений. Однако М. Г. Степанов при выводах полагал, что масло в канале шатуна заперто, то есть, отсутствует перемещение его частиц.

Известны решения упомянутой задачи другими исследователями применительно к этой проблеме и проблеме обеспечения поршневого пальца маслом, подаваемым через канал в стержне шатуна. К таким могут быть отнесены работы, выполненные Б. Я. Гинцбургом и под его руководством [50,51]. В них учитывается течение жидкости. Но в полном объёме полученные результаты не могут быть перенесены для решения задачи о ПАРСС, ибо в названном случае канал шатуна хоть и не заперт, но полагается, что на выходе из него существует давление, равное атмосферному, что не может иметь места в ПАРСС. Кроме того, во всех упомянутых работах полагается, что жидкость является несжимаемой.

По-видимому, названное допущение при строгом рассуждении не может быть распространено на двигатели с ПАРСС. При работе поршня в течение каждого цикла некоторая часть жидкости из верхней полости поршня сливается в поддон. Это обусловливает значительное её насыщение частицами воздуха и картерных газов, происходит так называемая аэрация потока. Частично воздух и газы растворяются в жидкости, частично перемешиваются с ней. Так, при проведении экспериментов с автоматическим регулятором степени сжатия В. А. Петров [41] встретился с явлением значительного насыщения масла частицами газа. Для предотвращения этого он вынужден был разработать специальные мероприятия. Присутствие газов оказывает значительное влияние на модуль объёмной упругости жидкости.

Сказанное даёт основания считать, что при разработке математического аппарата, описывающего работу ПАРСС, сжимаемость жидкости должна быть учтена. Тем более, что в настоящее время имеются достаточно точные данные по влиянию содержащихся в жидкости газов, а также температуры и других

факторов на её сжимаемость. К этому следует добавить, что в период рабочего хода давление в верхней полости поршня достигает значений, при которых становится необходимым считаться со свойствами сжимаемости даже в том случае, когда присутствие газов в жидкости незначительно.

Выше была приведена краткая характеристика двух основных систем двигателя с поршнем, автоматически регулирующим степень сжатия: механической и гидравлической. Есть ещё одна важная система – термодинамическая.

Характер процессов, протекающих в этой системе, оказывает решающее влияние на процессы в механической и гидравлической системах, а, стало быть, и на работу двигателя в целом.

Строго говоря, процессы, протекающие в камере сгорания и цилиндре двигателя, не являются равновесными. Этому есть многочисленные подтверждения. Но для упрощения задачи можно допустить, что в каждый текущий момент времени во всех точках термодинамической системы существуют одинаковые давления и температуры. Это допущение является общепризнанным и при исследовании процессов в двигателях внутреннего сгорания. Оно позволяет использовать для решения поставленной задачи термические уравнения состояния газов.

Параметры состояния рабочего тела определяются кинематикой кривошипно-шатунного механизма и оболочки ПАРСС, а также особенностями сообщения теплоты рабочему телу. Процесс сообщения теплоты, в свою очередь, определяется механизмом горения топлива и явлениями теплоотдачи. Превалирующим является выделение теплоты при горении.

Изучению горения топлива в двигателях, как уже отмечалось, посвящено большое число работ. И хотя ещё нельзя сказать, что механизм горения в дизеле раскрыт полностью, нет сомнений в том, что в этом направлении сделаны чрезвычайно важные шаги. Исследованию механизма смесеобразования и сгорания в двигателях посвящены работы известных отечественных учёных: А. С. Соколика, Н. В. Иноземцева, Н. Х. Дьяченко, Д. Н. Вырубова, Ю. Б. Свиридова и других, которые по праву можно отнести к числу фундаментальных в этой области.

Для аналитического описания процесса горения топлива в двигателях было предложено несколько уравнений. Среди них наибольшую известность получили уравнения выгорания И. И. Вибе, Б. М. Гончара, Н. Х. Дьяченко и некоторые другие. Хотя эти уравнения и не раскрывают в полной мере сущности механизма сгорания, но удовлетворительно отображают следствия этого сложного механизма, или, так сказать – его макроскопические проявления. Наиболее удачным с этой точки зрения, по нашему мнению, является уравнение, предложенное И. И. Вибе.

### *12. 3. Силы, действующие на оболочку поршня, и уравнение её равновесия*

В общем случае сливной клапан поршня может вступить в работу задолго до начала сгорания, то есть, в период сжатия рабочего тела. Условимся считать сжатие политропическим процессом, протекающим при значении показателя политропы, равном $n_1$. Тогда одна из сил, действующих на оболочку – газовая сила – определится величиной степени сжатия и показателем $n_1$. Условимся считать положительным направление этой силы к оси коленчатого вала*.

В момент воспламенения (точка *y*) характер воздействия газов на оболочку меняется. С этого момента величина газовой силы определяется не только степенью сжатия, но, в значительной степени, закономерностями термодинамики, процессом сообщения теплоты рабочему телу.

Переносное движение в этом случае не является равномерным. Поэтому на оболочку поршня, включая и поршневые кольца, воздействует сила инерции, величина которой определяется кинематикой кривошипно-шатунного механизма и массой оболочки

$$P_{j_{\text{об}}} = -m_{\text{об}} \cdot j, \qquad (12.\ 1)$$

где $j$ – ускорение переносного движения.

Величина $j$ определяется по общеизвестным уравнениям.

Поскольку оболочка поршня вследствие работы сливного клапана перемещается относительно стержня, и это перемещение также не может быть отнесено к равномерному движению, то возникает сила инерции, обусловленная её относительным движением, так называемая даламберова сила. По величине она равна произведению массы оболочки на ускорение в относительном движении.

В период работы сливного клапана силы давления газов в цилиндре способствуют перемещению оболочки. Благодаря тому, что эти силы значительны по величине, клапан, питающий верхнюю гидравлическую полость, в течение всего периода остаётся закрытым. Так что подпитка полости маслом прекращается.

Действию газовых сил противодействует сила, обусловленная давлением жидкости в верхней полости. Она отрицательна и может быть определена как произведение давления на площадь рабочей поверхности полости $p_{\text{в}}F_{\text{п}}$.

Перемещению оболочки способствует и сила, обусловленная давлением жидкости в нижней полости. Эта сила положительна, величина её определяется произведением давления на площадь рабочей поверхности полости $p_{\text{н}}F_{\text{к.п}}$.

Давление газов в картере воздействует на кольцевую поверхность оболочки, обращённую к поддону двигателя. Можно считать это давление в тече-

---

* В дальнейшем каждая из сил, линия действия которой направлена к оси коленчатого вала, считается положительной.

ние цикла неизменным и равным атмосферному. Так что на оболочку действует еще одна сила, противодействующая её перемещению – сила атмосферного давления, равная произведению $p_0F_к$.

При значительных ёмкостях верхней и нижней полостей поршня, по-видимому, целесообразно учитывать и силы инерции жидкости, находящейся в них. Причём сила инерции от массы масла в верхней полости препятствует перемещению оболочки, пока переносное ускорение положительно, и не оказывает влияния на динамику движения, когда $j$ становится отрицательным. Влияние сил инерции от массы масла в нижней полости противоположное: эти силы способствуют перемещению, если $j$ отрицательно, и противодействует ему, если $j$ положительно. В связи с тем, что ёмкость нижней полости, как правило, значительно меньше ёмкости верхней полости, то влиянием массы жидкости в первой можно пренебречь.

Есть ещё одна сила, которая, вообще говоря, оказывает влияние на кинематику оболочки в период работы сливного клапана. Это сила трения оболочки, включая и поршневые кольца, о стенки цилиндра и о стержень.

По существу, силу трения можно разделить на две составляющих: первая обусловлена переносным движением, вторая – относительным. Сила трения от переносного движения действует в течение всего цикла. Она положительна, пока движение поршня направлено к ВМТ, и отрицательна, когда поршень движется к НМТ. Сила трения, возникающая при относительном движении оболочки, в течение всего периода работы сливного клапана остаётся отрицательной.

Из механики известно, что трение скольжения, а именно с ним нам приходится считаться при анализе процессов в двигателе с ПАРСС, не остаётся неизменным при движении тела, а определяется его скоростью.

Экспериментом показано, что до некоторого значения скорости трение пропорционально её величине, при дальнейшем увеличении скорости, наоборот, может оказаться, что трение падает.

Изучению трения в двигателях уделялось много внимания. Этому вопросу посвящён ряд специальных работ. Например, трению поршневых колец в книге немецкого исследователя Н. Энглиша «Поршневые кольца» [52] посвящена особая глава. В ней на основе обобщения обширного материала по исследованию трения автор приводит аналитические зависимости для расчёта трения колец и потерь мощности, обусловленных их трением. В отечественной литературе эти вопросы освещены в работах А. С. Орлина, М. М. Вихерта и др.

В преобладающем большинстве случаев полученные материалы носят эмпирический, в лучшем случае полуэмпирический характер. Нет точной зави-

симости, которую можно было бы положить в основу расчёта усилий, возникающих при трении в работающем двигателе.

Накопленные в этой области знания позволяют вести расчёт трения на основании полученных опытным путем коэффициентов трения скольжения.

Таким образом, трение оболочки может быть определено следующим образом:

$$R_{\text{тр}} = R_{\text{тр.н}} + R_{\text{тр.вн}} + R_{\text{к}} , \qquad (12.\ 2)$$

где $R_{\text{тр.н}}$ – трение оболочки о гильзу цилиндров в переносном движении;

$R_{\text{тр.вн}}$ – трение о стержень поршня в относительном движении;

$R_{\text{к}}$ – сила, обусловленная трением поршневых колец.

$$R_{\text{тр.н}} = \kappa_1 \cdot |N| , \qquad (12.\ 3)$$

$$R_{\text{тр.вн}} = \kappa_2 \cdot |N| . \qquad (12.\ 4)$$

В этих выражениях: $|N|$ – модуль нормальной силы, действующей в кривошипно-шатунном механизме;

$\kappa_1$ и $\kappa_2$ – коэффициенты трения.

Нормальная сила рассчитывается по известным соотношениям:

$$N = P_{\Sigma} \cdot tg\beta ,$$

где $P_{\Sigma}$ – равнодействующая сил, действующих на поршень;

$\beta$ – отклонение оси шатуна от оси цилиндра, град.

Применительно к рассматриваемому случаю

$$P_{\Sigma} = P_{j\text{пор}} + P_{j\,\text{м.в}} + P_{j\text{м.н}} ,$$

где $P_{j\text{пор}}$ – суммарная сила инерции, действующая на элементы ПАРСС, включая оболочку, стержень, поршневые кольца и палец, а также приведённую массу шатуна;

$P_{j\text{м.в}}$, $P_{j\text{м.н}}$ – силы инерции, действующие на масло соответственно в верхней и нижней полостях поршня.

Рекомендации, содержащиеся в курсах теории двигателей и специальной литературе, позволяют силу от трения поршневых колец рассчитывать по следующему выражению:

$$R_{\text{к}} = \kappa_0 \cdot i \cdot \pi D h \left( p_{\text{р}} + \frac{0.75p - p_0}{2i} \right) \cdot 10^{-2}, \text{Н} , \qquad (12.5)$$

где $\kappa_0$ – коэффициент трения;

$i$ – число поршневых колец;

$D$ – диаметр цилиндра, мм;

$h$ – высота пояска поршневого кольца, контактирующего с гильзой цилиндра, мм;

$p_{\text{р}}$ – радиальное давление от сил упругости поршневого кольца, МПа.

Для примера на рис. 12. 16 приведён характер изменения составляющих действующих на оболочку по (12. 2) сил трения на некотором участке хода поршня. В данном случае перемещение оболочки наступает при $\alpha$ = 2,5 град ПКВ. В этот момент и возникает трение, обусловленное относительным движением, определяемое по (12. 4). До этого момента на оболочку действовало трение от переносного движения, определяемое с помощью выражений (12. 3) и (12. 5).

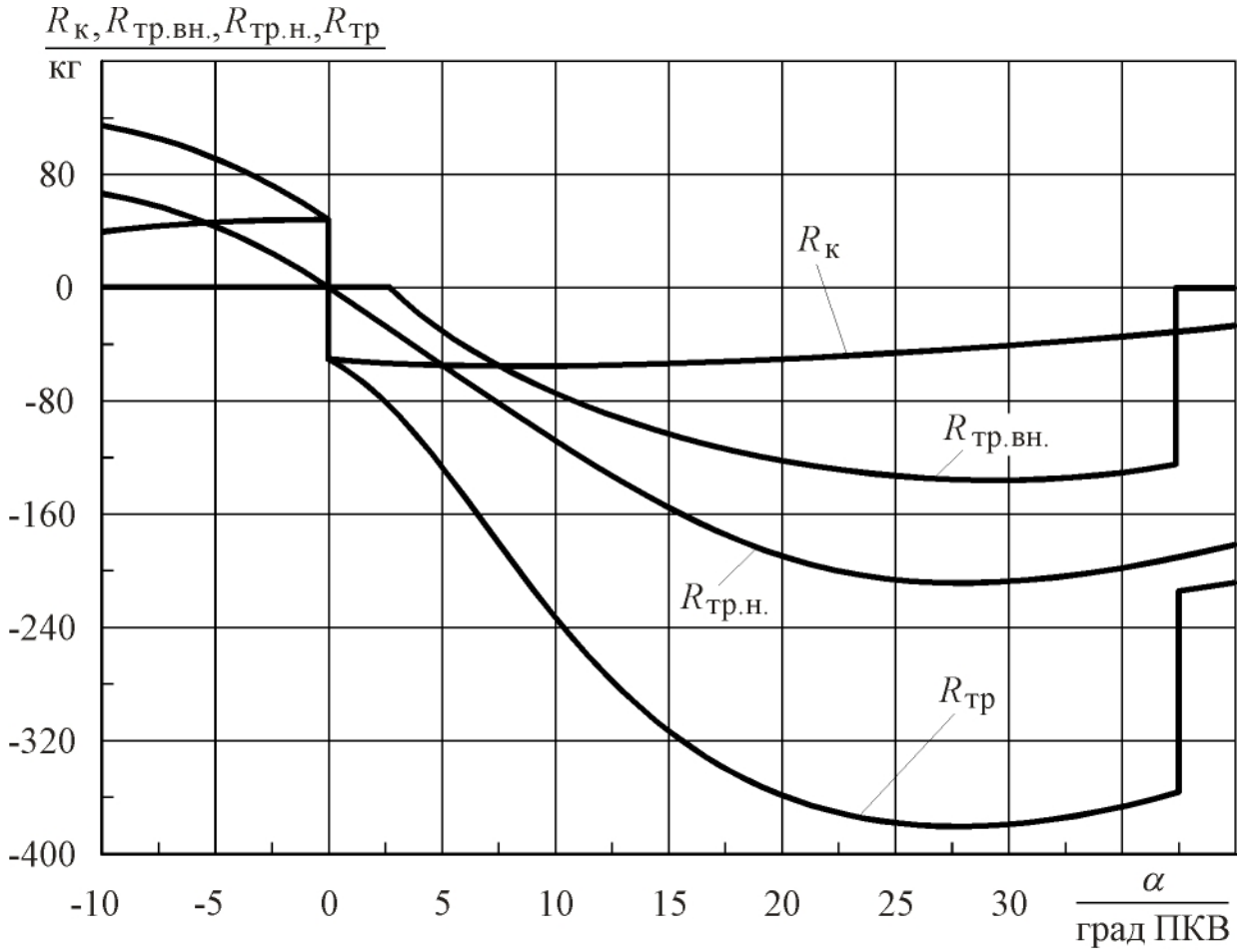



Рис. 12. 16. Характер изменения действующих на оболочку составляющих трения в период работы сливного клапана

Анализ представленных на рисунке кривых позволяет отметить, что трение поршневых колец при положении поршня в ВМТ изменяется ступенчато. Такое изменение трения обусловливает наличие «ступеньки» и на результирующей силе. Вторая «ступенька» имеет место в момент прекращения перемещения оболочки, когда исчезает трение, обусловленное относительным движением.

Исследование характера протекания составляющих позволяет также отметить, что значения их сравнительно малы (малы по отношению к другим силам, например, по отношению к газовой силе или силе инерции).

Исходя из анализа сил, действующих на оболочку поршня в период работы сливного клапана, уравнение её динамического равновесия можно записать в таком виде:

$$-m_{об}\frac{du}{dt}+P_{iоб}+pF+\sigma R_{тр.н}+\sigma R_{к}-R_{тр.вн}-p_{в}F_{п}+$$
$$+p_{н}F_{к.п}-p_{0}F_{к}+P_{jм.в}=0, \qquad (12.\ 6)$$

где $\frac{du}{dt}$ – ускорение в относительном движении;

$m_{об}\frac{du}{dt}$ – даламберова сила инерции;

$\sigma$ – ступенчатая функция, учитывающая направление силы.

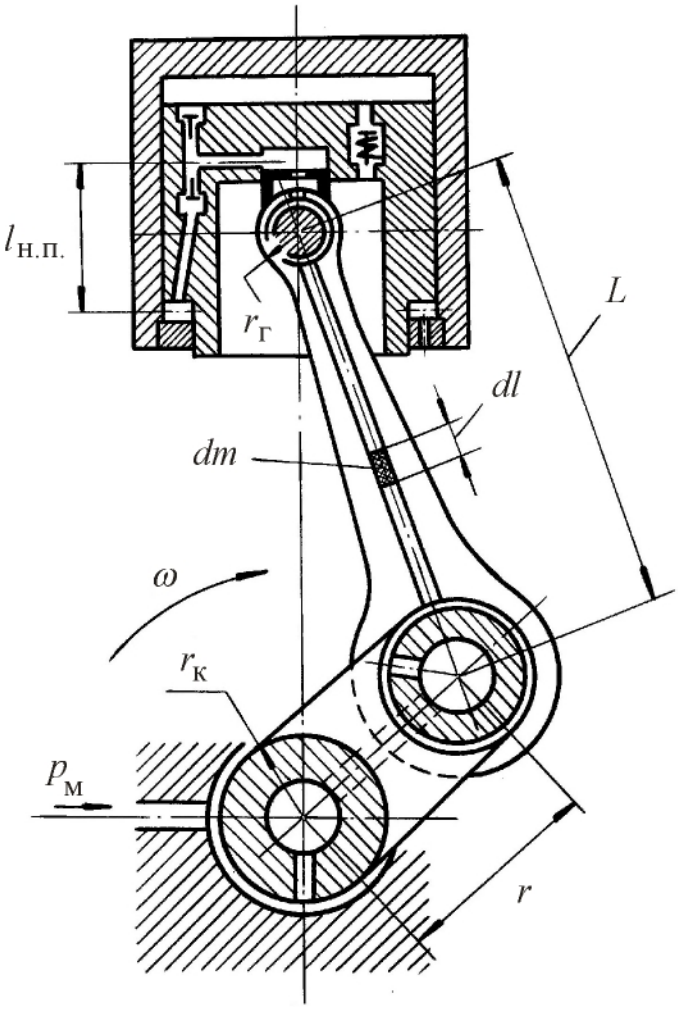



Рис. 12. 17. Схема кривошипно-шатунного механизма (к определению давлений на различных участках масляной магистрали)

Целесообразно сделать несколько замечаний относительно давления $p_н$. В связи с тем, что в период работы сливного клапана оболочка перемещается так, что в начальной фазе своего движения способствует разгрузке нижней полости от инерционного напора масла, а также по той причине, что нижняя полость через жиклёр сообщается с картерным пространством и имеет значительно меньший объём, нежели верхняя полость, можно допустить, что $p_н$ равно давлению в главной масляной магистрали двигателя.

При более строгом анализе вопроса необходимо учитывать влияние инерционных сил, кинематики кривошипно-шатунного механизма и оболочки на величину давления масла в нижней гидравлической полости.

Рассмотрим, как это может быть сделано применительно к схеме центрального кривошипно-шатунного механизма (рис. 12. 17).

Питание рабочих полостей ПАРСС маслом осуществляется через канал в стержне шатуна. На величину давления масла, вытекающего из верхней го-

ловки шатуна, существенно влияет давление в масляной магистрали $p_м$, силы инерции от возвратно-поступательного движения и качания шатуна вокруг оси поршневого пальца, а также силы инерции от вращения кривошипа и движения оболочки относительно стержня поршня. Эти силы по-разному воздействуют на характер течения масла, и, стало быть, на величину давления в нижней полости. Так, силы инерции, обусловленные вращением коренной шейки, препятствуют втеканию масла из масляной магистрали в канал шейки, а силы инерции от вращения кривошипа способствуют протеканию масла из коренной шейки в шатунную. Качание шатуна вокруг оси пальца всегда препятствует течению масла к головке. Но силы инерции, обусловленные возвратно-поступательным движением шатуна, как и силы инерции, обусловленные относительным движением жидкости в каналах вследствие перемещения оболочки, могут как противодействовать, так и способствовать продвижению масла к головке. Таким образом, при расчёте давления необходимо учитывать характер течения, обусловленного перемещением оболочки. В канале шатуна (рис. 12. 17) выделим элементарный столбик масла длиной $dl$. В общем случае на него воздействует сила инерции

$$dP = -jdm;$$

при этом

$$dm = f_ш \gamma \cdot dl;$$

где $dm$ – масса элементарного столбика;

$f_ш$ – площадь поперечного сечения канала в шатуне;

$j$ – ускорение элементарного столбика.

Ускорение $j$ может быть представлено следующей алгебраической суммой:

$$j = j_к + j_т;\ j_к = j_{п.д} + j_{вр};$$

где $j_к$ – ускорение, обусловленное кинематикой кривошипно-шатунного механизма;

$j_т$ – ускорение, обусловленное характером течения масла (характером перемещения оболочки);

$j_{п.д}$ – ускорение от возвратно-поступательного движения шатуна;

$j_{вр}$ – ускорение, обусловленное качанием шатуна (кориолисово ускорение).

Из результирующей силы инерции можно выделить силу, обусловленную течением масла по каналам. Для неё справедлива запись

$$dP_т = -f_ш \gamma \cdot j_т dl \qquad (12.\ 7)$$

Поделив обе части выражения (12. 7) на $f_ш$, получим уравнение для элементарного давления, обусловленного течением масла с переменным ускорением

$$dp_{\text{т}} = -\gamma \cdot j_{\text{т}} dl \qquad (12.\ 8)$$

Отсюда

$$p_{\text{т}} = -\gamma \int_0^B j_{\text{т}} dl = -\gamma \frac{du_{\text{ж}}}{dt}\left(r_{\text{к}} + r + r_{\text{г}} + L\right), \qquad (12.\ 9)$$

где $\frac{du_{\text{ж}}}{dt} = j_{\text{т}}$;

$u_{\text{ж}}$ – скорость течения жидкости;

$$B = r_{\text{к}} + r + r_{\text{г}} + L\ ,$$

где $r_{\text{к}}$, $r$, $r_{\text{г}}$ – соответственно радиусы коренной шейки, кривошипа и верхней головки шатуна;

$L$ – длина шатуна.

Для составляющей давления, обусловленной возвратно-поступательным движением шатуна, справедливо следующее:

, (12. 10) $dp_{\text{д}} = -\gamma \cdot j_{\text{п.д}} \cdot dl$

откуда

$$p_{\text{п.д}} = -\gamma \cdot j_{\text{п}} \int_{L+r_{\text{г}}}^{0} dl = \gamma\omega^2 r\left[\cos(\alpha+\beta) + \lambda \frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\beta}\right](L + r_{\text{г}}), \qquad (12.11)$$

где $\omega$ – угловая скорость вращения коленчатого вала;

$\beta$ – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра.

Для составляющей давления, обусловленной качанием шатуна

$$dp_{\text{к}} = -\gamma \cdot j_{\text{вр}} dl, \qquad (12.12)$$

***из чего следует, что***

$$p_{\text{к}} = -\gamma \int_0^L l\left(\lambda\omega \frac{\cos\alpha}{\cos\beta}\right)^2 dl = -\frac{\gamma}{2}\left(\lambda\omega \frac{\cos\alpha}{\cos\beta}\right)^2 L^2. \qquad (12.13)$$

Учитывая, что на величину давления оказывают влияние силы инерции, действующие в коренной шейке и в кривошипе, а также и давление в масляной магистрали, для полного давления масла в нижней полости в период работы сливного клапана легко получить следующее:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{м}} + \gamma\omega^2\left\{\frac{r^2}{2} - \frac{r_{\text{к}}^2}{2} + r\left[\cos(\alpha+\beta) + \lambda\frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\beta}\right]\cdot\left(L - l_{\text{н.п}} + r_{\text{г}}\right)\right\} -$$

$$-\frac{\gamma}{2}\left(\lambda\omega\frac{\cos\alpha}{\cos\beta}\right)^2\left(L^2 - r_{\text{г}}^2\right) - \gamma\frac{du_{\text{ж}}}{dt}\left(r_{\text{к}} + r + r_{\text{г}} + L + l_{\text{н.п}}\right), \qquad (12.\ 14.)$$

где $l_{\text{н.п}}$ – удаление нижней полости от верхней головки шатуна.

Заметим, что в случае пренебрежения течением жидкости по каналам, вернее, влиянием этого течения на величину давления масла, выражение (12. 14) по структуре своей очень близко к уравнению, предложенному Б. Я. Гинцбургом [50].

Из (12. 14) следует, что для определения величины $p_н$ необходимо знать величину $j_m$. Этот параметр может быть рассчитан на основании следующего.

В период работы сливного клапана жидкость из канала в шатуне расходуется на заполнение того объёма в нижней полости, который освобождается при движении оболочки. Кроме того, некоторое количество жидкости через жиклер нижней полости сливается в поддон. Следовательно, справедлива такая запись:

$$u_{ж} f_{ш} = F_{к.п} \frac{dx_n}{dt} + \mu f_{ж} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{н} - p_o)}\ , \qquad (12.15)$$

в которой $\frac{dx_{п}}{dt}$ – скорость перемещения оболочки.

На основании дифференцирования выражения (12. 15) получаем

$$\frac{du_{ж}}{dt} = \frac{F_{к.п}}{f_{ш}} \frac{d^2 x_{п}}{dt^2} + \frac{\mu f_{ж}}{f_{ш}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}} (p_{н} - p_o)^{-\frac{1}{2}} \frac{dp_{н}}{dt}. \qquad (12.16)$$

Порядок этого уравнения может быть понижен, если принять

$$\frac{d^2 x_{п}}{dt^2} = \frac{du}{dt}.$$

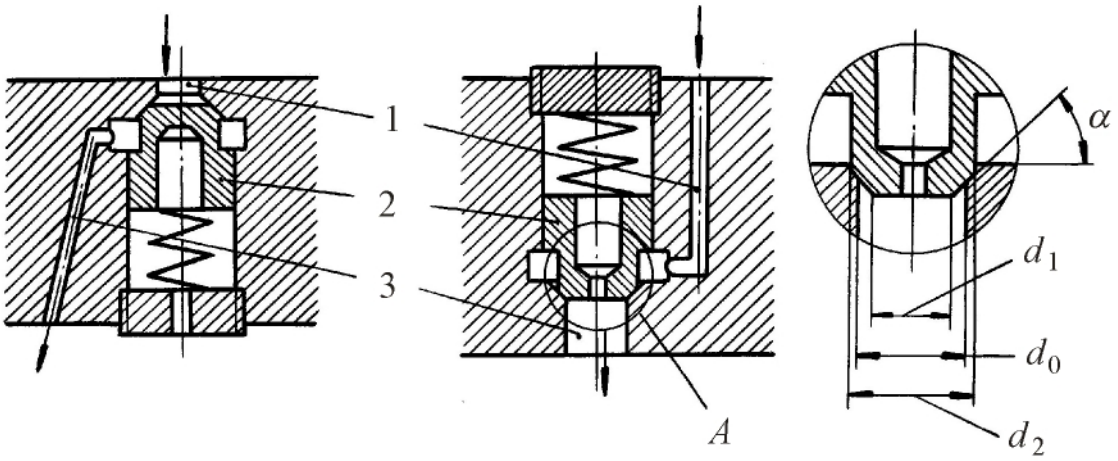
Таким образом, под действием рассмотренных сил оболочка поршня в период работы сливного клапана находится в равновесии. Это условие равновесия отображается уравнением (12. 6).

### *12. 4. Уравнение равновесия иглы сливного клапана*

В поршнях, автоматически регулирующих $\varepsilon$, нашли применение две конструктивные схемы сливных клапанов: клапаны прямого и обратного хода. Принципиальная схема таких клапанов приведена на рис. 12. 18.

Клапаны прямого хода находили применение на первых конструкциях двигателей с ПАРСС. Их отличительной особенностью является то, что направление текущей (сливающейся) через клапан жидкости соответствует направлению движения иглы клапана. Этим обуславливаются и некоторые существенные недостатки такой схемы. Главные из них состоят в том, что при про-

чих равных условиях такой клапан обладает сравнительно невысоким быстродействием, требует жестких пружин, отличается значительными размерами. Объяснить их можно следующим образом.




а) б)

Рис. 12. 18. Конструктивная схема клапанов различного типа:
а) клапан прямого хода; б) клапан обратного хода;
1 – подводящий канал; 2 – игла; 3 – отводящий канал

Для обеспечения достаточного слива жидкости из верхней полости в поддон двигателя необходимо иметь соответствующее проходное сечение. При клапане обратного хода это сечение обращено в сторону верхней полости, что обусловливает значительную по величине площадь поверхности иглы клапана, а, следовательно, и большие усилия на ней. Для удержания иглы в запертом положении необходима повышенная жёсткость пружин. Отсюда вытекают соответствующие требования к её размерам.

Другой недостаток заключается в том, что игла клапана расположена так, что при положении поршня около ВМТ она силами инерции поджимается к седлу. Так что с повышением частоты вращения коленчатого вала для открытия клапана требуются существенно большие усилия (изменяются фазы работы клапана). Такое изменение фаз работы приводит к тому, что с повышением оборотов возрастает и $p_{макс}$, что было установлено экспериментом и неоднократно отмечалось в технической литературе.

Названными недостатками клапанов прямого хода объясняется тот факт, что в настоящее время областью их применения остаются поршни двигателей с большой размерностью, с невысокими скоростями вращения коленчатого вала и не характеризующиеся частой сменой нагрузок и скоростных режимов.

При проектировании транспортных двигателей целесообразно использование клапанов обратного хода. Они не обладают недостатками, присущими

клапанам прямого хода. Не вдаваясь в подробный анализ, укажем некоторые из важных их достоинств: малая площадь рабочей поверхности, возможность использования пружин сравнительно невысокой жёсткости, меньшие размеры его элементов (пружины и иглы), а стало быть, и меньшая масса. Все эти достоинства обеспечивают таким клапанам и неплохое быстродействие.

Кинематика относительного движения иглы определяется силами, действующими в кривошипно-шатунном механизме и полостях поршня.

К седлу игла клапана поджимается усилием предварительной затяжки пружины $P_{\text{опр}}$. Сила инерции от переносного движения, наоборот, стремится поднять иглу с седла:

$$P_{j_{\text{кл}}} = -m_{\text{кл}} j .$$

В таком же направлении действует и сила от давления жидкости в рабочей камере клапана. Эту силу можно определить как произведение давления в камере на площадь рабочей поверхности иглы:

$$p_{\text{в.к}} f_{\text{кп.доп}} .$$

В момент отрыва иглы от седла со стороны пружины движению иглы противодействует сила упругости, равная произведению $y \cdot C'$ ($y$ – текущее перемещение иглы клапана) . Кроме того, вследствие неравномерного движения иглы возникает даламберова сила инерции, определяемая произведением

$$m_{\text{кп}} \frac{du_{\text{кл}}}{dt},$$

в котором $\frac{du_{\text{кл}}}{dt}$ – относительное ускорение.

При подъёме иглы через образующуюся щель в клапане жидкость устремляется в поддон двигателя. Из-за воздействия жидкости на посадочную поверхность иглы клапана возникает добавочная сила. На основании имеющихся в литературе рекомендаций она может быть определена по следующему выражению:

$$P_{\text{д}} = 0{,}45(p_{\text{в.к}} - p_o) f_{\text{кл.доп}}, \qquad (12.17)$$

где $f_{\text{кл.доп}}$ – площадь дополнительной рабочей поверхности иглы сливного клапана:

$$f_{\text{кл.доп}} = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1{}^2);$$

$d_1$ и $d_2$ – характерные размеры – см. рис. 12. 18.

Ещё две силы оказывают влияние на кинематику иглы клапана: сила трения о направляющую поверхность и так называемая реактивная сила – сила воздействия движущейся жидкости. Расчёт реактивной силы представляет значительные трудности. Кроме того, по сравнению с рассматриваемыми силами она значительно слабее воздействует на кинематику клапана. По этой причине

величиной её есть основания пренебречь. Такое пренебрежение в настоящее время можно считать общепризнанным [53], особенно в тех случаях, когда речь идет о сравнительно небольших расходах.

Пренебрежём также и трением.

Таким образом, на основании принципа д'Аламбера уравнение равновесия иглы клапана может быть записано в следующем виде:

$$m_{\text{кл}}\frac{du_{\text{кл}}}{dt}+P_{\text{о.пр}}+P_{j\text{кл}}+yC'-p_{\text{вк}}f_{\text{кл}}-0{,}45(p_{\text{в.к}}-p_o)f_{\text{кл.доп}}=0\ . \quad (12.18)$$

Момент, соответствующий отрыву иглы от седла, определяется условием

$$p_{\text{в}}f_{\text{кл}}+\left|P_{j\text{кл}}\right|\geq P_{\text{о.пр}}\ . \quad (12.19)$$

Игла «неподвижна», если

$$p_{\text{в}}f_{\text{кл}}+\left|P_{j\text{кл}}\right|\leq P_{\text{о.пр}}\ . \quad (12.20)$$

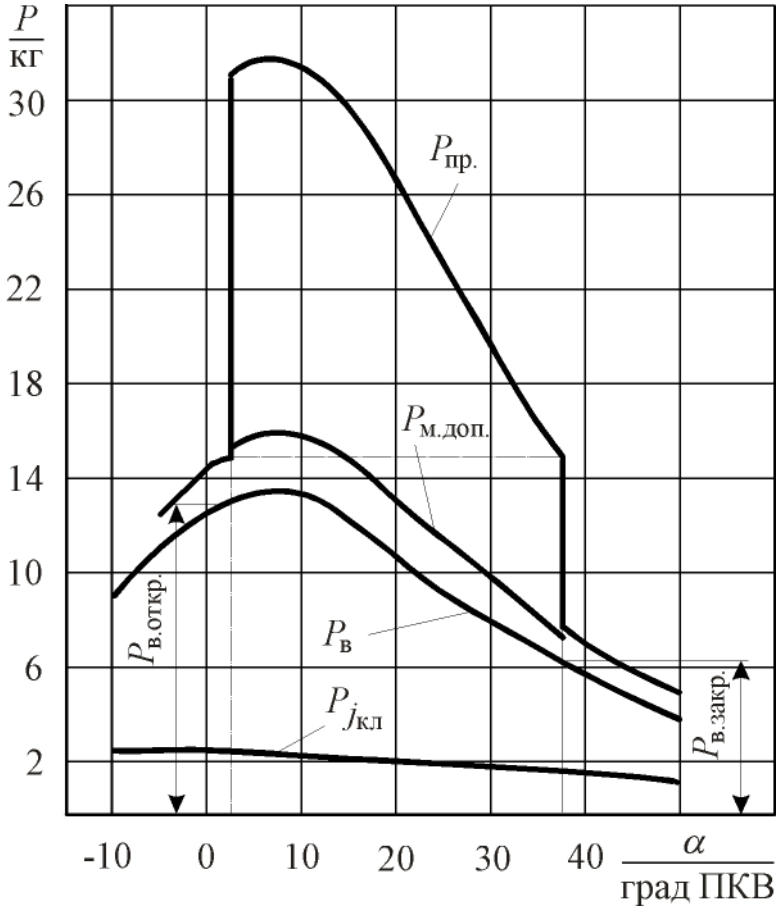



Рис. 12. 19. Характер изменения модуля основных сил, действующих на иглу клапана в период рабочего хода

Характер протекания некоторых сил, действующих на иглу клапана, иллюстрируется рисунком 12. 19. На этом рисунке:

$P_{\text{в}}=p_{\text{в.к}}f_{\text{кл}}$;

$P_{\text{пр}}=P_{\text{о.пр}}+yC'$;

$P_{\text{т.доп}}=0{,}45\cdot(p_{\text{в.к}}-p_o)$;

$P_{\text{в.откр}}$ и $P_{\text{в.закр}}$ – соответственно силы в момент отрыва и посадки иглы на седло.

Давление жидкости в рабочей полости клапана определяется величиной давления рабочего тела в камере сгорания, соотношением площадей рабочих поверхностей поршня и верхней гидравлической полости, а также другими факторами. В частности, и удалением рабочей полости от верхней гидравлической камеры

поршня. Такое удаление в двигателях с большими размерами цилиндра может быть значительным.

В этой связи импульс давления (волна давления), возникший в верхней гидравлической полости поршня вследствие воздействия на жидкость газов через днище оболочки, достигает рабочей полости клапана с некоторым запаздыванием. Имеет место так называемая транспортная задержка, которую можно рассчитать.

## *12. 5. Особенности движения жидкости в каналах и полостях поршня, регулирующего степень сжатия*

### 12. 5. 1. Течение жидкости через сливной клапан поршня

Одним из основных рабочих тел двигателя с ПАРСС является жидкость. В условиях использования её в системе автоматического регулирования степени сжатия она непрерывно соприкасается с воздухом, растворяет его, смешивается с ним, что существенно влияет на её сжимаемость.

Таким образом, при математическом описании работы системы сжимаемость должна быть учтена. Сделать это можно, воспользовавшись законом Гука:

$$\Delta p = E_0 \frac{\Delta V}{V}. \qquad (12.\ 21)$$

В записанном выражении:

$\Delta V$ – изменение объёма жидкости вследствие её сжатия;

$V$ – начальный, подвергающийся сжатию объём жидкости;

$E_0$ – изотермический модуль объёмной упругости Юнга (модуль всестороннего сжатия);

$\Delta p$ – приращение давления, при котором объём сжимаемой жидкости уменьшается на величину $\Delta V$.

Если $\Delta p \to 0$, то выражение (12. 21) после деления обеих его частей на $dt$ можно переписать в таком виде:

$$\frac{dp}{dt} = E_0 \frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{V}, \qquad (12.\ 22)$$

где $dV/dt$ – скорость изменения объёма жидкости вследствие её сжатия.

Модуль объёмной упругости жидкостей, как правило, определяется посредством статического эксперимента: жидкость деформируется медленно, имеет место теплоотвод, так что температура жидкости остаётся неизменной.

Определенный таким путём модуль упругости называется изотермическим. При его определении температура жидкости поддерживается равной 15 $^0$С.

В качестве примера в табл. 12. 1 приведены численные значения изотермических модулей упругости некоторых дегазированных, не содержащих нерастворённого газа жидкостей [54].

Таблица 12. 1

Объёмный модуль упругости для некоторых жидкостей
(при $t$ = 15 $^O$С и р=20 МПа)

| Жидкость | Модуль упругости, МПа |
|---|---|
| Керосин | 1500 |
| Масло АМГ-10 | 1250 |
| Синтетическая жидкость 7-50С-3 | 1600 |
| Вода | 2100 |
| Дизельное топливо | 1410 |

Строго говоря, модуль упругости является функцией давления: с повышением давления возрастает и модуль упругости. Однако, в случаях, когда давление жидкости в системах не превышает 400 МПа, величину его можно считать неизменной.

При выполнении расчётов быстропротекающих процессов необходимо использовать не изотермический $E_0$, а адиабатический объёмный модуль упругости жидкости $E_{ад}$. Опыты, проведенные в МВТУ, показывают, что для применяемых в гидросистемах масел и жидкостей существует следующая связь между $E_0$, и $E_{ад}$:

$$E_{ад} \approx 1{,}15 \cdot E_0 . \qquad (12.\ 23)$$

На величину изотермического и адиабатического модулей упругости существенное влияние оказывают температура жидкости и, как уже отмечалось, степень насыщенности её нерастворённым воздухом (или иными газами) [1].

Влияние названных факторов отображается следующими зависимостями:

$$E_t = E_0 \left[1 - k_t (t - t_0)\right]; \qquad (12.\ 24)$$

$$E_v = E_0 \frac{1}{1 + \frac{V_г}{V} \frac{E_0}{p}}, \qquad (12.\ 25)$$

[1]По имеющимся данным содержание нерастворённых газов в нормально работающих гидросистемах может достигать 0,2…0,3 %, а в двигателях с центробежной очисткой масла содержание воздуха может достичь и 10…12 % [55].

в которых $t_0 = 15\ ^0$C;

$t$ – температура жидкости, $^0$C;

$k_t$ – коэффициент, учитывающий влияние температуры, $k_f \approx 0{,}85 \cdot 10^{-3}$ для масел;

$V_г$ – объём нерастворённого в жидкости воздуха;

$V$ – объём жидкости;

$p$ – давление;

$V_г/V$ – относительное содержание нерастворённого в жидкости воздуха.

Таким образом, если допустить, что применительно к нашей задаче давление не существенно влияет на упругость жидкости, то для модуля объёмной упругости с учетом влияния на него характера процесса, температуры и степени насыщенности нерастворенными газами можно записать следующее выражение:

$$E = 1{,}15\left[1 - k_t(t - t_0)\right] \cdot \frac{E_0}{1 + \frac{V_г}{V}\frac{E_0}{p}} \ . \qquad (12.\ 26)$$

Имея это в виду, перепишем уравнение (12. 22) для скорости изменения давления рабочей жидкости:

$$\frac{dp}{dt} = E\frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{V} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{V} \ . \qquad (12.27)$$

В записанном выражении $\beta = \dfrac{1}{E}$ – коэффициент сжимаемости жидкости.

Полученное выражение, как следует из предыдущего, представляет собой математическую запись закона Гука, сделанную в дифференциальной форме. Это уравнение может быть использовано при математическом описании процесса течения жидкости через сливной клапан.

В период, когда в работу вступил сливной клапан, часть жидкости вследствие движения оболочки вытесняется из верхней гидравлической полости. Через канал, соединяющий верхнюю полость со сливным клапаном, этот объём жидкости перетекает в рабочую полость клапана, а из неё через щель в клапане – в поддон двигателя. Кроме того, часть жидкости занимает объём, освобождаемый поднимающейся иглой.

Если допустить, что сплошность жидкости при этом не нарушается, то отмеченное перемещение её частиц математически можно описать следующими уравнениями:

$$F_п \frac{dx_п}{dt} - v_п \cdot f_{п.к} = \beta(V_п - x_п F_п) \cdot \frac{dp_в}{dt} ; \qquad (12.\ 28)$$

$$v_{к} f_{п.к} - \mu \cdot f_{кл.щ} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{в.к} - p_0)} - f_{кл.с} \frac{dy}{dt} = \beta(V_{кл} + f_{кл.с} y) \cdot \frac{dp_{в.к}}{dt}, \quad (12.\ 29)$$

в которых $v_п$ – скорость втекания жидкости в канал, сообщающий верхнюю полость поршня с рабочей полостью клапана;

$f_{пк}$ – площадь поперечного сечения канала;

$V_п$ – начальный объём верхней гидравлической полости;

$v_к$ – скорость втекания жидкости в рабочую полость клапана;

$p_{в.к}$ – давление в рабочей полости клапана;

$dy/dt$ – скорость перемещения иглы.

Таким образом, правая часть выражения (12. 28) представляет собой разность секундных объёмов жидкости, вытесненной из верхней полости поршня и перетекшей в рабочую полость клапана. Эта разность расходов жидкости была подвергнута сжатию, что и отображается правой частью уравнения. При этом запись в скобках «$V_п - x_п \cdot F_п$» представляет собой текущее значение объёма, подвергающегося сжатию.

Первый член в левой части уравнения (12. 29) представляет собой секундный расход жидкости, перетекающей из верхней полости в рабочую полость клапана. Сущность второго члена состоит в том, что им определяется расход жидкости через щель в клапане. Третий член левой части представляет секундный объём той части жидкости, которая устремляется на место, освобождаемое иглой клапана при её подъёме. Правой частью выражения (12. 29) определяется изменение объёма из-за сжатия жидкости в рабочей полости сливного клапана. Запись «$V_{кл} + f_{кл.с} \cdot y$» есть не что иное, как текущее значение объёма жидкости в рабочей полости клапана.

Следовательно, выражения (12. 28) и (12. 29) представляют собой уравнения неразрывности жидкости, записанные в дифференциальной форме. Ими в полной мере отображается неустановившийся режим течения жидкости из полости поршня в период работы сливного клапана. Однако, для того, чтобы оперировать полученными выражениями, необходимо ввести зависимости для определения скоростей перемещения части жидкости $v_п$ и $v_к$. Это можно сделать на основании волновых уравнений Н. Е. Жуковского, нашедших широкое применение при расчёте процессов подачи топлива в дизелях.

А в принципе работы ПАРСС можно отыскать некоторые стороны, общие с топливоподающими системами дизелей.

Оболочка ПАРСС в какой-то мере подобна плунжеру топливного насоса, а сливной клапан – форсунке. Если плунжер насоса сжимает и перемещает к форсунке частицы топлива, то оболочка поршня перемещает жидкость из верхней полости в рабочую полость клапана.

Но существенное различие в работе ПАРСС и топливоподающей системы состоит в том, что кинематика движения плунжера насоса задаётся профилем кулачка и только. Процессы в топливопроводе и у иглы распылителя форсунки на движение плунжера не воздействуют.

Оболочка поршня, напротив, имеет упругий привод. На характер её перемещения влияют многие факторы: кинематика и динамика процесса горения, особенности течения жидкости через клапанную щель, которые определяются массами оболочки и иглы, размерами полостей поршня, режимом нагрузки двигателя, частотой его вращения и другими факторами.

Продолжительность течения жидкости через щель в клапане составляет примерно $25 \cdot 10^{-4} \ldots 5 \cdot 10^{-3}$ с, при этом скорость изменения давления рабочего тела в цилиндре двигателя достигает $30 \cdot 10^{2} \ldots 60 \cdot 10^{2}$ МПа/с. И в этом также есть много общего между процессами в топливоподающей системе и в ПАРСС.

Приведенные данные позволяют рассматривать процесс течения жидкости через клапанную щель в ПАРСС как кратковременный импульс, как гидравлический удар. Стало быть, тот аппарат, который был предложен Н. Е. Жуковским для математического описания гидравлического удара может быть применён и для решения рассматриваемой задачи. Так и нужно делать, когда расстояние (длина канала) между верхней гидравлической полостью и рабочей полостью сливного клапана значительно. В случае, когда длина канала мала, и поперечное сечение его остаётся неизменным, можно положить $v_{\text{п}} = v_{\text{к}}$ и $p_{\text{в.к.}} = p_{\text{в}}$. Тогда (12. 29) перепишется в виде

$$v_{\text{п}} f_{\text{п.к}} - \mu \cdot f_{\text{кл.щ}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}} - p_0)} - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt} = \beta (V_{\text{кл}} + f_{\text{кл.с}} y) \frac{dp_{\text{в.к}}}{dt}.$$

Так как объём, освобождаемый иглой сливного клапана при её перемещении, мал по сравнению с объёмом выталкиваемой из верхней гидравлической полости жидкости, то правая часть записанного выражения может быть приравнена к нулю. Из этого следует, что

$$v_{\text{п}} f_{\text{п.к}} = \mu \cdot f_{\text{кл.щ}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}} - p_0)} - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt},$$

и уравнение (12. 28) перепишется в виде:

$$F_{\text{п}} \frac{dx_{\text{п}}}{dt} - \mu \cdot f_{\text{кл.щ}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}} - p_0)} - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt} = \beta (V_{\text{п}} - x_{\text{п}} F_{\text{п}}) \cdot \frac{dp_{\text{в}}}{dt}. \quad (12.30)$$

Полученным выражением отображаются особенности течения жидкости через сливной клапан поршня. Из него для производной от давления в верхней гидравлической полости по времени следует:

$$\frac{dp_{\text{в}}}{dt} = \frac{1}{\beta (V_{\text{п}} - x_{\text{п}} F_{\text{п}})} \left[ F_{\text{п}} \frac{dx_{\text{п}}}{dt} - \mu \cdot f_{\text{кл.щ}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}} - p_0)} - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt} \right]. \quad (12.31)$$

### 12. 5. 2. Модель течения жидкости через жиклёр нижней гидравлической полости

Как уже отмечалось ранее, оболочка поршня в период насосных ходов совершает восходящее движение, обеспечивающее повышение $\varepsilon$ благодаря действию на неё инерционных сил и истечению жидкости (масла) из нижней полости.

Процесс истечения жидкости при том условии, что сохраняется её сплошность, в самом общем виде отображается уравнением неразрывности

$$F_{\text{к.п}}\frac{dx_{\text{п}}}{dt}-\mu\cdot f_{\text{ж}}\sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{н}}-p_0)}-\frac{dp_{\text{н}}}{dt}\beta(V_{\text{н.п}}-F_{\text{к.п}}x_{\text{п}})=0. \quad (12.\ 32)$$

В записанном уравнении второй член в левой части означает текущий секундный расход жидкости через жиклёр полости. Однако, только этого уравнения оказывается недостаточно для расчёта режима течения. Недостаточно потому, что уравнение содержит неизвестный параметр $x_{\text{п}}$ и его производную. Следовательно, необходимы дополнительные уравнения. Одним из них является уравнение динамического равновесия оболочки, которое по аналогии с (12. 6) может быть записано следующим образом:

$$-m_{\text{об}}\frac{du}{dt}=\sigma R_{\text{тр.н}}+R_{\text{тр.вн}}+\sigma R_{к}+P_{j\text{об}}+\sigma_6 P_{j\text{м.в}}+\sigma_7 P_{j\text{м.н}}+$$
$$+\sigma_4 p_{\text{г}}F+\sigma_5 p_{\text{к}}F-p_{\text{г}}F_{\text{п}}-p_0F_{\text{к}}+p_{\text{н}}F_{\text{к.п}}\ . \quad (12.\ 33)$$

В этой записи $-m_{\text{об}}\dfrac{du}{dt}$ – даламберова сила;

$\sigma_4,\sigma_5,\sigma_6,\sigma_7$ – ступенчатые функции;

$$\left.\begin{matrix}\sigma=1\\ \sigma_4=1\\ \sigma_5=0\end{matrix}\right\}\text{ при } -180^0\le\alpha\le 0^0;\quad \left.\begin{matrix}\sigma=-1\\ \sigma_4=0\\ \sigma_5=1\end{matrix}\right\}\text{ при } 180^0\ge\alpha\ge 0^0;$$

$$\left.\begin{matrix}\sigma_6=1\\ \sigma_7=0\end{matrix}\right\},\text{ если } P_{j\text{м.в}} \text{ и } P_{j\text{м.н}} \text{ отрицательны;}$$

$$\left.\begin{matrix}\sigma_6=0\\ \sigma_7=1\end{matrix}\right\},\text{ если } P_{j\text{м.в}} \text{ и } P_{j\text{м.н}} \text{ положительны.}$$

В (12. 33) шестой и девятый члены в правой части отображают действующие на оболочку силы, обусловленные инерцией и давлением масла в нижней и верхней полостях соответственно. А седьмой и восьмой – силы, обусловленные давлением рабочего тела в КС.

В связи с тем, что в период насосных ходов сливной клапан поршня не работает, нет надобности анализировать действующие на него силы.

Для упрощения положим, что в период насосных ходов давление жидкости в верхней гидравлической полости поршня остаётся неизменным и равно давлению $p_м$ в главной масляной магистрали двигателя. Тогда на основании (12. 32) и (12. 33) модель течения жидкости из нижней гидравлической полости может быть отображена системой дифференциальных уравнений

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{dp_н}{dt} = \frac{F_{к.п}\dfrac{dx_п}{dt} - \mu \cdot f_ж \sqrt{\dfrac{2}{\gamma}(p_н - p_0)}}{\beta(V_{н.п} - x_п F_{к.п})}, && (12.34)\\
&\frac{du}{dt} = -\frac{1}{m_{об}}[\sigma R_{тр.н} + R_{тр.вн} + \sigma R_к + P_{jоб} + \sigma_6 P_{jм.в} + \\
&\qquad + \sigma_7 P_{jм.н} + \sigma_4 p_г F + \sigma_5 p_к F - p_м F_п - p_0 F_к + p_н F_{к.п}], && (12.35)\\
&\frac{dx_п}{dt} = u.
\end{aligned}\right\}$$

Полученной системой отображается комплексное влияние различных факторов на режим истечения. Истечением жидкости определяется перемещение оболочки, но динамика движения оболочки, в свою очередь, воздействует на течение жидкости. Это влияние сказывается через силы инерции (в том числе, и через даламберову силу инерции), которые оказывают влияние на текущие значения $x_п$, а стало быть, и на величину $\varepsilon$.

## *12. 6. Определение параметров состояния жидкого и газообразного рабочих тел в течение процессов цикла*

*Общие замечания.* Рабочий цикл двигателя с ПАРСС можно определить как совокупность процессов, периодически повторяющихся в цилиндре и гидравлических полостях поршня, необходимых для преобразования химической энергии топлива в механическую работу при ограниченных нагрузках на детали кривошипно-шатунного механизма.

В цилиндре дизеля с ПАРСС протекают те же процессы, что и в двигателе с обычным, жёстким поршнем: процесс впуска свежего заряда, сжатия, сгорания, расширения и выпуска. А в гидравлических полостях поршня (в его верхней и нижней камерах) протекают процессы наполнения их рабочей жидкостью (маслом) либо опоражнивания. Наполнение и опоражнивание чередуются во времени и протекают в определенной последовательности.

Так, процесс наполнения верхней гидравлической полости ПАРСС по времени совпадает с завершением выпуска из цилиндра отработавших газов и началом впуска свежего рабочего тела. Нижняя полость поршня в этот период,

наоборот, опоражнивается. Как раз этим и обеспечивается возможность перемещения оболочки и подачи масла в верхнюю полость.

Процесс слива рабочей жидкости из верхней гидравлической полости протекает преимущественно в период рабочего хода поршня, когда идёт горение топлива. Нижняя полость в это время заполняется маслом.

Процессы в гидравлических полостях поршня оказывают влияние на протекание процессов в КС (в цилиндре). В частности, расходом жидкости из верхней полости как раз и обеспечивается понижение давления газообразного рабочего тела. В свою очередь, динамика изменения давления газа в цилиндре воздействует на режим истечения жидкости.

Таким образом, параметры жидкого и газообразного рабочих тел в двигателе ПАРСС взаимно обусловлены. И если при рассмотрении работы двигателя на установившемся режиме этим обстоятельством ещё можно пренебречь при условии, что перемещения оболочки незначительны, то при рассмотрении режимов с резким изменением нагрузки это обстоятельство становится чрезвычайно важным.

Следовательно, расчёт рабочего цикла двигателя с ПАРСС включает в себя расчёт процессов в цилиндре и камерах поршня. Методом расчёта должно учитываться комплексное их взаимодействие.

*Динамика изменения удельного объёма рабочего тела*. Его значение определяется известной зависимостью

$$\nu(\alpha) = \frac{\nu_\alpha}{\varepsilon}\psi(\alpha),$$

в которой $\nu_a$ – удельный объём рабочего тела в конце такта впуска;

$\psi(\alpha)$ – кинематическая функция изменения объема цилиндра;

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2}\cdot\left[1 + \frac{1}{\lambda} - (\cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\cdot\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\alpha})\right].$$

Таким образом,

$$\nu(\alpha) = \frac{\nu_a}{\varepsilon}\left\{1 + \frac{\varepsilon - 1}{2}\left[1 + \frac{1}{\lambda} - (\cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\cdot\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\alpha})\right]\right\}. \qquad (12.\ 36)$$

Выражение (12. 36) указывает на особенность в определении текущих значений $\nu$ в двигателе ПАРСС. В таком двигателе степень сжатия вследствие движения оболочки не остаётся постоянной в течении цикла: $\alpha = f(t)$ и $\varepsilon = f(t)$.

Учитывая это, на основании (12. 36) для $\nu$ имеем

$$\frac{d\nu}{dt} = \frac{d\nu}{d\alpha}\cdot\frac{d\alpha}{dt} = \left\{-\frac{\nu_\alpha\cdot\frac{d\varepsilon}{dt}}{\omega\varepsilon^2}\psi(\alpha) + \frac{\nu_a}{\varepsilon}\left[\frac{\sigma(\alpha)}{2\omega}\cdot\frac{d\varepsilon}{dt} + \right.\right.$$

$$+\frac{\varepsilon-1}{2}\left(\sin\alpha+\frac{\lambda\cdot\sin 2\alpha}{2\cdot\sqrt{1-\lambda^2\cdot\sin^2\alpha}}\right)\Bigg]\Bigg\}\cdot\omega, \qquad (12.\ 37)$$

где $\sigma(\alpha)$ – кинематическая функция хода поршня.

$$\sigma(\alpha)=1+\frac{1}{\lambda}-\cos\alpha-\frac{1}{\lambda}\cdot\sqrt{1-\lambda^2\cdot\sin^2\alpha}\,. \qquad (12.\ 38)$$

Таким образом, в двигателе с автоматическим регулированием $\varepsilon$ определение параметров состояния рабочего тела в цилиндре связано с необходимостью расчёта текущих значений степени сжатия.

*Динамика изменения степени сжатия*. Уравнение для $\varepsilon$ можно получить, исходя из следующего.

Как известно,

$$\varepsilon=1+\frac{V_h}{V_c^*}, \qquad (12.\ 39)$$

где $V_h$ – рабочий объём цилиндра;

$V_c^*$ – объём камеры сгорания.

В двигателе с ПАРСС $V_c^*$ изменяется из-за движения оболочки.

Если $x_п$ – перемещение оболочки, то

$$V_c^*=\frac{V_h}{\varepsilon_0-1}+x_п F, \qquad (12.\ 40)$$

где $\varepsilon_0$ – значение степени сжатия до начала перемещения оболочки.

На основании (12. 39) и (12. 40) для скорости изменения $\varepsilon$ имеем:

$$\frac{d\varepsilon}{dt}=-\frac{V_h F}{\left(\frac{V_h}{\varepsilon_0-1}+x_п F\right)^2}\cdot\frac{dx_п}{dt}. \qquad (12.\ 41)$$

Сказанное относительно текущих значений удельного объёма рабочего тела и $\varepsilon$ следует учитывать при моделировании рабочего цикла двигателя с ПАРСС.

***Динамическая модель рабочего цикла.*** Ранее отмечалось, что при расчёте процессов смены рабочего тела в цилиндре делается допущение о неизменности давления в процессах выпуска и впуска. Следовательно, параметры состояния газообразного рабочего тела в течение этих процессов оказываются заданными, а параметры рабочей жидкости в полостях поршня рассчитываются.

Остановимся на расчёте процессов, протекающих в тактах сжатия и рабочего хода, когда сгорание топлива завершено.

На протяжении большей части хода поршня в такте сжатия сливной клапан остаётся закрытым. Это позволяет для расчёта линии сжатия использовать известное уравнение политропического процесса. В дифференциальной форме оно имеет вид

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{n_1 p}{v}\frac{dv}{dt}. \qquad (12.\ 42)$$

Так как на большей части хода сжатия оболочка поршня остаётся неподвижной, выражение (12. 37) для *dv/dt* упростится и запишется в виде

$$\frac{dv}{dt} = \frac{v_a(\varepsilon - 1)}{2\varepsilon_0}\left(\sin\alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}}\right) \cdot \omega. \qquad (12.\ 43)$$

Таким образом, (12. 42) и (12.43) образуют систему, позволяющую вычислить параметры состояния рабочего тела в цилиндре, пока $-180^0 \le \alpha \le \alpha_y$, и пока условие по открытию сливного клапана не выполняется.

При интегрировании системы за начальные условия принимаются удельный объём $v_a$ и давление $p_a$ рабочего тела в конце такта впуска. Оба названных параметра рассчитываются по приводимым соотношениям:

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon_0}\left[(\varepsilon_0 - 1)\eta_v p_к \frac{T_к + \Delta T}{T_к} + p_г\right], \qquad (12.\ 44)$$

$$v_a = \frac{R}{\mu_в}\frac{T_a}{p_a},$$

в которых $T_к$ – температура наддувочного воздуха, К;

$T_a$ – температура рабочего тела в конце такта впуска К;

$R$ – универсальная газовая постоянная;

$\mu_В$ – молекулярная масса свежего заряда (воздуха).

$$T_к = T_к' - \Delta T_{хол};\ T_к' = \left(\frac{p_к}{p_0}\right)^{\frac{n_н - 1}{n_н}} T_0,$$

где $n_н$ – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре;

$\Delta T_{хол}$ – понижение температуры воздушного заряда в охладителе надувочного воздуха.

Температура свежего заряда в конце такта впуска определяется по выражению:

$$T_a = \frac{T_к + \Delta T + \gamma T_г}{1 + \gamma}.$$

Для определения текущей температуры рабочего тела в течение сжатия используется уравнение политропического процесса:

$$T = \left[\frac{\varepsilon}{\psi(\alpha)}\right]^{n_1 - 1} \cdot T_a .$$

Расчёт процесса описанным методом продолжается до тех пор, пока $\alpha$ остаётся меньшим $\alpha_y$ или до момента, соответствующего началу движения оболочки, которое оказывается возможным при открытии сливного клапана. Клапан открывается, если

$$p_{\text{в}} f_{\kappa\,\text{л}} + \left|P_{j\text{кл}}\right| \geq P_{o.\text{пр}}, \qquad (12.\ 45)$$

где $P_{0\text{пр}}$ – усилие предварительного натяга пружины сливного клапана.

Практически возможны два случая:

1. Условие (12. 45) выполняется при $\alpha < \alpha_y$,

2. Оно выполняется при $\alpha > \alpha_y$.

Рассмотрим первый случай.

При открытии клапана оболочка поршня начинает перемещаться. Таким образом, $\varepsilon$ становится функцией времени (угла ПКВ). Поэтому вместо (12. 42) в расчёт мы должны включить уравнение (12. 37). А так как в таком случае текущий удельный объём рабочего тела является также функцией $\varepsilon$, то система должна быть дополнена уравнением (12. 41).

Таким образом, с момента выполнения условия (12. 45) система уравнений для моделирования параметров рабочего тела в двигателе с ПАРСС может быть записана в виде (12. 46).

При решении приведённой системы уравнений за начальные значения параметров состояния газообразного рабочего тела принимаются их величины в момент, когда выполняется условие (12. 45). За начальное значение $\varepsilon$ принимается $\varepsilon_0$. Считается, что $u_0 = 0$, $x_{\text{п}0} = 0$, $u_{\text{кл}0} = 0$, $y_0 = 0$, а $p_{\text{во}}$ определяется из условия равновесия действующих на оболочку сил в этот момент времени.

Системой (12. 46) описываются параметры состояния рабочего тела и движения оболочки до точки $y$ (момента воспламенения) индикаторной диаграммы. С момента воспламенения топлива необходимо учитывать воздействие на систему характера (динамики) выделения теплоты. Это может быть сделано следующим образом.

В период горения за элементарный отрезок времени рабочему телу сообщается элементарное количество теплоты, пропорциональное количеству прореагировавшего в этот отрезок времени топлива. Эта теплота расходуется на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. Математически сказанное может быть отображено записью

$$q_z dx = c_v dT + p d\nu , \qquad (12.\ 47)$$

где $q_z$ – общая удельная использованная теплота сгорания;

$dx$ – бесконечно малая доля сгоревшего топлива; $c_v$ – теплоёмкость рабочего тела при постоянном объёме;

$dT$ – бесконечно малое приращение температуры рабочего тела;

$dv$ – приращение удельного объема рабочего тела за бесконечно малый отрезок времени.

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{dp}{dt} = -\frac{n_1 p}{v}\frac{dv}{dt},\\
&\frac{dv}{dt} = \left\{-\frac{v_a \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}}{\omega\varepsilon^2}\psi(\alpha) + \frac{v_a}{\varepsilon}\left[\frac{\sigma(\alpha)}{2\omega}\cdot\frac{d\varepsilon}{dt} + \right.\right.\\
&\qquad \left.\left. + \frac{\varepsilon-1}{2}\left(\sin\alpha + \frac{\lambda\cdot\sin 2\alpha}{2\cdot\sqrt{1-\lambda^2\cdot\sin^2\alpha}}\right)\right]\right\}\cdot\omega,\\
&\frac{d\varepsilon}{dt} = -\frac{V_h F}{\left(\frac{V_h}{\varepsilon_0 - 1} + x_{\text{п}} F\right)^2}\cdot\frac{dx_{\text{п}}}{dt},\\
&\frac{dp_{\text{в}}}{dt} = \frac{1}{\beta(V_{\text{п}} - x_{\text{п}} F_{\text{п}})}\left[F_{\text{п}}\frac{dx_{\text{п}}}{dt} - \mu\cdot f_{\text{кл.щ}}\sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}} - p_0)} - f_{\text{кл.с}}\frac{dy}{dt}\right],\\
&\frac{du}{dt} = -\frac{1}{m_{\text{об}}}\left[P_{j\text{об}} + pF + \sigma R_{\text{тр.н}} - R_{\text{тр.вн}} + \sigma R_{\text{к}} - \right.\\
&\qquad \left. - p_{\text{в}} F_{\text{п}} + p_{\text{м}} F_{\text{к.п}} - p_0 F_{\text{к}} + P_{j\text{м.в}}\right],\\
&\frac{du_{\text{кл}}}{dt} = -\frac{1}{m_{\text{кл}}}\left[P_{\text{о.пр}} + P_{j\text{кл}} + yC' - p_{\text{в}} f_{\text{кл}} - 0{,}45(p_{\text{в}} - p_0) f_{\text{кл.доп}}\right],\\
&\frac{dx_{\text{п}}}{dt} = u,\\
&\frac{dy}{dt} = u_{\text{кл}}.
\end{aligned}\right\} \quad (12.46)$$

Воспользуемся известными из термодинамики соотношениями

$$\frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} = \frac{dT}{T},$$

$$pv = R_{\text{г}} T,$$

$$R_{\text{г}} = c_p - c_v.$$

Тогда (12. 47) может быть записано в виде

$$\frac{dp}{dv}+\frac{k}{v}p=\frac{(k-1)q_z}{v}\frac{dx}{dv}; \qquad (12.\ 48)$$

в котором $k = C_p / C_v$ – отношение теплоёмкостей.

Нас интересует уравнение для определения давлений рабочего тела в период горения. То есть, необходимо знать уравнение, которое определяло бы давление как функцию времени. Такое уравнение можно получить на основании (12. 48).

Пусть $t$ – текущее время, а $\alpha$ – соответствующий ему угол поворота коленчатого вала. Напомним, что между $\alpha$ и $t$ существует связь: $\alpha = 6nt$ .

Для скорости изменения удельного объёма рабочего тела имеем

$$\frac{dv}{dt}=\frac{dv}{d\alpha}\omega,$$

где $\omega$ – угловая скорость.

Отсюда

$$dv=\frac{dv}{d\alpha}\omega\cdot dt\,.$$

После соответствующей подстановки выражения для $dv$ в уравнение (12. 48) и умножения обеих его частей на $\omega dv/d\alpha$ получим уравнение, которое можно решить относительно скорости изменения давления в период горения. Получим

$$\frac{dp}{dt}=\frac{(k-1)q_z}{v}\frac{dx}{dt}-\frac{k\dfrac{dv}{dt}}{v}p, \qquad (12.\ 49)$$

где $dx/dt$ – скорость изменения доли сгоревшего топлива во времени.

В соответствии с (7. 14)

$$\frac{dx}{dt}=\frac{6{,}908(m+1)}{t_z}\left(\frac{t_г}{t_z}\right)^m e^{-6{,}908\left(\frac{t_г}{t_z}\right)^{m+1}}, \qquad (12.\ 50)$$

где $t_г$ – время, отсчитываемое от начала горения.

Выражение (12. 49) является, по существу, уравнением динамики сгорания, записанным в дифференциальной форме. Использование его позволяет комплексную взаимосвязь процессов, протекающих в двигателе с автоматическим регулированием $\varepsilon$, описать системой уравнений, которая обозначена как (12. 55).

$$\frac{dp}{dt}=\left[\frac{(k-1)q_z}{v}\frac{dx}{dt}-\frac{k\frac{dv}{dt}}{v}p\right]\sigma_1+\left[-\frac{n_1 p}{v}\frac{dv}{dt}\right]\sigma_2, \qquad (12.51)$$

$$\frac{dv}{dt}=\left\{-\frac{v_a\cdot\frac{d\varepsilon}{dt}}{\omega\varepsilon^2}\psi(\alpha)+\frac{v_\alpha}{\varepsilon}\left[\frac{\sigma(\alpha)}{2\omega}\cdot\frac{d\varepsilon}{dt}+\right.\right.$$

$$\left.\left.+\frac{\varepsilon-1}{2}\left(\sin\alpha+\frac{\lambda\cdot\sin 2\alpha}{2\cdot\sqrt{1-\lambda^2\cdot\sin^2\alpha}}\right)\right]\right\}\omega\sigma_3, \qquad (12.52)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt}=-\frac{V_h F}{\left(\frac{V_h}{\varepsilon_0-1}+x_{\text{п}}F\right)^2}\cdot\frac{dx_{\text{п}}}{dt}, \qquad (12.41)$$

$$\frac{dx}{dt}=\frac{6{,}908(m+1)}{t_z}\left(\frac{t_{\text{г}}}{t_z}\right)^m\exp\left[-6{,}908\left(\frac{t_{\text{г}}}{t_z}\right)^{m+1}\right], \qquad (12.50)$$

$$\frac{dp_{\text{в}}}{dt}=\frac{1}{\beta(V_{\text{п}}-x_{\text{п}}F_{\text{п}})}\left[F_{\text{п}}\frac{dx_{\text{п}}}{dt}-\mu\cdot f_{\text{кл.щ}}\sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}}-p_0)}-\right.$$

$$\left.-f_{\text{кл.с}}\frac{dy}{dt}\right], \qquad (12.31)$$

$$\frac{du}{dt}=-\frac{1}{m_{\text{об}}}\left[P_{j\text{об}}+pF+\sigma R_{\text{тр.н}}-R_{\text{тр.вн}}+\sigma R_{\text{к}}-\right.$$

$$\left.-p_{\text{в}}F_{\text{п}}+p_{\text{м}}F_{\text{к.п}}-p_0F_{\text{к}}+P_{j\text{м.в}}\right], \qquad (12.53)$$

$$\frac{du_{\text{кл}}}{dt}=-\frac{1}{m_{\text{кл}}}\left[\,P_{\text{о.пр}}+P_{j\text{кл}}+yC'-p_{\text{в}}f_{\text{кл}}-\right.$$

$$\left.-0{,}45(p_{\text{в}}-p_o)f_{\text{кл.доп}}\,\right], \qquad (12.54)$$

$$\frac{dx_{\text{п}}}{dt}=u,$$

$$\frac{dy}{dt}=u_{\text{кл}}$$

(12.55)

В системе (12. 55) $\sigma$, $\sigma_1$, $\sigma_2$ и $\sigma_3$ – ступенчатые функции. Они введены для сокращения записи и обеспечения компактности математической модели. Так что в том виде, в котором записана система дифференциальных уравнений, она пригодна для расчёта параметров процессов в течение всего периода работы клапана (вне зависимости от того, начался, идёт или закончился процесс горения).

$$\left.\begin{aligned}\sigma_1 &= 0\\ \sigma_2 &= 1\end{aligned}\right\}, \text{ если игла клапана отрывается от седла при } \alpha \le \alpha_y .$$

Наоборот,

$$\left.\begin{aligned}\sigma_1 &= 1\\ \sigma_2 &= 0\end{aligned}\right\}, \text{ если игла отрывается от седла при } \alpha \ge \alpha_y \text{, то есть, в процессе сгорания.}$$

$$\left.\begin{aligned}\sigma &= -1\\ \sigma_3 &= 1\end{aligned}\right\} \text{ при } 0^0 \le \alpha \le 180^0;$$

$$\left.\begin{aligned}\sigma &= 1\\ \sigma_3 &= -1\end{aligned}\right\} \text{ при } -180^0 \le \alpha \le 0^0.$$

Первый член в правой части уравнения (12. 51) представляет собой уравнение динамики сгорания, а вторым отображается динамика изменения давления в случае политропического сжатия рабочего тела.

Уравнения (12. 53) и (12. 54) являются уравнениями динамического равновесия оболочки поршня и клапана соответственно, которые в данном случае переписаны относительно $du/dt$ и $du_{кл}/dt$.

Таким образом, совокупность процессов, протекающих в двигателе с автоматическим регулированием $\varepsilon$, описывается системой неоднородных дифференциальных уравнений первого порядка. Система существенно нелинейна: она содержит нелинейности типа «корень квадратный», ступенчатые функции и другие функциональные нелинейности. Все они объясняются физической сущностью процессов. Например, перемещение иглы клапана ограничено: $0 \le y \le y_{макс}$. Вообще говоря, ограниченно и перемещение оболочки поршня: оно определяется пределами регулирования степени сжатия ($\varepsilon_{мин} \le \varepsilon \le \varepsilon_{макс}$). И с этим необходимо считаться в случаях, когда рассматривается режим сброса или набора нагрузки.

В связи с существенными нелинейностями рассматриваемая система в конечном виде проинтегрирована быть не может. Во всяком случае, интегрирование её в том виде, в котором она записана, представляет значительные трудности. Поэтому для её решения используются численные методы.

Рассмотрим случай работы, когда условие (12. 45) не выполняется для $-180^0 \leq \alpha \leq \alpha_y$. Тогда, начиная с $\alpha = \alpha_y$ интегрируется система

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{dp}{dt} = \frac{(k-1)q_z}{v} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{k\dfrac{dv}{dt}}{v}, \\
&\frac{dv}{dt} = \left[\frac{v_\alpha(\varepsilon-1)}{2\varepsilon}\left(\sin\alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}}\right)\right] \cdot \omega\sigma_3, \\
&\frac{dx}{dt} = \frac{6{,}908(m+1)}{t_z}\left(\frac{t_\text{г}}{t_z}\right)^m e^{-6{,}908\left(\frac{t_\text{г}}{t_z}\right)^{m+1}}
\end{aligned}\right\}. \qquad (12.\ 56)$$

Она также решается численным методом. При решении её за начальные условия принимаются значения параметров в точке $y$ индикаторной диаграммы, то есть, $p_0 = p_y$; $v_0 = v_y$; $x_0 = 0$; $t_\text{г} = 0$.

Решение (12. 56) ведётся до выполнения условия (12. 45), после чего правомерной становится система (12. 55). Начальными условиями для неё являются численные значения $p$, $v$ и $x$, определенные по (12. 56); за $p_\text{во}$ принимается его величина, определённая по условию равновесия оболочки в момент, соответствующий выполнению (12. 45). Начальное значение $\varepsilon$ принимается равным $\varepsilon_0$, а $u_0$, $x_{\text{п}0}$, $u_{\text{кл}0}$ и $y_0$ принимаются равными нулю.

Текущие значения отношения теплоёмкостей $k$ определяются по уравнениям, приведенным в разделе 7.

С момента закрытия сливного клапана, что определяется неравенством

$$p_\text{в} f_\text{кл} - P_{j\text{кл}} + 0{,}45(p_\text{в} - p_0) f_\text{кл.доп} \leq P_\text{о.пр} \qquad (12.\ 57)$$

степень сжатия не меняется, ибо с этого момента $u = 0$, $u_\text{кл} = 0$ и $d\varepsilon/dt = 0$. Оболочка не перемещается. Соответствующие величины параметров при выполнении (12. 57) принимаются за начальные. А характер протекания $p, v$ и $x$, устанавливается по (12. 56), которая становится правомерной до $\alpha = \alpha_z$.

С точки $z$ начинается процесс «чистого» расширения. При «чистом» расширении характер протекания параметров определяется системой уравнений

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{dp}{dt} = -\frac{n_2 p}{v}\frac{dv}{dt}, \\
&\frac{dv}{dt} = -\frac{v_\alpha(\varepsilon-1)}{2\varepsilon}\left(\sin\alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}}\right) \cdot \omega
\end{aligned}\right\}, \qquad (12.\ 58)$$

где $\alpha_z \leq \alpha \leq 180^0$.

При решении (12. 58) за начальные значения параметров принимаются их величины в точке $z$ индикаторной диаграммы.

Так рассчитывается рабочий цикл дизеля с автоматическим регулированием степени сжатия.

Изложенное позволяет заключить, что динамическая модель рабочего цикла дизеля с ПАРСС представлена системой обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка, полученных на основании положений теории двигателей, термодинамики, гидродинамики и механики. Ею описываются динамика движения оболочки поршня в период насосных ходов, в тактах сжатия и расширения. Она включает уравнения динамического равновесия оболочки и иглы сливного клапана; уравнения динамики сгорания и неразрывности жидкости; уравнения для степени сжатия и удельного объёма рабочего тела.

При расчёте рабочего цикла описанным способом граничными условиями являются конструктивные параметра поршня. В частности, эти условия заключаются в следующем: $0 \le y \le y_{\text{макс}}$, а $\varepsilon_{\text{мин}} \le \varepsilon \le \varepsilon_{\text{макс}}$. Ограничения $y_{\text{макс}}$, $\varepsilon_{\text{мин}}$ и $\varepsilon_{\text{макс}}$ задаются в исходных данных.

К исходным данным относятся следующие:

1. Частота вращения коленчатого вала, об/мин . . . . . $n$
2. Радиус кривошипа . . . . . $r$
3. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. . . . . $\lambda$
4. Масса оболочки. . . . . $m_{\text{об}}$
5. Масса масла в верхней полости поршня (начальное значение) . . . . . $m_{\text{м.в}}$
6. Масса масла в нижней полости поршня (начальное значение) . . . . . $m_{\text{м.в}}$
7. Масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение (включается и масса шатуна) . . . . . $m_{\text{п}}$
8. Давление остаточных газов . . . . . $p_r$
9. Давление наддува . . . . . $p_{\text{к}}$
10. Диаметр цилиндра . . . . . $D$
11. Коэффициент трения поршневых колец о стенки цилиндра . . . . . $k_0$
12. Число поршневых колец. . . . . $i$
13. Высота поршневого кольца. . . . . $h$
14. Давление поршневого кольца на стенку, создаваемое силами упругости . $p_{\text{р}}$
15. Коэффициент трения оболочки о стержень поршня . . . . . $\kappa_1$
16. Коэффициент трения оболочки о стенку цилиндра . . . . . $\kappa_2$
17. Давление в главной масляной магистрали двигателя . . . . . $p_{\text{м}}$
18. Диаметр рабочей поверхности верхней гидравлической полости . . . . . $D_1$
19. Диаметр нижней гидравлической полости поршня (меньший из двух – см. рис. 12. 13) . . . . . $D_2$
20. Коэффициент расхода жидкости . . . . . $\mu$
21. Площадь сечения жиклёра нижней полости . . . . . $f_{\text{ж}}$

22. Плотность жидкости (масла) . . . . . $\gamma$
23. Площадь рабочей поверхности нижней полости поршня . . . . . $F_{к.п}$
24. Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре . . . . . $n_н$
25. Температура окружающей среды, $^0K$ . . . . . $T_0$
26. Степень охлаждения воздушного заряда в охладителе, град . . . . . $\Delta T_{хол}$
27. Коэффициент наполнения . . . . . $\eta_v$
28. Степень подогрева воздушного заряда при впуске, град . . . . . $\Delta T$
29. Исходное значение степени сжатия . . . . . $\varepsilon_0$
30. Давление окружающей среды . . . . . $p_0$
31. Температура остаточных газов, $^0K$ . . . . . $T_r$
32. Элементарный химический состав топлива:
Массовая доля углерода . . . . . $C$
водорода . . . . . $H$
кислорода . . . . . $O$
серы . . . . . $S$
33. Показатель политропы сжатия рабочего тела . . . . . $n_1$
34. Угол опережения воспламенения, град . . . . . $\theta$
35. Показатель характера сгорания . . . . . $m$
36. Продолжительность сгорания, град. ПКВ . . . . . $\varphi_z$
37. Коэффициент избытка воздуха . . . . . $\alpha$
38. Коэффициент эффективности сгорания . . . . . $\xi$
39. Теплотворность топлива (низшая) . . . . . $H_u$
40. Приведенная масса иглы сливного клапана . . . . . $m_{кл}$
41. Площадь рабочей поверхности иглы сливного клапана . . . . . $f_{кл}$
42. Предварительный натяг пружины клапана . . . . . $P_{o.пр}$
43. Площадь дополнительной рабочей поверхности иглы сливного клапана . . . . . $f_{кл.доп}$
44. Жёсткость пружины клапана . . . . . $C$
45. Диаметр отвода . . . . . $d_o$
46. Угол конуса при вершине иглы сливного клапана, град . . . . . $\alpha$
47. Максимальный подъём иглы клапана . . . . . $y_{макс}$
48. Ход поршня . . . . . $S$
49. Максимальное значение степени сжатия . . . . . $\varepsilon_{макс}$
50. Минимальное значение степени сжатия . . . . . $\varepsilon_{мин}$
51. Показатель политропы расширения . . . . . $n_2$
52. Коэффициент сжимаемости жидкости . . . . . $\beta$

Приведённая динамическая модель рабочего цикла дизеля с ПАРСС пригодна для расчёта установившихся и переходных режимов работы. При ис-

следовании переходного процесса (например, в условиях резкого наброса нагрузки) некоторые из исходных данных должны вводиться в виде таблиц или в виде функциональных зависимостей. К таким параметрам относятся, прежде всего, $\alpha$, $T_r$, $\Theta$, $\varphi_z$, $\zeta$.

В случае расчёта процессов сброса или наброса нагрузки на двигатель целесообразно коэффициент избытка воздуха задавать табличным способом. Для определения $T_r$ ($T_r \approx T_г$) и $\varphi_z$ могут быть использованы статистические зависимости, устанавливающие их связь с коэффициентом избытка воздуха.

Примеры расчётов параметров рабочего цикла дизеля с ПАРСС по приведённой математической модели представлены в следующем разделе.

Необходимо отметить, что уравнения, составляющие динамическую модель рабочего цикла дизеля с регулируемой $\varepsilon$, записаны применительно к конструктивной схеме двигателя с ПАРСС, имеющего «длинную» оболочку (оболочка охватывает стержень поршня). В случае рассмотрения какой-либо другой конструктивной схемы регулирования может возникнуть необходимость изменения отдельных составляющих модели. Однако, в целом сущность рассмотренного метода от этого не изменится, так как метод базируется на основных законах механики, термо- и гидродинамики.

Изложенный метод описания параметров цикла обладает свойством общности: из него, например, легко выводится модель рабочего цикла для двигателя с обычным, жёстким, поршнем. Так, для описания процесса сжатия двигателя с жёстким поршнем имеем систему

$$\left.\begin{aligned} &\frac{dp}{dt} = -\frac{n_1 p}{v}\frac{dv}{dt}, \\ &\frac{dv}{dt} = -\frac{v_c(\varepsilon-1)}{2}\left(\sin\alpha + \frac{\lambda\cdot\sin 2\alpha}{2\cdot\sqrt{1-\lambda^2\cdot\sin^2\alpha}}\right)\cdot\omega \end{aligned}\right\}. \qquad (12.\ 59)$$

Для описания процесса сгорания

$$\left.\begin{aligned} &\frac{dp}{dt} = \frac{(k-1)q_z}{v}\cdot\frac{dx}{dt} - \frac{k\dfrac{dv}{dt}}{v}p, \\ &\frac{dv}{dt} = -\frac{v_c(\varepsilon-1)}{2}\left(\sin\alpha + \frac{\lambda\cdot\sin 2\alpha}{2\cdot\sqrt{1-\lambda^2\cdot\sin^2\alpha}}\right)\cdot\omega \\ &\frac{dx}{dt} = \frac{6{,}908(m+1)}{t_z}\left(\frac{t_г}{t_z}\right)^m \exp\left[-6{,}908\left(\frac{t_г}{t_z}\right)^{m+1}\right] \end{aligned}\right\}. \qquad (12.\ 60)$$

Для расширения

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{dp}{dt} = -\frac{n_2 p}{v}\frac{dv}{dt}, \\
&\frac{dv}{dt} = -\frac{v_c(\varepsilon - 1)}{2}\left(\sin\alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}}\right) \cdot \omega
\end{aligned}\right\}. \qquad (12.61)$$

Системы (12. 59), (12. 60), (12. 61) с помощью введения ступенчатых функций могут быть обобщенны в систему двух дифференциальных неоднородных уравнений первого порядка. Таким образом, при условии допущения об изохорности процессов смены рабочего тела может быть получена очень компактная математическая модель индикаторной диаграммы рабочего цикла.

## *12. 7. Характеристики двигателей с ПАРСС*

*Общие замечания.* В предыдущем разделе было показано, что рабочий цикл дизеля с автоматическим регулированием степени сжатия описывается нелинейной системой обыкновенных дифференциальных уравнений, которая одинаково справедлива для условий работы с установившейся и переменной нагрузкой.

В дальнейшем под установившимся (стационарным, устойчивым) режимом работы понимается режим, при котором все переменные величины (например, температура жидкого рабочего тела, частота вращения коленчатого вала, давление в масляной магистрали, а также давление газообразного и жидких рабочих тел, температура газообразного рабочего тела, скорость истечения жидкости из рабочих камер поршня и т. д.), его определяющие, не меняются во времени или остаются вполне определенными периодическими функциями времени. Если параметры, характеризующие режим работы двигателя, не остаются постоянными во времени и (или) не являются периодическими функциями времени, то состояние системы не является установившимся. Такой режим работы в последующем называется нестационарным (неустановившимся, переходным).

Приведённое определение подразумевалось и ранее, когда употреблялись следующие термины: «установившийся», «неустановившийся» или «переходный» режим работы.

Рабочий цикл двигателя с ПАРСС при его работе на установившемся режиме с высокой степенью приближения можно рассматривать как рабочий цикл двигателя с обычным (жёстким) поршнем. Конечно, это справедливо лишь в том случае, когда перемещения оболочки относительно стержня поршня остаются малыми (амплитуда колебаний составляет примерно 0,1…0,15 мм). При

работе на установившемся режиме амплитуда колебаний должна оставаться незначительной с точки зрения обеспечения надлежащих качеств по износостойкости, надёжности и долговечности. Но эта амплитуда должна, всё же, быть достаточной для того, чтобы благодаря прокачиванию масла через полости поршня обеспечивать соответствующий теплоотвод от его поверхностей и поддерживать температуру деталей на допустимом уровне.

В таком случае расчёт рабочего цикла двигателя с ПАРСС представляет интерес лишь с точки зрения определения оптимальных величин его конструктивных и регулировочных параметров. Таких параметров, которые обеспечивали бы малые колебания оболочки поршня. В этом и состоит ценность изложенного метода расчёта.

Другое достоинство метода заключается в том, что он позволяет определять на стадии проектирования двигателя все интересующие исследователей параметры в период переходных режимов.

С этой точки зрения особый интерес представляет случай резкого (в частности, мгновенного) наброса нагрузки на двигатель. В таких условиях максимальные давление и температура газообразного рабочего тела резко возрастают. Предлагаемый метод и позволяет установить величину «всплеска» давления и температуры, а также характер их изменения в переходном процессе. Он же дает возможность рассчитать продолжительность переходного процесса, что представляет несомненный интерес и с практической точки зрения.

Поскольку оказывается возможным выявить параметры и продолжительность переходного процесса, то становится реальной возможность оценки степени эффективности тех или иных мероприятий, направленных на улучшение показателей системы автоматического регулирования степени сжатия.

Не менее важно знать протекание основных параметров системы регулирования в переходном процессе при сбросе нагрузки.

Настоящий раздел посвящён анализу особенностей рабочего цикла дизеля с ПАРСС при работе на установившихся и переходных режимах.

### 12. 7. 1. Нагрузочная характеристика

Нагрузочной характеристикой отображается характер изменения параметров двигателя при работе его с различными нагрузками. Но каждая из нагрузок соответствует условиям испытаний при установившемся режиме работы.

На рис. 12. 20 приведена нагрузочная характеристика дизеля 1ЧВН15/16 с ПАРСС при частоте вращения 1250 об/мин. Поршень обеспечивал возможность регулированием $\varepsilon$ в пределах от 10 до 16.

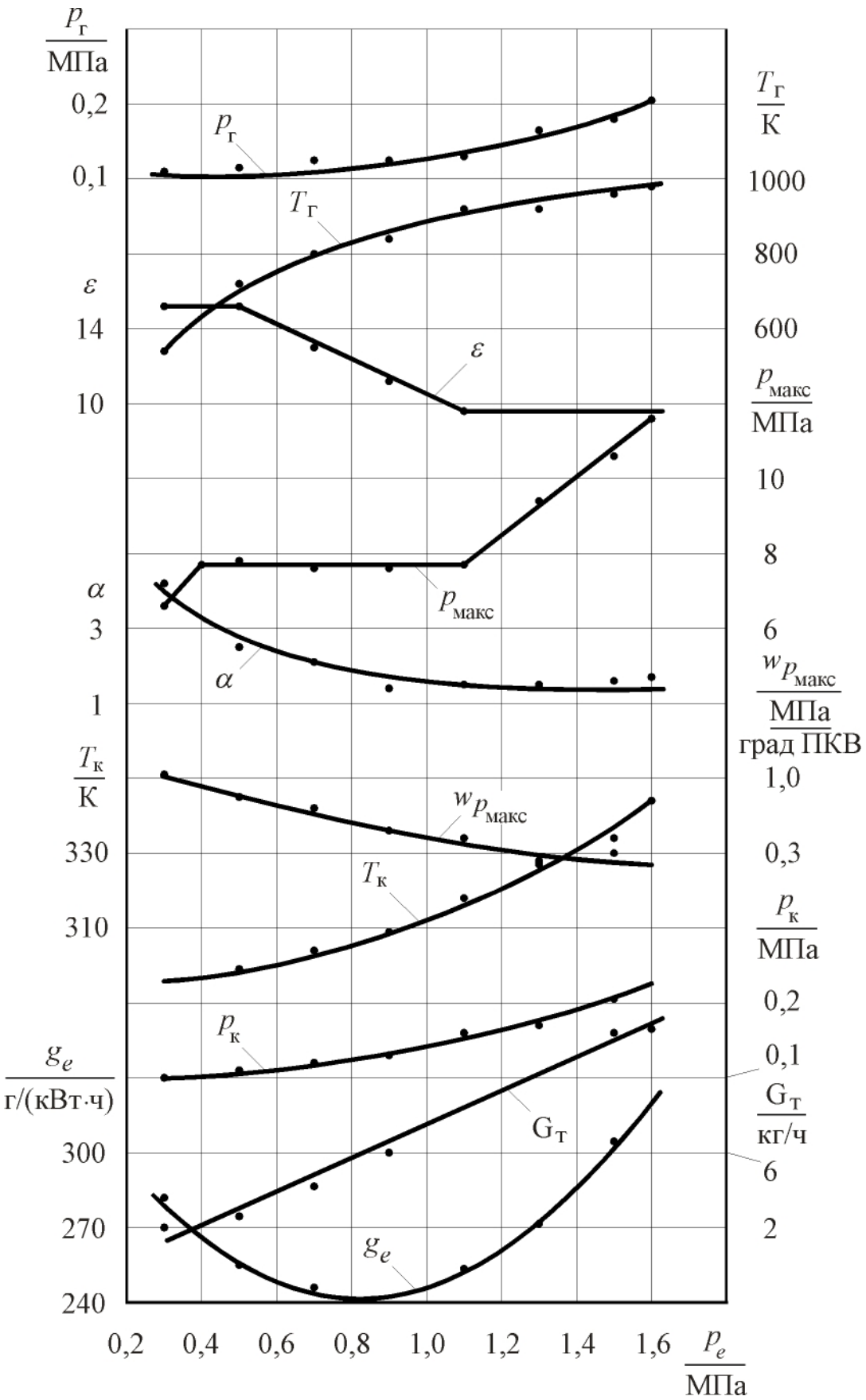



Рис. 12. 20. Изменение показателей дизеля с ПАРСС при работе по нагрузочной характеристике ($n$ = 1250 об/мин; $\varepsilon_{мин}$ = 10; $\varepsilon_{макс}$ = 16)

Анализ характеристики позволяет отметить, что пока нагрузка остается небольшой (до $p_e \approx 0{,}4$ МПа), двигатель работает с максимальным значением $\varepsilon$. Однако, по мере роста нагрузки (от $p_e \approx 0{,}2$ МПа до $p_e \approx 0{,}4$ МПа) растёт $p_{макс}$ от $\approx 6{,}5$ МПа до $\approx 8{,}0$ МПа. Рост максимального давления рабочего тела объясняется как раз неизменностью $\varepsilon$ и повышением нагрузки. Степень сжатия остается неизменной по той причине, что величина давления рабочего тела в цилиндре ещё не достигает уровня, достаточного для включения в работу сливного клапана.

В интервале повышения нагрузки от $p_e \approx 0{,}4$ МПа до $p_e \approx 1{,}1$ МПа $p_{макс}$ остаётся неизменным и равным $\approx 8{,}0$ МПа. Это обеспечивается тем обстоятельством, что благодаря работе сливного клапана происходит снижение $\varepsilon$ от 16 до 10.

При дальнейшем повышении нагрузки (от значения $p_e \approx 1{,}1$ МПа до $p_e \approx 1{,}6$ МПа) максимальное давление рабочего тела растёт, так как $\varepsilon$ остаётся неизменной (исчерпаны возможности по её уменьшению, хотя сливной клапан поршня срабатывает в каждом цикле). На режиме $p_e \approx 1{,}6$ МПа $p_{макс}$ достигает значения $\approx 11{,}5$ МПа.

На рисунке приведен характер изменения и других параметров рабочего цикла: $\alpha$, $w_{pмакс}$, $g_e$, $p_к$, $p_г$, $T_г$, $T_к$, $G_т$.

Приведённую нагрузочную характеристику дизеля с ПАРСС в целях анализа интересно сопоставить с нагрузочной характеристикой этого же дизеля, но снабжённого обычным, жёстким поршнем (рис. 12. 21). Здесь необходимо отметить, что двигатели были укомплектованы топливными насосами с различными диаметрами плунжерных пар. На дизеле с ПАРСС использовался насос с диаметром плунжера, равным 13 мм, а при испытании дизеля с жёстким поршнем применялась пара с диаметром плунжера 10 мм. Так что условия смесеобразования по этой и по некоторым другим причинам были различны. Кроме того, дизель с жёстким поршнем имел степень сжатия, равную 13,6.

Сравнение характеристик позволяет отметить, что в двигателе с жёстким поршнем $p_{макс}$ повышается на всём интервале роста нагрузки и при $p_e \approx 0{,}6$ МПа достигает значения равного $\approx 8{,}0$ МПа (такого же, как и в случае с ПАРСС). При дальнейшем повышении нагрузки $p_{макс}$ существенно превышает уровень значений, соответствующих аналогичным в дизеле с ПАРСС. Уровень $p_{макс} \approx 11{,}5$ МПа достигается при нагрузке равной примерно 1,06 МПа, тогда как при использовании ПАРСС это значение $p_{макс}$ достигается при $p_e \approx 1{,}6$ МПа.

Таким образом, сравнение характеристик позволяет отметить важное преимущество регулирования $\varepsilon$, заключающееся в том, что в двигателе с ПАРСС могут быть при допустимом уровне механических (и тепловых) нагрузок реализованы существенно большие мощности.

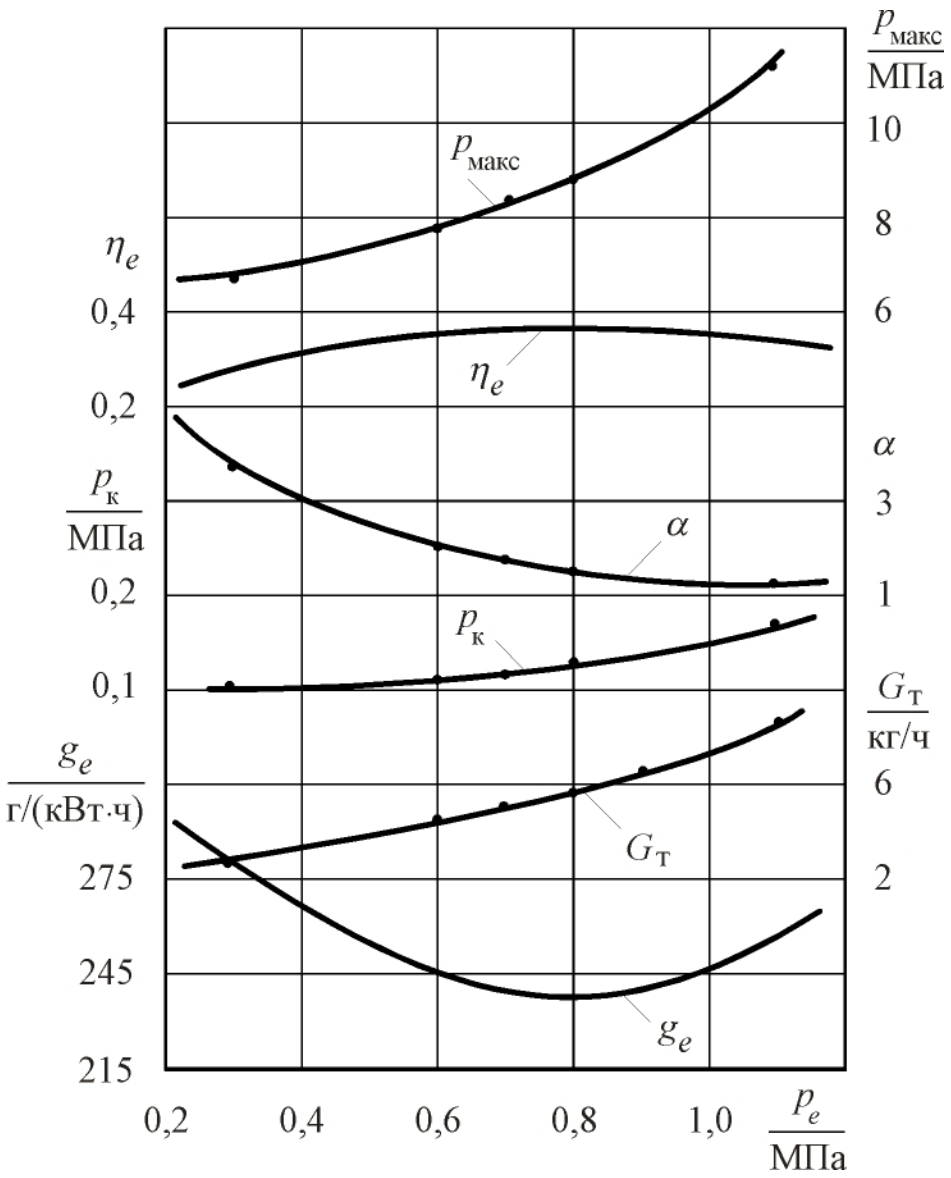



Рис. 12. 21. Изменение показателей дизеля с обычным (жёстким) поршнем при работе по нагрузочной характеристике ($n$ = 1250 об/мин; $\varepsilon$= 13,6)

Как уже отмечалось ранее, на установившемся режиме нагрузки оболочка поршня колеблется относительно стержня с небольшой амплитудой. Характер движения оболочки, а также расчётная и экспериментально полученные индикаторные диаграммы двигателя с ПАРСС при работе на режиме, характеризуемом $p_e$ ≈ 0,75 МПа, иллюстрируются рис. 12. 22. Анализ рисунка позволяет отметить, что в рассматриваемом случае амплитуда колебаний оболочки равнялась ≈ 0,22 мм (по результатам эксперимента).

Ранее указывалось, что для исследования показателей двигателя при работе на неустановившемся режиме необходимо иметь представление о характере изменения некоторых параметров в зависимости от степени загруженности двигателя.

Напомним, что к числу таких параметров относятся продолжительность сгорания, показатель характера и коэффициент эффективности сгорания, температура отработавших газов, показатели политропических процессов сжатия и расширения, степень подогрева воздушного заряда в процессе впуска, угол опережения воспламенения, а в случае газотурбинного надува – давление наддува и давление перед турбиной.

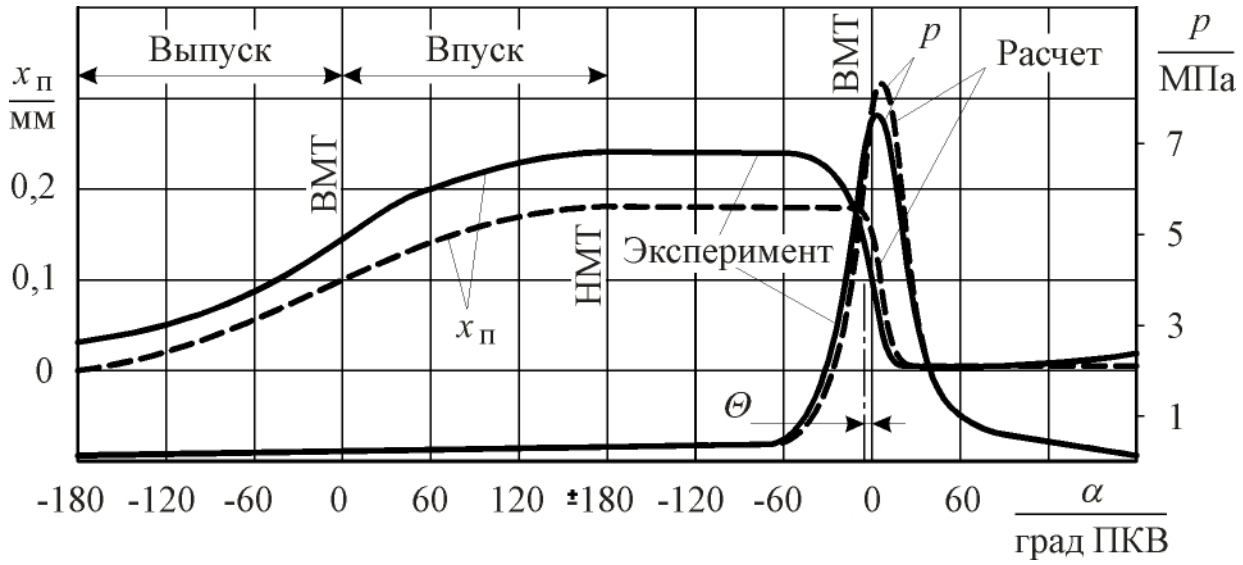



Рис. 12. 22. Характер изменения давления рабочего тела и перемещения оболочки в течение рабочего цикла в двигателе с ПАРСС
($n$ = 1250 об/мин; $p_e$ = 0,75 МПа)

### 12. 7. 2. Работа на режимах с неустановившейся нагрузкой

При рассмотрении работы двигателя с ПАРСС на переходном режиме величины названных параметров должны указываться в исходных данных либо в виде функциональных зависимостей, либо табличным способом.

Строго говоря, названные параметры в большей части являются функциями многих переменных. Например, показатель $n_1$ является функцией скоростного режима, угла опережения подачи топлива и периода задержки воспламенения, а также и величины степени сжатия. Угол опережения воспламенения определяется началом подачи топлива, скоростным режимом и степенью загруженности двигателя. Параметр $n_2$ зависит от величины $\alpha$, $\varphi_z$, $\varepsilon$ и частоты вращения двигателя. В этой связи было бы желательно иметь аналитические зависимости, учитывающие влияние многих факторов на каждый из названных параметров. Однако, получение их связано с большими практическими трудностями. Поэтому при выполнении исследований переходных режимов следует руководствоваться общими соображениями, вытекающими из анализа физической сущности процессов в двигателях, а также и теми полученными на основании экспериментальных исследований зависимостями, которые содержатся в специальной литературе по двигателям внутреннего сгорания.

Для подобных целей могут использоваться эмпирические зависимости для температуры отработавших газов, продолжительности сообщения теплоты и продолжительности сгорания, а также данные по оценке параметров при работе двигателя на различных режимах, содержащиеся, например, в работе Д. А.

Портнова [56]. В частности, по данным Д. А. Портнова можно оценивать изменение давления наддува в зависимости от изменения нагрузки (коэффициента избытка воздуха) для двигателей с механическим и газовым приводом нагнетателей. По данным этой же работы может быть произведена оценка величины давления газов перед турбиной в случае газотурбинного наддува.

Учитывая названные обстоятельства, рассмотрим характер изменения параметров в двигателе с ПАРСС на режимах работы с неустановившейся нагрузкой.

*Наброс нагрузки*. Изменение давления и температуры газообразного рабочего тела в различных циклах переходного процесса при мгновенном (ступенчатом) набросе нагрузки иллюстрируется рис. 12. 23 и 12. 24. Результаты относятся к случаю, когда нагрузка на двигатель резко (ступенькой) возрастает. Коэффициент избытка воздуха в приводимом примере изменился с $\alpha = 6$ до $\alpha = 1{,}5$. Давление наддува меняется от $p_к \approx 1{,}05$ до 2,0.

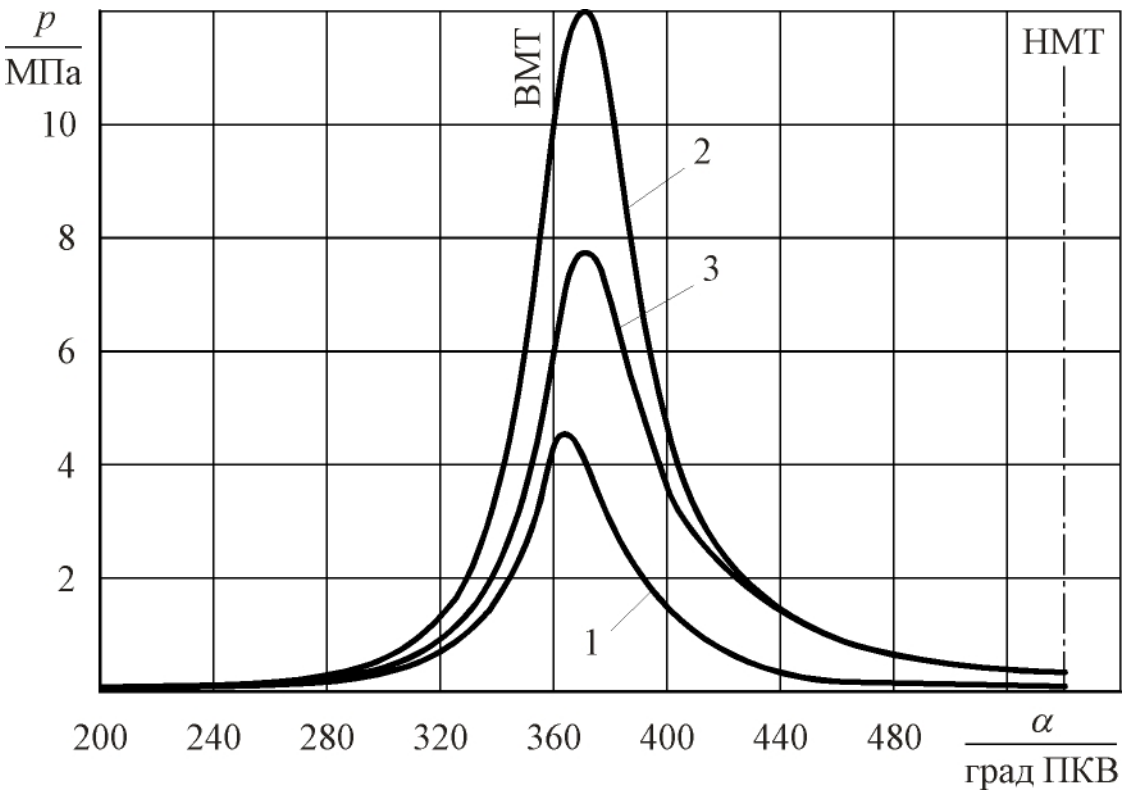



Рис. 12. 23. Характер изменения давления в различных циклах переходного процесса при мгновенном набросе нагрузки: 1 – индикаторная диаграмма при работе двигателя на установившемся режиме до наброса нагрузки; 2 – индикаторная диаграмма первого после наброса нагрузки цикла; 3 – установившийся режим после завершения переходного процесса

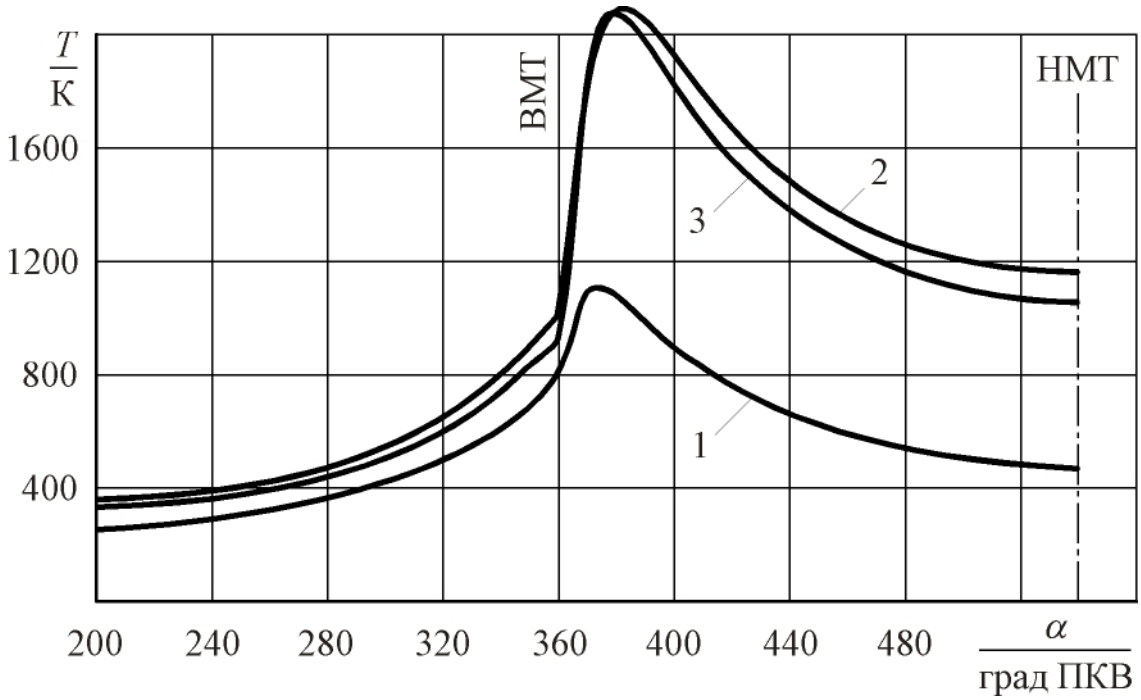



Рис. 12. 24. Изменение температуры рабочего тела в различных циклах переходного процесса: 1– диаграмма температуры рабочего тела при работе двигателя на установившемся режиме до наброса нагрузки; 2 – диаграмма температуры в первом после наброса нагрузки цикле; 3 – установившийся режим после завершения переходного процесса

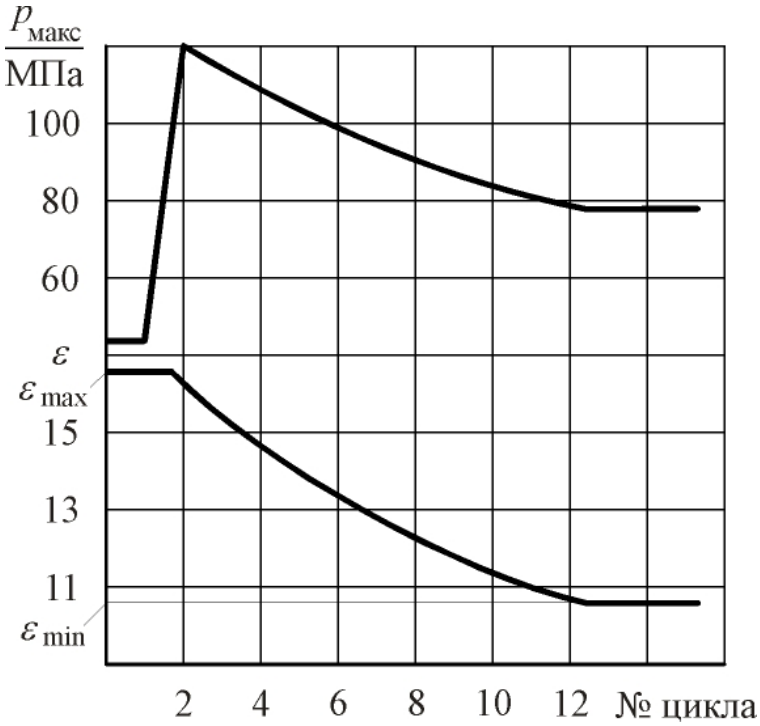



Рис. 12. 25. Изменение $p_{макс}$ и $\varepsilon$ от цикла к циклу в переходном процессе при мгновенном набросе нагрузки

Установившемуся режиму работы (до наброса нагрузки) соответствует индикаторная диаграмма, отмеченная цифрой 1 на обоих рисунках. Цифрой 2 отмечена диаграмма, относящаяся к первому циклу после ступенчатого наброса нагрузки. Третья диаграмма характеризует протекание давлений и температур на установившемся режиме работы двигателя, после завершения переходного процесса.

Результаты рассматриваемого исследования показывают, что в данном случае при изменении $\alpha$ с 6 до 1,5 макси-

мальное давление рабочего тела в цилиндре возросло на 5 МПа, а максимальная температура увеличилась на ≈ 900 градусов. В дальнейшем благодаря тому, что ПАРСС обеспечил изменение $\varepsilon$, $p_{макс}$ понизилось до значения равного ≈ 8 МПа, а вот $T_{макс}$ практически осталась неизменной. Объясняется это тем, что $\alpha$ значительнее влияет на температуру рабочего тела, чем степень сжатия.

Характер изменения $p_{макс}$ и $\varepsilon$ в период рассматриваемого переходного процесса иллюстрируется рис. 12. 25.

Данные, иллюстрируемые рис. 12. 25, позволяют отметить, что снижение $p_{макс}$ обеспечено уменьшением $\varepsilon$ с 16 до 13,8 единиц. Продолжительность переходного процесса составила примерно 1,2 с.

Ранее отмечалось, что на установившемся режиме работы двигателя перемещения оболочки в тактах смены рабочего тела и рабочего хода должны быть равными по величине. Для примера на рис. 12. 26 приведена диаграмма колебаний оболочки относительно стержня поршня применительно к одному из установившихся режимов работы.

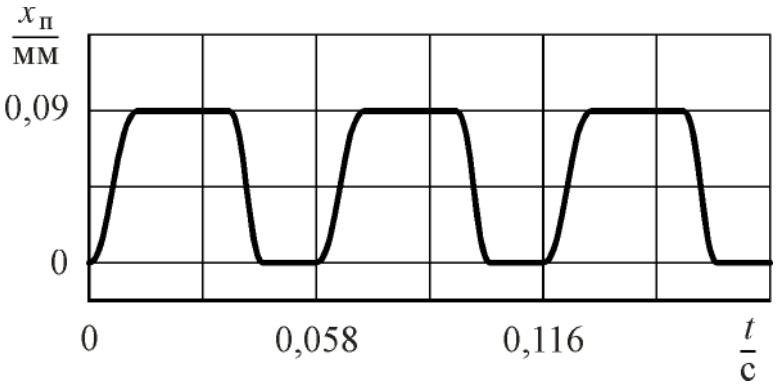



Рис. 12. 26. Диаграмма колебаний оболочки относительно стержня поршня при работе на установившемся режиме

Здесь нужно отметить, что частота колебаний оболочки определяется скоростным режимом работы двигателя, а амплитуда зависит от режима нагрузки, частоты вращения вала, конструктивных параметров поршня, а также определяется физическими свойствами рабочей жидкости (масла).

При переходном процессе равенства перемещений оболочки поршня в период насосных и рабочего ходов не наблюдается. Так, при резком набросе нагрузки перемещения оболочки поршня по модулю (особенно в первом цикле после наброса нагрузки) в период рабочего хода существенно превышают её перемещения за период насосных ходов. Как раз благодаря этому обстоятельству и происходит уменьшение степени сжатия.

*Сброс нагрузки.* При мгновенной разгрузке двигателя в величинах максимального давления рабочего тела и температуры имеется заметный «провал». При этом в случае газотурбинного наддува падение $p_{макс}$ и $T_{макс}$ более значительны, нежели при механическом наддуве. Последующими перемещениями оболочки поршня провал в величинах $p_{макс}$ устраняется в течение нескольких

циклов (отметим, что на его устранение в случае газотурбинного наддува требуется более длительный промежуток времени).

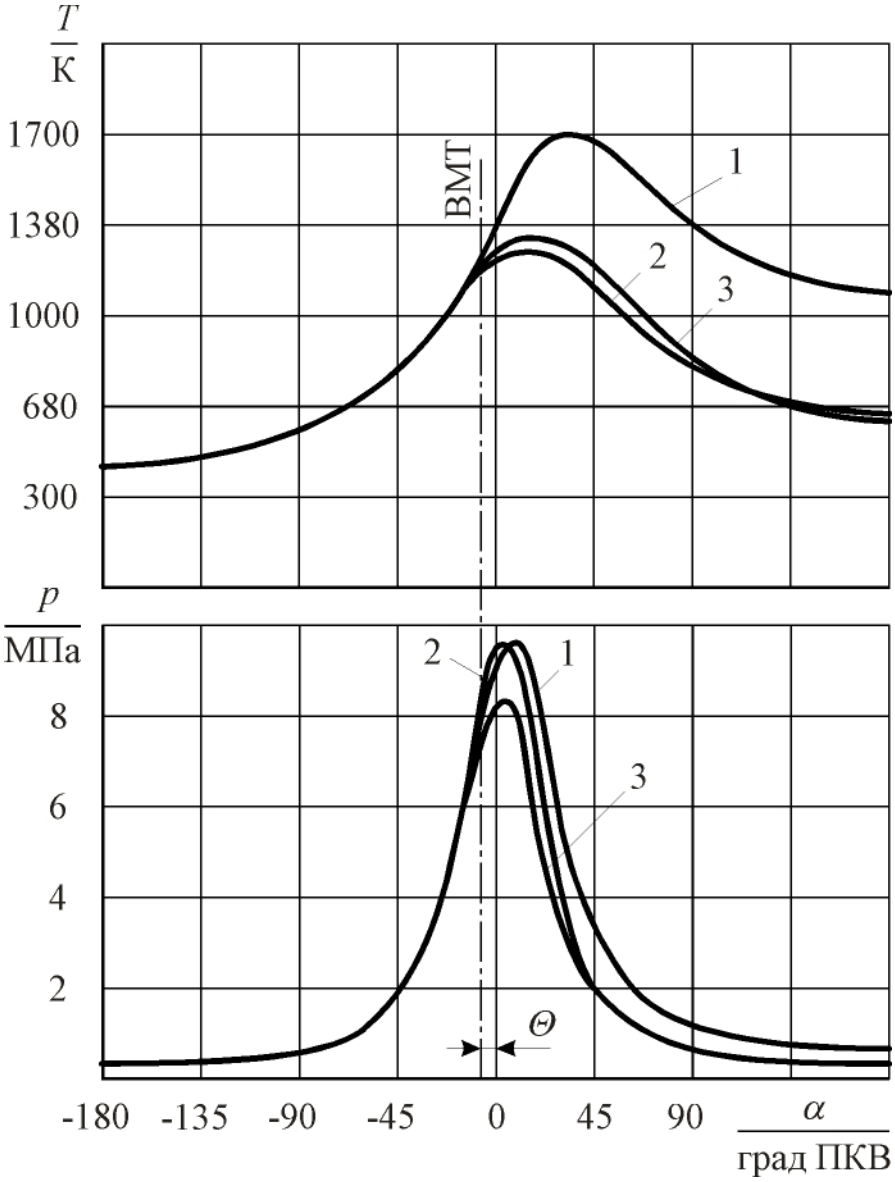



Рис. 12. 27. Протекание давления и температуры рабочего тела в различных циклах переходного процесса при мгновенном сбросе нагрузки:
1 – установившийся режим ($\alpha$ = 2,0; $\varepsilon$ = 14; $p_к$ = 0,25 МПа);
2 – первый после сброса нагрузки цикл ($\alpha$ = 8,0; $\varepsilon$ = 14; $p_к$ = 0,25 МПа);
3 – установившийся режим работы после завершения переходного процесса ($\alpha$ = 8,0; $\varepsilon$ = 15,6; $p_к$ = 0,25 МПа)

Характер изменения параметров на режимах работы со сбросом нагрузки поясним примерами. На рис. 12. 27 приведены диаграммы протекания давления и температуры рабочего тела в различных циклах переходного процесса при мгновенном (ступенькой) сбросе нагрузки. Линии, отмеченные цифрой 1, относятся к установившемуся режиму работы до сброса нагрузки. Цифрой 2

отмечены индикаторная диаграмма давлений и кривая температур рабочего тела, соответствующие первому после сброса нагрузки циклу. Цифрой 3 обозначены кривые протекания параметров в циклах на режиме работы с малой нагрузкой после завершения переходного процесса.

Анализ протекания параметров позволяет отметить, что снижение нагрузки ступенькой в рассматриваемом случае привело к уменьшению $p_{макс}$ с 9,8 до ≈ 8,5 МПа. Максимальная температура рабочего тела при этом уменьшилась примерно на 470 $^0$ (снизилась с 1700 до 1230 К). В циклах после завершения переходного процесса, а он длился в течение 16 циклов, $p_{макс}$ восстанавливается до начального значения, а $T_{макс}$ остаётся примерно на том же уровне. Характер протекания $p_{макс}$ и $\varepsilon$ в переходном процессе поясняется рис. 12. 28.

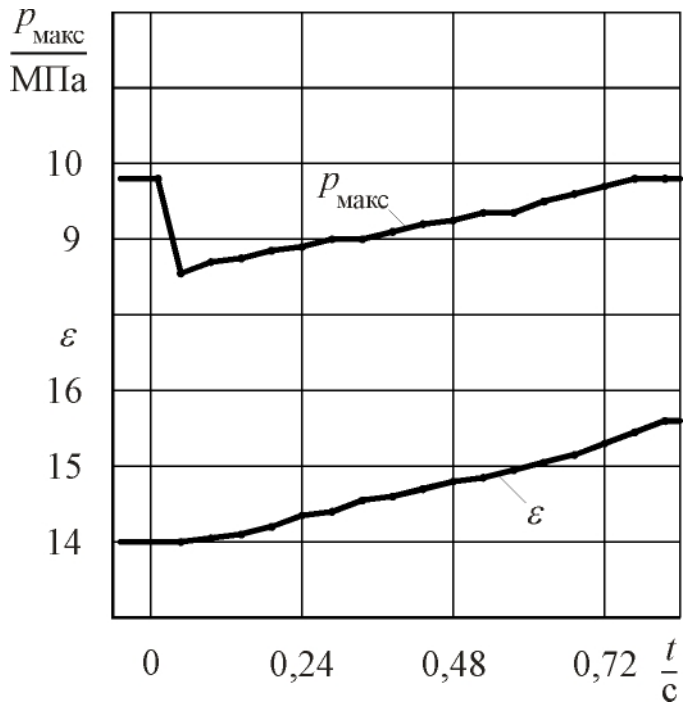



Рис. 12. 28. Изменение $p_{макс}$ и $\varepsilon$ от цикла к циклу в переходном процессе при мгновенном сбросе нагрузки ($\alpha$ повышается от 2 до 8)

Рассмотренный пример относится к случаю, когда двигатель имеет механический привод нагнетателя.

Изменение параметров в переходном процессе при использовании газотурбинного наддува поясняется рис. 12. 29. Видно, что мгновенное снижение нагрузки привело к уменьшению $p_{макс}$ почти на 5 МПа ($p_{макс}$ снизилось с 10,3 до 5,5 МПа). Затем, благодаря повышению $\varepsilon$ до 18, максимальное давление рабочего тела увеличилось до 8,2 МПа.

Изменение $p_{макс}$ и $\varepsilon$ от цикла к циклу в период переходного процесса иллюстрируется рис. 12. 30. Длительность переходного процесса оказалась равной 22 циклам.

В заключение следует обратить внимание на то, что рассмотренные здесь примеры переходных процессов сброса и наброса нагрузки с точки зрения динамики их протекания являются предельными, в том смысле, что сброс или наброс нагрузки реализуется мгновенно. В реальных условиях использования двигателей из-за конечной величины скорости перемещения рейки топливного насоса (по ряду причин оно не может быть мгновенным) провалы (сброс нагрузки) и всплески (наброс) в величинах $p_{макс}$ и $T_{макс}$ не столь значительны.

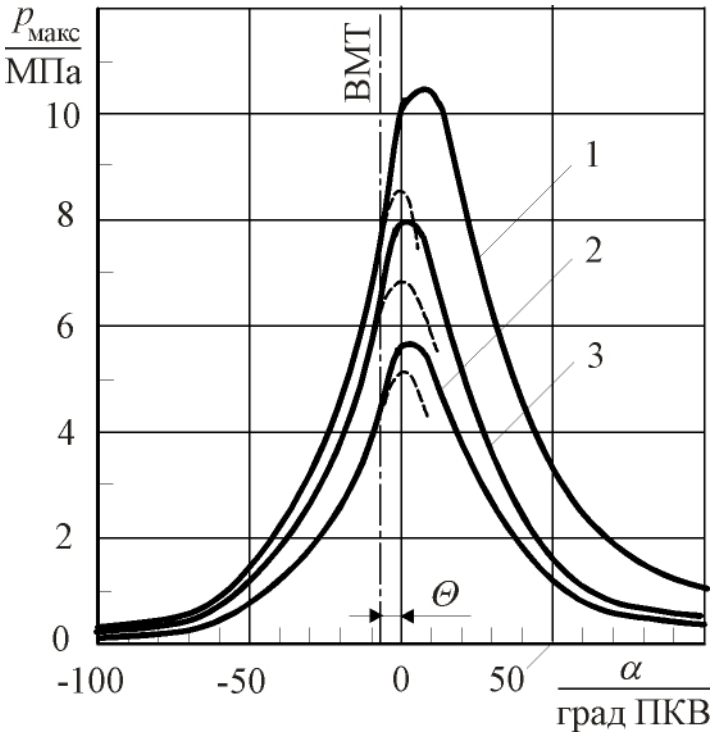



Рис. 12. 29. Протекание давления рабочего тела в различных циклах переходного процесса при мгновенном сбросе нагрузки: 1 – установившийся режим ($\alpha$ = = 2,0; $\varepsilon$ = 14; $p_к$ = 0,25 МПа); 2 – первый цикл после сброса нагрузки ($\alpha$ = 4,0; $\varepsilon$ = 14; $p_к$ = 0,15 МПа); 3 – установившийся режим работы после завершения переходного процесса ($\alpha$ = 4,0; $\varepsilon$ = 18; $p_к$ = 0,15 МПа)

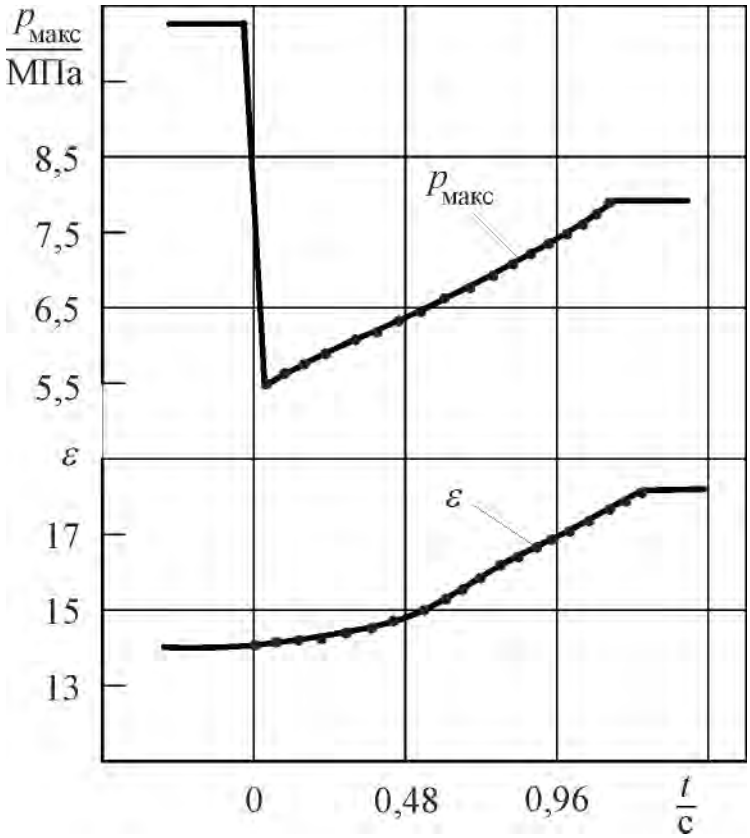



Рис. 12. 30. Изменение $p_{макс}$ и $\varepsilon$ от цикла к циклу в переходном процессе при мгновенном сбросе нагрузки в случае газотурбинного наддува ($\alpha$ повышается с 2 до 4)

Строго говоря, при моделировании переходных процессов необходимо учитывать динамику систем управления подачей топлива.

Завершая раздел, посвященный моделированию и анализу процессов в двигателе с автоматическим регулированием степени сжатия, целесообразно ещё раз отметить, что степень сжатия является очень мощным и эффективным средством воздействия на экономические и энергетические параметры двигателя. Однако, реализация автоматического управления $\varepsilon$ остаётся задачей сложной как с конструкторской, так и с технологической точек зрения. И пока доступного в массовом

производстве решения не найдено. Но работы в этом направлении не прекращаются. Подтверждением могут служить, например, опытно-конструкторские разработки шведской фирмы Saab (дочернее предприятие американской фирмы «Дженерал Моторс») по двигателю с переменной степенью сжатия (диапазон изменения $\varepsilon$ от 8,0 до 14,0) [57], использование которого позволит примерно на 30 % повысить эксплутационную экономичность автомобиля. Обеспечение серийного производства двигателей с переменной степенью сжатия рассматривается как «огромный шаг вперёд в сфере автомобильных технологий» [57].

## ЛИТЕРАТУРА


1. Вибе И. И. Теория двигателей внутреннего сгорания. Конспект лекций. – Челябинск: ЧПИ, 1974.
2. Чайнов Н., Косарев В., Панин В. Проблемы поршневого двигателестроения в России: Двигатель, 2000. – № 3.
3. Фаворский О. Энергетика – решающий фактор экономики: Двигатель, 2000. – № 2.
4. Ипатов А. А. и др. Конверсия в машиностроении, 2000. – № 6.
5. Митин С. Г. Состояние и перспективы развития отрасли сельхозмашиностроения: Тракторы и сельхозмашины, 2001. – № 6.
6. Автомобильная промышленность стран СНГ в январе – июне 2000 г.: Автомобильная промышленность, 2000. – № 9.
7. Производство сельскохозяйственных и промышленных тракторов за декабрь и 12 месяцев 2000 г.: Тракторы и сельхозмашины, 2001. – № 2.
8. Сорокин Н. Т. Взаимосвязанность процесса воспроизводства в сельскохозяйственном и машиностроительном секторах АПК: Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2001. – № 12.
9. Шепелев А. Н., Деревянченко А. А., Мамин Я. Очерк о жизни и творчестве изобретателя Я. В. Мамина. – Челябинск: Юж-Урал. кн. издательство, 1988.
10. Твег Р. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт: практическое пособие. – М.: Издательство «За рулем», 1998.
11. Марков В. А., Козлов С. И. Топливо и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000.
12. Пятов И. Феликс Ванкель – изобретатель роторно-поршневого двигателя: Двигатель, 2001. – № 4.
13. Лившиц С. С. Определение расхода пара и сжатого воздуха в пульсирующих потоках: За экономию топлива, 1949. – № 3.
14. Драгомиров С. Г. Концепция вихревого смесеобразования для центрального впрыска топлива автомобильных двигателей. Известия ТГУ . Серия «Автомобильный транспорт», Вып. 2, Тула, 1988.
15. Гришин А. И. и др. Дизель ЗИЛ-645. Устройство, эксплуатация и ремонт. – М.: Машиностроение, 1995.
16. Мелькумов Т. М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением, Оборонгиз, М., 1953.

17. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, В. И. Ивин и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова, - М., Машиностроение, 1983.

18. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателя (скорость сгорания и рабочий цикл двигателя). М. – Свердловск: Машгиз, 1962.

19. Вибе И. И. Адиабатное изменение состояния газа при высоких температурах: «Известия вузов. Машиностроение», 1965. – № 9.

20. Wiebe I. I. Brennverlauf und Kreisprozeβ von Viebrennnungsmotoren.– Berlin: Vebverlagtechnik, 1970.

21. Энгельс Ф. Диалектика природы. – Л.: Госполитиздат, 1952.

22. Семенов Н. Н. Успехи химических наук. – Т. XXII. – Вып. 5. – М.: Академия наук СССР, 1953.

23. Лазарев Е. А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей. – Челябинск, 1995.

24. Дьяченко Н. Х., Костин А. К., Мельников Г. В. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания. – М. – Л.: Машиностроение, 1965.

25. Ястржембский А. С. Термодинамика и история её развития. – М. – Л.: Энергия, 1966.

26. Радциг А. А. История теплотехники. – М. – Л.: Изд. АН СССР, 1936.

27. Орлин А. С., Вырубов Д. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. – М.:, Машиностроение, 1971.

28. Рикардо Г. Р. «Быстроходные двигатели внутреннего сгорания» М.: Машгиз, 1960.

29. Чудаков Е. А. Исследование автомобильных топлив и масел. – М.: Госиздат, 1931.

30. Абрамович А. Д. Топливо и явление детонации в автотракторных двигателях. – М. – Л.: Сельхозгиз, 1934.

31. Мелькумов Т. М. Испытание топлив для быстроходных дизелей. – М. – Л.: ОНТИ НКТП, 1935.

32. Акчурин А. К. Применение горючего и смазочных материалов в транспортных машинах. – М. –Л.: ОНТИ НКТП, 1937.

33. Соколик А. С. Горение и детонация в газах. – М. – Л.: ГТТИ, 1934.

34. Забрянский Е. И. Оценка детонационной стойкости моторных топлив. – Баку: Азнефтеиздат, 1948.

35. Цветков В. Т. Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Изд. ХГУ, 1960.

36. Малявинский А. М., Петров А. В. Автомобильные двигатели. – М. – Л.: Минкомхоз РСФСР, 1947.

37. Гельман Б. М. и др. Дизельные колесные тракторы. – М.: Сельхозгизг, 1963.

38. Махалдиани В. В., Эджибия И. Ф., Леонидзе А. М. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. – Тбилиси: Мецниереба, 1973.

39. Чудаков Е. А. Пути повышения экономичности карбюраторного автомобильного двигателя. – М.: АН СССР, 1948.

40. Махалдиани В. В. О двигателях автоматическим регулированием степеней сжатия // Доклады семинара по двигателям внутреннего сгорания с автоматическом регулирования степеней сжатия. – Тбилиси: Мецниереба, 1976.

41. Петров В. А. Автоматический регулятор степени сжатия для карбюраторных двигателей автомобильного типа // Дисс. докт. наук / Военная академия тыла и снабжения вооруженных сил Союза ССР. – Калинин, 1947.

42. Игнатов А. Г. Двигатель с шатуном переменной длины. – Дизелестроение. – № 5, 1947.

43. Воронов И. П. Особенности рабочего процесса дизеля, снабжённого буферным устройством для снижения давления сгорания при наддуве. – Энергомашиностроение. – № 9, 1959.

44. Двигатель с переменной степенью сжатия и фазами распределения. – Автомобильная промышленность США. – №№ 3, 1967.

45. Двигатели с автоматическим регулированием степени сжатия // Информационный сборник «Транспортное двигателестроение за рубежом». – № 47, 1968.

46. Вопросы и доводки новых танковых двигателей ФРГ и США / Информационный сборник «Транспортное двигателестроение за рубежом». – № 50, 1968.

47. Забрянский Е. И., А. П. Зарубин. Детонационная стойкость и воспламеняемость моторных топлив. - М.: Машиностроение, 1974.

48. Яковлев В. П. Исследование рабочего цикла двухтактного дизеля с обычной и разделённой подачей топлива // Дисс. канд. наук. – Челябинск, 1972.

49. Степанов М. Г. К вопросу о расчете охлаждения поршня подачей масла через осевой канал в шатуне // Исследование в области двигателей внутреннего сгорания. ЦНИДИ. – Вып. 20. – М. – Л.: Машгиз, 1952.

50. Гинцбург Б. Я. Масляное охлаждение поршней двигателей внутреннего сгорания // Исследование быстроходных дизелей: Труды НИИД. – № 11, 1962.

51. Расчет прокачки масла через подвижную магистраль двигателя. Отчет НИИД. Тема НВ-7-152-71. Методика № 106/3.

52. Энглиш К. Поршневые кольца. Теория, изготовление, конструкция и расчёт. Т. 1. – М.: Машгиз, 1962.

53. Башта Г. М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств. – М.: Оборонгиз, 1961.

54. Гавриленко Б. А., Минип В. А., Рождественский С. Н. Гидравлический привод. – М.: Машгиз, 1968.

55. Ланге В. А. Исследование аэрации масла в системах смазки автотракторных двигателей / Автореферат канд. дисс. – Челябинск: Изд. ЧИМЭСХ, 1975.

56. Портнов Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машгиз, 1963.

57. Двигатели SAAB с переменной степенью сжатия – Двигателестроение за рубежом. – № 25, 2000.