

Министерство образования РФ
Санкт-Петербургский государственный аграрный университет
Институт технических систем сервиса и энергетики

Кафедра «Автомобили, тракторы и технический сервис»

Хакимов Р.Т.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
для контрольной работы
по дисциплине:
термодинамические процессы и энергетические установки

Санкт-Петербург
2008г.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВС

Произвести расчет четырехтактного бензинового (дизельного) двигателя, предназначенного для легкового (грузового) автомобиля или автобуса.

Исходные данные:

Двигатель: Б – бензиновый

Д – дизельный

Эффективная мощность – N_e , кВт

Число оборотов коленчатого вала - n , об./мин.

Степень сжатия - ϵ

Число цилиндров – i ,

R-рядный или V-образный

Система охлаждения жидкостная закрытого типа.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Топливо. 1. В соответствии с заданной степенью сжатия ϵ в качестве топлива выбирают бензин марки АИ-95 (98), дизельное топливо ДТ (летнее или зимнее).

2. Средний элементарный состав топлива см. табл. 1.

Содержание: С = ..., Н = ...

Таблица 1

Топливо	Содержание		
	С	Н	О
Бензин	0,855	0,145	—
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004

Таблица 4

Газообразное топливо	Содержание								
	Метан СН ₄	Этан С ₂ Н ₆	Пропан С ₃ Н ₈	Бутан С ₄ Н ₁₀	Тяжелые углеводороды С _n Н _{2n+2}	Водород Н ₂	Окись углерода СО	Углекислый газ СО ₂	Азот N ₂
Природный газ .	90,0	2,96	0,17	0,55	0,42	0,28	0,47	5,15	
Синтезгаз . . .	52,0	—	—	—	3,4	9,0	11,0	24,6	
Светильный газ	16,2	—	—	—	8,6	27,8	20,2	22,2	

3. Низшая теплота сгорания топлива

Если известен элементарный состав жидкого топлива, то для приближенного определения его низшей теплоты сгорания обычно пользуются формулой Д. И. Менделеева

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) \text{ Мдж/кг,}$$

где W — количество водяных паров в продуктах сгорания массовой или объемной единицы топлива.

Примерные значения низшей теплоты сгорания автотракторных топлив приведены в табл. 5.

Показатель	Вид топлива					
	Бензин	Дизельное	Керосин	Бутан (C ₄ H ₁₀)	Пропан (C ₃ H ₈)	Природный газ
Нижшая теплота сгорания	44,0 Мдж/кг	42,5 Мдж/кг	43,1 Мдж/кг	112 Мдж/м ³	85,5 Мдж/м ³	~35,0 Мдж/м ³

Параметры рабочего топлива

1. теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

$$L_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ кг возд/кг топл,}$$

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

где 0,23 — массовое содержание кислорода в 1 кг воздуха;

0,21 — объемное содержание кислорода в 1 кмоль воздуха.

2. Коэффициент избытка воздуха.

Возможность применения электронного управления системы питания рассчитываемого двигателя и стремления получить двигатель повышенной литровой мощности позволяет выбрать значение α (см. табл. 2), обеспечивающее максимальную скорость сгорания и достаточную экономичность.

Таблица 2

Значение коэффициента избытка воздуха для различных двигателей

Карбюраторные двигатели	$\alpha = 0,70 \div 1,18$
Двигатели с форкамерно-факельным зажиганием	$\alpha = 1,15 \div 1,50$ и выше
Дизели с неразделенными камерами и объемным смесеобразованием	$\alpha = 1,20 \div 1,65$
Дизели с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием	$\alpha = 1,10 \div 1,55$
Вихрекамерные дизели	$\alpha = 1,15 \div 1,30$
Предкамерные дизели	$\alpha = 1,20 \div 1,35$
Дизели с наддувом	$\alpha = 1,14 \div 2,2$

3. Количество рабочей смеси

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} \text{ кмоль гор. см/кг топл,}$$

где m_T — молекулярная масса паров топлива. Значение m_T для различных топлив:

Для автомобильных бензинов	$m_T = 110 \div 120 \text{ кг/кмоль}$
Для дизельных топлив	$m_T = 180 \div 200 \text{ кг/кмоль}$

4. Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K=0,5$

K — постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к окиси углерода, содержащихся в продуктах сгорания; для бензинов $K = 0,45-0,50$

При полном сгорании топлива ($\alpha \geq 1$) продукты сгорания состоят из углекислого газа CO₂, водяного пара H₂O, избыточного кислорода O₂ и азота N₂.

Содержание отдельных компонентов продуктов сгорания жидкого топлива при $\alpha \geq 1$ определяют по формулам:

количество CO₂

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \text{ кмоль CO}_2/\text{кг топл;}$$

количество H₂O

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \text{ кмоль H}_2\text{O}/\text{кг топл;}$$

количество O₂

$$M_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0 \text{ кмоль O}_2/\text{кг топл;}$$

количество N₂

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.}$$

Общее количество продуктов полного сгорания жидкого топлива определится как сумма

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = \\ = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_0 \text{ кмоль пр. ст/кг топл.}$$

При неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$) продукты сгорания представляют собой смесь окиси углерода CO, углекислого газа CO₂, водяного пара H₂O, свободного водорода H₂ и азота N₂.

Содержание отдельных компонентов продуктов неполного сгорания жидкого топлива определяют по формулам:

количество CO₂

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21 L_0 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.};$$

количество CO

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21 L_0 \text{ кмоль } CO/\text{кг топл.};$$

количество H₂O

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21 L_0 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.};$$

количество H₂

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21 L_0 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.};$$

количество N₂

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.},$$

где K — постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к окиси углерода, содержащихся в продуктах сгорания; для бензинов $K = 0,45—0,50$.

5. Общее количество продуктов неполного сгорания жидкого топлива

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \\ = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 \text{ кмоль пр. ст/кг топл.}$$

Проверка

ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ И ОСТАТОЧНЫЕ ГАЗЫ

1. Давление и температура окружающей среды. Двигатель будет работать без наддува (с наддувом) согласно исходных данных, поэтому давление окружающей среды выбираем $p_0 = 0,1 \text{ Мн/м}^2 \text{ (кг/см}^2\text{)}$, а температуру — $T_0 = 288^\circ \dots 300^\circ \text{ К}$.

При работе двигателей с наддувом воздух поступает в цилиндр не из атмосферы, а из компрессора (нагнетателя), где он предварительно сжимается. В соответствии с этим давление и температура окружающей среды при расчете рабочего процесса двигателя с наддувом принимается равной давлению p_k и температуре T_k воздуха на выходе из компрессора. В зависимости от степени наддува давление наддувочного воздуха принимается:

При низком наддуве	$p_k = 1,5 p_0$
При среднем наддуве	$p_k = (1,5 \div 2,2) p_0$
При высоком наддуве	$p_k = (2,2 \div 2,5) p_0$

Температура воздуха после компрессора

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \text{ } ^\circ\text{К},$$

где n_k — показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре (нагнетателе).

Из выражения следует, что температура воздуха после компрессора зависит от степени повышения давления в нагнетателе и показателя политропы сжатия.

Величину n_k принимают по опытным данным в зависимости от типа наддувочного агрегата и степени охлаждения:

Для поршневых нагнетателей	$n_k = 1,4 \div 1,6$
Для объемных нагнетателей	$n_k = 1,55 \div 1,75$
Для центробежных нагнетателей с охлаждаемым корпусом	$n_k = 1,4 \div 1,8$
Для центробежных нагнетателей с неохлаждаемым корпусом	$n_k = 1,8 \div 2,0$

2. Давление остаточных газов. В цилиндре двигателя перед началом процесса наполнения всегда содержится некоторое количество остаточных газов, находящихся в объеме V_c камеры сгорания. Величина давления остаточных газов p_r устанавливается в зависимости от числа и расположения клапанов, сопротивлений впускного и выпускного трактов, фаз газораспределения, характера наддува, быстроходности двигателя, нагрузки, систем охлаждения и других факторов.

Для автомобильных двигателей без наддува, а также с наддувом и выпуском в атмосферу

$$p_r = (1,05 \div 1,25) p_0 \text{ Мн/м}^2.$$

Большие значения p_r принимаются для высокооборотных двигателей.

Для двигателей с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске

$$p_r = (0,75 \div 1,0) p_k \text{ Мн/м}^2.$$

3. Температура остаточных газов. В зависимости от типа двигателя, степени сжатия, числа оборотов, нагрузки и коэффициента избытка воздуха принимают значение температуры остаточных газов, которая для бензиновых двигателей при работе на номинальном режиме изменяется в пределах $T_r = 900-1100^\circ \text{ К}$, для дизелей - $T_r = 700-900^\circ \text{ К}$.

ПРОЦЕСС ВПУСКА

1. Температура подогрева свежего заряда. Учитывая высокое число оборотов и желание получить хорошее наполнение двигателя, принимается для бензинового и дизеля $\Delta T = 5^\circ-7^\circ$

2. Плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{B T_k} \text{ кг/м}^3 \text{ или } \rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{B T_0} \text{ кг/м}^3,$$

где B — удельная газовая постоянная. Для воздуха

$$B = \frac{R}{\mu_v} = \frac{8315}{28,97} = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град},$$

где $R = 8315 \text{ Дж/кмоль град}$ — универсальная газовая постоянная.

3. Потери давления на впуске.

Потери давления Δp_a за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре при некотором допущении можно определить из уравнения Бернулли:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \frac{w_{вп}^2}{2} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} \text{ Мн/м}^2,$$

где β — коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра; $\xi_{вп}$ — коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению;

$w_{вп}$ — средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (как правило, в клапане или в продувочных окнах);

ρ_k и ρ_0 — плотность заряда на впуске соответственно при наддуве и без него (при $p_k = p_0$ и $\rho_k = \rho_0$).

По опытным данным в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме ($\beta^2 + \xi_{вп}$) = $2,5 \div 4,0$ и $w_{вп} = 50-130 \text{ м/сек}$.

Величина Δp_a у четырехтактных двигателей без наддува на номинальном режиме колеблется в пределах: для бензиновых двигателей $\Delta p_a = (0,06 \div 0,20) p_0 \text{ Мн/м}^2$, для дизелей $\Delta p_a = (0,04 \div 0,18) p_0 \text{ Мн/м}^2$.

При работе двигателя с наддувом значение p_a приближается к p_k , однако абсолютные значения сопротивлений во впускных органах возрастают.

Для четырехтактных двигателей с наддувом

$$\Delta p_a = (0,04 \div 0,10) p_k \text{ Мн/м}^2.$$

4. Давление в конце впуска. Для двигателей с наддувом и без наддува.

$$\text{или} \quad \left. \begin{aligned} p_a &= p_k - \Delta p_a \text{ Мн/м}^2, \\ p_a &= p_0 - \Delta p_a \text{ Мн/м}^2. \end{aligned} \right\}$$

5. Коэффициент остаточных газов. Величина коэффициента остаточных газов γ_r определяет качество очистки цилиндров от продуктов сгорания. С увеличением γ_r уменьшается количество свежего заряда, которое может поступить в цилиндр двигателя в процессе впуска.

Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r},$$

где ε — степень сжатия, $T_k = T_0$ — температура после компрессора или температура окружающей среды.

В четырехтактных двигателях величина γ_r зависит от степени сжатия, параметров рабочего тела в конце впуска и выпуска, числа оборотов и других факторов.

С увеличением степени сжатия ε и температуры остаточных газов T_r величина γ_r уменьшается, а при увеличении давления остаточных газов и числа оборотов — возрастает:

Для бензиновых и газовых двигателей без наддува	$\gamma_r = 0,05 \div 0,10$
Для дизелей без наддува	$\gamma_r = 0,02 \div 0,06$

При применении наддува величина коэффициента остаточных газов снижается.

12. Температура в конце впуска. Эту температуру T_a с достаточной степенью точности определяют на основании уравнения баланса теплоты, составленного по линии впуска от точки r до точки a :

$$M_1 t c_p (T_k + \Delta T) + M_r t c_p'' T_r = (M_1 + M_r) t c_p' T_a,$$

где $M_1 t c_p (T_k + \Delta T)$ — количество теплоты, внесенное свежим зарядом, с учетом подогрева заряда от стенок;

$M_r t c_p'' T_r$ — количество теплоты, заключающееся в остаточных газах;

$(M_1 + M_r) t c_p' T_a$ — количество теплоты, заключающееся в рабочей смеси.

Принимая в уравнении $t c_p - t c_p'' = t c_p'$ получим

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \text{ } ^\circ\text{К.}$$

Величина T_a в основном зависит от температуры рабочего тела, коэффициента остаточных газов, степени подогрева заряда и в меньшей степени — от температуры остаточных газов.

У современных четырехтактных двигателей без наддува температура в конце впуска будет:

Для карбюраторных двигателей	$T_a = (320 \div 360) \text{ } ^\circ\text{К}$
Для дизелей	$T_a = (310 \div 350) \text{ } ^\circ\text{К}$
Для четырехтактных двигателей с наддувом	$T_a = (320 \div 400) \text{ } ^\circ\text{К}$

13. Коэффициент наполнения.

Для четырехтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} (\varphi_d \varepsilon p_a - \varphi_n p_r);$$

для четырехтактных двигателей без учета продувки и дозарядки $\varphi_n = \varphi_d = 1$;

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} (\varepsilon p_a - p_r).$$

Величина коэффициента наполнения в основном зависит от тактности двигателя, степени его быстроходности и совершенства системы газораспределения.

Значение коэффициента наполнения для сравнения:

Для бензиновых двигателей	$\eta_v = 0.70 \div 0.85$
Для дизельных двигателей	$\eta_v = 0.80 \div 0.90$

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

1. Средний показатель адиабаты сжатия k_1 при заданном (ϵ) и (T_a) определяют по графику (см. рис. 7).

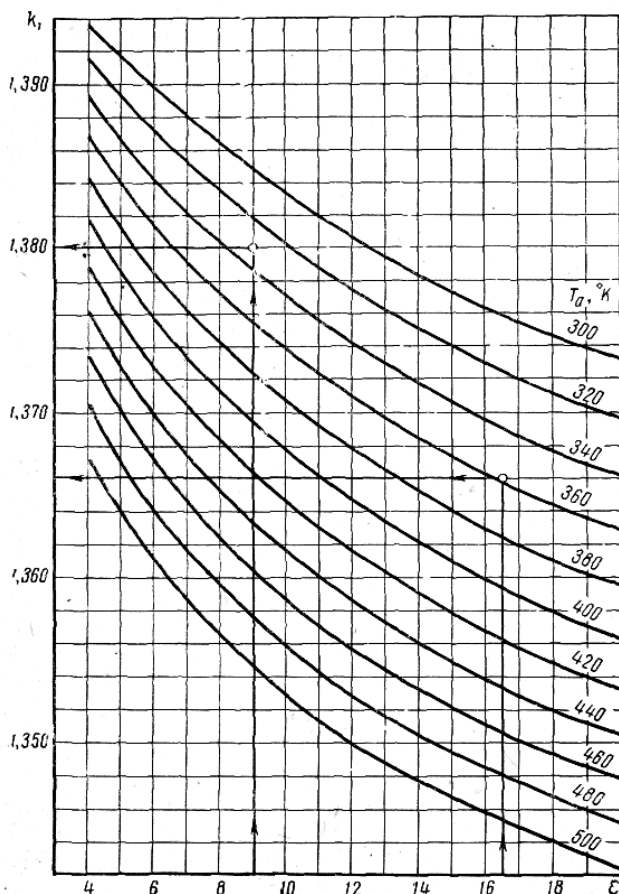


Рис. 7. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

2. **Средний показатель политропы сжатия.** Величина n_1 устанавливается по опытным данным в зависимости от числа оборотов двигателя, степени сжатия, размеров цилиндра, материала поршня и цилиндра, теплообмена и других факторов. Однако, учитывая, что процесс сжатия протекает достаточно быстро (0,015-0,005 сек на номинальном режиме), суммарный теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра за процесс сжатия получается незначительным и величина n_1 может быть оценена по среднему показателю адиабаты сжатия k_1 .

Учитывая быстроходность рассчитываемого двигателя, принимают

Для карбюраторных двигателей	$n_1 \approx (k_1 - 0,01) \div (k_1 - 0,04)$
Для дизелей	$n_1 \approx (k_1 + 0,02) \div (k_1 - 0,02)$

3. Давление и температура в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы с постоянным показателем n_1 :

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1} \text{ Мн/м}^2;$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} \text{ } ^\circ\text{К.}$$

Для современных автомобильных и тракторных двигателей давление и температура в конце сжатия изменяются в пределах (для сравнения):

Для карбюраторных двигателей	$p_c = (0,9 \div 2,0) \text{ Мн/м}^2$ и $T_c = (600 \div 800) \text{ }^\circ\text{К}$
Для быстроходных дизелей без наддува	$p_c = (3,5 \div 5,5) \text{ Мн/м}^2$ и $T_c = (700 \div 900) \text{ }^\circ\text{К}$
Для дизелей с наддувом	повышенные значения p_c и T_c в зависимости от степени наддува

4. Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия.

а) свежей смеси $(mc_v)_{t_0}^c$ выбирается из табл. 7 из интервала температур от 0 до 1500 °С для воздуха.

Таблица 7

Наименование газа	Формула	mc_v , кДж/кмоль·град, для температур	
		От 0 до 1500 °С	От 1501 до 2800 °С
Воздух	—	$20,600 + 0,002638 t$	$22,387 + 0,001449 t$
Кислород	O ₂	$20,930 + 0,004641 t - 0,00000084 t^2$	$23,723 + 0,001550 t$
Азот	N ₂	$20,398 + 0,002500 t$	$21,951 + 0,001457 t$
Водород	H ₂	$20,684 + 0,000206 t + 0,000000588 t^2$	$19,678 + 0,001758 t$
Оксид углерода	CO	$20,597 + 0,002670 t$	$22,490 + 0,001430 t$
Углекислый газ	CO ₂	$27,941 + 0,019 t - 0,000005487 t^2$	$39,523 + 0,003349 t$
Водяной пар	H ₂ O	$24,953 + 0,005359 t$	$26,670 + 0,004438 t$

где $t_c = T_c - 273$, °С – температура свежей смеси в конце сжатия

б) Остаточных газов

$$(mc_v)_{t_0}^c = (mc_v)^{t_{c1}} + \frac{(mc_v)^{t_{c2}} - (mc_v)^{t_{c1}}}{t_{c2} - t_{c1}} \cdot t_{c2} - t_{c1}, \text{ кДж/кмоль-град}$$

где $(mc_v)^{t_{c1}}$ и $(mc_v)^{t_{c2}}$ - молярные теплоемкости ОГ интервала температур t_c (определяя среднюю молярную теплоемкость ОГ при температуре $t_c = 458$ °С выбирается интервал температур от $t_{c1} = 400$ °С до $t_{c2} = 500$ °С следовательно принимаются их молярные теплоемкости при заданных температурах, отсюда $t_{ci} = 100$ °С и $t_{c2} - t_{c1} = 58$ °С). Значения теплоемкости продуктов сгорания соответственно при 400 °С и 500 °С, взятые по таблице 8 при заданной (α) для бензиновых двигателей.

Рекомендация: Средняя молярная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия может быть определена непосредственно по табл. 8 для бензина или по табл. 9 для дизельного топлива.

При невозможности определить $(mc_v)_{t_0}^c$ по табл. 8 или 9 (несоответствие элементарного состава топлива) средняя молярная теплоемкость остаточных газов определяется по уравнению

$$(mc_v)_{t_0}^c = \frac{1}{M_r} [M_{CO_2} (mc_v)_{t_0}^{CO_2} + M_{CO} (mc_v)_{t_0}^{CO} + M_{H_2} (mc_v)_{t_0}^{H_2} + M_{O_2} (mc_v)_{t_0}^{O_2} + M_{H_2O} (mc_v)_{t_0}^{H_2O} + M_{N_2} (mc_v)_{t_0}^{N_2}] \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град},$$

где средние молярные теплоемкости отдельных компонентов продуктов сгорания определяются по табл. 6 или по формулам табл. 7 в интервале температур от 0 до 1500 °С.

в) рабочей смеси

$$(mc_v)_{t_0}^c = \frac{1}{1 + \gamma_r} [(mc_v)_{t_0}^c + \gamma_r (mc_v)_{t_0}^c] \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}.$$

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ.

1. коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}.$$

2. коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}.$$

Величина μ изменяется в пределах (для сравнения):

Для карбюраторных двигателей . . .	$\mu = 1,02 \div 1,12$
Для дизелей	$\mu = 1,01 \div 1,06$

3. Количество теплоты, потерянное вследствие неполноты сгорания топлива

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0, \quad \text{кДж/кг}$$

4. Теплота сгорания рабочей смеси

при $\alpha \geq 1$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1 + M_r} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} \text{ Мдж/кмоль раб. см.};$$

При $\alpha < 1$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} \text{ Мдж/кмоль раб. см.}$$

5. Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

При полном сгорании топлива ($\alpha \geq 1$)

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2}(mc''_{v\text{CO}_2})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}}(mc''_{v\text{H}_2\text{O}})_{t_0}^{t_z} + \\ + M_{\text{N}_2}(mc''_{v\text{N}_2})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{O}_2}(mc''_{v\text{O}_2})_{t_0}^{t_z}] \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град},$$

где t_0 — температура смеси при 0°C ;

t_z — температура смеси в конце сгорания.

При неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$) продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа, окиси углерода, водяного пара, свободного водорода и азота.

При этом

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2}(mc''_{v\text{CO}_2})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{CO}}(mc''_{v\text{CO}})_{t_0}^{t_z} + \\ + M_{\text{H}_2\text{O}}(mc''_{v\text{H}_2\text{O}})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2}(mc''_{v\text{H}_2})_{t_0}^{t_z} + \\ + M_{\text{N}_2}(mc''_{v\text{N}_2})_{t_0}^{t_z}] \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}.$$

Значения средней мольной теплоемкости mc''_v продуктов сгорания выбираются из табл. 7 интервала от 1501 до 2800°C

Пример

5. Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания Для бензинового

$$\begin{aligned}
(mc_v)_{i_0}^{t_z} &= \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (mc_{vCO_2}^{t_z})_{i_0}^{t_z} + M_{CO} (mc_{vCO}^{t_z})_{i_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O}^{t_z})_{i_0}^{t_z} + \\
&\quad + M_{H_2} (mc_{vH_2}^{t_z})_{i_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{vN_2}^{t_z})_{i_0}^{t_z}] = \\
&= \frac{1}{0,5077} [0,0569 (39,523 + 0,003349t_z) + \\
&\quad + 0,0143 (22,490 + 0,00143t_z) + 0,0653 (26,670 + 0,004438t_z) + \\
&\quad + 0,0072 (19,678 + 0,001758t_z) + 0,3640 (21,951 + 0,001457t_z)] = \\
&= 24,510 + 0,002056t_z = \\
&= 24,510 + 0,002056 (T_z - 273) \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}
\end{aligned}$$

для дизеля

$$\begin{aligned}
(mc_v)_{i_0}^{t_z} &= \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (mc_{vCO_2}^{t_z})_{i_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O}^{t_z})_{i_0}^{t_z} + M_{O_2} \times \\
&\quad \times (mc_{vO_2}^{t_z})_{i_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{vN_2}^{t_z})_{i_0}^{t_z}] = \\
&= \frac{1}{0,799} [0,0725 (39,523 + 0,003349t_z) + 0,0630 (26,67 + 0,004438t_z) + \\
&\quad + 0,0572 (23,723 + 0,00155t_z) + 0,6061 (21,951 + 0,001457t_z)] = \\
&= 24,045 + 0,00187t_z = 24,045 + 0,00187 (T_z - 273); \\
(mc_p)_{i_0}^{t_z} &= (mc_v)_{i_0}^{t_z} + 8,315 = 24,045 + 0,00187 (T_z - 273) + 8,315 = \\
&= 32,36 + 0,00187 (T_z - 273).
\end{aligned}$$

Конец примера

6. Коэффициент использования тепла

Тепловой баланс на участках $s-z$ индикаторной диаграммы можно записать в более краткой форме в виде уравнений:

$$\xi_z H_u = (U_z - U_c) + L_{cz} \text{ кДж,}$$

$$\xi_z (H_u - \Delta H_u) = (U_z - U_c) + L_{cz} \text{ кДж,}$$

где $\xi_z = \frac{(H_u - \Delta H_u) - Q_{пот}}{H_u - \Delta H_u}$ — коэффициент использования тепла на участке видимого сгорания sz .

Коэффициент ξ_z выражает долю нижней теплоты сгорания топлива, используемую на повышение внутренней энергии газа $(U_z - U_c)$ и на совершение работы L_{cz} .

U_z — внутренняя энергия газов в конце видимого сгорания, кДж;

U_c — внутренняя энергия рабочей смеси в конце сжатия, кДж;

L_{cz} — тепло, идущее на работу расширения газов от точки s до точки z (для двигателей с воспламенением от искры $L_{cz} = 0$), кДж.

Для расчета величину коэффициента использования тепла принимается на основе экспериментальных данных из (табл.10), в зависимости от конструкции двигателя, режима его работы, системы охлаждения, формы камеры сгорания, способа смесеобразования, коэффициента избытка воздуха и числа оборотов.

Таблица 10.

Для карбюраторных двигателей	$\xi_z = 0,85 \div 0,95$
Для быстроходных дизелей с неразделенными камерами сгорания	$\xi_z = 0,75 \div 0,85$
Для дизелей с разделенными камерами сгорания	$\xi_z = 0,70 \div 0,80$
Для газовых двигателей	$\xi_z = 0,80 \div 0,85$

7. Температура в конце видимого процесса сгорания

Для **бензиновых двигателей**, работающих по циклу с подводом тепла при $V = \text{const}$, уравнение сгорания имеет вид:

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_v)_{i_0}^z (T_c - 273) = \mu (mc''_v)_{i_0}^z (T_z - 273), \quad (1)$$

где $H_{\text{раб.см}}$ — теплота сгорания рабочей смеси.

Для **дизельных двигателей**, работающих по циклу со смешанным подводом тепла при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$, уравнение сгорания имеет вид

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_v)_{i_0}^z + 8,315\lambda] (T_c - 273) = \mu (mc''_p)_{i_0}^z (T_z - 273), \quad (2)$$

где λ - степень повышения давления.

Пример

6. Коэффициент использования тепла. Значительное догорание **бензинового** топлива в процессе расширения при $n = 5800 \text{ об/мин}$ будет снижать величину ξ_z , но использование обогащенной смеси ($\alpha = 0,9$), обеспечивающей максимальную скорость сгорания, будет несколько уменьшать процессе догорания. Учитывая эти факторы, можно принять $\xi_z = 0,9$.

Для **дизеля** применение наддува при струйном смесеобразовании повышает теплонпряженность двигателя и создает благоприятные условия для протекания процесса сгорания. Это позволяет принять $\xi_z = 0,82$.

7. Температура в конце видимого процесса сгорания

Для **бензинового**

$$\begin{aligned} \xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_v)_{i_0}^z (T_c - 273) &= \mu (mc''_v)_{i_0}^z (T_z - 273) = \\ &= 0,9 \cdot 76\,240 + 21,90 (730 - 273) = \\ &= 1,077 [24,510 + 0,002056 (T_z - 273)] (T_z - 273) \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} 0,002214 T_z^2 + 25,288 T_z - 85\,620 &= 0; \\ T_z &= \frac{-25,288 + \sqrt{25,288^2 + 4 \cdot 0,002214 \cdot 85\,620}}{2 \cdot 0,002214} = 2733^\circ \text{K}. \end{aligned}$$

Для **дизеля**

$$\begin{aligned} \xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_v)_{i_0}^z + 8,315\lambda] (T_c - 273) &= \mu (mc''_p)_{i_0}^z (T_z - 273) = \\ &= 0,82 \cdot 53\,890 + (22,53 + 8,315 \cdot 1,6) (985 - 273) = \\ &= 1,04 [32,36 + 0,00187 (T_z - 273)] (T_z - 273) \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} 0,001945 T_z^2 + 32,59 T_z - 78\,750 &= 0; \\ T_z &= \frac{-32,59 + \sqrt{32,59^2 + 4 \cdot 0,001945 \cdot 78\,750}}{2 \cdot 0,001945} = 2140^\circ \text{K}. \end{aligned}$$

В уравнения (1) и (2) сгорания входят две неизвестные величины: температура в конце видимого сгорания T_z и теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме $(mc''_v)_{i_0}^z$ или постоянном давлении $(mc''_p)_{i_0}^z$ при этой же температуре T_z . Используя для определения $(mc''_v)_{i_0}^z$ или $(mc''_p)_{i_0}^z$ табличные значения (см. табл. 6), уравнения сгорания решаются относительно T_z методом последовательных приближений (подбором значений T_z). При использовании для определения $(mc''_v)_{i_0}^z$ или $(mc''_p)_{i_0}^z$ приближенных формул (см. табл. 7) уравнения сгорания, после подстановки в них числовых значений всех известных параметров и последующих преобразований, принимают вид квадратного уравнения

$$AT_z^2 + BT_z - C = 0,$$

где A , B и C — численные значения известных величин.

Откуда

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A} \text{ } ^\circ \text{K}.$$

Конец примера

8. Максимальное давление сгорания

Для бензиновых двигателей, работающих по циклу с подводом тепла при $V = \text{const}$,

$$p_z = p_c \cdot \frac{T_z}{T_c} \text{ Мн/м}^2,$$

Для дизельных двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом тепла при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$,

$$p_z = \lambda p_c \text{ Мн/м}^2,$$

Для анализа и сравнения значения температуры и давления конца сгорания для современных двигателей при работе с полной нагрузкой изменяются в следующих пределах:

Для карбюраторных двигателей	$T_z = 2400 \div 2800^\circ \text{ К}, p_z = 3,5 \div 6,5 \text{ Мн/м}^2, p_{z_d} = 3,0 \div 5,5 \text{ Мн/м}^2$
Для дизелей	$T_z = 1800 \div 2300^\circ \text{ К}, p_z = p_{z_d} = 5,0 \div 12,0 \text{ Мн/м}^2$
Для газовых двигателей	$T_z = 2200 \div 2500^\circ \text{ К}, p_z = 3,0 \div 5,0 \text{ Мн/м}^2, p_{z_d} = 2,5 \div 4,5 \text{ Мн/м}^2$

9. Степень повышения давления для бензинового двигателя.

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$$

где p_z – максимальное давление сгорания, Мн/м^2

p_c – давление в конце сжатия, Мн/м^2

по опытным данным величина λ , для бензиновых двигателей $\lambda = 3,24 - 4,2$; (для сравнения)

9.1 Степень предварительного расширения для дизеля

$$\rho = \mu \frac{p_c}{p_z} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

Для дизелей $\rho = 1,2-1,7$ (для сравнения)

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА

1. Средний показатель адиабаты расширения при заданных значениях (ε ; α и T_z) определяют k_2 по графику для бензинового двигателя (см. рис. 11), для дизеля (см. рис. 12).

2. Средние значения величины n_2 , принимают, полученные из анализа индикаторных диаграмм, для различных современных автомобильных и тракторных двигателей изменяются в пределах (для номинальной нагрузки):

Для карбюраторных двигателей	$n_2 = 1,23 \div 1,30$
Для дизелей	$n_2 = 1,18 \div 1,28$
Для газовых двигателей	$n_2 = 1,25 \div 1,35$

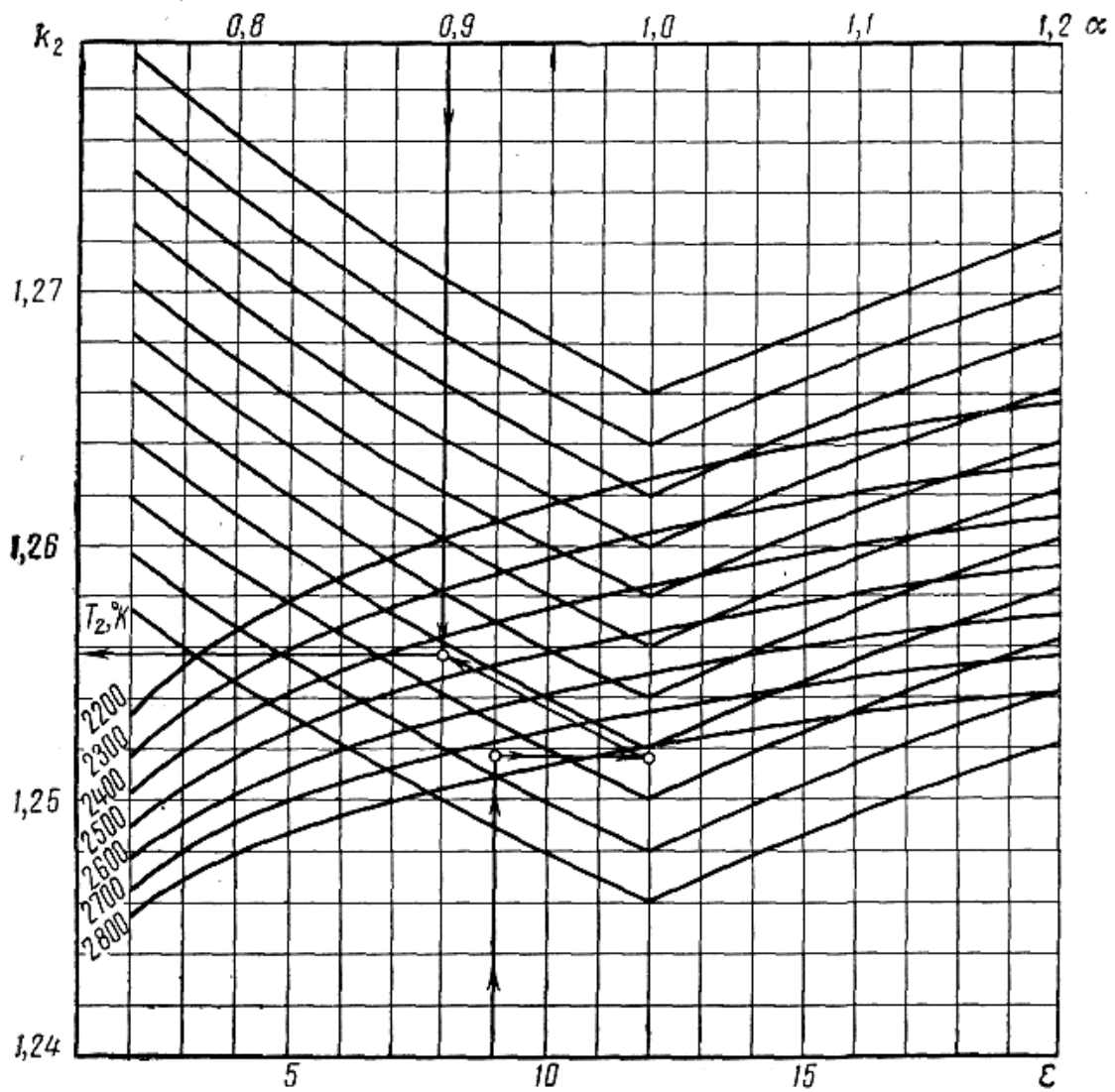


Рис. 11. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для карбюраторного двигателя

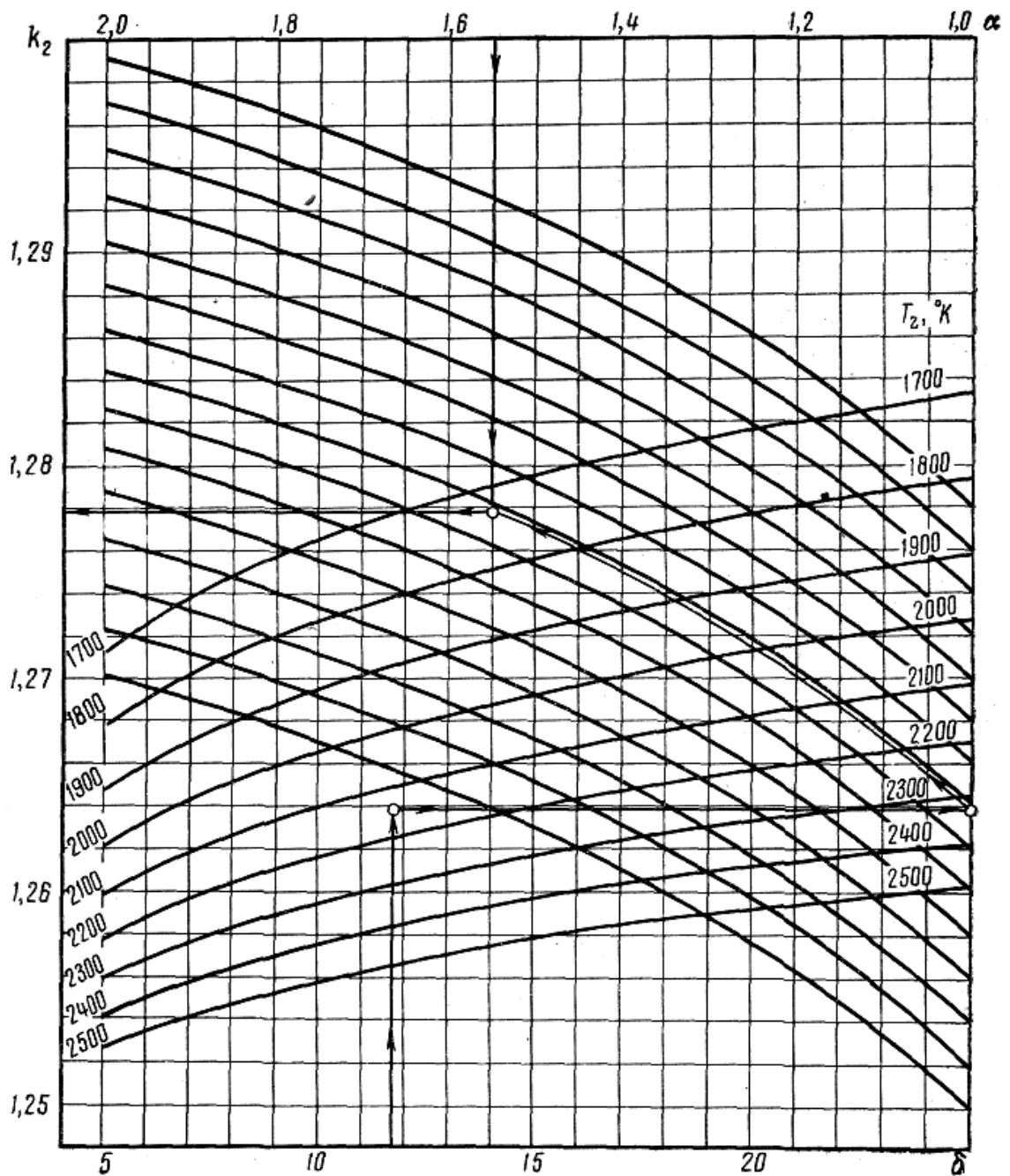


Рис. 12. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизеля

3. Значения температуры и давления в конце процесса расширения определяют по формулам политропического процесса.

Для бензиновых двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме,

$$p_b = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}} \text{ Мн/м}^2,$$

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} \text{ }^\circ\text{К.}$$

Для дизельных двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты,

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \text{ Мн/м}^2,$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \text{ }^\circ\text{К.}$$

где δ - степень последующего расширения.

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho}.$$

Примерные значения p_b и T_b для современных двигателей без наддува (на номинальном режиме) лежат в пределах (для сравнения):

Для двигателей с воспламенением от искры	$p_b = 0,35 \div 0,60 \text{ Мн/м}^2$ и $T_b = 1200 \div 1700^\circ \text{ К}$
Для дизелей	$p_b = 0,2 \div 0,5 \text{ Мн/м}^2$ и $T_b = 1000 \div 1200^\circ \text{ К}$

4. Проверка ранее принятой температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} \text{ } ^\circ\text{К.}$$

Ошибка: $T_{\text{раз}}(T_{\text{провер.}} - T_{\text{принят.}}) / T_{\text{принят.}}, \%$

ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания характеризуется средним индикаторным давлением, индикаторными мощностью и к. п. д.

1. Теоретическое среднее индикаторное давление.

Для бензинового двигателя с искровым зажиганием (см. рис. 15), работающего по циклу с подводом тепла при $V = \text{const}$,

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \right] \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \text{ Мн/м}^2.$$

Для дизельного двигателя, работающего по циклу со смешанным подводом теплоты (см. рис. 15-б), теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \right] \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda (\rho - 1) \text{ Мн/м}^2.$$

2. Среднее индикаторное давление.

$$p_i = \varphi_n p_i' \text{ Мн/м}^2.$$

Уменьшение теоретического среднего индикаторного давления вследствие отклонения действительного процесса от расчетного цикла оценивается коэффициентом полноты диаграммы φ_n и величиной среднего давления насосных потерь Δp_i .

Коэффициент полноты диаграммы принимается:

Для карбюраторных двигателей	$\varphi_n = 0,94 \div 0,97$
Для дизелей	$\varphi_n = 0,92 \div 0,95$

Величина p_i для различных двигателей при работе на полной нагрузке изменяется в широких пределах (для сравнения):

Для четырехтактных двигателей с искровым зажиганием	$p_i = 0,6 \div 1,4 \text{ Мн/м}^2$
Для четырехтактных двигателей форсированных	$p_i \text{ до } 1,6 \text{ Мн/м}^2$
Для четырехтактных дизелей без наддува	$p_i = 0,7 \div 1,1 \text{ Мн/м}^2$
Для четырехтактных дизелей с наддувом	$p_i \text{ до } 2,2 \text{ Мн/м}^2$

2.1 Индикаторная мощность.

Индикаторная мощность двигателя N_i — работа, совершаемая газами внутри цилиндров в единицу времени.

Для многоцилиндрового двигателя

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

где p_i — среднее индикаторное давление, Мн/м^2 ;

V_h — рабочий объем одного цилиндра, л (дм^3);

i — число цилиндров;

n — число оборотов коленчатого вала, об/мин;

τ — тактность двигателя.

3. Индикаторный к.п.д. и удельный индикаторный расход топлива.

Индикаторный к. п. д. η_i характеризует степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения полезной работы и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла, ко всему количеству теплоты, внесенной в цилиндр с топливом.

Для 1 кг топлива

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u},$$

где L_i — теплота, эквивалентная индикаторной работе, Мдж/кг ;

H_u — низшая теплота сгорания топлива, Мдж/кг .

Таким образом, индикаторный к. п. д. учитывает все тепловые потери действительного цикла.

Для дизельных двигателей, работающих на жидком топливе.

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V},$$

Для бензиновых двигателей то же самое только в знаменателе вместо ρ_k принимаем ρ_0 .

Величина индикаторного к.п.д. в современных автомобильных и тракторных двигателях, работающих на номинальном режиме, имеет следующие значения (для сравнения):

Для двигателей с искровым зажиганием	$\eta_i = 0,26 \div 0,35$
Для дизелей	$\eta_i = 0,38 \div 0,50$
Для газовых двигателей	$\eta_i = 0,28 \div 0,34$

4. Индикаторный удельный расход жидкого топлива определяют по уравнениям:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} \text{ г/квт}\cdot\text{ч} \text{ или } g_i = 3600 \frac{\rho_k \eta_V}{p_i l_0 \alpha} \text{ г/квт}\cdot\text{ч}.$$

Удельные расходы топлива на номинальном режиме (для сравнения):

Для карбюраторных двигателей	$g_i = 235 \div 320 \text{ г/квт}\cdot\text{ч}$
Для дизелей	$g_i = 170 \div 230 \text{ г/квт}\cdot\text{ч}$
Для газовых двигателей	$q_i = 10,5 \div 13,5 \text{ Мдж/квт}\cdot\text{ч}$

ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Параметры, характеризующие работу двигателя, отличаются от индикаторных наличием необходимых затрат полезной работы на! преодоление различных механических сопротивлений (трение в кривошипно-шатунном механизме, приведение в действие вспомогательных механизмов и нагнетателя и др.) и на совершение процессов впуска и выпуска.

1. Среднее давление механических потерь. Потери на преодоление различных сопротивлений оцениваются величиной мощности механических потерь или величиной работы, соответствующей мощности механических потерь, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра.

Ниже даны эмпирические формулы для определения величины p_m в двигателях различного типа:

а) для карбюраторных двигателей с числом цилиндров до 6 и отношением $S/D > 1$

$$p_m = 0,049 + 0,0152v_{п.ср} \text{ Мн/м}^2;$$

б) для карбюраторных восьмицилиндровых двигателей с отношением $S/D < 1$

$$p_m = 0,039 + 0,0132v_{п.ср} \text{ Мн/м}^2;$$

в) для карбюраторных двигателей с числом цилиндров до 6 и отношением $S/D < 1$

$$p_m = 0,034 + 0,0113v_{п.ср} \text{ Мн/м}^2;$$

г) для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами

$$p_m = 0,089 + 0,0118v_{п.ср} \text{ Мн/м}^2;$$

д) для предкамерных дизелей

$$p_m = 0,103 + 0,0153v_{п.ср} \text{ Мн/м}^2;$$

е) для дизелей с вихревыми камерами

$$p_m = 0,089 + 0,0135v_{п.ср} \text{ Мн/м}^2.$$

Где средняя скорость поршня предварительно принимают:

Для бензиновых двигателей легковых автомобилей $v_{п.ср} = 12 \div 15$ м/сек

Для бензиновых двигателей грузовых автомобилей $v_{п.ср} = 9 \div 12$ м/сек

Для транспортных дизелей $v_{п.ср} = 6,5 \div 12$ м/сек

2. Среднее эффективное давление.

Среднее эффективное давление p_e представляет собой отношение эффективной работы на валу двигателя к единице рабочего объема цилиндра.

В расчетах двигателей p_e определяют по среднему индикаторному давлению

$$p_e = p_i - p_m \text{ Мн/м}^2.$$

Для двигателей с механическим наддувом

$$p_e = p_i - p_m - p_n \text{ Мн/м}^2,$$

где p_n — потери давления на привод нагнетателя.

Значения среднего эффективного давления при номинальной нагрузке изменяются в следующих пределах:

Для четырехтактных двигателей с искровым зажиганием	$p_e = 0,5 \div 1,1 \text{ Мн/м}^2$
Для четырехтактных двигателей форсированных	p_e до $1,3 \text{ Мн/м}^2$
Для четырехтактных дизелей без наддува	$p_e = 0,55 \div 0,85 \text{ Мн/м}^2$
Для четырехтактных дизелей с наддувом	p_e до $1,75 \text{ Мн/м}^2$

С ростом среднего эффективного давления улучшаются условия использования рабочего объема цилиндра, что дает возможность создавать более легкие и компактные двигатели.

3. Механический к.п.д.

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \text{ или } \eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i}.$$

По опытным данным механический к.п.д. для различных двигателей, работающих на номинальном режиме, изменяется в следующих пределах (для сравнения):

Для карбюраторных двигателей	$\eta_m = 0,7 \div 0,9$
Для четырехтактных дизелей без наддува	$\eta_m = 0,70 \div 0,82$
Для четырехтактных двигателей с наддувом (без учета потерь мощности на нагнетатель)	$\eta_m = 0,8 \div 0,9$
Для газовых двигателей	$\eta_m = 0,75 \div 0,85$

4. Эффективная мощность.

$$N_e = N_i \eta_m = \frac{p_e V_{h.in}}{30\tau} \text{ кВт},$$

где p_e выражено в Мн/м^2 ; V_h — в л; n — в об/мин.

5. Эффективный к.п.д. и эффективный удельный расход топлива. Эффективный к.п.д. η_e и эффективный удельный расход топлива g_e характеризуют экономичность работы двигателя.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

Значения эффективного к.п.д. меняются в зависимости от типа двигателя в следующих пределах (на номинальном режиме) для сравнения:

Для карбюраторных двигателей	$\eta_e = 0,23 \div 0,29$
Для дизелей	$\eta_e = 0,31 \div 0,40$
Для газовых двигателей	$\eta_e = 0,21 \div 0,31$

6. Эффективный удельный расход жидкого топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \text{ г/квт}\cdot\text{ч или } g_e = 3600 \frac{p_e \eta_V}{p_e l_{0a}} \text{ г/квт}\cdot\text{ч}.$$

Для современных автомобильных и тракторных двигателей эффективный удельный расход топлива при номинальной нагрузке имеет следующие значения (для сравнения):

Для карбюраторных двигателей	$g_e = 280 \div 350 \text{ г/квт}\cdot\text{ч}$
Для дизелей с неразделенными камерами	$g_e = 210 \div 260 \text{ г/квт}\cdot\text{ч}$
Для вихрекамерных и предкамерных дизелей	$g_e = 250 \div 300 \text{ г/квт}\cdot\text{ч}$
Для газовых двигателей удельный расход теплоты	$q_e = 12 \div 17 \text{ Мдж/квт}\cdot\text{ч}$

7. Часовой расход топлива

$$G_T = N_e g_e \text{ кг/ч};$$

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРА И ДВИГАТЕЛЯ

Если задана эффективная мощность двигателя и выбрана величина S/D , то основные конструктивные параметры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня) определяют следующим образом.

1. Литраж двигателя

$$V_n = 30\tau \frac{N_e}{p_e n} \text{ л},$$

где N_e выражена в кВт, p_e — в Мн/м^2 ; n — в об/мин.

2. Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{V_n}{i} \text{ л}.$$

3. Диаметр цилиндра

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

4. Ход поршня

$$S = D \cdot S/D \text{ мм}.$$

Пример

Для бензинового

3. Диаметр и ход поршня. В целях уменьшения скорости поршня и сокращения габаритов двигателя принимают $S/D = 0,85$, тогда

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \frac{V_h}{S/D}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,35}{3,14 \cdot 0,85}} = 80,64 \text{ мм};$$

$$S = D \cdot S/D = 80,64 \cdot 0,85 = 68,54 \text{ мм}.$$

Принимается $D = 80 \text{ мм}$; $S = 70 \text{ мм}$.

Для дизеля

3. Диаметр и ход поршня. Дизели, как правило, выполняются с отношением хода поршня к диаметру цилиндра $S/D > 1$. Однако уменьшение S/D для дизеля, так же как и для карбюраторного двигателя, снижает скорость поршня и повышает η_m . В связи с этим целесообразно принять $S/D = 1,05$:

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi S/D}} = 100 \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,81}{3,14 \cdot 1,05}} = 129,9 \text{ мм};$$

$$S = D \cdot S/D = 129,9 \cdot 1,05 = 136,4 \text{ мм}.$$

Окончательно принимается $D = 130 \text{ мм}$; $S = 138 \text{ мм}$.

Полученные значения D и S округляют до четных чисел, нуля или пяти. По окончательно принятым значениям D и S определяют основные параметры и показатели двигателя:

Конец примера

5. По окончательно принятым значениям D и S определяют основные параметры и показатели двигателя

Литраж двигателя

$$V_n = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6} \text{ л};$$

Площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} = 50,2 \text{ см}^2;$$

Эффективную мощность

$$N_e = \frac{p_e V_n n}{30\tau} \text{ кВт};$$

Эффективный крутящий момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} \text{ н} \cdot \text{м};$$

Часовой расход топлива

$$G_T = N_e g_e \text{ кг/ч};$$

Среднюю скорость поршня

$$v_{п.ср} = \frac{Sn}{3 \cdot 10^4} \text{ м/сек.} \quad (4)$$

При расхождении между ранее принятой величиной $v_{п.ср}$ и полученной по формуле (4) более 3÷4% необходимо пересчитать эффективные параметры двигателя.

ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

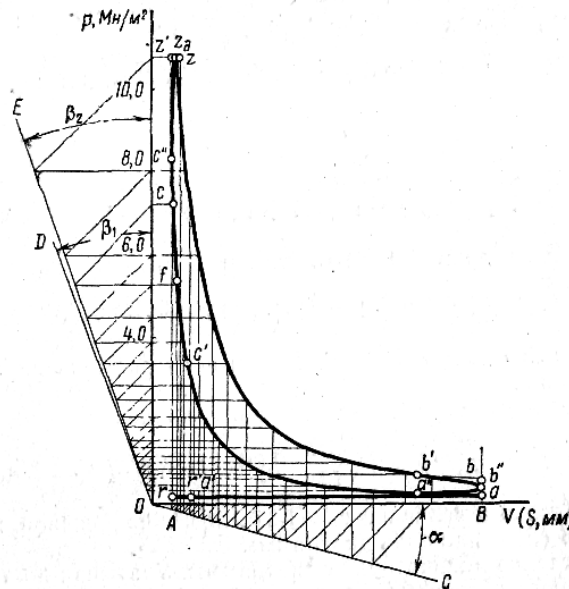


Рис. 20. Построение индикаторной диаграммы дизеля

Построение индикаторной диаграммы (рис. 20).

1. Масштабы диаграммы:

масштаб хода поршня $M_s = 1,5 \text{ мм}$ в мм;

масштаб давлений $M_p = 0,08 \text{ Мн/м}^2$ в мм.

2. Приведенная величина рабочего объема цилиндра и величина, соответствующая объему камеры сгорания:

$$AB = \frac{S}{M_s} = \frac{138}{1,5} = 92 \text{ мм}; \quad OA = \frac{AB}{\epsilon - 1} = \frac{92}{16,5 - 1} = 6 \text{ мм}.$$

3. Максимальная высота диаграммы (точки z' и z) и положение точки z по оси абсцисс

$$\frac{p_z}{M_p} = \frac{11,52}{0,08} = 144,0 \text{ мм}; \quad zz' = OA(\rho - 1) = 6(1,41 - 1) = 2,5 \text{ мм}.$$

4. Ординаты характерных точек.

$$\frac{p_0}{M_p} = \frac{0,1}{0,08} = 1,3 \text{ мм}; \quad \frac{p_k}{M_p} = \frac{0,17}{0,08} = 2,1 \text{ мм};$$

$$\frac{p_r}{M_p} = \frac{0,146}{0,08} = 1,8 \text{ мм}; \quad \frac{p_a}{M_p} = \frac{0,159}{0,08} = 2,0 \text{ мм};$$

$$\frac{p_c}{M_p} = \frac{7,20}{0,08} = 90,0 \text{ мм}; \quad \frac{p_b}{M_p} = \frac{0,507}{0,08} = 6,3 \text{ мм}.$$

5. Построение политроп сжатия и расширения производится:

графическим методом (см. рис. 20):

а) для луча OC принимаем угол α , равным 15° ;

б) $\text{tg } \beta_1 = (1 + \text{tg } \alpha)^{n_1} - 1 = (1 + \text{tg } 15^\circ)^{1,36} - 1 = 0,380$; $\beta_1 = 20^\circ 48'$;

в) используя лучи OD и OC , строим политропу сжатия, начиная с точки c ;

г) $\text{tg } \beta_2 = (1 + \text{tg } \alpha)^{n_2} - 1 = (1 + \text{tg } 15^\circ)^{1,27} - 1 = 0,352$; $\beta_2 = 19^\circ 23'$;

д) используя лучи OE и OC , строим политропу расширения, начиная с точки z .

аналитическим методом

5. Построение политроп сжатия и расширения производится аналитическим методом:

а) политропа сжатия

$$p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}.$$

Отсюда

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_a}{M_p} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1} = 1,6 \left(\frac{78,8}{OX} \right)^{1,36} \text{ мм},$$

где

$$OB = OA + AB = 8,8 + 70 = 78,8 \text{ мм};$$

б) политропа расширения

$$p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}$$

Отсюда

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_b}{M_p} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2} = 8,2 \left(\frac{78,8}{OX} \right)^{1,25} \text{ ММ.}$$

Результаты расчетов точек политроп приведены в табл. 10. Расчетные точки политроп показаны на рис. 19 только для наглядности. При выполнении практических расчетов эти точки на диаграмме не показывают.

Таблица 10

Номер точек	OX, мм	OB/OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,36}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	p_x , Мн/м ²	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,25}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	p_x , Мн/м ²
1	8,8	9	19,89	31,8	1,59 (точка c)	15,63	128,2	6,41 (точка z)
2	9,9	8	16,91	27,0	1,35	13,46	110,5	5,53
3	11,3	7	14,10	22,5	1,13	11,39	93,5	4,68
4	15,8	5	8,925	14,3	0,71	7,478	60,5	3,02
5	19,7	4	6,591	10,5	0,53	5,657	46,9	2,32
6	26,3	3	4,455	7,2	0,36	3,949	32,4	1,62
7	39,4	2	2,566	4,1	0,21	2,379	19,5	0,97
8	52,5	1,5	1,733	2,8	0,14	1,660	13,6	0,69
9	78,8	1	1	1,6	0,08 (точка a)	1	8,2 (точка b)	0,41

графическим методом

6. Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_i = \frac{F'}{AB} \cdot M_p = \frac{1547}{92} \cdot 0,08 = 1,36 \text{ Мн/м}^2,$$

что очень близко к величине $p'_i = 1,37 \text{ Мн/м}^2$, полученной в тепловом расчете (F' - площадь диаграммы $acz'zba$ - для дизеля) и (F' - площадь диаграммы $aczba$ - для бензинового).

7. Скругление индикаторной диаграммы.

Для дизеля

Учитывая достаточную быстроходность рассчитываемого дизеля и величину наддува, ориентировочно устанавливаются следующие фазы газораспределения:

впуск — начало (точка r') за 25° до в. м. т. и окончание (точка a'') — 60° после н. м. т.;

выпуск — начало (точка b') за 60° до н. м. т. и окончание (точка a') — 25° после в. м. т.

С учетом быстроходности дизеля принимается угол опережения впрыска $\theta = 22^\circ$ (точка c') и продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ (точка f),

Для бензинового

Так как рассчитываемый двигатель достаточно быстроходный ($n = 5800 \text{ об/мин}$), то фазы газораспределения устанавливаются с учетом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и возможности дозарядки в конце впуска. В связи с этим начало открытия впускного клапана (точка r') принимают за 18° до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (точка a'') - через 70° после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка b') принимают за 55° до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка a') - через 25° после прохода поршнем в.м.т. С учетом быстроходности двигателя принимают и угол опережения зажигания $\theta = 35^\circ$, а продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\beta_1 = 5^\circ$.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения, углом опережения впрыска (зажигания) и периодом задержки воспламенения определяется положение точек (b', r', a', a'', c' и f - для дизеля) и для точек (r', a', a'', c', f и b' - для бензинового) по формуле для перемещения поршня.

$$AX = \frac{AB}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ ММ.}$$

где λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Выбор величины λ производится при проведении динамического расчета, а при построении индикаторной диаграммы ориентировочно установим $\lambda = 0,260 \dots 0,265$.

Для дизеля

Расчеты ординат точек b', r', a', a'', c' и f — дизеля сведены в табл. 13.

Таблица 13.

Обозначение точек	Положение точек	φ°	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние точек от в. м. т., мм (АХ)
b'	60° до н. м. т.	120	1,598	72,8
r'	25° до в. м. т.	25	0,122	5,6
a'	25° после в. м. т.	25	0,122	5,6
a''	60° после н. м. т.	120	1,598	72,8
c'	22° до в. м. т.	22	0,096	4,4
f	(22—10°) до в. м. т.	12	0,031	1,4

Для бензинового

Расчеты ординат точек r', a', a'', c', f и b' сведены в табл. 11.

Таблица 11

Обозначение точек	Положение точек	φ°	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние точек от в. м. т. (АХ), мм
r'	18° до в. м. т.	18	0,062	2,7
a'	25° после в. м. т.	25	0,117	4,1
a''	70° после н. м. т.	110	1,459	51
c'	35° до в. м. т.	35	0,224	7,8
f	30° до в. м. т.	30	0,166	5,8
b'	55° до н. м. т.	125	1,663	58,3

Положение точки c'' определяется из выражения

$$p_c' = (1,15 + 1,25) p_c = 1,15 \cdot 7,20 = 8,28 \text{ Мн/м}^2;$$

$$\frac{p_{c''}}{M_p} = \frac{8,28}{0,08} = 103,5 \text{ мм.}$$

Точка z_d лежит на линии $z'z$ ориентировочно вблизи точки z .

Для дизеля

Нарастание давления от точки c'' до z_d составляет

$$11,52 - 8,28 = 3,24 \text{ Мн/м}^2 \text{ или } \frac{3,24}{10} = 0,324 \text{ Мн/м}^2 \cdot \text{град п. к. в.},$$

где 10° — положение точки z_d по оси абсцисс.

Соединяя плавными кривыми точки: r с a' , c' с c'' и далее с z_d и кривой расширения, b' с b'' и далее с r' и r , получаем скругленную индикаторную диаграмму $ra'afc''z_db'b''r$.

Для бензинового

Нарастание давления от точки c'' до z_d составляет

$$5,45 - 1,98 = 3,47 \text{ Мн/м}^2 \text{ или } \frac{3,47}{12} = 0,29 \text{ Мн/м}^2 \cdot \text{град п. к. в.},$$

где 12° — положение точки z_d по горизонтали (для упрощения дальнейших расчетов можно принять, что действительное максимальное давление сгорания p_{z_d} достигается через 10° после в. м. т., т. е. при повороте коленчатого вала на 370°).

Действительное давление сгорания

$$p_{z_d} = 0,85 p_z = 0,85 \cdot 6,41 = 5,45 \text{ Мн/м}^2;$$

$$\frac{p_{z_d}}{M_p} = \frac{5,45}{0,05} = 109 \text{ мм.}$$

Соединяя плавными кривыми точки r с a' , c' с c'' (см. рис. 19 и 20) и далее с z_d и кривой расширения, b с b'' и далее с r' и r , получаем скругленную действительную индикаторную диаграмму $ra'afc''z_db'b''r$ — дизель, $ra'ac'fc''z_db'b''r$ — бензиновый.

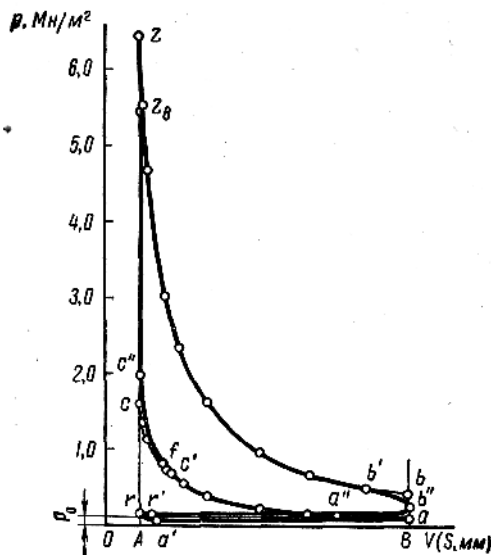


Рис. 19. Построение индикаторной диаграммы двигателя аналитическим методом

Конец построения

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 6.

t, C°	Средняя молярная теплоемкость отдельных газов при постоянном объеме, кдж/кмоль-град						
	Воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,800	20,930	20,666	20,390	20,808	27,394	25,188
100	20,838	21,202	20,746	20,641	20,863	30,091	25,431
200	20,993	21,629	20,838	20,767	20,993	31,954	25,807
300	21,215	22,085	20,988	20,850	21,206	33,624	26,264
400	21,482	22,571	21,206	20,892	21,478	35,115	26,779
500	21,788	23,019	21,466	20,934	21,792	36,438	27,319
600	22,098	23,454	21,746	21,018	22,119	37,623	27,884
700	22,416	23,840	22,044	21,101	22,404	38,682	28,479
800	22,722	24,200	22,341	21,227	22,726	39,636	29,082
900	23,040	24,564	22,625	21,353	23,036	40,528	29,697
1000	23,291	24,811	22,898	21,478	23,320	41,307	30,308
1100	23,559	25,079	23,161	21,604	23,555	42,015	30,915
1200	23,806	25,330	23,413	21,813	23,802	42,668	31,514
1300	24,049	25,552	23,655	21,981	24,120	43,262	32,096
1400	24,271	25,766	23,877	22,148	24,346	43,798	32,665
1500	24,480	25,971	24,091	22,316	24,556	44,301	33,214
1600	24,673	26,163	24,288	22,483	24,748	44,761	33,746
1700	24,857	26,352	24,468	22,651	24,928	45,192	34,265
1800	25,029	26,523	24,639	22,860	25,100	45,598	34,759
1900	25,192	26,691	24,803	23,027	25,259	45,963	35,228
2000	25,343	26,854	24,953	23,195	25,410	46,310	35,684
2100	25,489	27,013	25,096	23,362	25,548	46,637	36,124
2200	25,627	27,172	25,230	23,572	25,682	46,947	36,542
2300	25,761	27,310	25,359	23,739	25,807	47,235	36,944
2400	25,887	27,449	25,481	23,507	25,929	47,495	37,334
2500	26,008	27,591	25,594	24,074	26,038	47,755	37,705

Значения средней мольной теплоемкости $m_{с,}''$ продуктов сгорания бензина (состав: С = 0,855; Н = 0,145) в зависимости от α даны в табл. 8.

Таблица 8

Температура t, C°	Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, <i>кдж/кмоль-град, бензина при α</i>									
	0,75	0,80	0,85	0,50	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20
0	21,751	21,842	21,925	22,002	22,073	22,138	22,075	22,017	21,964	21,915
100	22,063	22,184	22,296	22,398	22,493	22,581	22,503	22,432	22,366	22,305
200	22,335	22,477	22,607	22,727	22,837	22,940	22,853	22,774	22,702	22,635
300	22,645	22,805	22,952	23,087	23,212	23,328	23,234	23,148	23,068	22,996
400	22,997	23,174	23,336	23,485	23,623	23,751	23,650	23,558	23,473	23,298
500	23,371	23,562	23,738	23,899	24,048	24,186	24,079	23,981	23,892	23,809
600	23,753	23,957	24,144	24,316	24,474	24,621	24,509	24,403	23,312	24,225
700	24,138	24,354	24,552	24,734	24,902	25,059	24,941	24,832	24,733	24,642
800	24,520	24,745	24,952	25,142	25,317	25,480	25,358	25,245	25,141	25,048
900	24,888	25,122	25,337	25,535	25,718	25,887	25,760	25,643	25,536	25,438
1000	25,237	25,480	25,702	25,907	26,095	26,270	26,138	26,017	25,905	25,803
1100	25,570	25,820	26,050	26,261	26,456	26,637	26,500	26,374	26,259	26,153
1200	25,894	26,150	26,385	26,602	26,802	26,987	26,845	26,716	26,597	26,495
1300	26,208	26,469	26,708	26,928	27,131	27,319	27,174	27,040	26,918	26,805
1400	26,496	26,762	27,005	27,235	27,436	27,628	27,479	27,342	27,216	27,100
1500	26,771	27,042	27,290	27,518	27,729	27,924	27,771	27,630	27,502	27,383
1600	27,029	27,303	27,555	27,787	28,001	28,200	28,043	27,899	27,767	27,646
1700	27,269	27,548	27,803	28,039	28,256	28,457	28,297	28,150	28,011	27,891
1800	27,500	27,782	28,040	28,278	28,498	28,701	28,538	28,388	28,251	28,124
1900	27,717	28,002	28,263	28,504	28,726	28,932	28,765	28,613	28,473	28,344
2000	27,921	28,208	28,473	28,716	28,940	29,148	28,978	28,824	28,681	28,573
2100	28,115	28,406	28,672	28,918	29,144	29,354	29,182	29,025	28,880	28,747
2200	28,301	28,593	28,862	29,109	29,337	29,548	29,374	29,214	29,068	28,933
2300	28,477	28,772	29,049	29,298	29,528	29,734	29,557	29,395	29,247	29,110
2400	28,644	28,941	29,213	29,464	29,695	29,910	29,730	29,567	29,373	29,278
2500	28,802	29,101	29,396	29,627	29,879	30,076	29,895	29,729	29,577	29,436

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания дизельного топлива (состав: С = 0,870; Н = 0,126; О = 0,004) - в табл. 9.

Таблица 9

Температура t, °С	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания <i>кДж/кмоль-град</i> , дизельного топлива при α								
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
0	22,133	22,019	21,922	21,840	21,769	21,707	21,653	21,561	21,487
100	22,593	22,442	22,315	22,207	22,114	22,032	21,960	21,840	21,743
200	22,963	22,794	22,651	22,530	22,425	22,333	22,253	22,117	22,008
300	23,359	23,175	23,020	22,887	22,773	22,674	22,586	22,439	22,320
400	23,788	23,590	23,423	23,281	23,158	23,051	22,956	22,798	22,671
500	24,228	24,018	23,842	23,691	23,561	23,448	23,348	23,181	23,046
600	24,666	24,446	24,260	24,101	23,965	23,845	23,740	23,564	23,422
700	25,105	24,874	24,679	24,513	24,370	24,245	24,135	23,951	23,802
800	25,529	25,288	25,085	24,911	24,762	24,631	24,517	24,324	24,169
900	25,936	25,687	25,478	25,299	25,145	25,010	24,892	24,693	24,533
1000	26,319	26,059	25,840	25,653	25,492	25,351	25,227	25,019	24,852
1100	26,685	26,416	26,190	25,997	25,831	25,685	25,557	25,343	25,170
1200	27,033	26,756	26,523	26,323	26,151	26,001	25,870	25,648	25,470
1300	27,365	27,080	26,840	26,635	26,459	26,304	26,169	25,941	25,758
1400	27,672	27,379	27,133	26,924	26,742	26,584	26,445	26,212	26,024
1500	27,965	27,666	27,414	27,199	27,013	26,851	26,708	26,469	26,276
1600	28,239	27,932	27,674	27,454	27,264	27,098	26,953	26,708	26,511
1700	28,494	28,181	27,918	27,694	27,500	27,331	27,182	26,933	26,731
1800	28,736	28,417	28,149	27,920	27,723	27,550	27,399	27,145	26,940
1900	28,964	28,640	28,367	28,134	27,933	27,758	27,604	27,345	27,136
2000	29,178	28,848	28,571	28,334	28,130	27,951	27,795	27,532	27,319
2100	29,381	29,047	28,765	28,525	28,318	28,137	27,978	27,711	27,495
2200	29,574	29,234	28,949	28,705	28,495	28,312	28,150	27,880	27,661
2300	29,757	29,414	29,125	28,878	28,665	28,479	28,316	28,042	27,821
2400	29,930	29,583	29,290	29,041	28,825	28,637	28,472	28,195	27,971
2500	30,094	29,743	29,448	29,196	28,978	28,788	28,621	28,340	28,114

Исходные данные к курсовой работе

№	Эффективная мощность, N_e, кВт	Число оборотов коленчатого вала, n, об/мин	Число цилиндров, i	Степень сжатия, ϵ	Расположение цилиндров, r – рядное v – образное	Топливо	Давление наддува, p_k, МПа
1	55	3800	4	9	r	бензин	б/н
2	190	2400	8	16	v	дизель	б/н
3	60	5200	6	8	r	бензин	б/н
4	195	2600	6	15	r	дизель	0,17
5	75	5500	4	7	r	бензин	б/н
6	58	2800	4	14	v	дизель	б/н
7	60	4500	6	9	r	бензин	б/н
8	175	2850	8	16	v	дизель	0,19
9	80	5000	4	9	r	бензин	б/н
10	85	3000	4	14	r	дизель	б/н
11	48	5700	4	7	r	бензин	б/н
12	90	2200	6	16	r	дизель	б/н
13	95	4700	6	8	v	бензин	б/н
14	200	3100	8	17	v	дизель	0,2
15	105	6200	6	8	v	бензин	б/н
16	53	3200	4	17	v	дизель	б/н
17	63	5100	4	9	r	бензин	б/н
18	74	2600	6	16	r	дизель	б/н
19	67	4870	4	7	r	бензин	б/н
20	87	2000	4	16	r	дизель	б/н
21	93	4000	4	10	r	бензин	б/н
22	120	1800	8	17	v	дизель	0,165
23	110	5900	4	11	r	бензин	б/н
24	115	2300	8	16	v	дизель	б/н
25	135	6000	6	11	v	бензин	0,175
26	110	3050	6	15	r	дизель	б/н
27	45	4850	4	7	r	бензин	б/н
28	130	2010	6	18	r	дизель	0,185
29	95	6500	4	8	r	бензин	б/н
30	140	1700	8	17	v	дизель	0,16
31	101	5050	6	9	v	бензин	б/н
32	150	2050	8	18	v	дизель	0,182
33	125	6300	6	10	v	бензин	0,17
34	135	2450	6	18	r	дизель	б/н
35	127	5780	4	11	r	бензин	0,187
36	117	1900	6	17	v	дизель	б/н
37	55	5070	4	8	r	бензин	б/н
38	145	2250	8	17	v	дизель	0,192
39	78	5800	4	7	r	бензин	б/н
40	80	2400	8	16	v	дизель	б/н
41	55	5200	6	9	v	бензин	б/н
42	125	2600	6	17	r	дизель	б/н
43	150	5500	6	12	v	бензин	0,177
44	145	2800	8	16	v	дизель	0,183
45	87	4500	4	9	r	бензин	б/н
46	150	2850	6	17	r	дизель	0,195