

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

Г. А. Вершина  
Г. М. Кухарёнок  
Д. Г. Гершань

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности  
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию  
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск  
БНТУ  
2022

УДК 621.43(075.8)

ББК 31.365я7

В37

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Технология и организация технического сервиса»  
БГАТУ (зав. кафедрой *В. Е. Тарасенко*);  
начальник отдела силовых агрегатов ГНУ «Объединенный  
институт машиностроения НАН Беларуси» *А. С. Климук*

**Вершина, Г. А.**

В37 Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г. А. Вершина, Г. М. Кухарёнок, Д. Г. Гершань. – Минск : БНТУ, 2022. – 80 с.  
ISBN 978-985-583-811-2.

В пособии изложены учебные материалы по идеальным, теоретическим и действительным циклам двигателей. Рассмотрены процессы действительного цикла, методы их анализа и расчета; показатели, характеризующие рабочий цикл двигателя в целом; виды тепловых потерь в двигателе и их расчет.

УДК 621.43(075.8)

ББК 31.365я7

ISBN 978-985-583-811-2

© Вершина Г. А., Кухарёнок Г. М.,  
Гершань Д. Г., 2022

© Белорусский национальный  
технический университет, 2022

## ВВЕДЕНИЕ

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) в настоящее время получили широкое распространение во многих отраслях народного хозяйства.

При условии обеспечения соответствия постоянно ужесточающимся требованиям к выбросам вредных веществ, топливной эффективности, а также встраиваемости в технологии использования конечного продукта на ближайшие десятилетия за двигателями внутреннего сгорания сохраняются лидирующие позиции в качестве энергетических установок в сегменте грузового транспорта, внедорожной и специальной техники.

Для совершенствования рабочего процесса дизелей широкое распространение получили регулируемый турбонаддув с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и системы топливopодачи с электронным управлением. Для двигателей с искровым зажиганием – работа на обедненных смесях с применением систем впрыска топлива.

В ДВС используется жидкое топливо и газ. Актуальными являются исследования и разработки, направленные на диверсификацию сырьевой базы и поиск эффективных и экологически чистых видов топлива из нетрадиционных источников сырья, так называемых альтернативных моторных топлив.

В настоящее время развитием теории двигателей внутреннего сгорания занимаются высшие учебные заведения, научно-исследовательские институты, конструкторские бюро заводов, выпускающих автотракторную технику.

Дисциплина «Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания» является одной из основных при подготовке инженеров по специальности «Двигатели внутреннего сгорания».

Предмет дисциплины – рабочие процессы поршневых двигателей, методы расчета их параметров и показателей.

При изучении дисциплины студенты наряду с настоящим пособием самостоятельно изучают отдельные разделы по сопутствующей литературе.

# 1. ЭЛЕМЕНТЫ КЛАССИФИКАЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ

## 1.1. Основные понятия

Положения кривошипно-шатунного механизма (КШМ) двигателя, при которых оси шатуна и плоскости кривошипа совпадают, называются *мертвыми точками* (рис. 1.1).

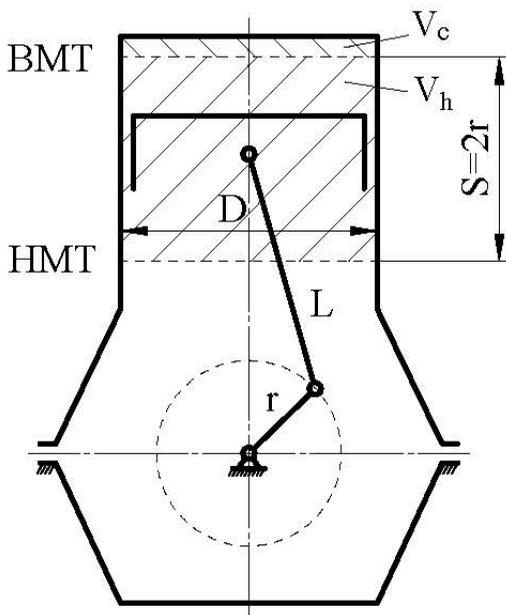


Рис. 1.1. Схема КШМ двигателя

Крайнее положение поршня, при котором расстояние до оси коленчатого вала достигает максимума, называется *верхней мертвой точкой* (ВМТ).

Крайнее положение поршня, при котором расстояние до оси коленчатого вала достигает минимума, называется *нижней мертвой точкой* (НМТ).

*Ходом поршня* называется расстояние по оси цилиндров между мертвыми точками, что соответствует половине оборота коленчатого вала ( $S = 2r$ ).

При работе двигателя объем внутренней полости цилиндра беспрерывно меняется.

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

*Рабочий объем цилиндра* ( $V_h$ ) – объем, освобождаемый поршнем при перемещении от точки минимального объема до точки максимального объема. Он равен произведению хода поршня на его площадь:

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

где  $D$  – диаметр цилиндра.

Сумма объема сжатия и рабочего объема цилиндра называется *полным объемом цилиндра* ( $V_a$ ):

$$V_a = V_h + V_c.$$

*Геометрическая степень сжатия* – отношение полного объема цилиндра к объему сжатия:

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

*Рабочим циклом двигателя* называется комплекс последовательных процессов, периодически повторяющихся в рабочем цилиндре и обуславливающих работу двигателя.

*Такт* – часть рабочего цикла, происходящая в интервале движения поршня между двумя мертвыми точками.

*Рабочим телом* называется вещество (газ или пар), при помощи которого осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую.

## 1.2. Классификация двигателей

Современные двигатели внутреннего сгорания можно классифицировать по следующим основным признакам:

### 1. По способу воспламенения смеси:

- с самовоспламенением от сжатия (дизели);
- с принудительным зажиганием (ПЗ) (двигатели внутреннего сгорания, воспламенение в которых инициируется электрической искрой (бензиновые и газовые));
- с комбинированным воспламенением (например, газодизели, у которых горючая смесь поджигается за счет самовоспламенения небольшого количества 10–15 % жидкого распыленного запального топлива);
- с форкамерно-факельным зажиганием, когда смесь в специальной дополнительной камере сгорания воспламеняется искрой, а в основной камере – от пламени из дополнительной камеры.

### 2. По способу смесеобразования:

- двигатели с внутренним смесеобразованием, в которых горючая смесь образуется внутри цилиндра в процессе сжатия, после подачи в него топлива (дизели, двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива в цилиндр, газовые с подачей газа в цилиндр);
- с внешним смесеобразованием, рабочая смесь образуется вне цилиндра двигателя (двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива во впускной трубопровод, а также бензиновые карбюраторные и газовые – топливовоздушная смесь приготавливается в карбюраторе или смесителе);
- с расслоением заряда, при котором в различных зонах камеры сгорания образуется рабочая смесь разного состава.

### 3. По роду применяемого топлива:

- двигатели, работающие на жидком топливе (бензин, керосин, дизельное топливо, спирты, биотопливо);
- двигатели, работающие на газообразном топливе (сжиженный, сжатый, генераторный и биогаз);
- многотопливные двигатели, приспособленные для работы на широком ассортименте топлив;
- двигатели, работающие на водородном топливе.

### 4. По способу регулирования мощности:

- двигатели с количественным регулированием, в которых мощность регулируется изменением количества подаваемой в цилиндры топливовоздушной смеси (двигатели с искровым зажиганием);
- двигатели с качественным регулированием, в которых для изменения мощности при почти постоянном количестве воздушного заряда изменяется количество впрыснутого топлива (дизели);

– двигатели со смешанным регулированием – изменяется количество и состав смеси.

5. По способу организации рабочего цикла:

– четырехтактные двигатели, у которых рабочий цикл осуществляется в цилиндре за четыре хода поршня, т. е. за два оборота коленчатого вала;

– двухтактные двигатели, у которых рабочий цикл осуществляется в цилиндре за два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала.

6. По способу действия:

– простого действия, у которых рабочий цикл осуществляется только в одной верхней полости цилиндра;

– двойного действия, у которых рабочий цикл совершается в двух плоскостях цилиндра – в верхней и нижней;

– с противоположно движущимися поршнями, которые являются по существу двумя двухтактными двигателями простого действия с общей камерой сгорания.

7. По способу наполнения цилиндра свежим зарядом:

– без наддува, у которых наполнение цилиндра обеспечивается перемещением поршня;

– с наддувом, у которых рабочая смесь (или воздух) полностью или частично подается в цилиндр под давлением, превышающим давление окружающей среды (свежий заряд перед поступлением в цилиндр предварительно сжимается в специальном компрессорно-нагнетателе).

8. По конфигурации камер сгорания (КС):

– с неразделенными однополостными КС;

– с полуразделенными КС;

– с разделенными КС.

9. По типу кривошипно-шатунного механизма:

– нереверсивные, имеющие одно постоянное направление вращения;

– реверсивные, у которых перемена направления вращения осуществляется реверсивным механизмом;

– тронковые, у которых в качестве направляющей используется тронковая часть поршня;

– крейцкопфные, у которых в качестве направляющей поршня служит ползун.

10. По способу охлаждения:

- жидкостного охлаждения;
- воздушного охлаждения.

11. По степени быстроходности:

- тихоходные (со средней скоростью поршня до 10 м/с);
- быстроходные (со средней скоростью поршня выше 10 м/с).

12. По назначению:

- транспортные;
- для внедорожной техники.

## 2. ИДЕАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Циклом* теплового двигателя называется круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу.

Непрерывное преобразование теплоты в механическую работу возможно только путем кругового изменения параметров состояния рабочего тела, т. е. при совершении цикла, в котором работа расширения превышает энергию, затраченную на сжатие.

В теории рабочих процессов ДВС в зависимости от принятых исходных условий и целевого назначения исследования рассматривают три типа циклов: идеальный, теоретический и действительный.

### 2.1. Идеальные циклы двигателей внутреннего сгорания

Рабочий цикл, происходящий в цилиндре реального двигателя, называется *действительным циклом*. Он сопровождается рядом сложных физико-химических и термодинамических процессов, составляющих в совокупности круговой необратимый и незамкнутый цикл. Изучение действительного цикла затруднено сложностью всей совокупности факторов, влияющих на его протекание. Поэтому оценку совершенства тепловых процессов, происходящих в ДВС, и определение путей их улучшения принято производить путем рассмотрения идеальных циклов.

Анализ этих циклов позволяет выяснить влияние основных термодинамических факторов на совершенство преобразования теплоты в механическую энергию и сравнить различные циклы по показателям их экономичности и эффективности.

*Идеальным циклом* двигателей внутреннего сгорания называется такой замкнутый и обратимый цикл, в котором отсутствуют потери энергии, кроме отдачи теплоты холодному источнику.

При рассмотрении идеальных циклов в отличие от действительных принимаем следующие допущения:

1. Рабочим телом в цикле служит идеальный газ, неизменный по весу и химическому составу.
2. Теплоемкость газа на протяжении всего цикла считается постоянной.

3. В цилиндре двигателя происходит не сгорание топлива, а сообщение теплоты извне и отдача теплоты холодильнику (мгновенный подвод и отвод теплоты).

4. Сжатие и расширение рассматриваются как адиабатические процессы.

Рабочие процессы поршневых двигателей внутреннего сгорания можно свести к трем видам идеальных циклов, различающихся между собой характером сообщения теплоты рабочему телу:

1. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме и давлении, его называют смешанным циклом. Это цикл современного бескомпрессорного дизеля.

2. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме. Это цикл двигателей с искровым зажиганием.

3. Цикл с сообщением теплоты при постоянном давлении. Это цикл компрессорного дизеля.

Во всех трех циклах отвод теплоты согласно второму закону термодинамики осуществляется при постоянном объеме.

### ***2.1.1. Цикл с сообщением теплоты при постоянном объеме и давлении (смешанный цикл)***

*КПД смешанного цикла.*

Смешанный термодинамический цикл можно представить в виде графика (рис. 2.1).

При движении поршня от НМТ к ВМТ происходит адиабатическое сжатие газа.

В конце процесса сжатия происходит не впрыск и сгорание топлива, соответствующее действительному циклу, а мгновенное сообщение теплоты частично по изохоре  $cz'$  и изобаре  $z'z$ . От точки  $z$  до точки  $b$  газ адиабатически расширяется, его внутренняя энергия превращается в механическую работу. Для повторения цикла газ необходимо вернуть в исходное состояние. Это достигается путем отнятия от него доли ( $Q_2$ ) ранее сообщенной теплоты.

Совершенство цикла оценивается величиной его КПД, который представляет собой отношение теплоты, превращенной в полезную работу, к затраченной (подведенной) теплоте:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1},$$

где  $L_t$  – работа газов за цикл;

$Q_1 = Q_1' + Q_1''$  – общее количество теплоты введенной в цикл.

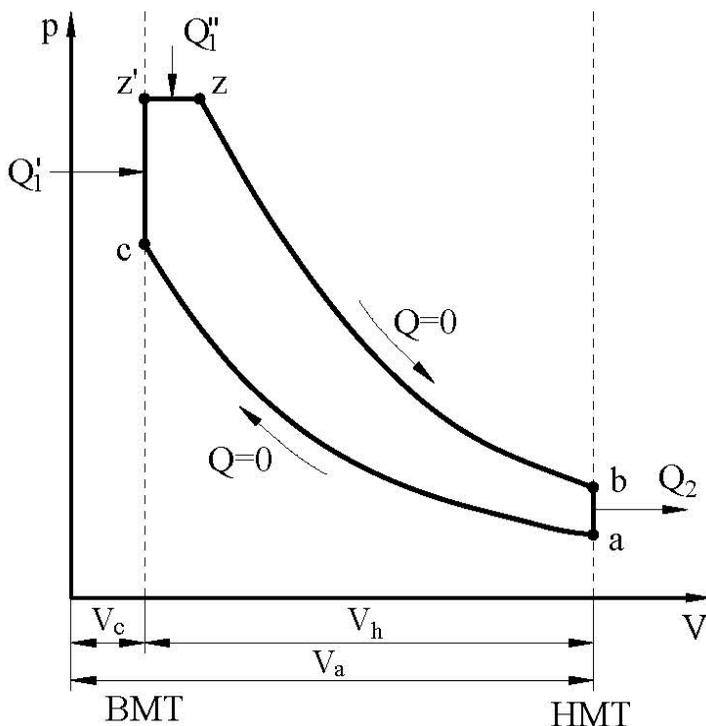


Рис. 2.1. Смешанный цикл

В рассматриваемом цикле единственной тепловой потерей является количество отведенной теплоты  $Q_2$ . В полезную работу превращается количество теплоты:

$$Q_t = Q_1 - Q_2 = L_t.$$

КПД цикла можно выразить как:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Количество теплоты, сообщаемой по изохоре ( $V = \text{const}$ ), пропорционально массе рабочего тела  $m$ , его объемной теплоемкости  $C_v$  и соответствующей разности температур:

$$Q_1' = mC_v(T_z' - T_c).$$

Соответственно, количество теплоты, сообщаемой по изобаре ( $p = \text{const}$ ):

$$Q_1'' = mC_p(T_z - T_z').$$

Суммарное количество теплоты, затрачиваемой на осуществление цикла:

$$Q_1 = mC_v[T_z' - T_c + k(T_z - T_z')],$$

где  $k = \frac{c_p}{c_v}$ .

Отдача теплоты происходит при постоянном объеме и определяется как:

$$Q_2 = mC_v(T_b - T_a).$$

Подставляя найденные значения  $Q_1$  и  $Q_2$  в уравнение КПД цикла, получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{mC_v(T_b - T_a)}{mC_v[T_z' - T_c + k(T_z - T_z')]}.$$

Температуры, входящие в состав этого уравнения, выразим через температуру начала цикла  $T_a$ , используя известные из термодинамики соотношения между температурами в характерных точках цикла и его параметрами.

Для адиабаты  $ac$ :

$$\frac{T_c}{T_a} = \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{k-1},$$

отсюда:

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

Для изохоры  $cz'$ :

$$\frac{T'_z}{T_c} = \frac{p'_z}{p_c}.$$

Обозначим  $\frac{p'_z}{p_c} = \lambda$  – степень повышения давления – отношение давления в конце подвода теплоты к давлению в начале этого процесса (в конце сжатия), тогда:

$$T'_z = T_c \lambda = T_a \varepsilon^{k-1} \lambda.$$

Для изобары  $z'z$ :

$$\frac{T_z}{T'_z} = \frac{V_z}{V'_z}.$$

Обозначим  $\frac{V_z}{V'_z} = \rho$  – степень предварительного расширения, представляющая отношение объемов конца и начала сгорания:

$$T_z = T'_z \rho = T_a \varepsilon^{k-1} \lambda \rho.$$

Для адиабаты  $zb$ :

$$\frac{T_b}{T_z} = \left( \frac{v_z}{v_b} \right)^{k-1} = \left( \frac{v_c \rho}{v_b} \right)^{k-1},$$

$$T_b = T_z \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_a \varepsilon^{k-1} \lambda \rho \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1},$$

$$T_b = T_a \lambda \rho^k.$$

С учетом полученных зависимостей, уравнение для расчета КПД цикла имеет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)}.$$

Из этого уравнения видно, что  $\eta_t$  смешанного цикла зависит от степени сжатия, степени повышения давления, степени предварительного расширения и показателя адиабаты.

*Среднее давление смешанного цикла.*

Работа газов в цилиндре двигателя эквивалентна площади индикаторной диаграммы. Для сопоставления двигателей разного рабочего объема вводится понятие *удельной работы цикла*, численно равной среднему давлению цикла и представляющей собой работу за цикл, отнесенную в  $1 \text{ м}^3$  рабочего объема цилиндра:

$$p_t = \frac{L_t}{V_h}.$$

Графически  $p_t$  представляет собой высоту прямоугольника, построенного на основании  $V_h$ , площадь которого равна площади индикаторной диаграммы (рис. 2.2).

Среднее давление цикла может быть определено как условное постоянное давление газов, которое при изменении объема рабочего тела от минимального до максимального совершает работу, равную работе цикла.

Таким образом, величина среднего давления цикла определяет размеры расширительной машины. Следовательно, габариты и массу всего двигателя.

Для смешанного цикла работу  $L_t$  можно выразить как:

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

На основании известных термодинамических соотношений заменим все температуры через температуры начала сжатия.

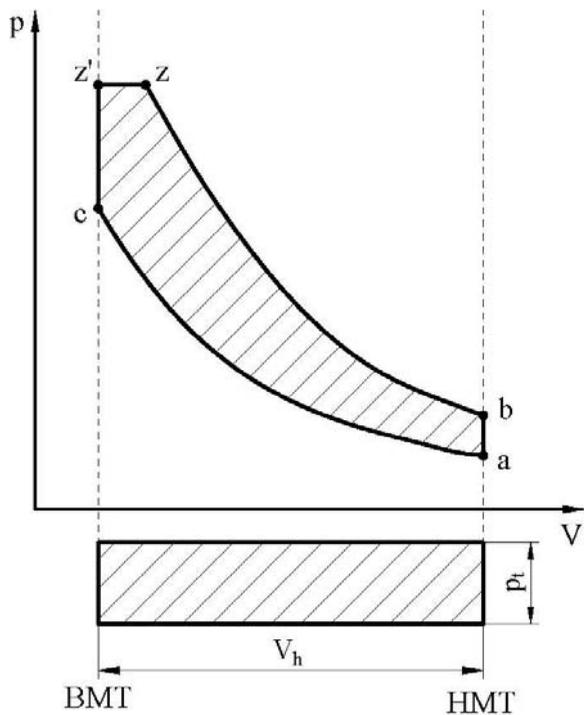


Рис. 2.2. Среднее давление цикла

$$L_t = mR \left( T_z - T_{z'} + \frac{T_z - T_b}{k-1} - \frac{T_c - T_a}{k-1} \right);$$

$$L_t = \frac{mRT_a}{k-1} \{ \varepsilon^{k-1} [k\lambda(\rho-1) + \lambda - 1] - \lambda\rho^k + 1 \};$$

$$p_t = \frac{L_t}{V_h};$$

$$V_h = V_a - V_c;$$

$$mRT_a = p_a V_a;$$

$$\frac{V_h}{V_a} = \frac{v_a - v_c}{v_a} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon},$$

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

Разделив уравнение  $L_t$  на  $V_h = V_a \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$ , получим:

$$p_t = \frac{P_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \{ \varepsilon^{k-1} [k\lambda(\rho-1) + \lambda - 1] - \lambda \rho^k + 1 \}.$$

*Анализ смешанного цикла.*

КПД смешанного цикла при неизменном количестве подводимой теплоты зависит от  $\varepsilon$ ,  $\lambda$  и  $\rho$ . Эту зависимость можно представить в виде графика (рис. 2.3).

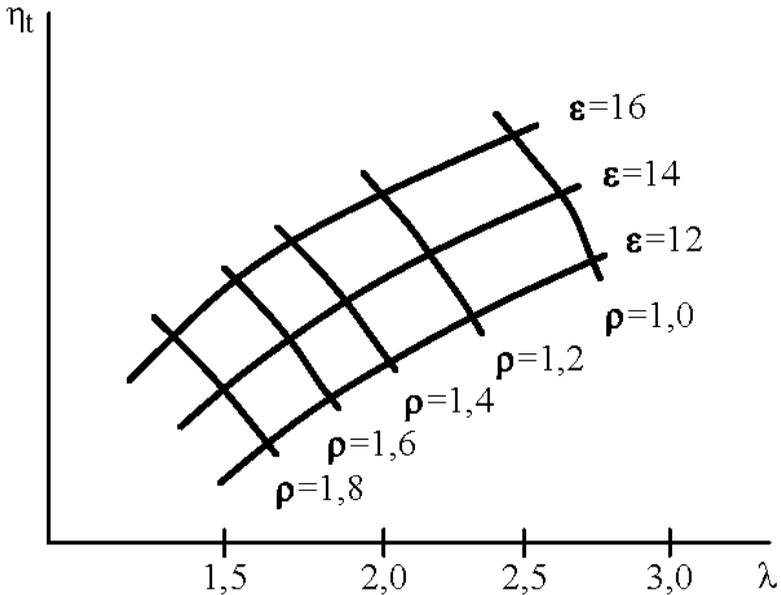


Рис. 2.3. Зависимость КПД от  $\varepsilon$ ,  $\lambda$  и  $\rho$  для смешанного цикла

С повышением степени сжатия КПД растет. Однако с приближением  $\epsilon$  к 10 дальнейший рост степени сжатия мало отражается на КПД цикла.

Двигатели, работающие по смешанному циклу, имеют степень сжатия 14–25. Повышают ее в большинстве случаев для облегчения пуска и при создании многотопливных дизелей.

В дизелях, работающих по смешанному циклу, при уменьшении нагрузки уменьшают количество впрыскиваемого топлива при постоянном количестве поступающего воздуха. В результате уменьшения  $p$  снижается среднее давление, но экономичность цикла повышается.

### 2.1.2. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме

*КПД и среднее давление цикла.*

Этот цикл является идеальным циклом для двигателей с принудительным зажиганием (рис. 2.4).

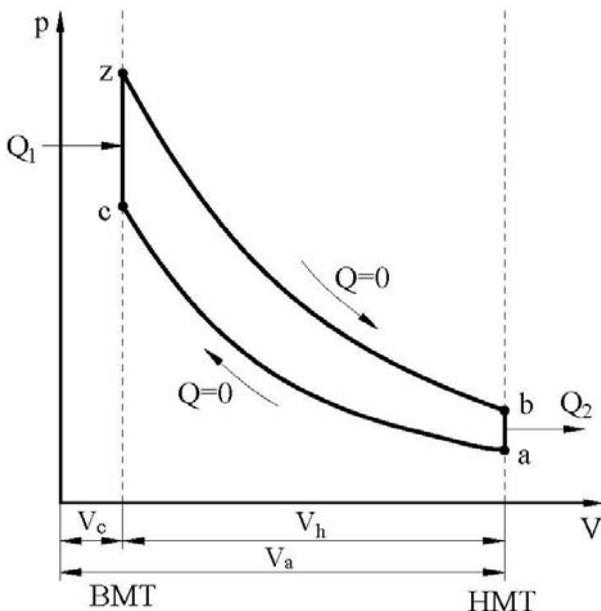


Рис. 2.4. Цикл с подводом теплоты при  $V = \text{const}$

При движении поршня от НМТ к ВМТ происходит адиабатическое сжатие газа ( $ac$ ). В конце сжатия осуществляется мгновенное сообщение теплоты  $Q_1$ . В результате происходит изохорическое повышение температуры и давления газа (участок  $cz$ ). От точки  $z$  до точки  $b$  газ адиабатически расширяется. Возвращение газа в исходное состояние, необходимое для повторения цикла, достигается путем отвода теплоты  $Q_2$  (участок  $ba$ ).

Этот цикл отличается от смешанного тем, что на диаграмме отсутствует участок подвода теплоты при  $p = \text{const}$  и все количество теплоты подводится при постоянном объеме ( $V = \text{const}$ ) рабочего тела.

В этом цикле степень предварительного расширения  $\rho = 1$ , т. к.  $V_z = V_c$ .

Подставив значение  $\rho$  в формулу КПД смешанного цикла, получим для цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$ :

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

Среднее давление рассматриваемого цикла:

$$p_t = p_a \frac{\lambda - 1}{k - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} (\varepsilon^{k-1} - 1).$$

*Анализ цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$ .*

КПД этого цикла зависит от степени сжатия ( $\varepsilon$ ) и показателя адиабаты ( $k$ ), т. е. свойств рабочего тела.

Он не зависит от количества подведенной теплоты, т. е. от нагрузки двигателя, т. к. в формулу для расчета КПД не входит степень повышения давления  $\lambda$ .

Зависимость КПД цикла от степени сжатия и показателя адиабаты можно представить в виде графика (рис. 2.5).

Повышение степени сжатия ведет к увеличению КПД цикла. Однако следует отметить, что эффективность теплоиспользования цикла возрастает более резко при увеличении сравнительно небольших степеней сжатия. Повышение степени сжатия выше 11 в меньшей степени влияет на показатели цикла.

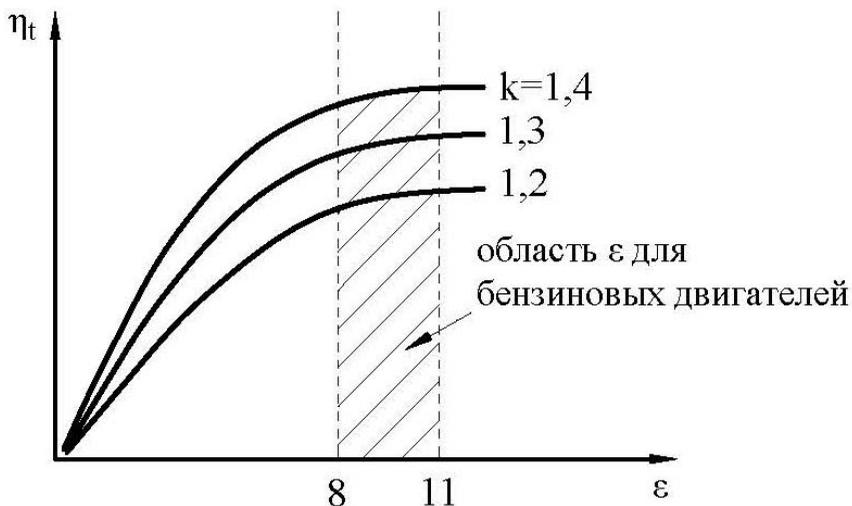


Рис. 2.5. Зависимость КПД цикла от  $\epsilon$  и  $k$

Повышение степени сжатия в двигателях с принудительным зажиганием ограничено возможностью самовоспламенения смеси и появления детонации.

Для бензиновых двигателей степень сжатия лежит в пределах 8–11. Максимальное давление цикла увеличивается с увеличением степени сжатия и количества подведенной теплоты:

$$p_z = \lambda p_c = \lambda p_c \epsilon^k.$$

Среднее давление цикла при неизменном количестве подведенной теплоты увеличивается с ростом степени сжатия:

$$p_t = p_a \frac{\lambda - 1}{k - 1} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} (\epsilon^{k-1} - 1).$$

Однако среднее давление цикла растет медленнее, чем термодинамический КПД.

Например, при увеличении степени сжатия от 4 до 7 (при  $k = 1,3$ ) КПД возрастает на 30 %, а среднее давление цикла – на 14 %.

### 2.1.3. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении

КПД и среднее давление цикла.

Цикл изображен на рис. 2.6.

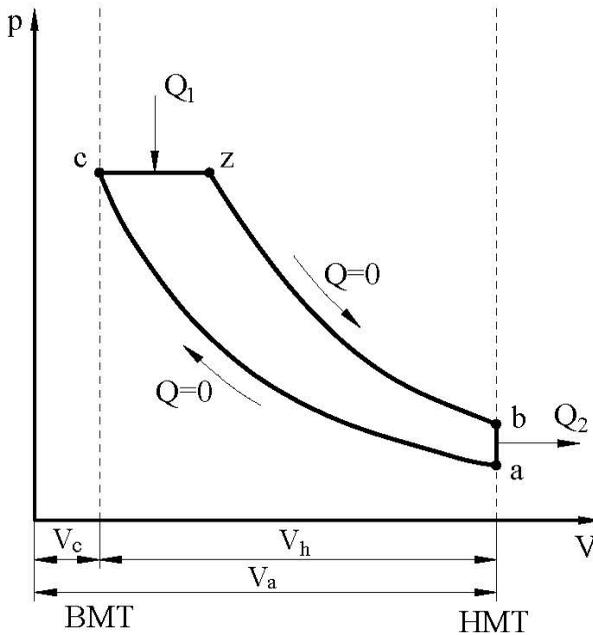


Рис. 2.6. Цикл с подводом теплоты при  $P = \text{const}$

При движении поршня от НМТ к ВМТ происходит адиабатическое сжатие газа ( $ac$ ). В конце сжатия – мгновенное сообщение теплоты  $Q_1$  по изобаре ( $cz$ ). Далее – адиабатическое расширение по адиабате  $zb$  и отвод теплоты  $Q_2$  при постоянном объеме ( $ba$ ).

Этот цикл является частным случаем смешанного цикла и отличается от него тем, что отсутствует участок подвода теплоты при постоянном объеме. Соответственно,  $\lambda = 1$ .

Подставив это значение  $\lambda$  в формулу КПД смешанного цикла, получим для цикла с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ :

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

Среднее давление цикла:

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)k - (\rho^k - 1)}{k - 1}.$$

*Анализ цикла с подводом теплоты при  $p = const$ .*

Из формулы КПД цикла видно, что величина этого КПД зависит не только от степени сжатия  $\varepsilon$  и показателя адиабаты  $k$ , но и степени предварительного расширения  $\rho$ . Эта зависимость представлена на рис. 2.7.

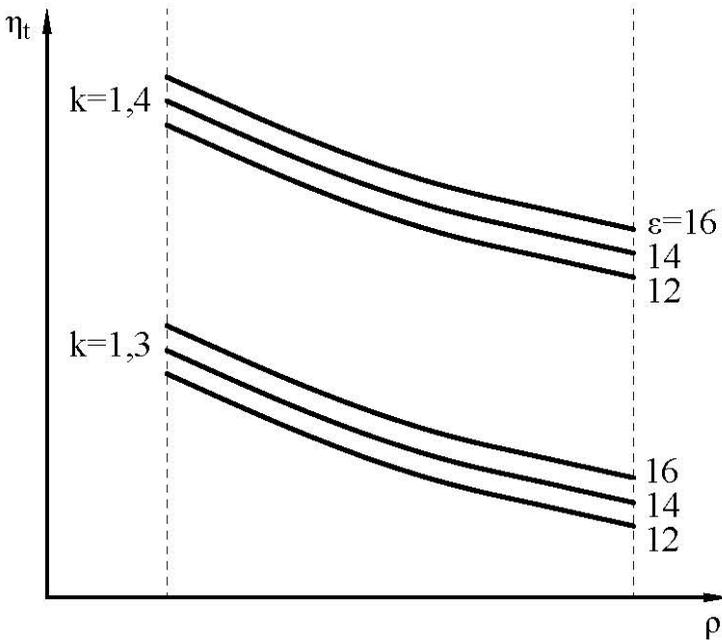


Рис. 2.7. Зависимость КПД цикла от  $\varepsilon$ ,  $k$  и  $\rho$

С увеличением  $\varepsilon$  и  $k$  КПД цикла растет, а с увеличением  $\rho$  — уменьшается.

Среднее давление цикла  $P_z$  растет с увеличением  $\rho$  (количества подведенной теплоты  $Q_1$ ) и  $\varepsilon$ .

С увеличением степени сжатия (при  $\rho = const$ ) среднее давление цикла растет медленнее, чем КПД.

### 2.1.4. Сравнение идеальных циклов

В связи с тем, что смешанный цикл является промежуточным между циклами с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ , при сравнении циклов ограничимся двумя предельными случаями.

Сравнение циклов будем проводить по диаграммам  $TS$  (температура-энтропия) и диаграммам  $pV$ .

Диаграмма цикла в параметрах  $TS$  приведена на рис. 2.8:

$ac$  – сжатие по адиабате;

$cz$  – подвод теплоты по изохоре или изобаре;

$zb$  – расширение по адиабате;

$ba$  – отвод теплоты по изохоре.

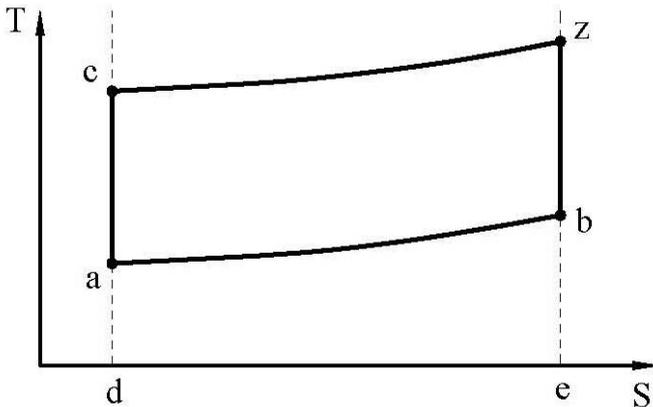


Рис. 2.8. Диаграмма цикла в координатах  $TS$

Количество подведенной теплоты  $Q_1$  эквивалентно площади  $daczbe$ .

Отведенная теплота  $Q_2$  – площади  $dabe$ .

Теплота, обращенная в работу ( $Q_1 - Q_2$ ) – площади  $aczb$ .

*Сравнение циклов при одинаковых степенях сжатия  $\varepsilon$  и количествах подведенной теплоты  $Q_1$ .*

Сравнение наглядно проиллюстрировано на рис. 2.9.

В цикле с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  отводится большее количество теплоты, чем в цикле при  $V = \text{const}$ , следовательно, ко-

личество полезно использованной теплоты, а соответственно и  $\eta_t$ , в цикле с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  будет меньше.

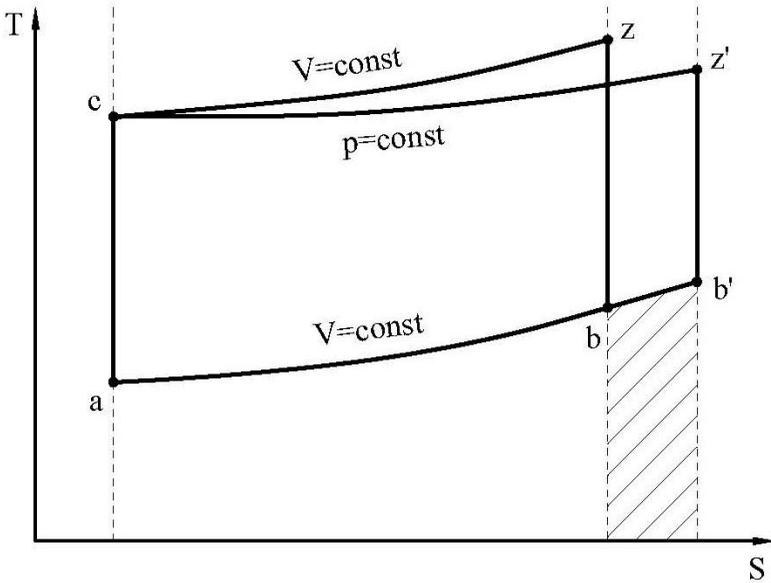


Рис. 2.9. Сравнение циклов при одинаковых  $\epsilon$  и  $Q_1$

КПД смешанного цикла имеет промежуточное значение:

$$\eta_t^V > \eta_t^{\text{см}} > \eta_t^p.$$

Максимальное давление цикла  $p_z = p_c \lambda$  будет иметь наименьшую величину в цикле с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ .

*Сравнение циклов при одинаковых максимальных давлениях и количествах подведенной теплоты.*

Сравнительные диаграммы в координатах  $TS$  и  $pV$  приведены на рис. 2.10.

В цикле с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  степень сжатия меньше (для сохранения одинаковых  $p_z$ ), а количество отведенной теплоты больше, чем в цикле с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ .

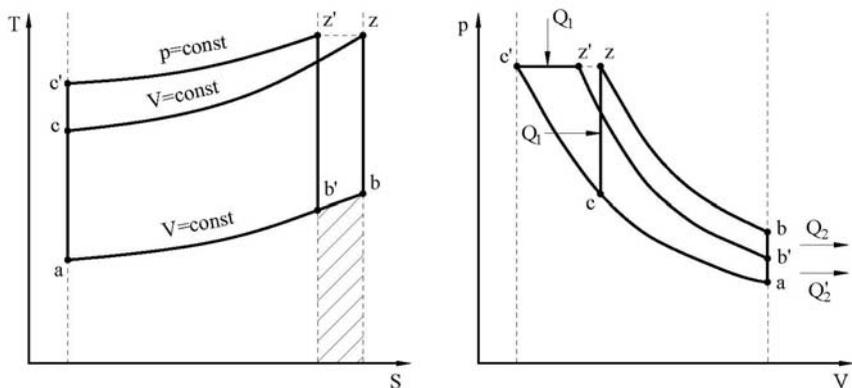


Рис. 2.10. Диаграммы циклов при одинаковых  $p_z$  и  $Q_1$

Таким образом, при одинаковых  $p_z$  цикл с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  будет более экономичным:

$$\eta_t^p > \eta_t^{\text{CM}} > \eta_t^V.$$

Приведенный анализ позволяет сделать следующие выводы:

1. Цикл с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  (двигатели с ПЗ) экономичнее смешанного цикла (дизели) при одинаковых степенях сжатия и количествах подведенной теплоты. Однако возможности этого цикла трудно использовать ввиду того, что повышение степени сжатия влечет за собой возникновение детонации и рост максимального давления сгорания.

2. Смешанный цикл по сравнению с циклом с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  допускает применение более высоких степеней сжатия при сохранении неизменного максимального давления цикла и повышении КПД. Поэтому удельный расход топлива у дизелей меньше, чем бензиновых двигателей с ПЗ.

## 2.2. Теоретические циклы

*Теоретический* – незамкнутый необратимый цикл, осуществляемый реальным рабочим телом переменного состава. В этом цикле учитываются изменения теплоемкости рабочего тела при отсут-

ствия потерь теплоты, связанных с теплообменом между газами и стенками цилиндра и неполнотой сгорания.

Основные особенности теоретических циклов заключаются в следующем:

1. Рабочее тело – смесь реальных газов переменного состава и количества с изменяющейся теплоемкостью реальных рабочих тел  $C_p$  и  $C_v$ , которые являются функцией температуры и возрастают с ее повышением, что значительно влияет на КПД цикла.

2. Вместо подвода теплоты в данных циклах осуществляется полное сгорание топлива, происходящее при постоянном объеме или давлении, а также по смешанному циклу.

3. Процессы сжатия и расширения протекают по адиабатам, т. е. без теплообмена; утечка рабочего тела через неплотности в цилиндре отсутствует.

4. Состав и параметры рабочей смеси в начале процесса сжатия такие же, как и в действительном цикле.

5. Процесс отвода теплоты заменен выпуском отработавших газов при постоянном объеме в конце процесса расширения.

Для упрощения расчетов с достаточной точностью (для двухатомных и трехатомных газов) можно принять линейную зависимость теплоемкости от температуры. В начале такта сжатия (на номинальном режиме работы) температура рабочего тела в двигателях находится в пределах 310–400 К, количество остаточных газов составляет от 2 до 10 %. В бензиновых двигателях с ПЗ трехатомных газов (теплоемкость трехатомных газов выше, чем двухатомных) содержится 1–3 %, а в дизелях – 0,7–1,0 %. В конце такта сгорания количество трехатомных газов достигает у бензиновых двигателей 27 %, а в дизелях – до 15 %; максимальная температура сгорания при этом возрастает соответственно до 2300–2800 К и до 1800–2200 К. В конце такта расширения температура отработавших газов снижается до 1000–1500 К, причем меньшие значения соответствуют дизельным двигателям. В результате этого  $\eta_t$  теоретического цикла всегда меньше КПД идеального цикла, причем эта разница тем значительней, чем больше количество трехатомных газов в продуктах сгорания и выше значения температур.

На основании сказанного выше можно сделать заключение о том, что влияние переменности теплоемкости реального рабочего

тела на уменьшение термического КПД больше проявляется в двигателях с ПЗ, чем в дизелях.

Сравнение показателей действительного рабочего цикла с показателями теоретического цикла позволяет оценить потери, вызванные несовершенством процесса сгорания и теплоотдачей в окружающую среду.

Сравнительный анализ показателей идеального и теоретического циклов дает возможность установить степень влияния на КПД двигателя изменения состава и количества газов в процессах сгорания и смены заряда, а также переменность теплоемкости смеси газов.

### 3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### 3.1. Общие сведения о действительных циклах двигателей

Совокупность периодически повторяющихся в цилиндре реального двигателя тепловых, химических и газодинамических процессов, в результате осуществления которых термохимическая энергия топлива преобразуется в механическую работу, называется *действительным циклом двигателя*.

Он протекает в цилиндрах реального двигателя и осуществляется рабочим телом, меняемым в течение процессов впуска и выпуска. В современных высокооборотных четырехтактных двигателях (дизели для грузовика до 3000 об/мин, легкового до 5000 об/мин, двигатели с искровым зажиганием до 6000 об/мин) на один цикл приходится 0,15–0,02 с.

За этот промежуток времени должны быть осуществлены следующие процессы: ввод в цилиндр топлива и воздуха; сжатие, испарение топлива и его перемешивание с воздухом; воспламенение топливовоздушной смеси и ее сгорание, приводящее к повышению температуры и давления газов; расширение и выброс отработавших газов. Для всех рассматриваемых процессов характерным является изменение в течение их протекания термо- и газодинамических параметров (теплообмен, изменение теплоемкости, неполнота сгорания, диссоциация, потери на перетекание газа).

Аналитически определить работу, совершаемую в действительном цикле, затруднительно, т. к. невозможно заранее для заданного двигателя определить потери при осуществлении каждого процесса в отдельности. Такие расчеты ведутся с учетом опытных коэффициентов, полученных в результате большого количества исследований.

Действительные циклы двигателей графически изображаются в координатах давление-объем ( $pV$ ), или в координатах давление-угол поворота коленчатого вала ( $p\varphi$ ). Такие графические зависимости давления от указанных параметров называют *индикаторными диаграммами*. Если в качестве независимой переменной принимается объем рабочей полости цилиндра  $V$ , то индикаторная диаграмма носит название *свернутой*, а если угол поворота  $\varphi$  коленчатого вала – *развернутой*.

По свернутым индикаторным диаграммам (рис. 3.1) удобно проводить термодинамический анализ (определять индикаторную работу, температуру процессов сжатия и расширения, тепловыделение и т. д.).

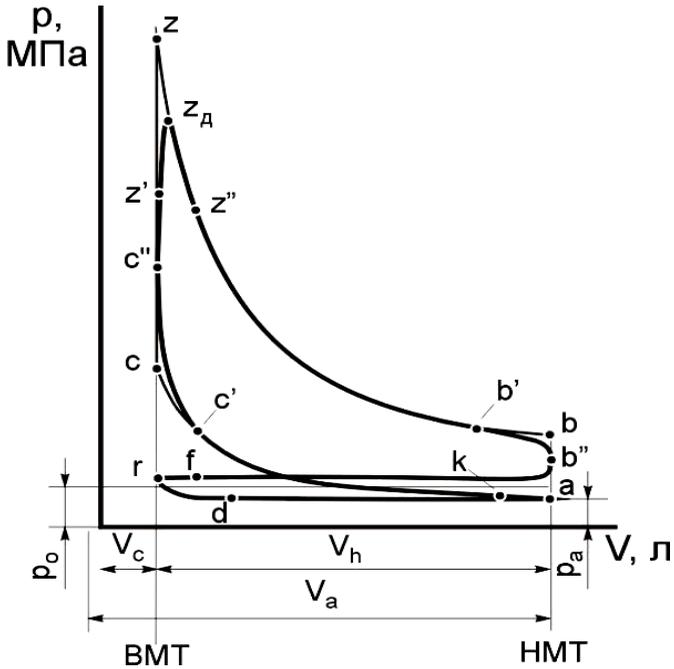


Рис. 3.1. Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с ПЗ ( $p_0$  – атмосферное давление)

Индикаторную диаграмму при испытаниях двигателей чаще всего записывают в координатах  $p\phi$ , при необходимости с помощью графических или аналитических методов она может быть перестроена в координаты  $pV$ . Развернутая индикаторная диаграмма, характеризующая действительный рабочий цикл четырехтактного двигателя с ПЗ, представлена на рис. 3.2.

По развернутым диаграммам удобно анализировать протекание процесса сгорания с оценкой его динамичности и продолжительности.

Индикаторные диаграммы также могут быть построены на основании теплового расчета или получены путем моделирования рабочего процесса.

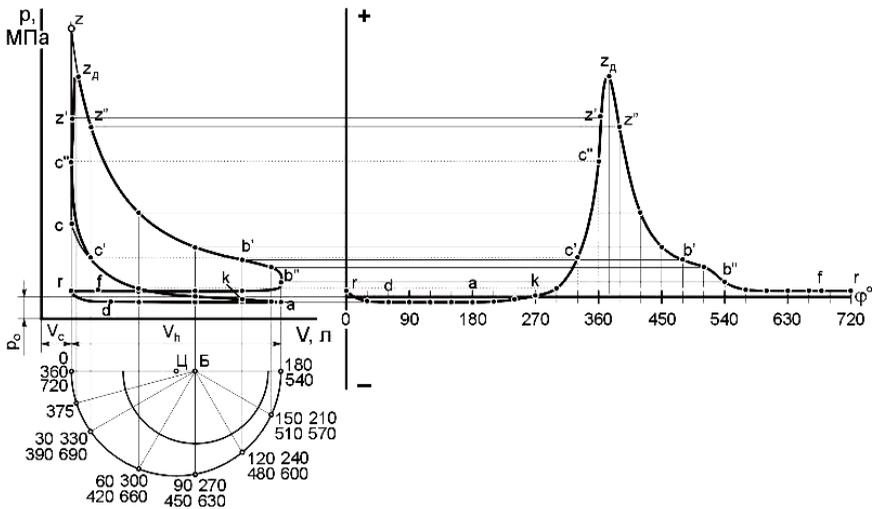


Рис. 3.2. Развернутая индикаторная диаграмма двигателя с ПЗ

### 3.2. Действительные циклы четырёхтактных двигателей

Действительный цикл четырёхтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала. Для двигателей с ПЗ и внешним смесеобразованием он включает следующие процессы (см. рис. 3.1):

- впуск свежего заряда ( $frdak$ ). В период впуска свежего заряда поршень движется от ВМТ к НМТ и освобождаемый им объем заполняется свежим зарядом. Этот заряд представляет собой смесь топлива и воздуха;

- сжатие ( $akc'$ );

- момент подачи искры на электроды свечи (точка  $c'$ );

- горение ( $c'c''z'z''z'''$ );

- рабочий ход ( $z''z''b''b''$ ). В течение этого хода происходит расширение продуктов сгорания и преобразование тепловой энергии в механическую работу;

- выпуск отработавших газов ( $b'b''frd$ ). При выпуске отработавших газов рабочая полость цилиндра двигателя очищается за счет их свободного истечения ( $b'b''$ ) и принудительного вытеснения поршнем при его движении от НМТ до ВМТ.

Из приведенного рис. 3.1 видно, что границы реальных процессов не совпадают с мертвыми точками, как это происходит в идеальном цикле.

Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля со свободным впуском (без наддува) приведена на рис. 3.3.

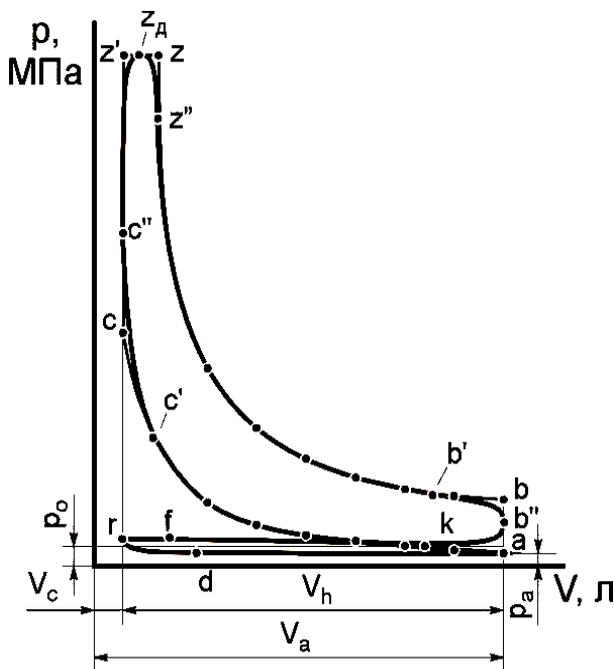


Рис. 3.3. Свернутая индикаторная диаграмма дизельного двигателя

При открытии впускного клапана (на участке  $frdak$ ) в цилиндр поступает воздух, а затем происходит его политропное сжатие (после закрытия впускного клапана) на участке  $kc$ . Точка  $c'$  соответствует моменту начала впрыскивания топлива в камеру сгорания. Далее происходит перемешивание распыленного топлива с воздухом, его испарение, химические преобразования и воспламенение за счет высокой температуры сжатия. Сгорание топлива сопровождается резким повышением давления и температуры (участок  $c'c''z$ ), на участке  $z'z$  происходит дальнейшее повышение температуры при незначительном повышении давления. Протекание процесса сгора-

ния существенно зависит от степени сжатия, физико-химических свойств топлива, способа топливоподачи, формы камеры сгорания, интенсивности завихрения топливно-воздушного заряда и других факторов.

После сгорания происходит процесс политропного расширения. В точке  $b'$  (начало открытия выпускного клапана) газы начинают удаляться из цилиндра двигателя. Выпуск отработавших газов заканчивается в точке  $f$ , т. е. он занимает часть процесса впуска. На участке  $frd$  (оба клапана открыты) происходит продувка цилиндра.

### **3.3. Действительные циклы двухтактных двигателей**

#### ***3.3.1. Принцип работы двухтактных двигателей***

Основные процессы двухтактных двигателей: сжатие воздушно-го заряда в дизельном топливе или топливовоздушной смеси в двигателе с ПЗ, смесеобразование и сгорание – аналогичны таковым в четырехтактных двигателях.

Основное отличие рабочего цикла двухтактного двигателя от четырехтактного заключается в том, что в первом нет специальных ходов поршня для осуществления процессов газообмена. Имеется только два основных такта – сжатие и рабочий ход, которые происходят за один оборот коленчатого вала. Очистка цилиндров от отработавших газов и его наполнение свежим зарядом происходят в конце расширения и в начале сжатия. В этом случае очистка и наполнение совершаются принудительно свежим зарядом, предварительно сжатым до определенного давления.

Для изучения принципа работы двухтактных двигателей следует рассмотреть схему рабочих органов двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой и с продувочным насосом.

Индикаторную диаграмму рабочего цикла рассмотрим на примере двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой (рис. 3.4.).

При движении поршня от ВМТ к НМТ происходит такт расширения. За время этого такта осуществляется рабочий ход. В точке  $b'$  с момента открытия поршнем выпускных окон  $1$  начинается процесс газообмена.

По линии  $b'f$  происходит свободный выпуск отработавших газов. В точке  $f$  открывается продувочное окно  $2$ , и свежий заряд под не-

большим избыточным давлением поступает в цилиндр двигателя. При движении поршня от НМТ к ВМТ сначала закрываются продувочные окна в точке  $k$ , затем – выпускные окна (клапаны) в точке  $d$ , и далее происходит сжатие  $dc$ . На участке  $fak$  одновременно происходит выпуск отработавших газов и поступление свежего заряда. Совокупность этих процессов называется *продувкой цилиндра*.

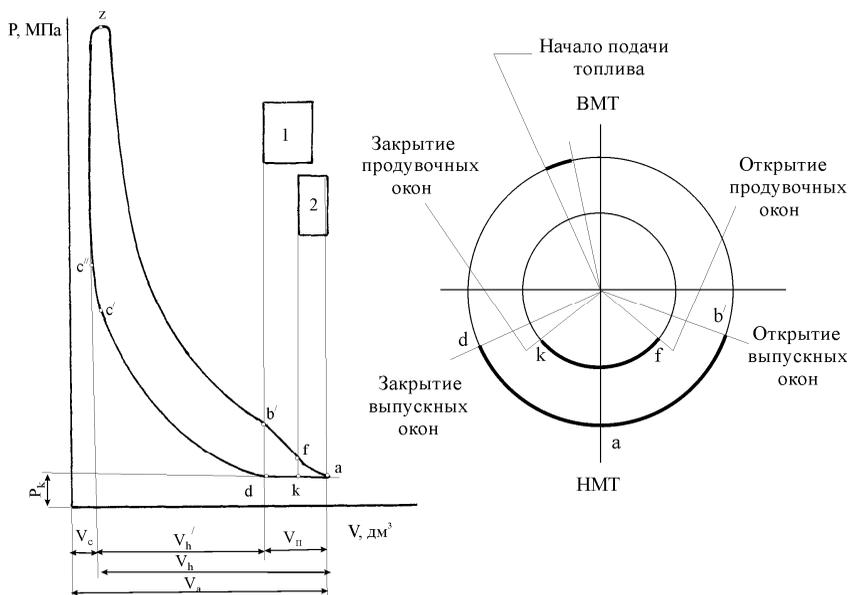


Рис. 3.4. Свернутая индикаторная диаграмма двухтактного двигателя:  
1 – выпускное окно; 2 – продувочное окно

В двухтактных двигателях для обеспечения хорошей очистки и зарядки цилиндров объем свежего заряда, подаваемый в цилиндры двигателя должен быть больше суммы рабочих объемов цилиндров на 20–30 %.

### 3.3.2. Степень сжатия двухтактных двигателей

Из приведенного описания рабочего цикла двухтактных двигателей видно, что у них удаление отработавших газов и наполнение цилиндров происходит в конце такта расширения и начале такта

сжатия. Часть рабочего объема  $V_{\Pi}$  оказывается потерянной для основных процессов. Поэтому различают геометрический (полный  $V_h$ ) и действительный  $V'_h$  рабочие объемы, которые связаны между собой уравнением:

$$V'_h = V_h - V_{\Pi}.$$

Соответственно, в двухтактных двигателях различают две степени сжатия:

– геометрическую  $\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$ ;

– действительную  $\varepsilon_d = \frac{V'_h + V_c}{V_c}$ .

Если обозначить через  $\psi_{\Pi} = \frac{V_{\Pi}}{V_h}$  долю потерянного объема, то связь между геометрической и действительной степенью сжатия можно выразить следующим образом:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V'_h + V_c + V_{\Pi}}{V_c} = \varepsilon_d + \frac{V_{\Pi}}{V_c} = \varepsilon_d + \frac{\psi_{\Pi} V_h}{V_c} = \\ &= \varepsilon_d + \frac{\psi_{\Pi} V_h + \psi_{\Pi} V_c - \psi_{\Pi} V_c}{V_c} = \varepsilon_d + \varepsilon \psi_{\Pi} - \psi_{\Pi}, \end{aligned}$$

откуда  $\varepsilon_d = \varepsilon(1 - \psi_{\Pi}) + \psi_{\Pi}$  или  $\varepsilon = \frac{\varepsilon_d - \psi_{\Pi}}{1 - \psi_{\Pi}}$ .

В сведениях о двухтактных двигателях обычно приводится геометрическая степень сжатия, а в формулы теплового расчета двигателя следует подставлять действительную степень сжатия.

Величина  $\psi_{\Pi}$  зависит от схемы продувки и колеблется в пределах от 0,15 до 0,30.

### 3.4. Процессы циклов

Из приведенного анализа видно, что действительные циклы поршневых двигателей состоят из процессов: газообмена, включающего выпуск отработавших газов, продувку камеры сгорания и впуск свежего заряда; сжатия, сопровождающегося повышением внутренней энергии рабочего тела; сгорания, сопровождающегося выделением теплоты; и расширения (рабочий ход).

Характер протекания процессов сжатия, сгорания и расширения не зависит от тактности двигателя и определяется лишь способом организации процесса смесеобразования и воспламенения смеси. Процесс газообмена зависит от тактности двигателя. В четырехтактном двигателе его продолжительность составляет более чем два хода поршня; в двухтактном – только часть хода поршня.

В двухтактном двигателе воздух (или топливовоздушная смесь) вводят в цилиндр после предварительного сжатия его в компрессоре (кривошипной камере) до давления  $p_k$ .

Температура продувочного воздуха  $T_k$  выше температуры окружающей среды и определяется по формуле:

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

где  $n$  – показатель политропы сжатия в нагнетателе ( $n = 1,5-1,8$ );  
 $p_k$  – давление продувки.

## 4. РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА

### 4.1. Состав топлив

В ДВС происходит горение топливовоздушной смеси в результате окисления топлива кислородом воздуха.

Теплота, выделяющаяся вследствие термохимического окисления топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. В процессе сгорания рабочее тело (газы) подвергается качественным и количественным изменениям. Для расчета процесса сгорания необходимо определить количество, состав и теплоемкости газов, находящихся в цилиндре двигателя до и после сгорания.

В автотракторных двигателях внутреннего сгорания применяют в основном органические ископаемые топлива. Товарными топливами для поршневых двигателей являются дизельные топлива, бензины, сжатые и сжиженные газы.

Применяемые топлива представляют собой смесь различных углеводородов. Содержание отдельных химических элементов в топливе характеризует его элементарный состав, который для жидкого топлива задают массовыми долями углерода С и водорода Н, содержащихся в 1 кг топлива (табл. 4.1). При использовании кислородосодержащих топлив в элементарном составе учитывают кислород О.

Состав газового топлива принимают:

– для природного газа  $H_2 = 0,00-0,30$ ;  $CH_4 = 82,27-98,27$ ;  $C_2H_6 = 0,17-5,80$ ;  $C_3H_8 = 0,00-2,10$ ;  $C_4H_{10} = 0,00-1,00$ ;  $N_2 = 1,0-9,3$ ;  $CO_2 = 0,00-0,89$  (в % по объему).

– для сжиженного газа пропан-бутан  $C_3H_8 = 40-60$ ;  $C_4H_{10} = 40-60$  (в % по массе).

Таблица 4.1

Элементарный состав жидкого топлива по массе

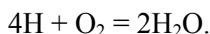
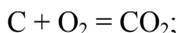
Топливо	Элементарный состав, кг			Низшая теплота сгорания $H_u$ , кДж/кг
	С	Н	О	
Бензин	0,85	0,15	–	43 500–44 500
Дизельное топливо	0,856	0,136	0,008	41 500–43 000

## 4.2. Реакции окисления жидких топлив

В этом разделе необходимо изучить химические реакции, протекающие при полном окислении жидкого топлива.

Как показывает практика приема экзаменов, у студентов недостаточно хорошо выходит излагать содержание этого вопроса. В связи с этим рекомендуется следующий порядок изучения материала:

1. Записать реакции окисления углерода и водорода:



2. При дальнейшем рассмотрении вопроса ограничиться расчетом исходных и конечных продуктов реакции в массовых единицах.

## 4.3. Коэффициент избытка воздуха

Из уравнений сгорания отдельных составляющих элементов топлива нетрудно определить минимальное количество кислорода, необходимого для полного сгорания, которое называется *стехиометрическим*.

Стехиометрическое количество кислорода для сгорания 1 кг топлива:

$$l'_0 = \left( \frac{8}{3}\text{C} + 8\text{H} - \text{O} \right), \frac{\text{кг кислорода}}{\text{кг топлива}}.$$

Так как в воздухе содержится по массе 23 % кислорода и 77 % азота, то минимальное количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, составит:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}\text{C} + 8\text{H} - \text{O} \right), \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

Оно называется также стехиометрическим количеством воздуха. Для бензина  $l_0 = 14,8$ , для дизельного топлива  $l_0 = 14,4$ .

При необходимости проведения расчетов в молях теоретически необходимое количество воздуха:

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B}, \frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}},$$

где  $\mu_B$  – молекулярная масса воздуха ( $\mu_B = 28,97$  кг/кмоль).

Теоретически необходимое количество воздуха (в кмоль) для сгорания 1 кмоль газообразного топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum_{i=1}^h \left[ \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) v_{C_n H_m O_r} \right]_i,$$

где  $v_{C_n H_m O_r}$  – объемная доля отдельного компонента в газообразном топливе;

$n, m, r$  – количество атомов углерода, водорода и кислорода;

$h$  – количество отдельных компонентов в топливе.

Действительное количество воздуха, участвующее в сгорании, обычно не равно теоретически необходимому (стехиометрическому) и характеризуется коэффициентом избытка воздуха.

*Коэффициент избытка воздуха* – это отношение действительного количества воздуха, участвующего в процессе сгорания 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха для полного сгорания топлива:

$$\alpha = \frac{l}{l_0} = \frac{L}{L_0}.$$

При  $\alpha = 1$  состав смеси называют нормальным или стехиометрическим, полное сгорание топлива в этом случае возможно лишь при идеальном его смешении с воздухом. В реальных условиях полное сгорание топлива в двигателе может быть достигнуто при  $\alpha > 1$ .

Смесь, характеризуемую  $\alpha > 1$ , т. е. количество воздуха больше теоретически необходимого для полного сгорания топлива, назы-

вают бедной; при  $\alpha < 1$ , т. е. количество воздуха меньше необходимого для полного сгорания топлива – богатой (топливом).

Кроме того, студентам необходимо самостоятельно изучить понятия «горючая смесь», «продукты сгорания», «коэффициент молекулярного изменения», а также разобраться с величинами и способами определения теплоты сгорания топлив, теплоемкости воздуха и продуктов сгорания.

## 5. ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА

Для осуществления рабочего процесса в реальных двигателях необходимо каждый цикл удалять из цилиндров образующиеся продукты сгорания и вводить в них свежий заряд. Совокупность процессов, связанных с очисткой цилиндров двигателей от продуктов сгорания и заполнением их свежим зарядом, называют *процессами газообмена*.

Процессы газообмена представляют собой сложные газодинамические явления. Они связаны с неустановившимися движениями газовых потоков, осуществляются при переменных проходных сечениях органов газораспределения и при непрерывном изменении давления и температуры рабочего тела.

### 5.1. Организация процессов газообмена

#### 5.1.1. Процесс выпуска

В конце рабочего хода (рис. 5.1), когда поршень не дошел до НМТ, открывается выпускной клапан (точка  $b'$ ). Давление в цилиндре двигателя в этот момент значительно выше, чем в выпускном коллекторе, поэтому отработавшие газы устремляются в коллектор. При этом, несмотря на то, что поршень на участке  $b'b$  движется к НМТ вследствие избыточного давления, цилиндр успевает покинуть значительная часть отработавших газов. По мере уменьшения массы газа падает и давление в цилиндре. В точке  $b''$  давление газов в цилиндре и выпускном коллекторе выравнивается. Свободное истечение газов под действием избыточного давления прекращается. В процессе свободного выпуска (участок  $b'b''$ ) цилиндр двигателя покидает более 50 % массы рабочего тела.

При окончании свободного выпуска поршень движется в направлении от НМТ к ВМТ и начинается фаза принудительного удаления продуктов сгорания из цилиндра. Процесс принудительного выпуска отработавших газов длится до тех пор, пока поршень не достигнет ВМТ, при этом из цилиндра удаляется 95–98 % массы газов. Выпускной клапан закрывается в точке  $d$  после НМТ.

Предварительное открытие выпускного клапана до НМТ способствует более эффективной очистке цилиндра и уменьшает затраты

энергии на удаление продуктов сгорания. Запаздывание закрытия выпускного клапана после ВМТ (за счет использования инерции выходящих из цилиндра остаточных газов и продувки камеры сгорания поступающим в цилиндр свежим зарядом) обеспечивает дополнительное удаление остаточных газов при продувке камеры сгорания.

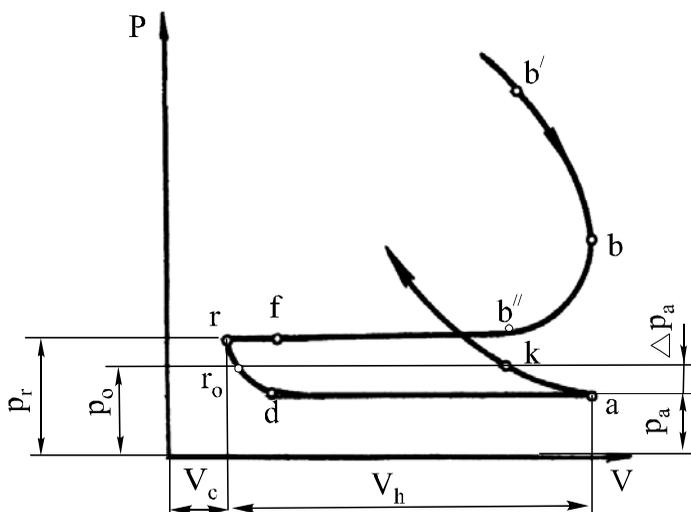


Рис. 5.1. Диаграмма процесса газообмена четырехтактного двигателя

В течение процесса выпуска давление газов в цилиндре изменяется, но при проведении расчетов для двигателей без наддува его обычно принимают постоянным и равным:

$$P_r = 0,103-0,12 \text{ МПа.}$$

Величина давления выпуска зависит от конструкции выпускной системы, нагрузки, частоты вращения и других параметров.

Температура отработавших газов находится в пределах:

- для двигателей с ПЗ  $T_r = 900-1100 \text{ К}$ ;
- для дизелей  $T_r = 600-800 \text{ К}$ .

Для двигателей с газотурбинным наддувом давление на впуске может быть больше, равно или меньше давления на выпуске, что определяется фазами газораспределения.

### 5.1.2. Процесс впуска

Процесс впуска в двигателях предназначен для наполнения цилиндров свежим зарядом (воздухом или смесью воздуха с топливом). Он хотя и является вспомогательным процессом, но оказывает значительное влияние на мощностные и экономические показатели двигателя.

Процесс впуска (см. рис. 3.1) условно начинается в точке  $f$  и соответствует началу открытия впускного клапана до прихода поршня в ВМТ. Заканчивается впуск при полном закрытии впускного клапана в точке  $k$ , когда поршень прошел НМТ. Таким образом, процесс впуска четырехтактного двигателя условно можно считать состоящим из трех периодов: подготовительного, основного и последующего (дозарядки).

Подготовительный период начинается с момента открытия впускного клапана (точка  $f$ ), т. е. за 10–30 градусов поворота коленчатого вала (град. ПКВ) до прихода поршня в ВМТ, и заканчивается в ВМТ. В этот период клапан только начинает открываться, образуя узкую щель, сопротивление которой достаточно велико. Этот период необходим для того, чтобы подготовить клапан к быстрому подъему, т. е. к быстрому увеличению проходного сечения к моменту начала движения поршня после ВМТ. Таким образом, предварительное открытие впускного клапана до прихода поршня в ВМТ создает некоторое проходное сечение, что улучшает наполнение цилиндра, а также используется для продувки цилиндров (двигатель с наддувом), что уменьшает количество остаточных газов и снижает тепловую напряженность деталей цилиндропоршневой группы.

Фактически наполнение цилиндра свежей смесью возможно при движении поршня от ВМТ к НМТ, но в начальный момент (точка  $r$ )  $p_r > p_0$  и в цилиндре расширяются остаточные газы до точки  $r_0$  и только после преодоления аэродинамических сопротивлений в системе впуска в цилиндр начинает поступать свежий заряд (точка  $d$ ).

В течение основного впуска в цилиндр поступает 85–90 % всего свежего заряда.

Дозарядка начинается с момента прохождения поршнем НМТ и оканчивается в момент закрытия впускного клапана (точка  $k$ ), т. е. через 40–60 град. ПКВ после НМТ. При запаздывании закрытия впускного клапана после НМТ используется скоростной напор,

инерционные и волновые явления во впускной системе с целью дозарядки цилиндра. При невысоких частотах вращения коленчатого вала двигателя (например, при пуске) инерция движения свежего заряда во впускном коллекторе незначительна, поэтому в период запаздывания закрытия клапана может быть обратный выброс свежего заряда из цилиндра. Таким образом, при различной частоте вращения коленчатого вала в период запаздывания закрытия клапана может быть как дозарядка цилиндра, так и обратный выброс.

Величина дозарядки определяется, прежде всего, фазами газораспределения и скоростью (инерционностью) движения потока смеси через проходное сечение клапанной щели, причем каждому определенному скоростному напору соответствуют свои оптимальные моменты открытия и закрытия впускного клапана.

Чем с большей скоростью движется воздушный поток по впускному коллектору, тем большее время может быть открыт впускной клапан, обеспечивая дозарядку цилиндра.

При правильно подобранных параметрах впускной системы на номинальном скоростном режиме двигателя дозарядка составляет 10–15 %.

## 5.2. Показатели процессов газообмена

В процессе впуска надо изучить показатели, характеризующие его совершенство: давление и температура в конце наполнения ( $p_a$  и  $T_a$ ), коэффициент остаточных газов и коэффициент наполнения.

*Величина потери давления* при впуске пропорциональна квадрату частоты вращения коленчатого вала и обратно пропорциональна площади проходного сечения клапанов.

Для четырехтактных двигателей без наддува:

$$\Delta p_a = (0,10 - 0,25) p_0,$$

где  $p_0$  – атмосферное давление.

Для двигателей с наддувом:

$$\Delta p_a = (0,10 - 0,25) p_k,$$

где  $p_k$  – давление после компрессора.

Для качественного наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом необходимо осуществить, возможно, лучшее удаление из него продуктов сгорания. Качество очистки цилиндров от отработавших газов характеризуется коэффициентом остаточных газов  $\gamma_r$ . *Коэффициент остаточных газов* представляет собой отношение числа молей остаточных газов  $M_r$ , оставшихся в двигателе от предыдущего цикла, к числу молей свежего заряда  $M_1$ , поступившего в цилиндр в процессе впуска:

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

*Температура в конце впуска*  $T_a$  определяется по уравнению баланса теплоты свежего заряда и продуктов сгорания до и после их смешения:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Для четырехтактных бензиновых и газовых двигателей с ПЗ  $\gamma_r = 0,07-0,12$ , для дизелей  $\gamma_r = 0,03-0,06$ . Значения  $T_a$  лежат в пределах  $T_a = 340-400$  К и  $T_a = 310-330$  К.

Основное внимание при изучении процесса впуска надо обратить на коэффициент наполнения. *Коэффициент наполнения* – это отношение действительного количества заряда, поступившего в цилиндр двигателя, к тому количеству заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем  $V_h$  при условиях состояния заряда на впуске. Для двигателя без наддува за параметры состояния заряда на впуске принимаются  $p_0$  и  $T_0$  – давление и температура окружающей среды. Для двигателей с наддувом и двухтактных  $T_k$  и  $p_k$  – состояние заряда после компрессора.

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_0},$$

где  $M_0$  – количество свежего заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем  $V_h$  при условиях состояния заряда на впуске;

$M_1$  – действительное количество заряда, поступившего в цилиндр.

При выводе уравнения для определения коэффициента наполнения считаем, что дозарядка цилиндра отсутствует, т. е. впускной клапан открывается в ВМТ и закрывается в НМТ.

Количество молей рабочей смеси в конце впуска:

$$M_a = M_1 + M_r = M_1(1 + \gamma_r),$$

откуда:

$$M_1 = \frac{M_a}{(1 + \gamma_r)}.$$

На основании характеристического уравнения получаем:

$$p_a V_a = R M_a T_a;$$

$$M_a = \frac{p_a V_a}{R T_a},$$

тогда:

$$M_1 = \frac{p_a V_a}{R T_a} \frac{1}{(1 + \gamma_r)}.$$

Теоретическое количество свежего заряда, которое могло бы поступить в объем  $V_h$  при  $p_0$  и  $T_0$ , будет:

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

Подставив значения  $M_1$  и  $M_0$  в формулу для коэффициента наполнения, после преобразований получим в окончательном виде формулу для определения  $\eta_v$ :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}.$$

Для двигателей с наддувом вместо  $T_0$  и  $p_0$  ставится  $T_k$  и  $p_k$ :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}.$$

Значения коэффициента наполнения для двигателей с принудительным зажиганием  $\eta_v = 0,75-0,85$ , для дизелей без наддува –  $\eta_v = 0,80-0,90$ , с наддувом –  $\eta_v = 0,92-0,98$ .

## 6. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Процесс сжатия в действительном цикле двигателя внутреннего сгорания служит для увеличения температурного перепада рабочего цикла и улучшения условий, необходимых для восплавления и сгорания горючей смеси.

Процесс сжатия протекает по политропе с переменным показателем. Для упрощения расчета переменный показатель политропы сжатия заменяют постоянным показателем  $n_1$ .

Значения таких параметров, как давление  $p_c$  и температура  $T_c$  конца сжатия определяются на основании уравнения:

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

откуда:

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

заменим  $\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$ , получим:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}.$$

Температура конца сжатия определяется по уравнениям:

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

$$T_c = T_a \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1}.$$

Значения показателей процесса сжатия для различных двигателей приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

## Показатели процесса сжатия

Тип двигателя	$n_1$	$p_c$ , МПа	$T_c$ , К
Двигатели с ПЗ	1,35–1,39	1,2–3,5	550–900
Дизели без наддува	1,35–1,40	3,5–6,0	700–950
Дизели с наддувом	1,32–1,37	5,0–11,0 (и более)	900–1150

## 7. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

### 7.1. Общие сведения о процессе сгорания

При изучении процесса сгорания следует уяснить, что это основной процесс, определяющий мощностные, экологические и экономические показатели двигателя.

В реальных циклах поршневых двигателей рабочее тело не получает теплоты извне, как это предполагалось при рассмотрении идеальных циклов. Необходимая для работы энергия вводится в цилиндр вместе с топливом в виде его потенциальной химической энергии, здесь она превращается в тепловую и затрачивается на нагревание рабочего тела.

Процесс преобразования химической энергии топлива в тепловую, происходящий в результате быстрых реакций окисления топлива, называется *процессом сгорания*.

Далее необходимо самостоятельно изучить вопросы «Образование горючих смесей», «Процессы воспламенения и горения» и «Самовоспламенение».

При рассмотрении вопроса «Самовоспламенение» надо уяснить, что самовоспламенение распыленных жидких топлив имеет решающее значение для развития процесса сгорания в дизелях. В двигателях с воспламенением от искры самовоспламенение смеси перед фронтом пламени является источником возникновения детонации и других нарушений процесса сгорания.

Самовоспламенение является результатом развития ряда самораспространяющихся цепных предпламенных реакций, которые завершаются появлением пламени (цепочно-тепловой взрыв).

Интервал времени от начала развития предпламенных реакций до момента появления пламени называется *периодом задержки самовоспламенения*. Воспламенение может быть одностадийным и двухстадийным.

### 7.2. Сгорание в двигателях с принудительным зажиганием

#### 7.2.1. Фазы процесса сгорания

При нормальном рабочем процессе в двигателях с ПЗ достаточно однородная рабочая смесь воспламеняется электрической искрой

и сгорает в процессе распространения фронта турбулентного пламени. За начало процесса сгорания принимают момент появления искры на электродах свечи.

В процессе сгорания могут быть выделены три фазы:

1. Начальная фаза, в течение которой образуется начальный очаг пламени.

2. Основная фаза – быстрого сгорания. В этой фазе пламя распространяется по основной части камеры сгорания.

3. Фаза догорания. В ней происходит догорание смеси за фронтом пламени, в пристеночных слоях и в зазорах между головкой цилиндра и днищем поршня.

Деление на фазы является условным. Провести четкие границы между отдельными фазами процесса сгорания в двигателях не представляется возможным, т. к. скорость сгорания изменяется постепенно.

Рассмотрим участок развернутой индикаторной диаграммы, соответствующий процессу сгорания в координатах  $p\varphi$  (рис. 7.1, 1), и диаграмму «чистого» сжатия-расширения (рис. 7.1, 2), которая получается при выключенном зажигании (отсутствии воспламенения).

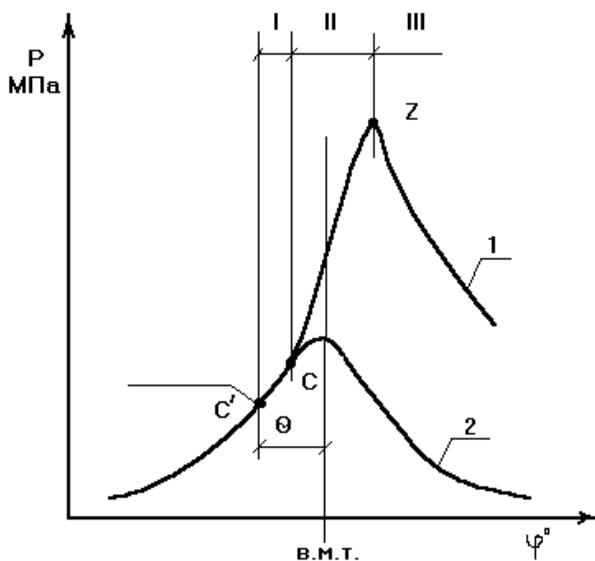


Рис. 7.1. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в двигателе с ПЗ

Проследим по развернутой индикаторной диаграмме за характером изменения давления газа в цилиндре в процессе сгорания.

Отметим точку  $C^1$ , соответствующую моменту зажигания. За момент окончания первой фазы сгорания и, соответственно, начала основной фазы принимают точку отрыва линии сгорания от линии сжатия, т. е. момент начала ощутимого повышения давления (точка  $C$ ).

Следует отметить, что при искровом зажигании задержка воспламенения отсутствует. Очаг горения возникает сразу же в месте проскакивания искры. Поэтому будет неправильным назвать первый период периодом задержки воспламенения.

Начальный очаг горения очень мал, поэтому в течение первого периода не наблюдается заметного выделения теплоты и повышения давления по сравнению с давлением сжатия.

За момент окончания второго и начало третьего периода принимают момент достижения максимума давления на индикаторной диаграмме (точка  $Z$ ).

В течение второго периода сгорает основное количество топлива (80–90 %), давление резко повышается.

Надо отметить, что угол в градусах ПКВ от момента проскакивания искры до ВМТ называется углом опережения зажигания. Он должен увеличиваться с увеличением длительности начальной фазы и с уменьшением скорости сгорания в основной фазе.

В современных быстроходных двигателях с воспламенением от искры максимальная мощность обычно получается при достижении максимального давления при угле 12–15 град. ПКВ после ВМТ. Угол опережения зажигания на номинальном режиме равен 30–35 град. ПКВ до ВМТ.

Скорость сгорания в основной фазе определяет быстроту нарастания давления по углу ПКВ – жесткость работы двигателя  $d\varphi / d\varphi$  (МПа/град.) в процессе сгорания. Эта величина является важным эксплуатационным показателем, т. к. может оказывать заметное влияние на моторесурс двигателя.

### ***7.2.2. Пределы воспламеняемости смеси***

Сгорание в двигателях с ПЗ представляет собой распространение фронта пламени от источника зажигания. Для развития фронта пламени необходимо, чтобы количества теплоты, выделяющейся от

начального очага горения, было достаточно для появления пламени и прогрева следующего слоя смеси. В противном случае происходит затухание реакции горения. Такое явление может наступить при сгорании чрезмерно богатых и бедных смесей. Наибольшее количество теплоты выделяется при сгорании несколько обогащенных смесей ( $\alpha = 0,85-0,9$ ). При большем обогащении смеси тепловыделение уменьшается вследствие химической неполноты сгорания. При обеднении смеси – вследствие малой калорийности заряда.

Отсюда можно сделать вывод, что воспламеняться могут только топливно-воздушные смеси определенного состава.

Пределы изменения составов горючих смесей, при которых возможно их воспламенение, носят название пределов воспламеняемости. Они оцениваются коэффициентом избытка воздуха.

Пределы воспламеняемости для различных топлив не являются постоянными. Они зависят от условий, в которых находится воспламеняемая смесь: температура, давление, наличие остаточных газов, интенсивность воспламенения и т. д. Так для смеси бензина с воздухом пределы воспламеняемости лежат в диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха от 0,4 до 1,86.

Надо уяснить, что эти пределы справедливы для однородных топливовоздушных смесей, т. е. таких смесей, которые образуются в бензиновых двигателях. Для неоднородных смесей, которые характерны для дизелей, пределы воспламеняемости могут быть значительно шире.

Отсюда можно сделать следующий вывод: двигателям обычных конструкций с принудительным зажиганием присущ недостаток, заключающийся в невозможности сжигания на частичных нагрузках бедных смесей, что ведет к ухудшению их экономичности по сравнению с дизелями, которые могут работать с  $\alpha > 4$ .

При изучении процесса сгорания надо самостоятельно рассмотреть влияние различных факторов на его протекание. В особенности таких факторов, как режим эксплуатации, регулировки угла опережения зажигания и состава смеси.

### *7.2.3. Детонационное сгорание*

При изучении двигателей с ПЗ надо рассмотреть основные нарушения нормального сгорания в нем, при этом особое внимание обратить на детонационное сгорание. В двигателях с ПЗ перед фронтом

пламени происходит дополнительное сжатие смеси, обусловленное расширением продуктов сгорания. Это приводит к повышению температуры несгоревшей смеси, что ускоряет протекание в ней предпламенных реакций. Скорость этих реакций может настолько возрасти, что до прихода фронта пламени в зону несгоревшей смеси в ней возникает очаг воспламенения. Этот очаг начинает расширяться в результате самовоспламенения соседних слоев смеси, уже приготовленной к сгоранию прошедшими предпламенными реакциями. Скорость распространения волны самовоспламенения может превосходить скорость звука в данной среде. В результате возникают детонационные волны, распространяющиеся со скоростью 1000–2000 м/с.

Такой процесс сгорания, протекающий вначале с обычными скоростями, но с мгновенным неуправляемым горением в конце, называют *детонационным*.

Детонирует обычно небольшая часть смеси, окисляющаяся в последнюю очередь.

Внешне детонация проявляется в возникновении звонких металлических стуков при работе двигателя на полных нагрузках.

Длительная работа двигателя с детонацией недопустима. При детонации:

- увеличивается температура деталей и может прогорать днище поршня;
- растет температура охлаждающей жидкости, уменьшается наполнение и, как следствие, понижается мощность двигателя;
- двигатель дымит;
- увеличивается износ верхнего пояса гильзы и поршневых колец;
- разрушается антифрикционный слой в шатунных подшипниках.

Надо самостоятельно рассмотреть конструктивные и эксплуатационные факторы, влияющие на детонацию. Здесь стоит подчеркнуть, что появление детонационного сгорания в основном является результатом неправильного подбора сорта топлива для двигателей с данной степенью сжатия.

### **7.3. Сгорание в дизелях**

#### ***7.3.1. Фазы процесса сгорания***

В дизелях топливо впрыскивается форсункой в воздушный заряд, сжатый до давления выше 45,0 МПа и имеющий температуру 800–

950 К. Для эффективного протекания горения топливо должно находиться в парообразном состоянии, но из-за недостатка времени на смесеобразование часть топлива не успевает испариться и находится в начале горения в капельно-жидком состоянии. Поэтому воспламенение и сгорание – сложные процессы, включающие в себя физико-химическую подготовку топлива, воспламенение и горение.

При сгорании в дизеле выделяют четыре фазы:

1. Задержка воспламенения.
2. Самовоспламенение и быстрое горение.
3. Горение, сопровождаемое плавным изменением давления.
4. Догорание.

Первая фаза (рис. 7.2) начинается с момента поступления топлива в цилиндр (точка 1) и заканчивается в момент отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2). Впрыскивание топлива происходит до прихода поршня в ВМТ. Угол опережения впрыска топлива составляет 5–35 град. ПКВ.

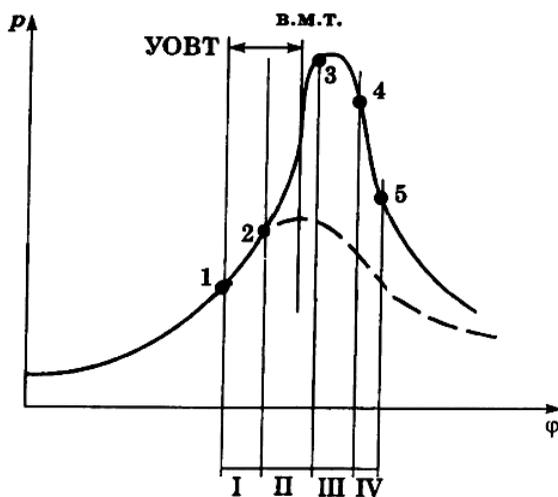


Рис. 7.2. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в дизеле

Вторая фаза длится с момента отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2) до момента достижения максимального давления цикла (точка 3). В первую очередь сгорают однородные слои смеси топлива и воздуха, хорошо перемешанные между собой.

Давление и температура во второй фазе быстро повышаются вследствие сгорания топлива, впрыскиваемого во второй фазе, и значительной части смеси испарившегося в первой фазе топлива с воздухом.

При этом фронт пламени распространяется очень быстро, в определенных случаях с образованием ударной волны, распространяющейся со скоростью звука. Но в отличие от двигателей с ПЗ, в дизелях эти волны не переходят в детонационные, т. к. структура смеси по всему объему камеры сгорания неравномерна. Это позволяет использовать более высокую степень сжатия.

Максимальная скорость нарастания давления во второй фазе  $(dp/d\varphi)_{\max}$  характеризует жесткость процесса сгорания. Для автотракторных дизелей  $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,4-1,0$  МПа/град. ПКВ. Чем выше  $(dp/d\varphi)_{\max}$ , тем экономичнее работа дизеля, но при этом возрастают нагрузки на детали и их износ.

Третья фаза – начало (точка 3) и окончание (точка 4) – момент, соответствующий достижению максимальной средней температуры газов в цилиндре. К началу третьей фазы все несгоревшее топливо, поданное в цилиндр во время первых двух фаз, находится в виде капель или сгустков паров, которые отделены от зон со свободным кислородом фронтом пламени или продуктами горения. В результате происходит термическое разложение капель топлива (крекинг) с образованием частиц углерода в виде сажи, которая, покидая цилиндр вместе с отработавшими газами, вызывает сильное дымление на выпуске. Горение продолжается при постоянно увеличивающемся объеме камеры сгорания, поэтому давление плавно понижается, а температура газов растет.

Четвертая фаза (догорание) составляет значительную часть такта расширения, и ее завершение соответствует примерно 70–100 град. ПКВ после ВМТ. В течение этой фазы догорает топливо, не сгоревшее в третьей фазе, причем происходит это в условиях недостатка кислорода, т. к. значительное его количество уже израсходовано. Поэтому догорание протекает медленно.

### **7.3.2. Факторы, влияющие на процесс сгорания в дизелях**

#### *Организация процесса сгорания в дизелях.*

Метод организации процесса сгорания определяется формой камеры сгорания. Камеры сгорания дизелей принято разделять на две

основные группы: неразделенные и разделенные. В неразделенных камерах пространство камеры сгорания представляет собой единый объем. В разделенных – пространство разделено на два отдельных объема, соединенных каналами или отверстиями относительно малого диаметра. Камеры сгорания, у которых часть пространства сгорания расположена в поршне и соединена относительно большой горловиной (диаметром около  $1/3$  диаметра цилиндра) с надпоршневым пространством, относятся к полуразделенным камерам.

#### *Преимущества и недостатки дизельного процесса.*

К преимуществам относятся:

– возможность практически неограниченного обеднения смеси. Это позволяет регулировать мощность дизеля только путем изменения количества подаваемого за цикл топлива при неизменном количестве поступающего воздуха. При этом полнота сгорания в дизелях по мере увеличения коэффициента избытка воздуха до 3–3,5 возрастает;

– высокая топливная экономичность. Разница в расходах топлива между дизельным и бензиновым двигателем на номинальном режиме составляет 20–25 %, в условиях эксплуатации – 40 %;

– возможность использования в дизелях топлив различного фракционного состава (многотопливность).

Недостатки дизельного процесса:

– невозможность получения полного и бездымного сгорания при коэффициенте избытка воздуха ниже 1,3–1,5;

– существенно меньшая удельная мощность по сравнению с двигателями с искровым зажиганием, в которых горит достаточно однородная смесь с  $\alpha \cong 1$ ;

– ограниченная возможность повышения частоты вращения как из-за большой массы деталей КШМ, так и в связи с особенностями процессов смесеобразования и горения;

– высокая жесткость процесса сгорания и шумность работы.

### **7.3. Определение максимальных температур и давлений газов в процессе сгорания**

Для упрощения расчетов принимают, что сгорание протекает, как в термодинамических циклах. Рассмотрим вывод уравнений для расчета процесса сгорания в двигателях, работающих по смешанному циклу (рис. 7.3).

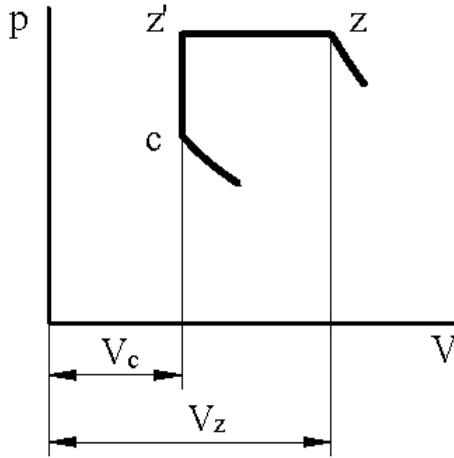


Рис. 7.3. Расчетная схема процесса сгорания в дизеле

Термодинамическое уравнение сгорания на основании первого закона термодинамики записывается в виде:

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

где  $Q_{cz}$  – количество теплоты, которое при сгорании 1 кг топлива сообщается рабочему телу;

$U_c$  и  $U_z$  – внутренняя энергия в начале и конце сгорания;

$L_{cz}$  – работа, совершаемая газами в период сгорания.

В реальном цикле количество выделившейся теплоты на участке  $cz$  будет больше на величину потерь:

– потери теплоты от газов в стенки  $\Delta Q_w$ ;

– потери теплоты на диссоциацию конечных продуктов сгорания  $\Delta Q_{дис}$ ;

– потери теплоты вследствие неполноты сгорания  $\Delta Q_{cz}$ .

Таким образом, теплота, которая при сгорании 1 кг топлива расходуется на повышение внутренней энергии газов и механическую работу, равна:

$$Q_{cz} = H_u - (\Delta Q_w + \Delta Q_{дис} + \Delta Q_{cz}),$$

где  $H_u$  – теплотворная способность топлива (общее количество теплоты, выделившейся при сгорании 1 кг топлива).

Эффективность тепловыделения при сгорании оценивается коэффициентом тепловыделения  $\xi$ , который представляет собой отношение количества теплоты, ушедшей на повышение внутренней энергии газов и совершение механической работы, ко всей теплоте, подведенной в цикл:

$$\xi = \frac{Q_{cz}}{H_u}.$$

Учитывая последнее равенство, термодинамическое уравнение сгорания можно представить в виде:

$$\xi H_u = U_z - U_c + L_{cz}.$$

Подставив в это уравнение выражения для определения  $U_z$ ,  $U_c$  и  $L_{cz}$ , после преобразований получим:

$$\frac{\xi H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\mu c_v + 8,314\lambda)T_c = \mu c_p \mu T_z,$$

где  $M_1$  – количество молей свежего заряда;

$\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов;

$\mu c_v$  и  $\mu c_p$  – мольные теплоемкости рабочей смеси и продуктов сгорания;

$\lambda$  – степень повышения давления  $\left( \lambda = \frac{p_z}{p_c} \right)$ ;

$\mu$  – коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси.

Последнее уравнение – уравнение сгорания для смешанного цикла. Аналогично выводится уравнение для цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$ . Решая уравнение сгорания, определяют температуру газов в конце сгорания  $T_z$ . Следует обратить внимание на то, что в цикле со смешанным подводом теплоты (для дизелей) при определении  $T_z$  необходимо задаться степенью повышения давления  $\lambda$ .

Степень повышения давления для дизелей равна:

– для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным или объемно-плочным смесеобразованием  $\lambda = 1,5-2,5$ ;

– для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами сгорания и пленочным смесеобразованием  $\lambda = 1,2-1,8$ .

Для цикла со сгоранием при  $V = \text{const}$  (для бензиновых двигателей) величина  $\lambda$  определяется по соотношению:

$$\lambda = \mu \frac{T_z}{T_c}$$

Расчетное давление в конце сгорания:

$$p_{zd} = \lambda p_c$$

Для дизелей действительное давление в конце сгорания  $p_{zd} = p_{zc}$ , для бензиновых двигателей:

$$p_{zd} = Y_p p_{zt}$$

где  $Y_p$  – коэффициент уменьшения давления, который лежит в пределах от 0,8 до 0,9.

При определении максимальной температуры для газовых двигателей в уравнении сгорания низшая теплотворная способность топлива должна быть отнесена не к 1 кг жидкого топлива, а к 1 кмоль газообразного топлива. Поэтому в уравнение сгорания вводится объем кмоль, равный  $V_m = 22,4 \text{ м}^3$  при  $0^\circ\text{C}$  и давлении 101,325 кПа, а  $H_u$  принимается в кДж/м<sup>3</sup>.

Уравнение сгорания будет иметь вид:

$$\frac{\xi V_m H_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \mu c_v T_c = \mu c_p \mu T_z$$

Значения коэффициента использования теплоты для различных типов двигателей при работе их на номинальном режиме:

- бензиновые двигатели:  $\xi = 0,80-0,95$ ;
- газовые двигатели:  $\xi = 0,80-0,85$ ;
- дизели:  $\xi = 0,65-0,85$ .

Значения максимальных температур и давлений газов в процессе сгорания приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Показатели процесса сгорания

Тип двигателя	$T_z$ , К	$p_{zd}$ , МПа
Двигатели с искровым зажиганием: – бензиновые; – газовые	2300–2800 2200–2500	3,0–10,0 3,0–8,5
Дизели: – без наддува; – с наддувом	1600–2200 1700–2300	7,0–9,0 8,0–17,0 и более

## 8. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Газы, расширяясь внутри цилиндра, совершают полезную работу. Во время процесса расширения происходит теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями. В начале процесса расширения происходит догорание топлива, за счет чего газы получают теплоту, однако по мере движения поршня к НМТ (в связи с постоянно увеличивающимся объемом) они и отдают теплоту в стенки цилиндра. Температура газов при протекании процесса расширения уменьшается, следовательно, изменяется перепад температуры между газами и стенками цилиндра. От перепада температур зависит интенсивность теплопередачи. Процесс расширения протекает по политропе с переменным показателем политропы.

При проведении тепловых расчетов пользуются величиной среднего показателя политропы  $n_2$  – такого показателя, при котором газы, расширяясь, совершают ту же работу, как и при переменном показателе.

На основании уравнения политропы можно записать:

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

откуда давление газов в цилиндре двигателя в конце такта расширения для цикла со смешанным подводом теплоты (дизели) будет:

$$p_b = p_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}.$$

Данное выражение может быть записано в виде:

$$p_b = p_z \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}},$$

где  $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$  – степень последующего расширения.

Для двигателей с ПЗ степень предварительного расширения  $\rho = 1$ , поэтому давление в конце расширения будет:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}.$$

Температуры газов в конце расширения:

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

Для двигателя с принудительным воспламенением смеси уравнение для определения температуры в конце расширения будет выглядеть следующим образом:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}.$$

Значения параметров процесса расширения приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Значения показателей процесса расширения

Тип двигателя	$p_b$ , МПа	$T_b$ , К
Двигатели с ПЗ	0,35–0,65	1200–1700
Дизели	0,20–0,80	1000–1300

## 9. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

### 9.1. Индикаторные показатели

*Индикаторными* называют показатели, характеризующие работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя. Эти показатели определяют эффективность использования рабочего объема двигателя и степень преобразования выделяемой теплоты в полезную работу внутри цилиндров. К индикаторным показателям относятся: индикаторная работа  $L_i$ , среднее индикаторное давление  $p_i$ , индикаторная мощность  $N_i$ , индикаторный КПД  $\eta_i$ , удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ .

*Индикаторная работа*  $L_i$  – разность работы расширения газов и работы, затрачиваемой на сжатие свежего заряда. Она определяется площадью индикаторной диаграммы, заключенной между линиями сжатия и расширения.

*Среднее индикаторное давление*  $p_i$  используется для сравнительной оценки эффективности рабочих циклов, совершаемых газами в цилиндрах двигателей различной размерности. Оно представляет собой величину индикаторной работы за цикл, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h},$$

где  $p_i$  в МПа,  $L_i$  в кДж и  $V_h$  в дм<sup>3</sup>.

Фактически это условное, постоянное по величине давление в цилиндре двигателя, которое, действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, равную работе газов за весь цикл.

Графически среднее индикаторное давление представляет высоту прямоугольника, построенного на основании  $V_h$ , площадь которого равна площади верхней петли индикаторной диаграммы.

*Индикаторная мощность* – работа, совершаемая газами за 1 с:

$$N_i = L_i \frac{2n}{60\tau},$$

где  $\frac{2n}{60\tau}$  – число рабочих ходов в секунду;

$\tau$  – тактность ( $\tau = 4$  и  $\tau = 2$ ).

С учетом приведенной формулы:

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

где  $N_i$  в кВт,  $p_i$  в МПа и  $V_h$  в  $\text{дм}^3$ .

*Индикаторным КПД* двигателя называется отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3 N_i}{H_u G_\tau},$$

где  $G_\tau$  – часовой расход топлива, кг/ч;

$H_u$  – теплотворная способность топлива, кДж/кг.

Индикаторный КПД характеризует экономичность действительного цикла. Он всегда меньше термодинамического КПД идеального цикла вследствие дополнительных потерь в действительном цикле, которые не учитываются при определении  $\eta_i$ . К таким потерям относятся теплоотдача в стенки цилиндра, потери теплоты вследствие неполноты и несвоевременности сгорания топлива, на диссоциацию продуктов окисления.

Для оценки степени уменьшения использования теплоты в действительном цикле по сравнению с термодинамическим используют относительный КПД:

$$\eta_o = \frac{\eta_i}{\eta_t}.$$

Существующие двигатели имеют относительный КПД, находящийся в пределах от 0,6 до 0,9.

Другим показателем, который характеризует экономичность действительного цикла, является *удельный индикаторный расход топлива* – расход топлива, приходящийся на единицу развиваемой двигателем индикаторной мощности в единицу времени:

$$g_i = \frac{G_T 10^3}{N_i},$$

где  $g_i$  в г/(кВт·ч).

Удельный индикаторный расход топлива и индикаторный КПД характеризуют индикаторную экономичность цикла и связаны между собой соотношением:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}.$$

Удельный индикаторный расход газового топлива:

$$v_i = \frac{3600}{H_u \eta_i},$$

где  $v_i$  в м<sup>3</sup>/(кВт·ч) и  $H_u$  в кДж/м<sup>3</sup>.

Для газовых двигателей определяют также удельный индикаторный расход теплоты:

$$q_i = v_i H_u,$$

где  $q_i$  в кДж/(кВт·ч).

Величина удельного индикаторного расхода теплоты имеет значения  $q_i = 9000\text{--}13\,000$  кДж/(кВт·ч).

В табл. 9.1 представлены значения индикаторных показателей для бензиновых двигателей с ПЗ и дизелей.

Таблица 9.1

Значения индикаторных показателей двигателей на номинальном режиме работы

Двигатели	Показатели		
	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт·ч)
Четырехтактные с ПЗ:			
– без наддува;	0,8–1,5	0,35–0,45	225–180
– с наддувом	1,6–2,4	0,3–0,4	245–200
Дизели четырехтактные:			
– без наддува;	0,75–1,25	0,40–0,50	187–160
– с наддувом	1,1–2,6		

При сравнении двигателей с ПЗ и дизелей по индикаторным показателям следует отметить, что индикаторный КПД у дизелей значительно выше. Это обусловлено более высокой степенью сжатия и большими величинами коэффициента избытка воздуха.

Среднее индикаторное давление у дизелей без наддува меньше, т. к. на единицу объема в них подается меньше топлива.

Кроме того, надо самостоятельно рассмотреть влияние различных факторов на индикаторные показатели двигателей.

## 9.2. Механические потери

Мощность, снимаемая с коленчатого вала, меньше индикаторной мощности, что обусловлено механическими потерями. К ним относятся:

1. Потери мощности на трение ( $N_{тр}$ ). Они составляют большую часть всех механических потерь. Основные потери приходятся на следующие пары трения:

- поршень и поршневые кольца – стенки цилиндра;
- шейки коленчатого и распределительного валов – подшипники скольжения;
- поршневой палец – бобышки поршня и верхняя головка шатуна;
- стержень клапана – втулка.

2. Потери мощности на совершение насосных ходов поршня ( $N_{нас}$ ) (или насосные потери).

3. Потери мощности на привод вспомогательных механизмов ( $N_{пр}$ ).

4. Потери мощности на механический привод компрессора ( $N_{к}$ ).

5. Гидравлические потери мощности ( $N_{г}$ ). Они учитывают затраты мощности на преодоление сопротивления движению деталей кривошипно-шатунного механизма в картере.

6. Вентиляционные потери ( $N_{в}$ ).

Таким образом, мощность механических потерь представляет собой сумму вышеперечисленных видов потерь:

$$N_{мп} = N_{тр} + N_{нас} + N_{пр} + N_{к} + N_{г} + N_{в}.$$

Ориентировочные значения доли различных видов механических потерь от общих потерь на номинальном скоростном режиме работы двигателя представлены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Доля различных видов механических потерь от общих потерь в двигателе на номинальном скоростном режиме

Вид механических потерь	$N_{мп}$ , %
Потери мощности на трение:	до 75
– поршень и поршневые кольца – стенки цилиндра;	42–50
– подшипники коленчатого вала;	16–19
– механизм газораспределения	4–6
Насосные потери	до 12
Общие потери на привод вспомогательных механизмов:	12–17
– жидкостного насоса;	2–3
– масляного насоса;	1–2
– топливного насоса;	2–3
– вентилятора;	4–6
– электрооборудования	1–2
Потери на привод нагнетателя	до 10
Гидравлические и вентиляционные потери	до 5

Примечание. Меньшие значения механических потерь относятся к двигателям с принудительным зажиганием, большие – к дизелям.

Механические потери в двигателе оцениваются механическим КПД  $\eta_m$ , представляющим собой отношение мощности, снимаемой с коленчатого вала (эффективной мощности), к индикаторной мощности:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_{мп}}{N_i} = 1 - \frac{N_{мп}}{N_i}.$$

Значения механического КПД для двигателей представлены в табл. 9.3.

Таблица 9.3

Значения механического КПД на номинальном режиме работы

Тип двигателя	$\eta_m$
Четырехтактные с ПЗ	0,8–0,85
Четырехтактные дизели:	
– без наддува;	0,75–0,80
– с наддувом	до 0,98

Тип двигателя	$\eta_m$
Двухтактные дизели:	
– без наддува;	0,7–0,8
– с наддувом	до 0,96

### 9.3. Эффективные показатели

Эффективными показателями называются показатели, характеризующие работу двигателя, которая «снимается» с коленчатого вала двигателя и полезно используется.

К числу эффективных показателей относятся: среднее эффективное давление  $p_e$ , эффективная мощность  $N_e$ , эффективный КПД  $\eta_e$  и удельный эффективный расход топлива  $g_e$ .

*Среднее эффективное давление* – условное постоянное давление в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная рабочим телом за один такт, равнялась бы эффективной работе двигателя. Среднее эффективное давление характеризует полезную работу, получаемую за один цикл с единицы рабочего объема цилиндра:

$$p_e = \frac{L_e}{V_h} = \frac{L_i - L_{мп}}{V_h} \text{ или } p_e = p_i - p_{мп}.$$

*Эффективная мощность* – мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя. Эта мощность передается трансмиссии автомобиля, она меньше индикаторной на величину мощности, затрачиваемой на преодоление механических потерь, т. е.:

$$N_e = N_i - N_{мп}.$$

По аналогии с индикаторной мощностью:

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{30 \tau}.$$

*Эффективный КПД* – это отношение эффективной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_i - L_M}{Q_1} = \frac{L_i \eta_M}{Q_1} = \eta_i \eta_M$$

или, т. к.  $\eta_i = \eta_t \eta_o$ , то  $\eta_e = \eta_t \eta_o \eta_M$ .

Эффективный КПД существенно зависит от режима работы двигателя. По мере уменьшения нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала  $\eta_e$  уменьшается вследствие снижения  $\eta_M$  и достигает нуля на режиме холостого хода двигателя.

*Эффективный удельный расход топлива* – расход топлива, приходящегося на один киловатт эффективной мощности в течение часа:

$$g_e = \frac{G_T 10^3}{N_e},$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива, кг/ч.

Взаимосвязь  $\eta_e$  и  $g_e$  определяется выражением:

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u g_e}.$$

Удельный эффективный расход газового топлива в  $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ :

$$v_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}.$$

Удельный эффективный расход теплоты для газовых двигателей в  $\text{кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ :

$$q_e = v_e H_u.$$

Величина удельного эффективного расхода теплоты имеет значения  $q_e = 7650\text{--}11\,050$   $\text{кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ .

Объемный часовой расход газового топлива:

$$V_T = N_e v_e.$$

Эффективные показатели двигателей приведены в табл. 9.4.

Таблица 9.4

Значения эффективных показателей двигателей

Двигатели	$p_e$ , МПа	$g_e$ , г/кВт ч	$\eta_e$
Четырехтактные с ПЗ	1,1–1,3	300–215	0,27–0,38
Четырехтактные дизели:			
– без наддува	0,65–0,8	235–202	0,36–0,42
– с наддувом	1,2–1,8	223–188	0,38–0,45
Двухтактные дизели:			
– без наддува	0,4–0,6	257–223	0,33–0,38
– с наддувом	0,8–1,3	248–223	0,35–0,41

Из сравнения соответствующих выражений для индикаторных и эффективных показателей нетрудно заметить, что они взаимосвязаны следующими простыми соотношениями:

$$N_e = N_i \eta_m; \quad \eta_e = \eta_i \eta_m;$$

$$p_e = P_i \eta_m; \quad g_e = g_i / \eta_m.$$

Пользуясь этими соотношениями и зная механический КПД  $\eta_m$ , легко вычислить эффективные показатели двигателя, если известны индикаторные, и наоборот.

#### 9.4. Удельные показатели

*Литровая мощность* определяет эффективность использования рабочего объема цилиндра и показывает, какую мощность можно получить от одного литра рабочего объема данного двигателя, т. е. определяет степень форсирования двигателя:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_h} = \frac{p_e n}{30\tau}.$$

*Поршневая мощность* – эффективная мощность, отнесенная к 1 дм<sup>2</sup> площади поршня:

$$N_{\text{п}} = \frac{N_e}{F_{\text{п}} i} = N_{\text{л}} S,$$

где  $i$  – число цилиндров;

$F_{\text{п}}$  – площадь поршня, дм<sup>2</sup>;

$S$  – ход поршня, дм.

Из уравнения видно, что литровая мощность может быть увеличена при повышении среднего эффективного давления и частоты вращения коленчатого вала.

Величиной литровой мощности пользуются для сравнительной оценки различных ДВС с точки зрения совершенства рабочего процесса и конструктивного выполнения. Чем больше литровая мощность, тем более форсирован двигатель и меньше его габариты и масса.

Литровая мощность дизелей без наддува находится в пределах от 12 до 15 кВт/л и уступает аналогичному показателю двигателей с ИЗ – 20–50 кВт/л. Для дизелей с наддувом – до 60 кВт/л.

## 10. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

### 10.1. Виды тепловых потерь

Эффективный КПД различных двигателей может колебаться от 0,33 до 0,46. Это означает, что только часть вводимой в двигатель теплоты преобразуется в полезную работу, остальную часть составляют различные виды тепловых потерь.

Распределение теплоты, вводимой в двигатель с топливом, на полезную работу и на различные виды потерь, называется *внешним тепловым балансом*. Внешний тепловой баланс определяется опытным путем и выражается в абсолютных единицах теплоты за 1 ч работы двигателя или относительных величинах его составляющих.

С помощью теплового баланса можно определить степень совершенства конструкции и регулировок двигателя и наметить пути улучшения экономичности его работы.

Для определения характера использования теплоты и способов его улучшения, возможности утилизации тепловых потерь и расчета системы охлаждения служит уравнение внешнего теплового баланса. В абсолютных величинах оно имеет вид:

$$Q = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{нс}} + Q_{\text{ост}},$$

где  $Q$  – общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом;

$Q_e$  – теплота, эквивалентная эффективной работе;

$Q_{\text{охл}}$  – количество теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости;

$Q_{\text{м}}$  – количество теплоты, передаваемой смазочному материалу (при наличии на двигателях масляных радиаторов);

$Q_{\text{г}}$  – количество теплоты, теряемое с отработавшими газами;

$Q_{\text{нс}}$  – теплота, не выделившаяся в двигателе вследствие неполноты сгорания;

$Q_{\text{ост}}$  – остаточные потери теплоты, не учтенные остальными составляющими теплового баланса.

В процентном отношении уравнение теплового баланса можно записать в виде:

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

$$\text{где } q_e = \frac{Q_e}{Q} 100 \% ; q_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{Q} 100 \% ; q_M = \frac{Q_M}{Q} 100 \% ;$$

$$q_\Gamma = \frac{Q_\Gamma}{Q} 100 \% ; q_{\text{нс}} = \frac{Q_{\text{нс}}}{Q} 100 \% ; q_{\text{ост}} = \frac{Q_{\text{ост}}}{Q} 100 \% ;$$

Общее количество теплоты:

$$Q = H_u G_T.$$

Количество полезно используемой теплоты, эквивалентное эффективной работе двигателя, определяется по формуле:

$$Q_e = Q \eta_e = H_u G_T \eta_e.$$

Тепловые потери в охлаждающую среду определяются по формуле:

$$Q_{\text{охл}} = c_{\text{охл}} (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) G_{\text{охл}},$$

где  $c_{\text{охл}}$  – теплоемкость охлаждающей жидкости;

$G_{\text{охл}}$  – расход охлаждающей жидкости;

$t_{\text{вых}}, t_{\text{вх}}$  – соответственно температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и входе в него.

В охлаждающую среду передается не только теплота от газов через стенки цилиндра, но и теплота, эквивалентная работе трения цилиндропоршневой группы деталей.

Тепловые потери в смазочную систему определяются при наличии на двигателе масляного радиатора, в противном случае они входят в остаточные потери теплоты. Потери теплоты определяются по формуле:

$$Q_M = c_M (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) G_M,$$

где  $c_M$  – теплоемкость смазывающего масла;

$G_M$  – расход масла через радиатор;

$t_{\text{вых}}, t_{\text{вх}}$  – соответственно температура масла на выходе из двигателя и входе в него.

Потери теплоты с отработавшими газами определяются по упрощенной формуле, предполагающей, что количество газов  $G_{\Gamma}$  равно сумме количеств поступившего воздуха  $G_{\text{в}}$  и топлива  $G_{\text{т}}$ :

$$Q_{\Gamma} = c_p(t_{\Gamma} - t_o)(G_{\text{в}} + G_{\text{т}}),$$

где  $c_p$  – средняя теплоемкость отработавших газов при постоянном давлении;

$t_{\Gamma}$  – температура отработавших газов;

$t_o$  – температура окружающей среды.

Потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива определяются только для двигателей с ПЗ при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha < 1$ :

$$Q_{\text{нс}} = 120(1 - \alpha)l_o G_{\text{т}}.$$

Остаточный член теплового баланса может быть определен как разность:

$$Q_{\text{ост}} = Q - (Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{м}} + Q_{\Gamma} + Q_{\text{нс}}).$$

Остаточный член теплового баланса включает теплоту, затраченную на совершение работы трения (за вычетом той части, которая отведена в охлаждающую среду); теплоту, эквивалентную кинетической энергии отработавших газов; потери теплоты на излучение нагретых внешних поверхностей двигателя и неучтенные потери теплоты.

Теплоту  $Q_{\text{охл}}$ ,  $Q_{\text{м}}$  и  $Q_{\Gamma}$  используют при расчете систем охлаждения, смазки и наддува.

По величине  $Q_{\text{нс}}$  можно судить о степени совершенства процесса сгорания.

В табл. 10.1 приведены средние значения составляющих теплового баланса. Данные таблицы показывают, что основные тепловые потери – это потери в систему охлаждения и с отработавшими газами.

Один из способов снижения тепловых потерь – применение турбонаддува с приводом нагнетателя за счет энергии отработавших газов, а также использование высокотемпературной системы охлаждения.

Таблица 10.1

Процентное соотношение составляющих теплового баланса автотракторных двигателей на режиме номинальной мощности, %

Тип двигателя	$q_e$	$q_{охл}$	$q_r$	$q_{нс}$	$q_{ост}$
Двигатели с ПЗ	27–38	13–27	30–50	0–4	3–8
Дизель:					
– без наддува;	36–42	17–35	25–45	0–5	2–5
– с наддувом	38–45	12–25	25–40	0–5	2–5

### 10.2. Влияние различных факторов на тепловой баланс

Величины составляющих теплового баланса (см. табл. 10.1) зависят от степени сжатия, нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, состава рабочей смеси, фаз газораспределения, угла опережения впрыскивания топлива (или зажигания), теплового режима работы двигателя и др. факторов.

*Частота вращения коленчатого вала.*

С ростом частоты вращения коленчатого вала абсолютные величины всех составляющих теплового баланса увеличиваются, так как в двигатель за единицу времени поступает большее количество теплоты (рис 10.1, а).

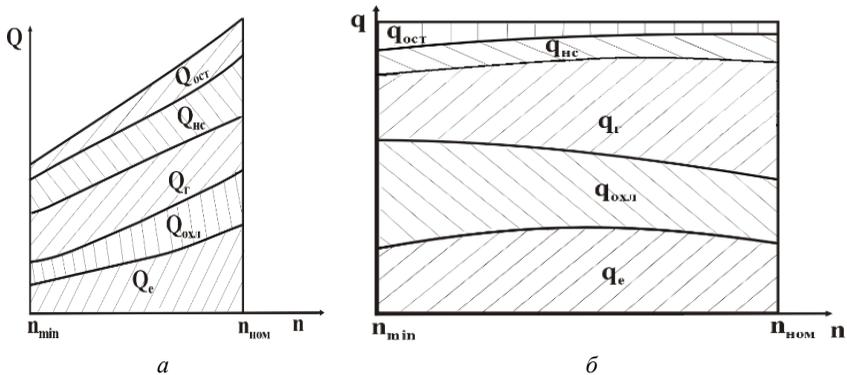


Рис. 10.1. Влияние частоты вращения коленчатого вала на составляющие теплового баланса в двигателе с ПЗ:

а – изменение абсолютных значений; б – изменение относительных величин

Изменение относительных величин теплового баланса в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведены на рис. 10.1, б.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала величина  $q_{\text{охл}}$  уменьшается, так как время на теплоотдачу в систему охлаждения сокращается.

Значения  $q_e$  достигают максимума при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей минимальному удельному расходу топлива.

Величина  $q_r$  увеличивается с ростом частоты вращения коленчатого вала, так как при этом растет температура отработавших газов и недогорание топлива.

Потери на неполноту сгорания  $q_{\text{нс}}$  остаются почти постоянными, что объясняется примерно одинаковым составом смеси по всему диапазону частоты вращения коленчатого вала.

#### Нагрузка.

С увеличением нагрузки значение  $q_e$  увеличивается до максимума, когда произведение  $\eta_i/\eta_m$  принимает наибольшее значение. Дальнейшее уменьшение  $q_e$  связано с обогащением смеси на полных нагрузках. При этом возрастает доля  $q_{\text{нс}}$  (рис. 10.2).

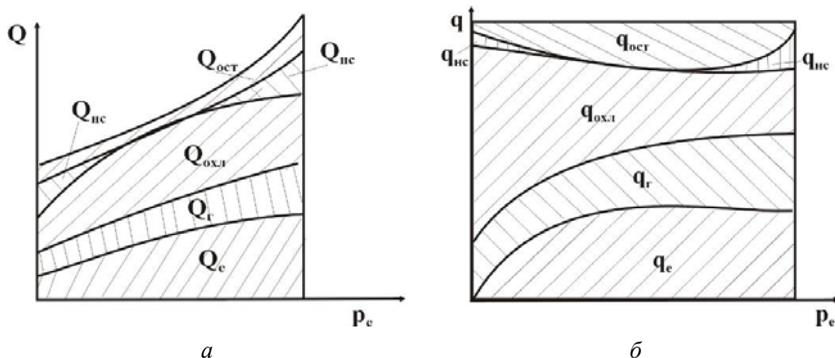


Рис. 10.2 Влияние нагрузки на составляющие теплового баланса двигателя с ПЗ: а – изменение абсолютных значений; б – изменение относительных величин

Наибольшие относительные потери теплоты в охлаждающую среду наблюдаются на холостом ходу, так как на этом режиме вся выделенная теплота идет на совершение работы по преодолению сил трения в двигателе и нагрев окружающих поверхностей.

С увеличением нагрузки возрастает и  $q_T$  в связи с ростом температуры отработавших газов.

*Угол опережения зажигания или впрыскивания топлива.*

Наибольшее значение  $q_e$  соответствует оптимальному значению угла опережения зажигания (впрыскивания топлива) (рис. 10.3). Потери теплоты в систему охлаждения возрастают как при раннем, так и при позднем опережении, так как сгорание в этих случаях происходит в невыгодных условиях. При позднем угле возрастают потери теплоты с отработавшими газами, так как догорание происходит уже в стадии процесса расширения. На потери, связанные с неполнотой сгорания, угол опережения влияния практически не оказывает, так как коэффициент избытка воздуха остается при этом неизменным.

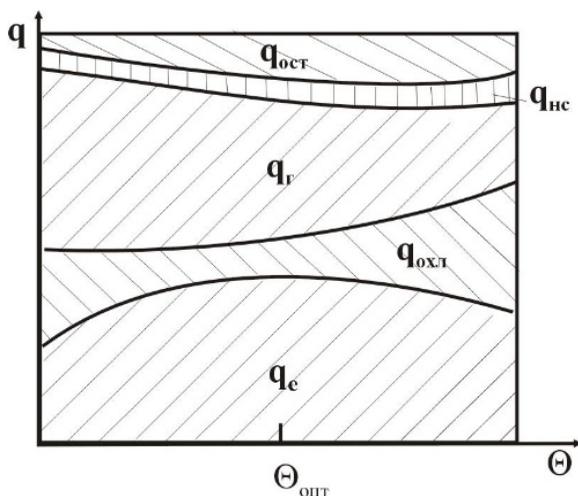


Рис. 10.3. Влияние угла опережения зажигания на составляющие теплового баланса двигателя

Изменение состава смеси существенно влияет на теплоиспользование в двигателе вследствие изменения теплоты сгорания и ее скорости. При экономичном составе смеси, когда  $\alpha = 1,05-1,15$ , значения  $q_e$  становятся максимальными. Потери  $q_{охл}$  возрастают при отклонении (в обе стороны) от значений  $\alpha = 0,8-0,9$ , что объясняется увеличением времени сгорания в обоих случаях. Потери  $q_T$  увели-

чиваются с изменением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  аналогично  $q_{\text{охл}}$  из-за увеличения температуры отработавших газов при замедлении скорости сгорания. По мере обеднения смеси тепловые потери от неполноты сгорания уменьшаются, но возрастают потери в охлаждающую среду и с отработавшими газами. Суммарные потери в двигателе с ПЗ достигают наименьшей величины при работе его на экономичных смесях.

Дизелям, по сравнению с двигателями с ПЗ, присущи большие потери теплоты на преодоление механических сопротивлений вследствие больших нагрузок от газовых сил и связанных с ними потерь на трение.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания : учебник для вузов : в 3 т. / В. Н. Луканин [и др.] ; под ред. В. Н. Луканина, М. Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2005. – Т. 1 : Теория рабочих процессов. – 479 с.
3. Кухарёнок, Г. М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования. – Минск : БГПА, 1999. – 180 с.
4. Карташевич, А. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Основы теории и расчета : учебное пособие / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухарёнок. – Горки : БГСХА, 2011. – 312 с.
5. Кухарёнок, Г. М. Снижение выбросов вредных веществ дизельных двигателей / Г. М. Кухарёнок, А. Н. Петрученко, В. И. Березун. – М. : Новое знание, 2014. – 220 с.
6. Кухарёнок, Г. М. Улучшение экологических показателей дизеля / Г. М. Кухарёнок, В. И. Березун. – Минск : БНТУ, 2019. – 149 с.
7. Вершина, Г. А. Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г. А. Вершина, Г. М. Кухарёнок, Д. Г. Гершань. – Минск : БНТУ, 2016. – 51 с.
8. Автомобильные двигатели : учебник для студ. высш. учеб. заведений / М. Г. Шатров [и др.] ; под ред. М. Г. Шатрова. – М. : Академия, 2010. – 461 с.
9. Кухарёнок, Г. М. Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания : практикум для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г. М. Кухарёнок, А. Н. Петрученко, И. К. Русецкий. – Минск : БНТУ, 2006. – 60 с.
10. Кухарёнок, Г. М. Рабочий процесс дизелей при применении альтернативных топлив : монография / Г. М. Кухарёнок, А. Н. Петрученко, Д. Г. Гершань. – Минск : Новое знание, 2017. – 253 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ЭЛЕМЕНТЫ КЛАССИФИКАЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ .....	4
1.1. Основные понятия .....	4
1.2. Классификация двигателей .....	5
2. ИДЕАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ .....	9
2.1. Идеальные циклы двигателей внутреннего сгорания .....	9
2.1.1. Цикл с сообщением теплоты при постоянном объеме и давлении (смешанный цикл) .....	10
2.1.2. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме .....	17
2.1.3. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении .....	20
2.1.4. Сравнение идеальных циклов .....	22
2.2. Теоретические циклы .....	24
3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ .....	27
3.1. Общие сведения о действительных циклах двигателей .....	27
3.2. Действительные циклы четырехтактных двигателей .....	29
3.3. Действительные циклы двухтактных двигателей .....	31
3.3.1. Принцип работы двухтактных двигателей .....	31
3.3.2. Степень сжатия двухтактных двигателей .....	32
3.4. Процессы циклов .....	34
4. РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА .....	35
4.1. Состав топлив .....	35
4.2. Реакции окисления жидких топлив .....	36
4.3. Коэффициент избытка воздуха .....	36
5. ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА .....	39
5.1. Организация процессов газообмена .....	39
5.1.1. Процесс выпуска .....	39
5.1.2. Процесс впуска .....	41
5.2. Показатели процессов газообмена .....	42
6. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ .....	46
7. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ .....	48
7.1. Общие сведения о процессе сгорания .....	48
7.2. Сгорание в двигателях с принудительным зажиганием .....	48
7.2.1. Фазы процесса сгорания .....	48
7.2.2. Пределы воспламеняемости смеси .....	50
7.2.3. Детонационное сгорание .....	51

7.3. Сгорание в дизелях.....	52
7.3.1. Фазы процесса сгорания.....	52
7.3.2. Факторы, влияющие на процесс сгорания в дизелях.....	54
7.3. Определение максимальных температур и давлений газов в процессе сгорания.....	55
8. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ.....	60
9. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ.....	62
9.1. Индикаторные показатели.....	62
9.2. Механические потери.....	65
9.3. Эффективные показатели.....	67
9.4. Удельные показатели.....	69
10. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ.....	71
10.1. Виды тепловых потерь.....	71
10.2. Влияние различных факторов на тепловой баланс.....	74
ЛИТЕРАТУРА.....	78

Учебное издание

**ВЕРШИНА** Георгий Александрович  
**КУХАРЁНОК** Георгий Михайлович  
**ГЕРШАНЬ** Дмитрий Геннадьевич

## **ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности  
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

Редактор *Н. Ю. Казакова*  
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 02.11.2022. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 4.71. Уч.-изд. л. 2.42. Тираж 100. Заказ 582.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.