

Тепловые процессы двигателей



Кафедра «Эксплуатация транспортных
систем и логистика»

Лекционный курс

Авторы

Курень С. Г., Котесова А. А.,
Теплякова С. В., Исаев А. Г.

Ростов-на-Дону,
2020

Аннотация

Курс лекций предназначен для студентов очной и заочной форм обучения направлений 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

Авторы

Курень С.Г. - к.т.н., доцент каф. «ЭТС и Л»

Котесова А.А - к.т.н., доцент каф. «ЭТСил»

Теплякова С.В. - к.т.н., доцент каф. «ЭТСил»

Исаев А.Г. - к.т.н., доцент каф. «ЭТСил»

ОГЛАВЛЕНИЕ

КЛАССИФИКАЦИЯ ДВС	4
Теоретические циклы поршневых двигателей. Их анализ.	4
Определение термического КПД смешанного цикла	6
Сравнение термодинамических циклов	7
Тепловой расчет двигателя.....	8
Температура газов в конце впуска и коэффициент остаточных газов	10
Наддув	11
Процесс сжатия.....	12
Процесс сгорания	12
Процесс смесеобразования и сгорания в ДВС с искровым зажиганием	12
Факторы, влияющие на смесеобразование и сгорание в ДВС	13
Процесс сгорания и смесеобразования в дизелях	14
Расчет параметров сгорания.....	16
Давление в конце сгорания	17
Расчет параметров расширения	17
Температура в конце расширения.....	17
Расчет индикаторных показателей цикла	18
Индикаторный КПД двигателя.....	18
Индикаторный удельный расход топлива	18

КЛАССИФИКАЦИЯ ДВС

Устройства, преобразующие какую-либо вид энергии в механическую работу, называются двигателями. Машины, трансформирующие тепловую энергию в механическую работу – тепловые двигатели.

По способу подвода теплоты к рабочему телу различают двигатели с внешним подводом теплоты и двигатели внутреннего сгорания.

По конструкции элементов, с помощью которых тепловая энергия сгорающего топлива преобразуется в механическую работу различают:

- 1) Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС);
- 2) Двигатели с вращающимися поршнями, роторно-поршневые (РПД);
- 3) Газотурбинные двигатели;
- 4) Реактивные двигатели.

По способу воспламенения смеси:

- 1) Двигатели с искровым зажиганием (бензиновые, газовые);
- 2) Дизели с воспламенением топлива от сжатия.

По способу осуществления цикла:

- 1) Двухтактные – 1 оборот коленчатого вала (360 0);
- 2) Четырехтактные – 2 оборота коленчатого вала (720 0).

По числу цилиндров:

1 цилиндровые, 2-х, 3-х, 4-х, 5-ти, 6-ти, 8-ми, 12-ти цилиндровые.

По расположению цилиндров:

- 1) Рядные с вертикальным расположением цилиндров;
- 2) V – образные двигатели;
- 3) W – образные двигатели;
- 4) Оппозитные двигатели, расположенные в горизонтальной плоскости.

По охлаждению:

- 1) Жидкостные;
- 2) Воздушные.

Также двигатели классифицируются на наддувные и ненадувные.

По назначению:

- 1) Транспортные;
- 2) Стационарные.

Теоретические циклы поршневых двигателей. Их анализ.

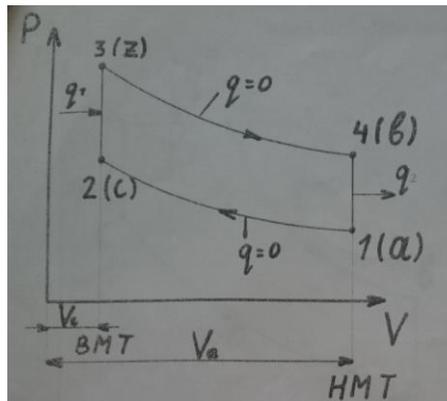
При рассмотрении идеальных циклов делаются следующие допущения:

- 1) В цилиндре двигателя находится постоянное, не меняющееся количество рабочего тела, совершающее замкнутый цикл;
- 2) Теплота подводится извне в определенный период цикла;
- 3) Теплоемкость находящегося в цилиндре рабочего тела постоянна;
- 4) Процесс сжатия и расширения протекает без теплообмена с внешней средой (адиабатный процесс);
- 5) Трение между поршнем и стенками цилиндра отсутствует.

Тепловые процессы двигателей

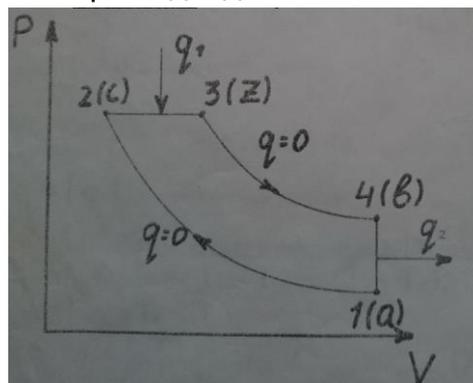
Термический КПД теоретических циклов

Цикл Отто



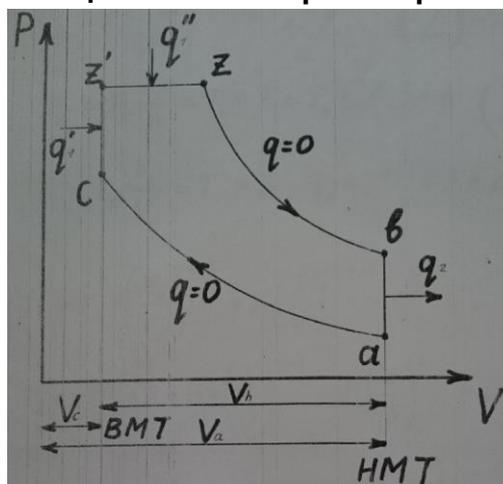
- 1 – 2 (а–с) – процесс сжатия (адиабатный);
- 2 – 3 (с–z) – подвод тепла (изохорный процесс);
- 3 – 4 (z–b) – расширение (адиабатный процесс);
- 4 – 1 (b–a) – отвод тепла (изохорный процесс).

Цикл Дизеля (P=const при подводе тепла, V=const при отводе тепла)



- 1 – 2 (а–с) – процесс сжатия (адиабатный);
- 2 – 3 (с–z) – подвод тепла (изобарный процесс);
- 3 – 4 (z–b) – расширение (адиабатный процесс);
- 4 – 1 (b–a) – отвод тепла (изохорный процесс).

Цикл Сабатэ-Тринклера



Тепловые процессы двигателей

$q_1 = q_1' + q_1''$ – подведенная теплота

$\eta_t = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1}$ – термический КПД

$q_1 - |q_2|$ – использованная теплота

Определение термического КПД смешанного цикла

$$q_1 = q_1' + q_1'' = c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'});$$

$$|q_2| = c_v(T_b - T_a);$$

$$\eta_t = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_b - T_a)}{c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'})}$$

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{K-1} = T_a \cdot \varepsilon^{K-1} \tag{1}$$

$$T_{z'} = T_c \frac{P_{z'}}{P_c} = T_c \cdot \lambda = T_a \cdot \varepsilon^{K-1} \cdot \lambda \tag{2}$$

$$T_z = T_{z'} \frac{V_z}{V_{z'}} = T_{z'} \cdot \rho = T_a \cdot \varepsilon^{K-1} \cdot \lambda \cdot \rho \tag{3}$$

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{K-1} = T_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{K-1} =$$

$$T_a \cdot \varepsilon^{K-1} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(\frac{1}{\delta} \right)^{K-1} = T_a \left(\frac{\varepsilon}{\delta} \right)^{K-1} \cdot \lambda \cdot \rho \tag{4}$$

Формулы (2) – (5) подставляем в формулу (1):

$$\begin{aligned} \eta_{t_{смеш}} &= 1 - \frac{T_a \left[\lambda \cdot \rho \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} \right)^{K-1} - 1 \right]}{\left[T_a \cdot \varepsilon^{K-1} \cdot \lambda - T_a \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{K-1} \right] + K \left[T_a \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \varepsilon^{K-1} - T_a \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{K-1} \right]} = \\ &= 1 - \frac{T_a \left[\lambda \cdot \rho \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} \right)^{K-1} - 1 \right]}{T_a \cdot \varepsilon^{K-1} [\lambda - 1 + K\lambda(\rho - 1)]} = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} \right)^{K-1} - 1}{\varepsilon^{K-1} [\lambda - 1 + K\lambda(\rho - 1)]} = \\ &= 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^{K-1} \cdot \rho - 1}{\varepsilon^{K-1} [\lambda - 1 + K\lambda(\rho - 1)]} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^K - 1}{\lambda - 1 + K\lambda(\rho - 1)} \end{aligned}$$

Тепловые процессы двигателей

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}} \text{ – цикл Отто } (\rho = 1);$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}} \cdot \frac{\rho^K - 1}{K \cdot (\rho - 1)} \text{ – цикл Дизеля } (\lambda = 1)$$

Разделим числитель и знаменатель на C_v и введем обозначение $K = \frac{c_p}{c_v}$:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_{z'} - T_c + K(T_z - T_{z'})}; \tag{5}$$

$$p = \text{const} \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2};$$

$$V = \text{const} \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2};$$

$$PV = RT \quad \frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2};$$

Выразим T через ε :

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \quad \varepsilon = \frac{V_a \cdot V_z}{V_z \cdot V_c} = \delta \cdot \rho$$

$$\delta = \frac{V_a}{V_z} = \frac{V_b}{V_z} \text{ – степень последующего расширения;}$$

$$V_{z'} = V_c \quad \rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{T_z}{T_{z'}} \text{ – степень предварительного расширения;}$$

$$\rho = \frac{\varepsilon}{\delta}$$

$$\lambda = \frac{P_{z'}}{P_c} = \frac{T_{z'}}{T_c} \text{ – степень повышения давления.}$$

Выразим все T_x через T_a :

$$1. \quad T_a \cdot V_a^{K-1} = T_c \cdot V_c^{K-1}$$

Сравнение термодинамических циклов

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^{K-1} \cdot \rho - 1}{\varepsilon^{K-1} [\lambda - 1 + K \lambda (\rho - 1)]} \text{ – цикл Сабатэ–Тринклера} \tag{1}$$

Тепловые процессы двигателей

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}} - \text{цикл Отто} \quad (V_z = V_z'; \rho = 1) \quad (2)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}} \cdot \frac{\rho^K - 1}{K \cdot (\rho - 1)} - \text{цикл Дизеля} \quad (3)$$

$$(P_c = P_z; \lambda = 1)$$

Как видно из формул термической КПД η_t идеальных циклов с подводом теплоты при $V = \text{const}$ зависит только от ε и показатель адиабаты K , а для смешанного цикла от величин $\varepsilon, \lambda, \rho$ и K .

Вывод: при одном и том же значении ε более высокий КПД получается при $V = \text{const}$ (цикл Отто). С увеличением ε термический КПД всех циклов возрастает. Повышение ε выгодно, но невозможно ε увеличивать до бесконечности, т.к. появляется детонация горючей смеси. Поэтому η_t бензиновых двигателей практически ниже чем у дизелей.

Для смешанного цикла при $\varepsilon = \text{const}$ η_t увеличивается с возрастанием λ и уменьшением ρ , но при этом увеличивается T_z и P_z , т.е. увеличивается тепловая напряженность и нагрузка на основные детали двигателя, поэтому в современных быстроходных дизелях $\lambda = 1,4 - 2$.

Практическая экономичность двигателя зависит от тех же основных факторов, что и теоретическая, т.е. $\eta_t, \varepsilon, \lambda, \rho$.

С применением наддува в цилиндре КПД увеличивается на 5–6%, при этом давление наддува $P_k = 0,16 - 0,17 \text{ МПа}$.

Тепловой расчет двигателя

1. Параметры рабочего цикла

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8C}{3} + 8H - O \right) \frac{KZ_{\text{возд}}}{KZ_{\text{топли}}}$$

где C, H, O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в топливе.

	С	Н	О	H_u кДж/кг
бензин	0,855	0,145	–	43900
дизтопливо	0,87	0,126	0,004	42500

При расчете в киломоль/кг теоретически необходимое количество воздуха:

Тепловые процессы двигателей

$$L_o = l_o / \mu_e \text{ [киломоль воздуха/кг топлива]}$$

$$\mu_e = 29 \text{ – молекулярная масса воздуха}$$

Количество свежего заряда равно:

а) для бензиновых двигателей

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + 1 / \mu_T$$

α – коэффициент избытка воздуха;

$$\mu_T = 115 \text{ [кг / К·моль]} \text{ – молярная масса топлива}$$

б) для дизелей

$$M_1 = \alpha \cdot L_o$$

Количество продуктов сгорания при $\alpha \geq 1$ (обедненная смесь):

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + H / 4 + O / 32$$

при $\alpha \leq 1$ (обогащенная смесь):

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + H / 4 + O / 32 + 0,21L_o(1 - \alpha)$$

2. Расчет параметров впуска

При расчете параметров впуска, сжатия, сгорания и расширения и выпуска принимаются давление и температура (P, T).

$$\text{Давление в конце впуска } P_a = P_0 - \Delta P_a \text{ (2)}$$

$$P_0 = 0,1013 \text{ МПа}$$

ΔP_a – потери давления во впускной системе

$$\Delta P_a = A \cdot n^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-10} \text{ МПа}$$

n – обороты коленчатого вала;

A – коэффициент, учитывающий радиус кривошипа, диаметр поршня, длину шатуна, площадь наименьшего сечения впускной системы, коэффициент сопротивления впускной системы, коэффициент затухания скорости движения заряда;

$$A = 5,4 \dots 8,5;$$

ρ_0 – плотность заряда воздуха;

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_e \cdot T_0}; \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

R_e – газовая постоянная воздуха;

$$R_e = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

T_0 – температура окружающего воздуха;

T_{01} – летний режим;

T_{02} – зимний режим;

Тепловые процессы двигателей

Давление P_a :

$P_a = (0,8 \dots 0,95) \cdot P_0$ в бензиновых двигателях;

$P_a = (0,8 \dots 0,97) \cdot P_0$ в дизелях

Коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом равен:

$$\eta_v = \frac{(P_a \cdot \varepsilon - P_r) \cdot T}{P_0 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot T_0'}$$

$P_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot P_0$

$T_0' = T_0 + \Delta T$ – температура свежего заряда с учетом подогрева во впускном трубопроводе;

$\Delta T = (0 \dots 20) \text{ K}$ – для бензиновых двигателей;

$\Delta T = (0 \dots 20) \text{ K}$ – для дизелей;

$\eta_v = 0,75 \dots 0,85$ – для бензиновых двигателей;

$\eta_v = 0,8 \dots 0,9$ – для дизелей;

Температура газов в конце впуска и коэффициент остаточных газов

Свежий заряд, поступающий в цилиндр двигателя смешивается с остаточными газами.

$T_r > T_0$, где T_r – температура остаточных газов;

В результате температура заряда повышается на величину ΔT .

Коэффициентом остаточных газов называется отношение числа молей остаточных газов к числу молей свежего заряда

$$\gamma = M_r / M_3 \tag{1}$$

M_r – моли остаточных газов;

M_3 – моли свежего заряда;

γ определяет степень загрязненности воздуха.

$$M_r = \frac{P_r \cdot V_c}{R_\gamma \cdot T_r}$$

P_r, T_r – давление и температура в конце выпуска;

R_γ – газовая постоянная остаточных газов;

$R_\gamma \approx R_0$

$$M_1 = \frac{P_0 \cdot V_h \cdot \eta_v}{R_0 \cdot T_0}$$

P_0, T_0 – давление и температура свежего заряда;

Тепловые процессы двигателей

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1} = \frac{R_r \cdot V_c \cdot R_0 \cdot T_0}{R_r \cdot T_r \cdot P_0 \cdot V_h \cdot \eta_v} = \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_r}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_r} \quad (2)$$

$\gamma = 0,005...0,1$ – для бензиновых двигателей;

$\gamma = 0,02...0,6$ – для дизельных двигателей;

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{P_a \cdot \varepsilon \cdot T_0}{\frac{P_r \cdot T_0}{T_r} + \eta_v (\varepsilon - 1) P_0} \quad (3)$$

$T_r=900...1100$ К – для бензиновых двигателей;

$T_r=600...900$ К – для дизельных двигателей;

$T_a=320...380$ К – для бензиновых двигателей;

$T_a=310...350$ К – для дизельных двигателей;

Определение коэффициента наполнения

$$M_r = M_2$$

Из характеристического уравнения для газа, заполняющего цилиндр в конце впуска имеем:

$$P_a \cdot V_a = R(M_1 + M_2) \cdot T_a \quad (4)$$

$$R = R_0$$

Разделим (4) на $M_1 = \frac{P_0 \cdot V_h \cdot \eta_v}{R \cdot T_0}$:

$$\frac{M_1 + M_2}{M_1} = \frac{P_a \cdot V_a \cdot R \cdot T_0}{T_a \cdot R \cdot P_0 \cdot V_h \cdot \eta_v}$$

$$\frac{M_2}{M_1} = \gamma \quad \frac{V_a}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

$$1 + \lambda = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a \cdot T_0}{P_0 \cdot T_a \cdot \eta_v}$$

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a \cdot T_0}{P_0 \cdot T_a \cdot (1 + \lambda)} \quad (5)$$

Наддув

При наддуве процесс впуска протекает при давлении, превышающем атмосферное. В соответствие с этим весовое наполнение цилиндров свежим зарядом при наддуве увеличивается прямопропорционально давлению наддува и обратнопропорционально температуре воздуха или смеси.

Увеличение количества воздуха за 1 такт впуска позволяет увеличить и дозу впрыскиваемого топлива, а, следовательно – повысить мощность двигателя.

Обороты вала турбокомпрессора достигают $n=35000$ мин⁻¹

$$P_r=0,9P_k$$

$$P_k=0,17 \text{ Мпа}$$

Тепловые процессы двигателей

Процесс сжатия

В процессе сжатия повышается давление и, в меньшей степени, температура смеси. Значение этих параметров зависит от ε и характера теплообмена. Более высоким ε соответствуют большие степени расширения и лучшее теплоиспользование. Давление P_c и температура T_c определяется из уравнения политропного процесса:

$$P_a \cdot V_a^{n_1} = P_c \cdot V_c^{n_1}$$

n_1 – показатель политропы;

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

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

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

$$n_1 = 1,41 - 100/n$$

P_c и T_c в конце сжатия тем выше ε и n_1

$P_c = 0,9 \dots 2$ Мпа – для бензиновых двигателей;

$P_c = 3,5 \dots 5,5$ Мпа – для дизельных двигателей;

$T_c = 600 \dots 750$ Мпа – для бензиновых двигателей;

$T_c = 750 \dots 750$ Мпа – для дизельных двигателей.

Более высокие температуры заряда в конце сжатия у дизелей вызваны необходимостью осуществления самовоспламенения топлива не только при установившемся режиме, но и при пуске. ($T_{\text{самовоспламенения}} = 623 \text{ K} = 350^\circ\text{C}$)

Процесс сгорания

Горение – химическая реакция соединения элементов, входящих в состав топлива с кислородом воздуха.

Процесс смесеобразования и сгорания в ДВС с искровым зажиганием

Смесеобразование зависит от свойств топлива и способов подачи:

- 1) Карбюрация;
- 2) Впрыскивание бензина;
- 3) Смеситель газового двигателя.

В 4-х тактных двигателях применяется внешнее смесеобразование, у 2-х тактных – внутренне. У 4-х тактных двигателей смесеобразование начинается в карбюраторе, форсунке или смесителе газового двигателя, продолжается во впускном коллекторе и заканчивается в цилиндре.

1. Механизм смесеобразования при карбюрации и центральном впрыскивании одинаковый. Топливо вводится в воздушный поток перед впускным коллектором.
2. Распыливание топлива служит для образования пленки, испарения топлива в процессе смесеобразования.

Тепловые процессы двигателей

а) Воздушный способ распыливания (пневматический), в котором для дробления топлива используется кинетическая энергия воздуха. Диаметр капель топливовоздушной смеси составляет $d_k=100\text{мкм}$.

При запуске холодного двигателя распыливания почти нет, т.к топливо имеет большую вязкость.

б) Применение систем с впрыскиванием топлива под давлением: центральное впрыскивание, распределенное впрыскивание, непосредственное впрыскивание.

Для этих способов тонкость распыливание зависит от давления впрыскивания, формы отверстий форсунок, скорости топлива, вязкости бензина.

Наибольшее применение получили электромагнитные форсунки ($P=0,15...0,4\text{МПа}$). Диаметр капель для струйной форсунки составляет $d=220...400\text{мкм}$; для штифтовой форсунки $d=200...270\text{мкм}$; для центробежной форсунки $d=70...100\text{мкм}$.

После распыливания топливовоздушной смеси около 60-80% превращается в тонкую пленку.

Капли находятся во впускной системе $t=0,002...0,02\text{с}$.

При центральном впрыскивании испаряется 60-95% топлива. Процесс испарения топлива продолжается в цилиндре во время такта впуска и сжатия.

При распределенном впрыскивании интенсивного идет испарение вблизи впускного клапана (30-50%).

При карбюрации и центральном впрыскивании испарение улучшается за счет обогрева впускного коллектора.

Факторы, влияющие на смесеобразование и сгорание в ДВС

1. Угол опережения зажигания ($\varphi_{оз}$).

В современных системах зажигания обеспечивается автоматическое изменение ($\varphi_{оз}$) в зависимости от режима работы двигателя.

2. Состав смеси.

Состав смеси определяется коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = L_{Д} / L_{теор}$$

$\alpha = 0,85...0,95$ – нормальный коэффициент избытка воздуха с позиции горения.

При этом индикаторное КПД $\eta_i \rightarrow \max$, выделяется max количество теплоты, обеспечивается высокая скорость сгорания и высокое значение коэффициенты молекулярного изменения.

3. Нагрузка.

Тепловые процессы двигателей

На холостом ходу ухудшается процесс сгорания и соответственно увеличивается расход топлива и выбросы CO и CH.

4. Частота вращения.

С увеличением частоты вращения эффективность сгорания улучшается.

5. Форма камеры сгорания.

Наиболее перспективной формой камеры сгорания является шатровая. Такая камера обеспечивает большую поверхность фронта пламени, позволяет установку 4-х клапанов, тем самым увеличивая коэффициент наполнения η_v .

6. Степень сжатия ε .

Чем больше ε , тем лучше условия воспламенения. Увеличение ε ограничивается детонацией.

7. Расслоение горючей смеси.

Улучшению процесса сгорания способствует расслоение смеси таким образом, чтобы в зоне свечи зажигания была обогащенная смесь, а по мере удаления от нее смесь должна обедняться.

В двигателях с искровым зажиганием при $\alpha < 1$ часть топлива не сгорает из-за недостатка кислорода воздуха. Часть теплоты идет на нагревание стенок камеры сгорания. Потери на теплопередачу стенкам цилиндра в процессе сгорания зависит от температуры стенок и отношения площади охлаждающей поверхности камеры сгорания к ее объему.

$\xi = S_{\text{охл.нов-миКС}} / V_{\text{КС}}$, чем больше ξ , тем больше тепловые потери.

Этот критерий является основным для конструирования различных типов камер сгорания.

Процесс сгорания и смесеобразования в дизелях

Процесс подачи топлива в дизеле.

При подаче топлива необходимо осуществить впрыскивание топлива в камеру сгорания в течение строго определенной фазы цикла. Начало и конец подачи топлива зависит от продолжительности впрыскивания. Для автомобильных дизелей угол опережения впрыска составляет $\varphi = 20..45^\circ$ положения коленчатого вала.

После попадания топлива в камеру сгорания происходят следующие процессы:

- 1) нагревание топлива;
- 2) испарение;
- 3) смешение;
- 4) окисление;
- 5) горение.

Смесеобразование

Существует несколько типов смесеобразования:

- 1) объемное;
- 2) пристеночное;
- 3) смесеобразование в разделенной камере сгорания;
- 4) смесеобразование в наддуве.

Тепловые процессы двигателей

Объемное смесеобразование осуществляется в неразделенной камере сгорания. Отношение диаметра камеры сгорания к диаметру цилиндра составляет

$$d_{кс} / D_{ц} = 0,75...0,85$$

Угол распыла топливной струи форсункой у этих камер равен $\alpha = 20^{\circ}$, тогда число отверстий форсунки должно быть $i_c = 360^{\circ} / 20^{\circ} = 18$

Камеры с объемным смесеобразованием называются типом “Гессельмана”.

Воздух, попадая в камеру сгорания должен иметь вращательное движение за счет

применения во впускном тракте винтовых каналов. $V_{возд} = 12...15 м / с$ при

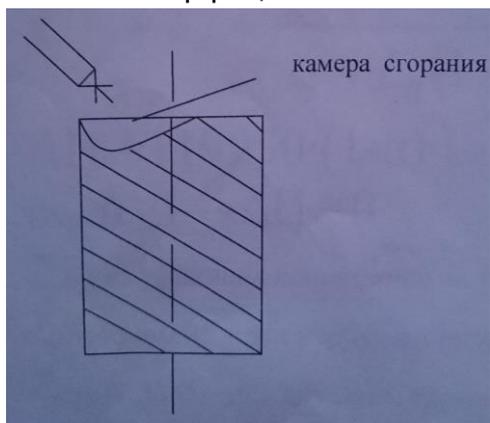
$n = 3000 мин^{-1}$, давление впрыска $P_{ф} = 15...20 МПа$ – такое давление можно получить с помощью насос-форсунки.

Комбинация объемного и пристеночного смесеобразования.

$$d_{кс} / D = 0,5...0,6$$

$$P_{ф} = 5...8 МПа$$

Уменьшение отношения $d_{кс} / D$ позволяет сместить ось камеры сгорания и распылителя от оси цилиндра. При этом увеличивается размер впускного клапана и соответственно увеличивается коэффициент наполнения η .



Пристеночное смесеобразование.

$$V_{возд} = 50...60 м / с$$

$$T_{заряда} = 150...200^{\circ}C$$

Горение сопровождается положительными скоростями нарастания давления в цилиндре (“мягкая” работа дизеля, М–процесс).

Смесеобразование в разделенных камерах сгорания.

Камера сгорания находится в головке блока цилиндров и в поршне.

Тепловые процессы двигателей



Скорость перетекания заряда $V = 300 \text{ м/с}$

Смесеобразование при наддуве.

Чтобы обеспечить проникновение топливных струй в камеру сгорания за период задержки воспламенения топливоподающая аппаратура должна давать высокое давление впрыскивания.

Расчет параметров сгорания

Расчет производится на основе уравнения сгорания.

Карбюраторный двигатель имеет следующее уравнение:

$$C_{v_c} \cdot T_c + \frac{\xi(H_u - \square H_u)}{\alpha \cdot L_0(1 + \gamma)} = \beta \cdot C_{v_z} \cdot T_z$$

$$\square H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \text{ — для } \alpha < 1$$

$$\text{если } \alpha < 1 \quad \alpha \geq 1 \rightarrow \square H_u = 0$$

ξ — коэффициент использования тепла

$\xi = 0,85 \dots 0,95$ — для карбюраторных двигателей;

$\xi = 0,7 \dots 0,85$ — для дизельных двигателей;

β — расчетный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r}$$

$M_r = \alpha \cdot \gamma \cdot L_0$ — число молей остаточных газов

C_{v_c} — средняя молярная теплоемкость свежего заряда в конце сжатия;

$$C_{v_c} = 20,1 + 1,736 \cdot 10^{-3} \cdot T_c,$$

C_{v_z} — средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания;

$$C_{v_z} = (18,4 + 2,59 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z$$

Для дизельных двигателей уравнения сгорания имеет вид:

$$(C_{v_z} + 8,315\lambda) T_c + \frac{\xi \cdot H_u}{\alpha \cdot L_0(1 + \gamma)} = \beta \cdot C_{p_z} \cdot T_z$$

λ — степень повышения давления;

Тепловые процессы двигателей

$$\lambda = P_z / P_c$$

$$C_{pz} = 8,315 + (20 + 0,92 / \alpha) + (15,5 + 13,8 / \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z$$

C_{pz} – средняя молярная теплоемкость для продуктов сгорания.

После подстановки теплоемкостей и всех известных величин в уравнение сгорания получаем квадратное уравнение относительно T_z . Один из корней определяет температуру в конце сгорания, другой – не имеет физического смысла.

$$T_z = 2200 \dots 2800 K \quad \text{– для карбюраторных двигателей;}$$

$$T_z = 1800 \dots 2300 K \quad \text{– для дизельных двигателей.}$$

Давление в конце сгорания

$$P_z = P_c \cdot \beta \cdot T_z / T_c \quad \text{– для карбюраторных двигателей;}$$

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad \text{– для дизельных двигателей.}$$

Степень предварительного расширения у дизелей

$$\rho = \frac{P \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

Степень последующего расширения

$$\delta = \varepsilon / \rho;$$

$$\delta = 10 \dots 18$$

$$\rho = 1,2 \dots 1,7$$

Расчет параметров расширения

Давление в конце процесса расширения

$$P_e = P_z / \varepsilon^{n_2} \quad \text{– для карбюраторных двигателей}$$

n_2 – средний показатель политропы расширения;

$$n_2 = 1,23 \dots 1,3 \quad \text{– для карбюраторных двигателей;}$$

$$P_e = P_z / \delta^{n_2} \quad \text{– для дизельных двигателей;}$$

$$\rho = 1,18 \dots 1,28$$

$$P_e = 0,35 \dots 0,6 \text{ МПа} \quad \text{– для карбюраторных двигателей;}$$

$$P_e = 0,2 \dots 0,5 \text{ МПа} \quad \text{– для дизельных двигателей.}$$

Температура в конце расширения

$$T_e = T_z / \varepsilon^{n_2-1} \quad \text{– для карбюраторных двигателей;}$$

$$T_e = T_z / \delta^{n_2-1} \quad \text{– для дизельных двигателей;}$$

Тепловые процессы двигателей

$T_e = 1200...1700K$ – для карбюраторных двигателей;

$T_e = 1000...1200K$ – для дизельных двигателей.

После расчета процессов цикла необходимо проверить правильность ранее принятой температуры остаточных газов.

$$T_r = \frac{T_e}{\sqrt[3]{\frac{P_e}{P_r}}}$$

Если ошибка превышает 2 % расчет необходимо повторить!

Расчет индикаторных показателей цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление для карбюраторного двигателя имеет вид:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ – для карбюраторных двигателей;}$$

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ – для дизельных двигателей.}$$

Действительное среднее индикаторное давление:

$$P_i = P_i' \cdot v$$

v – коэффициент полноты индикаторной диаграммы;

$v = 0,94...0,97$ – для карбюраторных двигателей;

$v = 0,92...0,95$ – для дизельных двигателей;

$P_i = 0,8...1,2 \text{ МПа}$ – для карбюраторных двигателей;

$P_i = 0,6...1,1 \text{ МПа}$ – для дизельных двигателей.

Индикаторный КПД двигателя

$$\eta_i = \frac{8,315 \cdot M_c \cdot T_c (\varepsilon - 1) P_i}{P_c \cdot H_u}$$

$\eta_i = 0,28...0,38$ – для карбюраторных двигателей;

$\eta_i = 0,42...0,52$ – для дизельных двигателей;

Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^5}{H_u \cdot \eta_i} \text{ , } \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

$g_i = 235...290 \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$ – для карбюраторных двигателей;

$g_i = 175..220 \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$ – для дизельных двигателей;