

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

Г. А. Вершина
Г. М. Кухарёнок
А. Ю. Пилатов

ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

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

*Рекомендовано учебно-методическим объединением в сфере
высшего образования Республики Беларусь по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2013

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 31.365я7

В37

Рецензенты:

В. Е. Тарасенко, А. С. Климук

Вершина, Г. А.

В37 Тепловой и динамический расчет двигателей внутреннего сгорания : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г. А. Вершина, Г. М. Кухарёнок, А. Ю. Пилатов. – Минск : БНТУ, 2013. – 79 с.

ISBN 978-985-550-320-1.

В пособии изложены систематизированные методики теплового и динамического расчетов двигателей внутреннего сгорания различного функционального назначения, а также методика определения среднего теплового потока от газов в стенки цилиндра.

Приведены справочные материалы по техническим характеристикам двигателей и примеры задач по расчету основных параметров рабочего цикла двигателей.

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 31.365я7

ISBN 978-985-550-320-1

© Вершина Г. А., Кухарёнок Г. М.,
Пилатов А. Ю., 2013

© Белорусский национальный
технический университет, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	5
ВВЕДЕНИЕ	9
1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	10
1.1 Процесс наполнения	10
1.2 Процесс сжатия	12
1.3 Процесс сгорания.....	12
1.4 Процесс расширения.....	17
1.5 Процесс выпуска	17
1.6 Индикаторные показатели.....	18
1.7 Эффективные показатели	19
1.8 Основные размеры цилиндра и показатели поршневого двигателя.....	21
1.9 Основные геометрические параметры роторного двигателя	22
2 РАСЧЕТ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ	24
2.1 Особенности расчета двухтактных двигателей	24
2.2 Особенности расчета двигателей с турбонаддувом	25
2.3 Определение параметров рабочего процесса	26
2.3.1 Процесс наполнения	26
2.3.2 Процессы сжатия, сгорания и расширения	27
2.3.3 Среднее индикаторное давление.	28
3 ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ.....	28
3.1 Общие положения.....	28
3.2 Индикаторная диаграмма четырехтактного бензинового двигателя.....	29
3.3 Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля	32
3.4 Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя.....	34
3.5 Индикаторная диаграмма роторного двигателя	36
4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА И КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ОТ ГАЗОВ	
В СТЕНКИ ЗА ЦИКЛ	40
5 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЕЙ	44
5.1 Порядок выполнения динамического расчета для поршневого двигателя.....	44
5.2 Перестроение индикаторных диаграмм	46
5.2.1 Четырехтактный двигатель	46
5.2.2 Двухтактный двигатель	47
5.3 Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме	48
5.4 Построение диаграмм по результатам динамического расчета	52
5.4.1 Построение диаграмм сил P_g , P_j и P_Σ	52
5.4.2 Построение диаграмм сил T и K	52

5.4.3 Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку.....	52
5.4.4 Построение диаграммы крутящего момента	56
5.5 Динамический расчет роторного двигателя	59
5.5.1 Общие сведения	59
5.5.2 Сила давления газов.....	59
5.5.3 Равнодействующая сил давления газов.....	60
5.5.4 Силы инерции.....	61
5.5.5 Построение диаграммы суммарного крутящего момента	64
5.5.6 Полярная диаграмма сил, действующих на рабочую поверхность эксцентрика.....	66
5.5.7 Оформление результатов расчета роторного двигателя.....	67
6. ЗАДАЧИ ПО КУРСУ «ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»	69
ЛИТЕРАТУРА.....	76
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	77

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

а) давлений

- p_o - давление окружающей среды, МПа;
 p_a - давление конца впуска, МПа;
 p_c - давление в конце сжатия, МПа;
 p_{zT} - теоретическое максимальное давление цикла, МПа;
 p_{zd} - действительное максимальное давление цикла, МПа;
 p_b - давление в конце расширения, МПа;
 p_r - давление остаточных газов, МПа;
 p_i - среднее индикаторное давление теоретического цикла, МПа;
 p_k - давление наддувочного (продувочного) воздуха, МПа;
 p_i - среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа;
 p_e - среднее эффективное давление, МПа;
 Δp_a - потеря давления на впуске, МПа;
 p_r - давление газов в цилиндре над поршнем, МПа;
 p_1 - удельное избыточное давление в рабочей камере роторного двигателя;

б) температуры

- T_o - температура окружающей среды, К;
 T_k - температура заряда после компрессора (нагнетателя), К;
 T_a - температура конца впуска, К;
 T_c - температура в конце сжатия, К;
 T_z - максимальная температура цикла, К;
 T_b - температура в конце расширения, К;
 T_r - температура остаточных газов, К;
 ΔT - температура подогрева свежего заряда, К.

в) свойств рабочего тела

- g_c, g_H, g_o - элементарный состав топлива в долях 1 кг соответственно углерода, водорода, кислорода;
 O_r, C_r, H_r - объемные доли отдельных компонентов в газообразном топливе.
 N_2 - количество азота в топливе, кмоль или м³.

H_u – низшая теплота сгорания для жидкого топлива, кДж/кг; для газообразного топлива, МДж/м³;

ΔH_u – потеря теплоты вследствие неполноты сгорания топлива, кДж/кг;

m_f – молекулярная масса топлива, кг/кмоль;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, кмольвозд/кг жидкого топлива; кмольвозд/кмоль газообразного топлива.

M_1 – число молей свежего заряда, кмоль/кг жидкого топлива; для газообразного топлива кмоль/кмоль.

M_2 – число молей продуктов сгорания, кмоль/кг жидкого топлива; для газообразного топлива кмоль/кмоль.

$m_{C_{VC}}$ – средняя мольная теплоемкость свежего заряда, кДж/кмоль·К;

$m_{C_{VZ}}$ – средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/кмоль·К.

г) коэффициентов

ε – степень сжатия;

α – коэффициент избытка воздуха;

γ_r – коэффициент остаточных газов;

μ_0 – теоретический коэффициент молекулярного изменения;

μ – действительный коэффициент молекулярного изменения;

ξ – коэффициент использования теплоты;

φ_n – коэффициент полноты диаграммы;

ψ – потерянная доля хода поршня (для двухтактных двигателей);

η_v – коэффициент наполнения;

η_i – индикаторный КПД;

η_m – механический КПД;

η_e – эффективный КПД;

P_1 – показатель политропы сжатия;

P_2 – показатель политропы расширения;

P_k – показатель политропы сжатия в компрессоре (нагнетателе);

k – степень повышения давления;

ρ – степень предварительного расширения;

δ – степень последующего расширения.

д) расходов топлива

g_f – удельный индикаторный расход жидкого топлива, г/кВт·ч; для газообразных топлив, м³/кВт·ч;

g_{IT} – удельный индикаторный расход теплоты для газовых двигателей, МДж/кВт·ч;

g_e – удельный эффективный расход жидкого топлива, г/кВт·ч; для газообразных топлив, м³/кВт·ч;

g_{eT} – удельный эффективный расход теплоты для газовых двигателей, МДж/кВт·ч;

G_T – часовой расход жидкого топлива, кг/час; газообразного топлива, м³/час;

е) мощности и моментов;

N_i – индикаторная мощность, кВт;

N_L – литровая мощность, кВт/л;

N_e – эффективная мощность, кВт;

M_e – эффективный крутящий момент, Н·м;

$M_{кр.ср}$ – средний крутящий момент двигателя, Н·м;

M_i – индикаторный крутящий момент, Н·м.

**ж) геометрических параметров,
частоты вращения и скорости поршня(ротора)**

D – диаметр цилиндра, м;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;

n_b – частота вращения эксцентрикового вала роторного двигателя, мин⁻¹;

n_p – частота вращения ротора двигателя, мин⁻¹;

ω_b – угловая скорость вращения эксцентрикового вала роторного двигателя, мин⁻¹;

$v_{ср}$ – средняя скорость вершин ротора, м/с;

S – ход поршня, м;

R – радиус кривошипа, м;

L – длина шатуна, м;

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

F_p – площадь поршня, м²;

i – число цилиндров двигателя;

i_c – число секций роторного двигателя;

V_d – литраж двигателя, л;

V_p – объем ротора, м³;

V_o – объем эксцентрика, м³;

V_h – рабочий объем одного цилиндра, л;

V_{hc}, V_{hk} – рабочий объем секции и камеры роторного двигателя, л;

C – параметр формы роторного двигателя;

e – эксцентриситет;

r – радиус неподвижной синхронизирующей шестерни роторного двигателя, мм

R_r – радиус подвижной синхронизирующей шестерни роторного двигателя, мм;

k_p – расстояние между теоретическим и действительным контуром рабочей полости роторного двигателя, мм;

H – высота рабочей полости роторного двигателя, мм;

a – образующий радиус, мм;

b – длина стороны ротора, мм ;

φ – угол поворота кривошипа (ротора), град.;

φ' – угол поворота эксцентрикового вала роторного двигателя, град.;

Θ – угловой интервал между вспышками в цилиндрах двигателя, град.

и) масс деталей к.ш.м.

m_j – масса поступательно движущихся частей к.ш.м., кг;

$m_{пк}$ – масса поршневого комплекта, кг;

$m_{шш}$ – часть массы шатуна в сборе, отнесенная к поступательно движущимся массам, кг;

$m_{ш}$ – масса шатуна, кг;

$m_{шк}$ – часть массы шатуна в сборе, отнесенная к вращающимся массам, кг;

ρ_p – плотность материала ротора (для алюминиевого сплава принимается $3 \cdot 10^3$ кг/м³);

m_p – масса ротора, кг;

$m_э$ – масса эксцентрика, кг;

$\rho_э$ – плотность материала эксцентрикового вала (принимается $(7,8-8,0) \cdot 10^3$ кг/м³).

к) сил, действующих в к.ш.м.

P_j – сила инерции поступательно движущихся масс, Н;

$P_{Г}$ – сила давления газов на поршень (ротор), Н;

P_{Σ} – суммарная сила, Н;

$P_э$ – сила инерции эксцентрика, Н;

P_p – сила инерции ротора, Н;

T – суммарная тангенциальная сила, Н;

K – суммарная нормальная сила, Н;

S_{Σ} – суммарная сила, действующая вдоль шатуна, Н;

$K_{шш}$ – центробежная сила инерции вращающейся части массы шатуна, Н.

$R_{ш.ш}$ – результирующая сила, действующая на шатунную шейку, Н;

$R_э$ – результирующая газовая сила, действующая на эксцентрик, Н;

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее пособие предназначено для систематизации и закрепления теоретических знаний студентов по основным разделам дисциплин «Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания» и «Динамика процессов двигателей внутреннего сгорания».

Тепловой расчет двигателя служит для определения параметров газов в рабочем процессе двигателя, а также оценочных показателей, характеризующих цикл в целом и позволяющих определить размеры двигателя, оценить его мощностные и экономические показатели.

Выполнение термодинамического расчета рабочего процесса двигателя с учетом всей совокупности тепловых потерь, связанных с неполнотой и несвоевременностью сгорания, диссоциацией и теплоотдачей в стенку, является сложной задачей.

В пособии приведен приближенный метод расчета, предложенный профессором В.И. Гриневецким и в дальнейшем дополненный профессорами Е.К. Мазингом и Н.Р. Брилингом.

Проведение теплового расчета позволяет освоить связь между отдельными элементами рабочего процесса и получить представление о влиянии различных факторов на показатели двигателя в целом. По результатам теплового расчета определяется средний тепловой поток от газов в стенку цилиндра.

Задачей динамического расчета является определение сил, действующих в механизмах преобразования тепловой энергии рабочего тела в механическую работу двигателя.

Как правило, тепловой и динамический расчеты выполняются для режима номинальной мощности.

В задании на тепловой расчет указываются следующие данные: тип двигателя, его назначение, мощность N_e , кВт (л.с.); частота вращения коленчатого вала, n , 1/мин; число цилиндров i ; степень сжатия ε ; коэффициент избытка воздуха α ; отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D ; рекомендуемый прототип. Динамический расчет выполняется по результатам теплового расчета.

Пособие предназначено для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» и может быть использовано студентами других автотракторных специальностей.

1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1 Процесс наполнения

В результате данного процесса цилиндр двигателя (рабочая полость) наполняется свежим зарядом. Давление и температура окружающей среды принимаются: $p_0 = 0.1$ МПа, $T_0 = 293$ К для тракторных двигателей и $p_0 = 0.1$ МПа, $T_0 = 298$ К для автомобильных двигателей. Давление остаточных газов в зависимости от типа двигателя:

- для бензиновых и газовых двигателей $p_r = (1,1-1,2) \cdot p_0$;
- для двигателей с распределенным впрыском $p_r = (1,15-1,25) \cdot p_0$;
- для дизелей $p_r = (1,05 \dots 1,25) p_0$.

Температура остаточных газов выбирается в зависимости от типа двигателя с учетом того, что

- для бензиновых двигателей она изменяется в пределах $T_r = 900 \dots 1100$ К,
- для двигателей с распределенным впрыском и дизелей $T_r = 900 \dots 1050$ К.

В зависимости от типа двигателя температура подогрева свежего заряда $\Delta T = -5 \dots 30^0$. Отрицательные значения принимаются для двигателей с наддувом без промежуточного охлаждения воздуха.

Давление в конце впуска

$$p_a = p_0 \cdot \Delta p_a \quad (1)$$

Потери Δp_a давления на впуске происходят за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости заряда:

- для бензиновых и газовых двигателей $\Delta p_a = (0,06 \dots 0,20) p_0$;
- для двигателей с распределенным впрыском $\Delta p_a = (0,05 \dots 0,18) \cdot p_0$;
- для дизелей $\Delta p_a = (0,04 \dots 0,18) p_0$.

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\Phi_{\text{оч}} p_r}{\varepsilon \cdot \Phi_{\text{оч}} \cdot p_a - \Phi_{\text{доз}} \cdot p_r}, \quad (2)$$

где $\Phi_{\text{оч}}$ – коэффициент очистки для двигателя без наддува;

$\Phi_{\text{доз}}$ – коэффициент дозарядки цилиндров.

Для бензиновых двигателей коэффициенты $\varphi_{оч} = 1$, $\varphi_{доз} = 1,1$. Для двигателей с распределенным впрыском $\varphi_{оч} = 1$, а коэффициент $\varphi_{доз}$ выбирается из графика (рисунок 1). Для дизелей коэффициенты $\varphi_{оч} = 1$, $\varphi_{доз} = 1$.

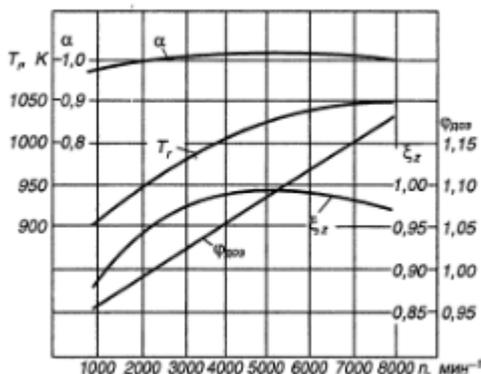


Рисунок 1 - Параметры процесса впуска двигателя с распределенным впрыском топлива.

- Величина коэффициента остаточных газов γ_r изменяется в пределах:
- для бензиновых и газовых двигателей $\gamma_r = 0,06 \dots 0,12$;
 - для двигателей с распределенным впрыском топлива $\gamma_r = 0,04 \dots 0,08$
 - для роторных двигателей $\gamma_r = 0,025 \dots 0,040$;
 - для дизелей $\gamma_r = 0,02 \dots 0,06$.

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (3)$$

В современных двигателях температура в конце впуска бывает:

- для бензиновых двигателей $T_a = (320 \dots 360)$;
- для двигателей с распределенным впрыском топлива $T_a = (310 \dots 350)$;
- для дизелей $T_a = (310 \dots 350)$.

Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{\rho_0} (\varepsilon \cdot \rho_a - \rho_r) \quad (4)$$

Величина коэффициента наполнения изменяется в пределах:

- для бензиновых и газовых двигателей $\eta_v = 0,70 \dots 0,85$;
- для двигателей с распределенным впрыском топлива $\eta_v = 0,95 \dots 0,97$
- для роторных двигателей $\eta_v = 0,88 \dots 0,96$;
- для дизелей $\eta_v = 0,80 \dots 0,90$;
- для дизелей с наддувом $\eta_v = 0,95 \dots 0,98$.

1.2 Процесс сжатия

Давление в конце сжатия

$$\rho_c = \rho_a \cdot \varepsilon^{\eta_1} \quad (5)$$

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{\eta_1 - 1} \quad (6)$$

В этих формулах η_1 – показатель политропы сжатия, который для автотракторных двигателей находится в пределах $\eta_1 = 1,34 \dots 1,42$.

Для автотракторных двигателей давление и температура в конце сжатия изменяются в пределах, приведенных в таблице 1.

Таблица 1- Значения показателей процесса сжатия

Тип двигателя	ρ_c , МПа	T_c , К
Бензиновые и газовые	1,2...3,0	550...750
Дизели без наддува	3,5...5,5	800...950
Дизели с наддувом	7,0 – 9,0 (и более)	900...1100
Роторные	1,4...1,9	650...800
Бензиновые с распределённым впрыском	1,25..3,8	590..800

1.3 Процесс сгорания.

Теоретически необходимое количество воздуха (в кмоль) для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right) \quad (7)$$

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

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \cdot C_n H_m O_r, \quad (8)$$

где n, m, r – количество атомов углерода, водорода и кислорода. Средний элементарный состав топлива принимают:

- для бензина $g_C = 0,85$; $g_H = 0,15$;

- для дизельного топлива $g_C = 0,86$; $g_H = 0,13$; $g_O = 0,01$;

- для природного газа $H_2 = 0,00 \dots 0,3$; $CH_4 = 82,27 \dots 98,27$;
 $C_2H_6 = 0,17 \dots 5,80$; $C_3H_8 = 0,00 \dots 2,1$; $C_4H_{10} = 0,00 \dots 1,00$; $N_2 = 1,0 \dots 9,3$;
 $CO_2 = 0,00 \dots 0,89$.

Количество свежего заряда (кмоль) для бензиновых двигателей

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_t}, \quad (9)$$

где m_t – молекулярная масса топлива (для бензинов $m_t = 110 \dots 120$ кг/кмоль).

Количество свежего заряда (кмоль):

- для газовых двигателей

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 \quad (10)$$

- для дизелей количество свежего заряда (кмоль)

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 \quad (11)$$

Количество продуктов сгорания при работе двигателей на жидком топливе при $\alpha \geq 1$

$$M_2 = \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot L_0 \quad (12)$$

а при $\alpha < 1$

$$M_2 = \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{2} + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 \quad (13)$$

Количество продуктов сгорания (кмоль) при сгорании 1 кмоль газообразного топлива для $\alpha = 1$. (для газовых двигателей $\alpha = 1,0 \dots 1,3$)

$$M_2 = \sum \left(n + \frac{m}{2} \right) \cdot C_n H_m O_r + 0,79 \cdot L_0 + N_2 \quad (14)$$

Для $\alpha > 1$

$$M_2 = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) \cdot C_n H_m O_r + 1 + \alpha \cdot L_0 \quad (15)$$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (16)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = 1 + \frac{\mu_0 - 1}{1 + \gamma_r} \quad (17)$$

Величина μ изменяется в пределах:

- для бензиновых двигателей $\mu = 1,02 \dots 1,12$;
- для дизелей $\mu = 1,01 \dots 1,06$.

Для газовых двигателей количество продуктов сгорания может быть меньше количества свежего заряда. Тогда теоретический коэффициент молекулярного изменения μ_0 будет меньше 1. Для роторных двигателей $\mu = 1,02 \dots 1,12$;

Низшую теплоту сгорания топлива принимают:

- для бензина $H_u = 44000$ кДж/кг;
- для дизельного топлива $H_u = 42500$ кДж/кг,
- для газовых двигателей $H_u = 31000 \dots 36000$ кДж/м³.

Для карбюраторных бензиновых двигателей, работающих с $\alpha < 1$, подсчитывается потеря теплоты вследствие неполноты сгорания

$$\Delta H_u = 119600 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \quad (18)$$

Для двигателей с распределенным впрыском топлива вследствие $\alpha = 1$ $\Delta H_u = 0$.

Средняя мольная теплоемкость свежего заряда для трех типов двигателей определяется по формуле

$$m_{C_{VC}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_C \quad (19)$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания:

- для бензиновых и газовых двигателей

$$m_{C_{VZ}} = (18,42 + 2,60 \cdot \alpha) + (1,55 + 1,38 \cdot \alpha) \cdot 10^{-3} \cdot T_Z \quad (20)$$

- для дизелей

$$m_{C_{VZ}} = \left(20,10 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(1,55 + \frac{1,38}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3} \cdot T_Z \quad (21)$$

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

- бензиновые карбюраторные двигатели $\xi = 0,7 \dots 0,8$;
- бензиновые с распределенным впрыском топлива $\xi = 0,7 \dots 0,84$;
- роторные двигатели $\xi = 0,6 \dots 0,80$;
- дизели $\xi = 0,65 \dots 0,85$;
- газовые двигатели $\xi = 0,8 \dots 0,85$.

Максимальная температура сгорания определяется из уравнения:

-для бензиновых двигателей

$$\frac{\xi \cdot (H_u - \Delta H_u)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + m_{C_{VC}} \cdot T_c = \mu \cdot m_{C_{VZ}} \cdot T_Z \quad (22)$$

-для дизелей

$$\frac{\xi \cdot H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + (m_{C_{VC}} + 8,314 \cdot k) \cdot T_c = \mu \cdot (m_{C_{VZ}} + 8,314) \cdot T_Z \quad (23)$$

При определении максимальной температуры для газовых двигателей в уравнении сгорания низшая теплотворная способность топлива должна быть отнесена не к 1кг жидкого топлива, а к 1 кмоль газообразного топлива. Поэтому в формулу (22) вводится объем кмольа, равный 22,4 м³ при 0°С и давлении 0,1 МПа. H_u принимается в кДж/м³.

Уравнение сгорания будет иметь вид:

$$\frac{22,4 \cdot \xi \cdot H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot m_{C_{VZ}} = \mu \cdot m_{C_{VZ}} \cdot T_Z \quad (24)$$

Степень повышения давления

$$k = \frac{\rho_{zT}}{\rho_C} \quad (25)$$

Величину степени повышения давления для дизелей выбирают в следующих пределах:

- для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием $k = 1,6 \dots 2,5$;
- для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами сгорания и пленочным смесеобразованием $k = 1,2 \dots 1,8$.

Степень повышения давления для бензиновых и газовых двигателей 2...4, для роторных 3,5...3,9.

В уравнения сгорания (22), (23) и (24) входят две неизвестные величины: температура конца сгорания T_z и теплоемкость продуктов сгорания $m_{C_{VZ}}$ при этой же температуре. Если для определения $m_{C_{VZ}}$ используются табличные значения, то уравнения сгорания решаются относительно T_z методом последовательных приближений (подбором значений T_z).

При использовании для определения $m_{C_{VZ}}$ приближенных формул (20) и (21) уравнения сгорания, после подстановки в них числовых значений известных параметров и последующих преобразований, принимают вид квадратного уравнения

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0$$

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}, \quad (26)$$

где A, B, C – численные значения известных величин.

Величина теоретического максимального давления цикла для бензиновых и газовых двигателей

$$p'_{zT} = \mu \cdot \frac{T_z}{T_C} \cdot p_C, \quad (27)$$

Действительное давление

- для бензиновых и газовых двигателей

$$p_{zd} = 0,85 \cdot p'_{zT} \quad (28)$$

- для дизелей $p'_{zT} = k \cdot p_C$, $p_{zd} = p'_{zT}$

Значения температуры и давления конца сгорания изменяются в пределах, приведенных в таблице 2.

Таблица 2- Показатели процесса сгорания

Тип двигателя	T_z, K	$p_z,$ МПа
Двигатели с искровым зажиганием: бензиновые газовые	2300...2800	3,0...5,5
	2200...2500	2,5...4,5
Дизели	1800...2300	5...10
Роторные	2300...2700	4,5...6,0

1.4 Процесс расширения

Степень предварительного расширения

-для дизелей

$$\rho = \frac{\mu}{k} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (29)$$

-для бензиновых и газовых двигателей $\rho=1$;

Степень последующего расширения:

-для дизелей

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (30)$$

-для бензиновых и газовых двигателей $\delta=\varepsilon$.

Температура в конце расширения:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (31)$$

Давление в конце расширения:

$$p_b = \frac{p_z T}{\delta^{n_2}} \quad (32)$$

Величину среднего показателя политропы расширения выбирают в следующих пределах:

-для бензиновых и газовых двигателей $n_2 = 1,23 \dots 1,34$;

-для дизелей $n_2 = 1,15 \dots 1,28$.

Примерные значения p_b и T_b для автотракторных двигателей приведены в таблице 3.

Таблица 3 - Значения показателей процесса расширения

Тип двигателя	p_b , МПа	T_b , К
Бензиновые и газовые	0,35...0,50	1200...1700
Дизели без наддува	0,20...0,40	1000...1200
Роторные	0,4...0,6	1500...1800

1.5 Процесс выпуска

Параметрами процесса выпуска (p_r и T_r) задаются в начале расчета процесса впуска (см. п. 1.1). Правильность предварительного выбора величин p_r и T_r проверяется по формуле проф. Е. К. Мазинга:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} \quad (33)$$

Расхождение между принятой величиной T_r и вычисленной по формуле (33) не должно превышать 10%; в противном случае тепловой расчет необходимо уточнить.

1.6 Индикаторные показатели

Среднее индикаторное давление теоретического цикла для бензиновых, газовых и дизельных двигателей подсчитывается по формулам:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{k}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (34)$$

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{k \cdot \rho}{\delta^{n_2 - 1}} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \cdot k \cdot (\rho - 1) \right]$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла

$$p_i = \varphi_{\Pi} \cdot p_i', \quad (35)$$

где φ_{Π} – коэффициент полноты диаграммы, который принимается для двигателей с искровым зажиганием $\varphi_{\Pi} = 0,94 \dots 0,97$; для роторных двигателей $\varphi_{\Pi} = 0,75 \dots 0,87$; для дизелей $\varphi_{\Pi} = 0,92 \dots 0,95$.

Величина p_i для различных двигателей изменяется в следующих пределах:

- для бензиновых четырехтактных двигателей $p_i = 0,8 \dots 1,18$ МПа, (8,0...12 кг/см²);

- для дизелей без наддува $p_i = 0,75 \dots 1,05$ МПа, (6,5...10 кг/см²);

- для дизелей с наддувом до 2,2 МПа, (22 кг/см²);

- для бензиновых двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой $p_i = 0,25 \dots 0,45$ МПа, (2,5...4,5 кг/см²);

- для газовых четырехтактных $p_i = 0,5 \dots 0,7$ МПа, (5...7 кг/см²).

Индикаторный КПД для бензинового и дизельного двигателей подсчитывается по формуле

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{M_1 \cdot \rho_i \cdot T_0}{H_u \cdot \eta_V \cdot \rho_0} \quad (36)$$

Для газового двигателя индикаторный КПД при подстановке H_u в МДж/м³, M_1 в кмоль, ρ_i ρ_0 в МПа подсчитывается по формуле

$$\eta_i = 371,15 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{M_1 \cdot T_0 \cdot \rho_i}{H_u \cdot \eta_V \cdot \rho_0} \quad (37)$$

Удельный индикаторный расход жидкого топлива определяется по уравнению (H_u в кДж/кг)

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_u \cdot \eta_i} \quad (38)$$

Удельный индикаторный расход газового топлива в м³/кВт·час

$$g_i = 9700 \cdot \frac{\eta_V \cdot \rho_0}{M_1 \cdot T_0 \cdot \rho_i} \quad (39)$$

Величина индикаторного КПД для автотракторных двигателей имеет следующие значения:

- для бензиновых двигателей $\eta_i = 0,25 \dots 0,40$;

- для газовых двигателей $\eta_i = 0,28 \dots 0,33$;

- для дизелей $\eta_i = 0,40 \dots 0,53$.

Удельный индикаторный расход топлива:

- для бензиновых двигателей $g_i = 253 \dots 340$ г/кВт·ч;

- для дизелей $g_i = 163 \dots 220$ г/кВт·ч;

- для газовых двигателей следует определять удельный индикаторный расход теплоты

$$g_{iT} = 9700 \frac{\eta_V \cdot \rho_0 \cdot H_u}{M_1 \cdot T_0 \cdot \rho_i} \quad (40)$$

Величина удельного индикаторного расхода теплоты имеет следующие значения: $g_{iT} = 12,8 \dots 10,8$ МДж/кВт·ч

1.7 Эффективные показатели

Задаемся величиной механического КПД двигателя исходя из следующих характерных значений:

- для бензиновых двигателей $\eta_m = 0,70 \dots 0,85$;

-для роторных двигателей $\eta_m = 0,80 \dots 0,90$;

-для газовых двигателей $\eta_m = 0,75 \dots 0,85$;

-для дизелей без наддува $\eta_m = 0,70 \dots 0,80$;

Для дизелей с наддувом $\eta_m = 0,92 \dots 0,98$.

Тогда среднее эффективное давление

$$p_e = p_i \cdot \eta_m \quad (41)$$

а эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (42)$$

Удельный эффективный расход жидкого топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \cdot 10^3 \quad (43)$$

Удельный расход топлива для газовых двигателей в $\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{ч}$

$$g_e = 9700 \frac{\eta_v \cdot p_0}{M_1 \cdot T_0 \cdot p_e} \quad (44)$$

Удельный эффективный расход теплоты для газовых двигателей в $\text{МДж}/\text{кВт}\cdot\text{ч}$

$$g_{eT} = 9700 \frac{\eta_v \cdot p_0 \cdot H_u}{M_1 \cdot T_0 \cdot p_e} \quad (45)$$

Эффективные показатели двигателей приведены в таблице 4.

Таблица 4- Значения эффективных показателей двигателей

Двигатели	η_e	p_e	g_e
		Мпа	г/кВт ч
Четырехтактные с искровым зажиганием	0,27...38	1,1...1,3	215...300
Четырехтактные дизели: без наддува с наддувом	0,36...0,42 0,38...0,46	0,65...0,85 1,2...2,2	210...235 185...220
Двухтактные двигатели: без наддува с наддувом	0,33 – 0,38 0,35 – 0,41	0,4 – 0,6 0,8 – 1,3	257 – 223 248 – 223
Роторные	0,25...0,30	0,8...1,15	230...320

1.8 Основные размеры цилиндра и показатели поршневого двигателя

По эффективной мощности частоте вращения коленчатого вала и среднему эффективному давлению определяем литраж двигателя

$$V_{л'} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{N_e}{\rho_e \cdot n} \quad (46)$$

где N_e – выражена в кВт; ρ_e – в МПа; n – в 1/мин; $\tau = 4$ для четырехтактных двигателей и $\tau = 2$ для двухтактных двигателей.

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{V_{л'}}{i}, \quad (47)$$

где i – число цилиндров (выбирается исходя из прототипа).

Диаметр цилиндра

$$D = 0,159 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_h}{\pi \cdot (S/D)}} \quad (48)$$

Ход поршня

$$S = D \cdot (S/D).$$

Полученные значения D и S округляют до целого числа кратного двум или пяти. По принятым значениям D и S определяют основные параметры и показатели двигателя.

Литраж двигателя

$$V_{л'} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4} \cdot 10^3 \quad (49)$$

эффективная мощность

$$N_e = \frac{\rho_e \cdot V_{л'} \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (50)$$

эффективный крутящий момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{N_e}{n} \quad (51)$$

часовой расход жидкого топлива

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} \quad (52)$$

средняя скорость поршня

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} \quad (53)$$

Величина N_e может отличаться от заданной N_e не более, чем на 10%. В противном случае расчет необходимо уточнить.

Литровая мощность определяется по формуле

$$N_{л} = \frac{\rho_e \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (54)$$

Величина литровой мощности для автотракторных двигателей колеблется в пределах:

бензиновые и газовые двигатели $N_{л} = 30 \dots 70$ кВт/л;
дизели $N_{л} = 12 \dots 40$ кВт/л.

1.9 Основные геометрические параметры роторного двигателя

Важнейшей конструктивной характеристикой для роторного двигателя является параметр формы C . Наименьшее теоретическое значение $S_{из}$ условия вписывания ротора в контур рабочей полости составляет 1,67. С ростом C увеличивается степень сжатия, уменьшается угол отклонения пластин радиального уплотнения от нормали, увеличивается скорость вершин ротора, растет уплотняемый периметр ротора и радиальный габарит двигателя.

Для существующих роторных двигателей параметр C лежит в пределах 2,15...2,25, а средняя скорость вершин ротора находится в пределах 25...30 м/с. В такой конструкции ротор вращается в три раза медленнее, чем эксцентриковый вал. Расстояние между теоретическим и действительным контуром рабочей полости которое соответствует радиусу закругления пластин составляет $k_p = 1 \dots 2$ мм.

По заданной эффективной мощности (кВт), частоте вращения эксцентрикового вала (1/мин) и среднему эффективному давлению (МПа) определяем литраж (л) роторного двигателя

$$V_{л} = \frac{N_e \cdot 60}{\rho_e \cdot n_p} \quad \text{или} \quad V_{л} = \frac{N_e \cdot 180}{\rho_e \cdot n_B} \quad (55)$$

Рабочий объем секции и камеры роторного двигателя (л) определим по следующим выражениям:

$$V_{hc} = \frac{V_{л}}{i_c} \text{ и } V_{hk} = \frac{V_{hc}}{3} \quad (56)$$

Определяем радиус неподвижной малой синхронизирующей шестерни

$$r = \frac{2}{3} \cdot R_r \quad (57)$$

Определяем e – эксцентриситет

$$e = R_r - r \quad (58)$$

Высота рабочей полости

$$H = \frac{V_{hk}}{1,73 \cdot R_r \cdot (C \cdot R_r + k_p)} \cdot 10^6 \quad (59)$$

Полученное значение H округляется до целого числа. Затем определяется отношение H/e . Если величина этого отношения отличается от оптимальной, равной 4,5...6,0, то проводится повторный расчет геометрических параметров секции, задавшись новым значением параметра формы C .

Образующий радиус

$$a = C \cdot R_r \quad (60)$$

Длина стороны ротора

$$b = 1,73 \cdot a \quad (61)$$

При принятых размерах секции определяются:
действительный рабочий объем камеры в литрах

$$V_{hk} = H \cdot 1,73 \cdot R_r \cdot (C \cdot R_r + k_p) \cdot 10^{-6} \quad (62)$$

Действительный рабочий объем секции

$$V_c = V_{hk} \cdot 3 \quad (63)$$

Уточненный литраж двигателя в литрах

$$V_{л} = V_c \cdot i_c \quad (64)$$

Уточненная эффективная мощность двигателя (кВт)

$$N_e = \frac{p_e \cdot n_e \cdot V_c \cdot i_c}{180} \text{ или } N_e = \frac{p_e \cdot n_B \cdot V_{hk} \cdot i_c}{60} \quad (65)$$

Часовой расход топлива

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} \quad (66)$$

Средняя скорость вращения ротора

$$\vartheta_{ср} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{R_r \cdot C}{1000} \quad (67)$$

Величина литровой мощности роторного двигателя определяется

$$N_d = \frac{p_e \cdot n_e}{180} \quad (68)$$

В остальном отличий при расчете параметров рабочего цикла роторного двигателя от положений, изложенных в п.п. 1.1...1.8 настоящего пособия нет.

2 РАСЧЕТ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

2.1 Особенности расчета двухтактных двигателей

В исходных данных для теплового расчета двухтактных двигателей задается геометрическая степень сжатия ε' . Поэтому расчет начинается с определения величины действительной степени сжатия ε , значения которой подставляют в формулы теплового расчета:

$$\varepsilon = \varepsilon' - \psi \cdot (\varepsilon' - 1), \quad (69)$$

где ψ – потерянная доля хода поршня.

Для клапанно-щелевой прямоточной продувки принимают $\psi = 0,06...0,12$; для кривошипно-камерной продувки $\psi = 0,12...0,30$.

Далее определяются давление и температура продувочного воздуха. Давление продувочного воздуха выбирается исходя из принятой системы продувки. Обычно это давление принимают при кривошипно-камерной продувке и при продувке продувочным насосом:

$$\begin{aligned} p_k &= (1,1...1,3)p_0, \\ p_k &= (1,3...1,5)p_0, \end{aligned} \quad (70)$$

где $p_0 = 0,1$ МПа – атмосферное давление.

Температура заряда после компрессора (нагнетателя):

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\left(\frac{n_k - 1}{n_k} \right)}, \quad (71)$$

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

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

- для поршневых нагнетателей $n_k = 1,4...1,6$;
- для объемных нагнетателей $n_k = 1,55...1,75$;

- для центробежных нагнетателейс охлаждаемым корпусом $n_k = 1,4\dots 1,8$;
- для центробежных нагнетателейс неохлаждаемым корпусом $n_k = 1,8\dots 2,0$.

2.2 Особенности расчета двигателей с турбонаддувом

Особенность теплового расчёта состоит в том, что перед началом расчёта определяются основные параметры системы турбонаддува:

1. Секундный расход воздуха, кг/с:

$$G_g = \frac{N_e \cdot g_e \cdot \alpha \cdot L_0 \cdot \varphi}{1000 \cdot 3600} \quad (72)$$

где φ – коэффициент продувки ($\varphi = 1-1,2$).

2. Плотность воздуха навходе в двигатель, (кг/м³):

$$\rho_s = 120 \cdot 10^3 \cdot G_g / (V_h \cdot n_{дв} \cdot \eta_v) \quad (73)$$

3. Плотность воздуха на выходе из воздухоочистителя (кг/м³):

$$\rho_1 = 10^6 (p_0 - \Delta p_{в.п.}) / (T_0 R) \quad (74)$$

где $\Delta p_{в.п.}$ – сопротивление воздухоочистителя;

R – газовая постоянная.

Если дизель работает без промежуточного охлаждения, то давление воздуха на входе в него можно считать равным давлению на выходе из компрессора: $p_K = p_s$. Это давление определяется как результат политропного сжатия воздуха в компрессоре.

4. Давление воздуха за компрессором (МПа):

$$p_K = (p_0 - \Delta p_{в.п.}) \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho_1} \right)^{n_K} \quad (75)$$

Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре принимается равным $n_K = 1,8 \div 2$.

Если дизель работает с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха (ОНВ), то давление воздуха на выходе из охладителя:

$$p_s = 10^{-6} \rho_s T_s R \quad (76)$$

где T_s – температура воздуха за холодильником.

При расчетах принимается $T_s = T_0 + (20-25)^\circ$

В этом случае давление воздуха на выходе из компрессора:

$$\rho_K = \rho_S + \Delta\rho_S, \quad (77)$$

где $\Delta\rho_S$ – потеря давления в ОНВ. Для воздушно-воздушного ОНВ $\Delta\rho_S = 0,003 - 0,005$ МПа, для жидкостно – воздушного $\Delta\rho_S = 0,002 - 0,004$ МПа.

Степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi_K = \rho_K / (\rho_0 - \Delta\rho_{в.п.}) \quad (78)$$

На основании полученного в результате расчёта расхода воздуха $G_{в}$ и степени повышения давления π_K выбирают типоразмер турбокомпрессора. Далее тепловой расчёт ведётся в обычном порядке с использованием расчетных значений давления и температуры воздуха на входе в двигатель.

Для двигателя без промежуточного охладителя температура воздуха за компрессором:

$$T_K = T_0 \left(\frac{\rho_K}{\rho_0} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}, \quad (79)$$

где n_K – показатель политропы сжатия в компрессоре $n_K = 1,8 \div 2$.

Если с промежуточным охладителем, то для расчёта принимаем T_S .

2.3 Определение параметров рабочего процесса

2.3.1 Процесс наполнения

Для двухтактных двигателей и двигателей с турбонаддувом при определении основных параметров рабочего цикла по п.п 1.1...1.8 следует вместо T_0 и ρ_0 подставлять T_K и ρ_K .

Температура подогрева свежего заряда:

- для двигателей с наддувом $\Delta T = (-5) \dots (+10)$;

- для двухтактных двигателей $\Delta T = (0 \dots 15)$.

Давление в конце впуска

$$\rho_a = (0,90 \dots 0,95) \cdot \rho_K \quad (80)$$

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (81)$$

Величину коэффициента остаточных газов γ_r выбирают:

- для четырехтактных двигателей с наддувом $\gamma_r = 0,02 - 0,06$;

-для бензиновых $\gamma_r = 0,06 \dots 0,16$;

-для дизельных $\gamma_r = 0,03 \dots 0,06$;

-для двухтактных двигателей:

бензиновых с кривошипно-камерной продувкой

$\gamma_r = 0,2 \dots 0,4$;

дизелей с прямооточной клапанно-щелевой продувкой

$\gamma_r = 0,02 \dots 0,06$.

Коэффициент наполнения для двухтактных двигателей

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_K} \cdot \frac{T_K}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad (82)$$

Для определения коэффициента наполнения дизеля с газотурбинным-наддувом проф. М.А. Хайловым предложено уравнение:

$$\eta_V = \frac{\Delta}{\delta_T} \left[\frac{p_a}{p_K} - \frac{(1 - \eta_r) \frac{p_r}{p_K} - \frac{p_a}{p_K}}{\varepsilon - 1} \right], \quad (83)$$

где Δ – коэффициент дозарядки, учитывающий поступление свежего заряда в цилиндр после НМТ ($\Delta = 1,0 \dots 1,08$);

$\delta_T = \frac{(T_K + \Delta T_K)}{T_K}$ – коэффициент подогрева, учитывающий повышение температуры свежего заряда на ΔT_K на пути от впускного коллектора до цилиндра ($\delta_T = 1,02 \dots 1,10$);

η_r – коэффициент очистки пространства сжатия, при отсутствии продувки равной нулю, при полной очистке пространства сжатия – единице ($\eta_r = 0,1 \dots 0,9$).

2.3.2 Процессы сжатия, сгорания и расширения

Процессы сжатия, сгорания и расширения рассчитываются по тем же формулам, что и в разделе 1. При этом следует учитывать, что величины температуры и давления имеют повышенные значения в сравнении с четырехтактными двигателями без наддува.

2.3.3 Среднее индикаторное давление

Среднее индикаторное давление в зависимости от типа двигателя рассчитывается по формулам (34) и (35). Действительное среднее индикаторное давление в двухтактных двигателях следует вычислять по формуле

$$p_i = \varphi_{\Pi} \cdot p_i' \cdot (1 - \psi) \quad (84)$$

Для бензиновых двигателей $\varphi_{\Pi} = 0,95 \dots 0,98$; для дизелей $\varphi_{\Pi} = 0,93 \dots 0,96$.

Вычисленное по формуле (83) значение p_i используется для расчета мощности, экономичности и основных размеров двигателя. При определении индикаторного КПД по формуле (36) величины T_0 и p_0 следует заменить соответственно на T_K и p_K . Следует заметить, что в результате расчета получается полный (геометрический) ход поршня.

3 ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ

3.1 Общие положения

Индикаторные диаграммы строятся в координатах $p-V$. Построение индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания производится на основании теплового расчета.

В начале построения на оси абсцисс откладывают отрезок АВ, соответствующий рабочему объему цилиндра, а по величине равный ходу поршня в масштабе m_s , который в зависимости от величины хода поршня проектируемого двигателя может быть принят 1:1, 1,5:1 или 2:1. Отрезок ОА, соответствующий объему камеры сгорания, определяется из соотношения

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} \quad (85)$$

Для двухтактных двигателей в формулу (85) подставляется величина геометрической степени сжатия ε' .

Отрезок $z'z$ для дизелей определяется по уравнению $z'z = OA(\rho - 1)$

При построении диаграммы рекомендуется выбирать масштабы давлений $m_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07; 0,10$ МПа в мм так, чтобы получить высоту диаграммы, равную 1,2...1,7 ее основания.

Затем по данным теплового расчета на диаграмме откладывают в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках а, с, z', z, b, г. Точка z для бензинового двигателя соответствует $\rho_{zг}$.

3.2 Индикаторная диаграмма четырехтактного бензинового двигателя

Построение этой диаграммы показано на рисунке 2. Политропы сжатия и расширения могут быть построены графическими или аналитическими методами.

По наиболее распространенному графическому методу Брауэра политропы сжатия и расширения строят следующим образом.

Из начала координат проводят луч ОК под произвольным углом α_0 к оси абсцисс (рекомендуется принимать $\alpha_0 = 15...20^\circ$). Далее из начала координат проводят лучи ОД и ОЕ под углами β_1 и β_2 к оси ординат. Эти углы определяют из соотношений:

$$tg\beta_1 = (1 + tg\alpha_0)^{n_1} - 1, \quad tg\beta_2 = (1 + tg\alpha_0)^{n_2} - 1. \quad (86)$$

При построении политропы сжатия из точки с проводят горизонталь до пересечения с осью ординат; из точки пересечения – линию под углом 45° к вертикали до пересечения с лучом ОД, а из этой точки – вторую горизонтальную линию, параллельную оси абсцисс.

Затем из точки с проводят вертикальную линию до пересечения с лучом ОК. Из этой точки пересечения под углом 45° к вертикали проводим линию до пересечения с осью абсцисс, а из этой точки – вторую вертикальную линию, параллельную оси ординат, до пересечения со второй горизонтальной линией. Точка пересечения этих линий будет промежуточной точкой 1 политропы сжатия. Точку 2 и далее находят аналогично, принимая предыдущую точку за начало построения.

Политропу расширения строят с помощью лучей ОК и ОЕ, начиная от точки z', аналогично построению политропы сжатия. Критерием правильности построения политропы расширения является приход ее в ранее нанесенную точку b.

После построения политропы сжатия и расширения производят скругление индикаторной диаграммы с учетом предварения открытия выпускного клапана, опережения зажигания и скорости нарастания давления, а также наносят линии впуска и выпуска. Для этой цели под осью абсцисс проводят на длине хода поршня S как на диаметре полуокружность радиусом $R=S/2$. Из геометрического центра O' в сторону н.м.т. откладывается отрезок

$$d' d_1 = \frac{R^2}{2 \cdot L} = \frac{R \cdot \lambda}{2}, \quad (87)$$

где L – длина шатуна, выбирается по прототипу.

Луч O_1C_1 проводят под углом Θ_0 , соответствующим углу опережения зажигания ($\Theta_0 = 20 \dots 30^\circ$ до в.м.т.), а точку C_1 сносят на политропу сжатия, получая точку C'_1 .

Затем проводят плавные кривые c'_1c'' изменения давления сжатия в связи с опережением зажигания и b'_1b'' изменения линии расширения в связи с предварением открытия выпускного клапана. Далее отмечается точка конца выпуска r и проводят линии впуска и выпуска, скругляя их в точке r . При этом можно считать, что точка b'' находится на середине расстояния ba , а ордината точки c'' находится из соотношения

$$p_{c''} = 1,2 \cdot p_c \quad (88)$$

На линии расширения отмечаем точку z , соответствующую действительному давлению сгорания, которое определено в тепловом расчете. Из этой точки проводим вертикальную линию до пересечения с полуокружностью в точке m . Проводим луч O_1m и определяем угол δ_0 поворота коленчатого за период быстрого сгорания.

В результате указанных построений получаем действительную индикаторную диаграмму.

3.3 Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля.

Построение этой диаграммы показано на рисунке 3, и оно мало отличается от построения диаграммы бензинового двигателя.

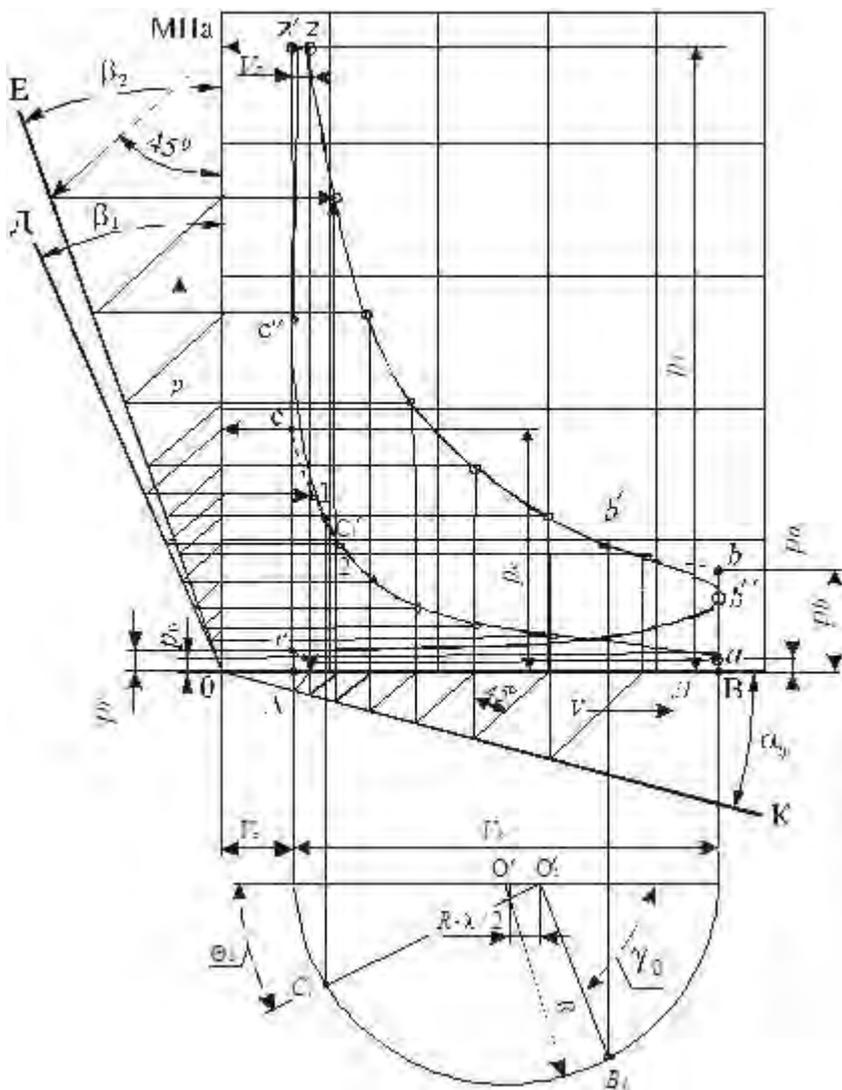


Рисунок 3 - Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля.

Следует иметь в виду, что построение политропы расширения следует начинать с точки z , а не z' .

При скруглении индикаторной диаграммы из центра O'_1 проводят луч O'_1B_1 под углом γ_0 , соответствующим предварению открытия выпускного клапана.

Далее из того же центра проводят луч O'_1C_1 под углом Θ_0 , соответствующим опережению начала впрыска топлива ($\Theta_0 = 15 \dots 30$ град. ПКВ до в.м.т.).

Скругление диаграммы на участке процесса сгорания производится следующим образом. Точку C_1 сносим на линию сжатия, получаем точку c'_1 . На линии в.м.т. находим точку c'' из соотношения $\rho_{c''} = 1,2 \cdot \rho_c$. Соединяем точки c'_1 и c'' плавной кривой. Из точки c'' проводим плавную кривую до середины отрезка zz' . Из середины отрезка проводим кривую с плавным переходом в линию расширения.

Скругление в районе точки b производится, как и для бензинового двигателя.

3.4 Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя

Построение индикаторной диаграммы двухтактных двигателей (рисунки 4) существенно не отличается от построения для четырехтактных двигателей. Отличие будет в конце расширения и начале сжатия, т.е. при построении кривых процессов очистки и наполнения цилиндра. Причем это построение идентично для бензиновых, газовых и дизельных двигателей. Построение диаграммы начинают с построения отрезков AB и OA и давлений в характерных точках (на линиях в.м.т. и н.м.т.). Отрезок AB равен полному геометрическому ходу поршня от в.м.т. до н.м.т. Отрезок OA находится по формуле (85) с учетом геометрической степени сжатия ϵ' .

Затем строят линии сжатия и расширения так же, как и для четырехтактного двигателя.

Для построения линий очистки и наполнения цилиндра откладывают луч O'_1B_1 под углом γ_0 . Этот угол соответствует углу предварения открытия выпускного клапана или выпускных окон. Затем проводят вертикальную линию до пересечения с политропой расширения (точка b'_1).

Отмечаем точки Si S^j - открытия и закрытия продувочных окон.

Из точки b_1' проводят линию, определяющую закон изменения давления на участке индикаторной диаграммы $b_1'-a$. Линия ad' , характеризующая продолжение очистки и наполнения цилиндра, может быть проведена прямой. Следует отметить, что точку b_1' можно также найти по величине потерянной доли хода поршня ψ

$$a'a = \psi S \quad (89)$$

Индикаторная диаграмма двухтактных двигателей так же, как и двигателей с наддувом, всегда лежит выше линии атмосферного давления.

В индикаторной диаграмме двигателя с наддувом линия выпуска может быть выше линии выпуска.

3.5 Индикаторная диаграмма роторного двигателя

Индикаторная диаграмма роторного двигателя строится в координатах $p-V$ с использованием данных расчета рабочего цикла (рисунок 15). Масштабы диаграммы выбираются так, чтобы ее высота была в 1,2-1,7 больше ее основания. При этом масштаб давлений рекомендуется принимать равным $\mu_p = 0,05$ МПа в мм.

Вначале определяют величину отрезка AB , соответствующего объему рабочей камеры

$$AB = \frac{Vhk}{\mu_V}, \quad (90)$$

где μ_V – масштаб объемов, л/мм.

Затем определяют отрезок OA , соответствующий объему камеры сгорания

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}. \quad (91)$$

Отрезки OA и AB откладывают по оси абсцисс. Из точек A и B проводят вертикальные линии.

Точка A соответствует положению ротора при минимальном объеме камеры, а точка B – при максимальном.

На вертикальных линиях откладывают в выбранном масштабе величины давлений в начале сжатия (точка «а»), в конце сжатия (точка «с»), в конце сгорания (точка «z'»), в конце расширения (точка «b») и в конце выпуска (точка «г»). Далее графическим или расчетным способами строятся политропы сжатия и расширения аналогично построению индикаторной диаграммы поршневого двигателя.

Политропа расширения строится, начиная с точки z' . Для ее построения используется луч OE . Соединив полученные точки политроп сжатия (от a до c) и расширения (от z до b) плавными кривыми, а точки ccz и bca — прямыми, получаем расчетную индикаторную диаграмму.

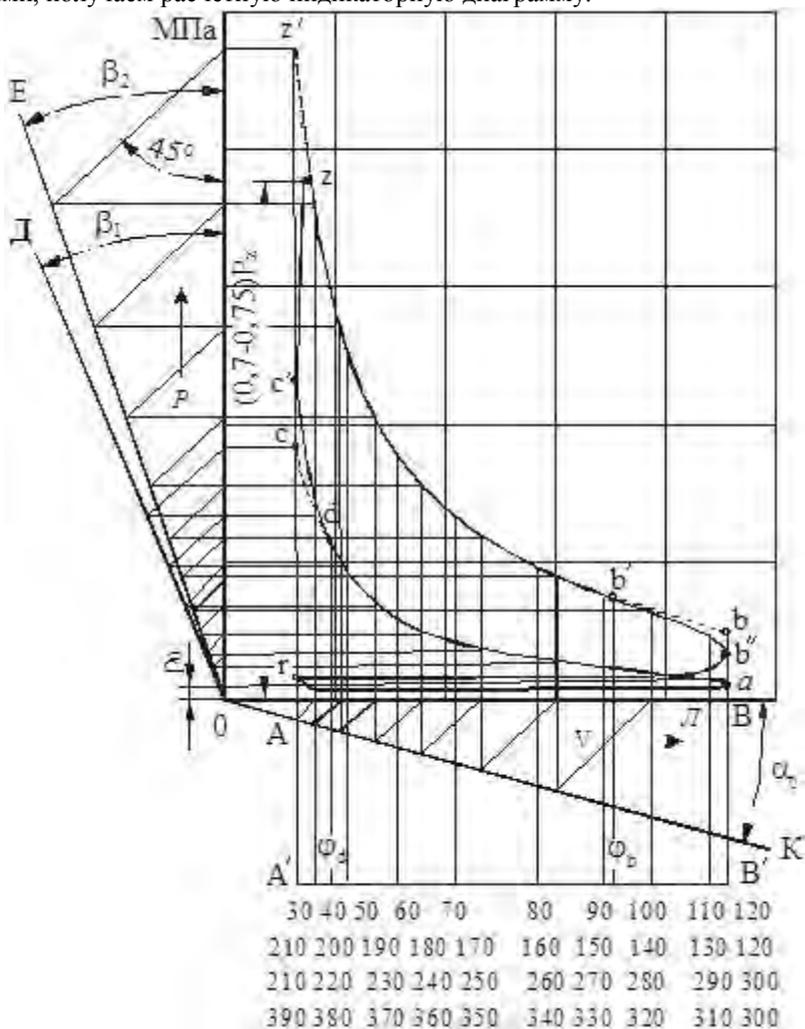
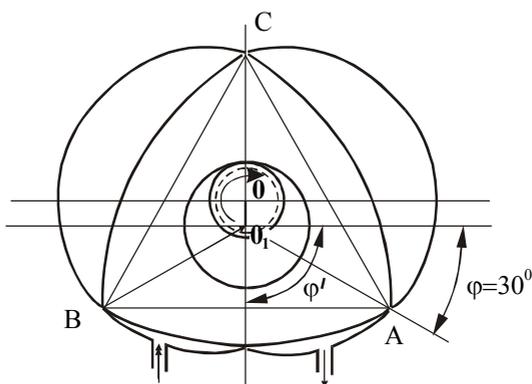


Рисунок 5 - Построение индикаторной диаграммы роторного двигателя

Для получения действительной индикаторной диаграммы необходимо провести скругление полученной площади диаграммы расчетного цикла с учетом угла опережения воспламенения топлива, конечной скорости нарастания давления при сгорании и предварения открытия выпускного окна.

Для определения положения точек, соответствующих началу воспламенения и открытия выпускного окна, и последующего перестроения индикаторной диаграммы в координаты p - φ , установим связь между изменением объема и углом поворота ротора (φ град. п. р.).

При расчете роторного двигателя его вершина A считается определяющей положение ротора (рисунокб).



Рисунокб- Начальное положение ротора

Угол поворота ротора φ - угол между производящим радиусом O_1A и горизонталью, отсчитываемый в направлении вращения ротора (по часовой стрелке). Угол поворота эксцентрика φ' - угол между осью эксцентрика OO_1 и горизонтальной осью.

При угле поворота ротора $\varphi = 30$ град. п.р. объем полости AB будет минимальным, а при $\varphi = 120$ град. п.р. - максимальным. Таким образом, точка A индикаторной диаграммы соответствует $\varphi = 30$ град. п. р., а точка B - $\varphi = 120$ град. п.р.

Для определения объемов камеры, соответствующих различным углам поворота ротора, проведем параллельно оси абсцисс прямую $A'B'$ так, чтобы точки A' и A , а также B' и B лежали на одной вертикали (рисунок 5). Зададимся величиной шага $\Delta\varphi$ (рекомендуется принимать $\Delta\varphi = 10$ град. п. р.) значениями углов поворота ротора, соответствующими началу воспламенения топлива φ_d и началу открытия выпускного окна φ_b .

По таблице 5 для заданного параметра формы C находим величины безразмерной площади теоретического контура (F_T / R_r^2) при различных углах поворота ротора.

Таблица 5 - Безразмерная площадь теоретического контура (F_T / R_r^2) при различных углах поворота ротора

φ° п.р.	C						
	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7
1	2	3	4	5	6	7	8
30	0,293	0,298	0,308	0,310	0,313	0,314	0,315
40	0,403	0,413	0,430	0,437	0,438	0,451	0,458
50	0,723	0,744	0,775	0,797	0,818	0,844	0,866
60	1,203	1,251	1,304	1,348	1,396	1,440	1,484
70	1,793	1,872	1,954	2,025	2,100	2,174	2,246
80	2,433	2,584	2,646	2,749	2,858	2,958	3,060
90	3,023	3,155	3,296	3,424	3,560	3,692	3,822
100	3,503	3,662	3,825	3,977	4,138	4,288	4,440
110	3,823	3,993	4,170	4,337	4,518	4,681	4,848
120	3,930	4,078	4,292	4,465	4,643	4,817	4,991

Далее определяем текущие значения рабочего объема камеры теоретического контура в литрах

$$V_{hkT} = 10^{-6} \cdot \left(\frac{F_T}{R_r^2} \right) \cdot R_r^2 \cdot H - V_{hkT}^{min} \quad (92)$$

Значение минимального объема камеры сжатия теоретического контура V_{hkT}^{min} - значение полного объема камеры при $\phi = 30$ град. п.р.

Рабочий объем камеры действительного контура в литрах, соответствующий различным углам поворота ротора, определяется по формуле

$$V_{hk} = V_{hkT} + \frac{k}{C \cdot R_r} \cdot V_{hkT} \quad (93)$$

Результаты вычислений V_{hkT} заносятся в таблицу 6.

Таблица 6 - Результаты вычислений V_{hkT}

Параметры	Угол поворота ротора φ° , п.р.										
	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	г
F_T/R_r^2											
V_{hkT} , л											
V_{hk} , л											
V_{hk} , мм											

В масштабе объемов индикаторной диаграммы откладываем значение V_{hk} от точки A' до точки B' и отмечаем против каждой полученной точки соответствующий угол поворота ротора.

Из точки φ_d восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с политропой сжатия (точка d), а из точки φ_b - до пересечения с политропой расширения (точка b').

Определяем действительное давление конца сжатия $\rho_c' = (1,12 \dots 1,2) \cdot \rho_c$.

Отложив это давление в выбранном масштабе, получаем точку C' . Вычисляем действительное давление конца сгорания $\rho_z = (0,7 \dots 0,75) \cdot \rho_z'$.

Отмечаем на диаграмме точку Z , соответствующую этому давлению. Соединив плавными кривыми точки d с C' , C' с Z , b' с b'' (точка b'' лежит на середине отрезка ba) и проведя линии выпуска $b''-r$ и впуска $r-a$ получим действительную индикаторную диаграмму роторного двигателя.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА И КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ОТ ГАЗОВ В СТЕНКИ ЗА ЦИКЛ

При проведении расчетных исследований необходимо определить тепловой поток в конкретную деталь двигателя, который в свою очередь будет зависеть от температуры в цилиндре двигателя и коэффициента теплоотдачи от газов в стенки каждой детали. Тепловой поток определяется по уравнению:

$$g = \alpha_{г.ср} \cdot (T_{г.ср} - T_{Ди}), \quad (94)$$

где g — тепловой поток, Bm/m^2 ;

$\alpha_{г.ср}$ - средний коэффициент теплоотдачи от газа в стенки $Bt/m^2 \cdot K$;

$T_{г.ср}$ - средняя температура газов в цилиндре за цикл, K ;

$T_{Дi}$ - температура поверхности i -ой детали, К.

Текущее значение коэффициента теплоотдачи определяется по формуле Эйхельберга или по формуле Вошни.

При расчете по формуле Эйхельберга

$$\alpha_{г.(i)} = 2,1 \cdot \sqrt[3]{C_m} \cdot \sqrt{\rho_i \cdot T_i}, \quad (95)$$

где C_m - средняя скорость поршня;

ρ_i, T_i - текущие давление и температура газов в цилиндре двигателя при заданном угле поворота коленчатого вала.

По формуле Вошни

$$\alpha_{г.(i)} = 819,5 \cdot \frac{W^{0,8} \cdot P_i^{0,8}}{D^{0,2} \cdot T_i^{0,53}}, \quad (96)$$

где W - скорость рабочего тела в различные периоды времени за цикл, м/с;

D - диаметр цилиндра, м;

Для различных периодов цикла скорость рабочего тела будет разной:

- скорость рабочего тела на участке сжатия и наполнения соответственно:

$$W = 2,28 \cdot C_m, \quad (97)$$

$$W = 6,18 \cdot C_m,$$

На участке сгорания и расширения:

$$W = 2,28 \cdot C_m + \frac{3,24 \cdot 10^{-3} \cdot T_i \cdot V_h \cdot (P_i - P_o)}{P_i \cdot V_i}, \quad (98)$$

где C_m - средняя скорость поршня, м/с;

V_h - рабочий объем цилиндра, м³.

Необходимые для расчета $\alpha_{г.ср}$ значения температур и давлений газов в цилиндре определяют по уравнениям политропы с использованием результатов теплового расчета:

$$P_i = P_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_i} \right)^{\eta_2} \quad (99)$$

$$T_i = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_i} \right)^{\eta_2 - 1} \quad (100)$$

По результатам расчета строится график $\alpha_{\Gamma,i} = f(\varphi)$ (рисунок 7). Для нахождения среднего значения коэффициента теплоотдачи от газов в стенку определяет площадь поверхности, ограниченной кривой $\alpha_{\Gamma,i} = f(\varphi)$:

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta S_i = \sum_{i=1}^n 0,5 \cdot (\alpha_{\Gamma(i+1)} + \alpha_{\Gamma(i)}) \cdot (\varphi_{i+1} + \varphi_i) \quad (101)$$

Средний коэффициент теплоотдачи от газов в стенку

$$\alpha_{\Gamma, \text{cp}} = \frac{S}{l \cdot \mu_{\alpha}} \quad (102)$$

где μ_{α} – масштабный коэффициент теплоотдачи;

l – длина расчетного участка.

Для определения средней результирующей температуры строится график $T=f(\varphi)$ на участке от 0 до 720 градПКВ для четырехтактных двигателей или от 0 до 360 градПКВ для двухтактных двигателей (рисунок 8).

На участках впуска и выпуска вследствие массового изменения заряда определение температур аналитическим способом затруднительно. Для упрощения расчетов принимается, что температура на этих участках меняется по линейному закону. На графике известные значения температур на участках $r-b$ и $a-r$ соединяют прямыми линиями.

Определение средней интегральной температуры газов за цикл осуществляется с учетом $\alpha_{\Gamma,i}$ и T_i . Для этого строят график $\alpha_{\Gamma,i} \times T_i = f(\varphi)$ (рисунок 9). Под этой кривой определяют площадь:

$$S = \sum_{i=1}^n 0,5 \cdot (T_{i+1} \cdot \alpha_{\Gamma(i+1)} + T_i \cdot \alpha_{\Gamma(i)}) \cdot (\varphi_{i+1} + \varphi_i) \quad (103)$$

Полученную площадь делят на длину расчетного участка l и средний коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\Gamma, \text{cp}}$, получая при этом среднюю результирующую температуру газов за цикл

$$T_{\Gamma, \text{рез}} = \frac{S}{l \cdot \alpha_{\Gamma, \text{cp}}} \cdot \mu_T \quad (104)$$

где μ_T – масштабный коэффициент для температуры.

Зная среднюю результирующую температуру за цикл и температуру детали определяем тепловой поток от газов к стенке.

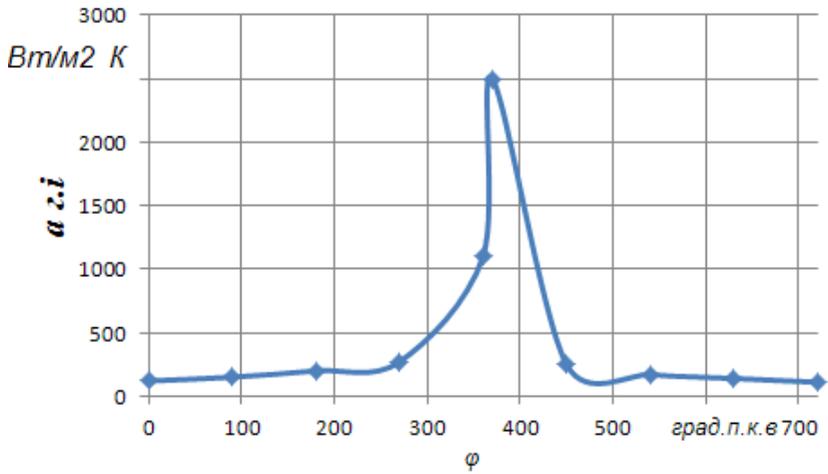


Рисунок 7– Зависимость коэффициента теплоотдачи от угла поворота коленчатого вала

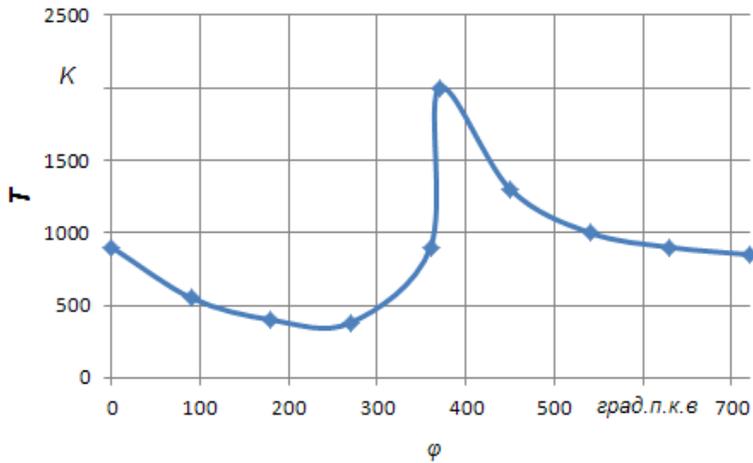


Рисунок 8– Зависимость температуры газов от угла поворота коленчатого вала

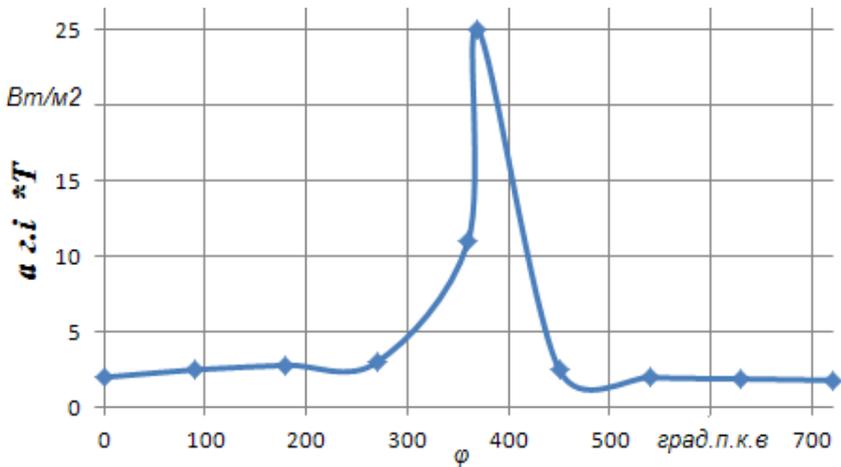


Рисунок 9– Зависимость произведения $\alpha_{zi} \times T_i$ от угла поворота коленчатого вала

5 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЕЙ

5.1 Порядок выполнения динамического расчета для поршневого двигателя

Динамический расчет выполняется с целью определения суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и от сил инерции. Результаты динамического расчета используются при расчете деталей двигателя на прочность и износ. Схема сил действующих в кривошипно – шатунном механизме (к.ш.м) приведена на рисунке 10.

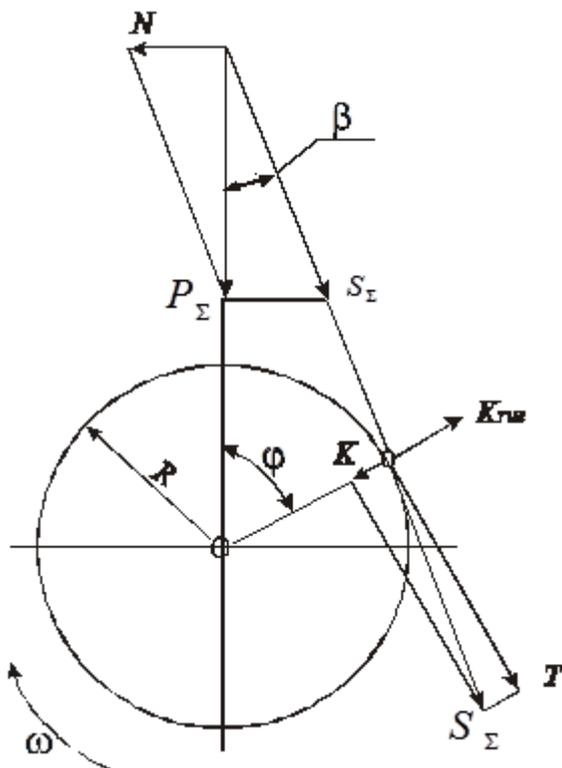


Рисунок 10 - Схема сил, действующих в КШМ

В течение каждого рабочего цикла силы, действующие в к.ш.м, непрерывно изменяются по величине и направлению. Поэтому для определения характера изменения сил по углу поворота коленчатого вала их величины определяют для ряда различных положений вала, обычно через каждые 10...30 град. ПКВ. В отдельных случаях через 5...10 град. ПКВ.

Расчет рекомендуется выполнять в следующем образом:

1. Перестроить индикаторную диаграмму, выполненную порезультатам теплового расчета, в координаты $p-\varphi$.
2. Определить силы действующие в к.ш.м.

5.2 Перестроение индикаторных диаграмм

5.2.1 Четырехтактный двигатель

Развертку индикаторной диаграммы в координаты p - φ рекомендуется выполнять справа от индикаторной диаграммы (рисунок 11). Ось абсцисс развернутой диаграммы располагают по горизонтали на уровне линии p_0 индикаторной диаграммы. Развернутая диаграмма строится в пределах (0-720) град. ПКВ. Она делится на 24 равных участка, которые соответствуют определенному углу поворота коленчатого вала. Каждая точка на линии абсцисс должна быть пронумерована (0,30,60° ПКВ). По наиболее распространенному способу дальнейшее перестроение индикаторной диаграммы ведется следующим образом.

Из центра O' проведем окружность радиусом кривошипа. Полученную полуокружность необходимо разделить вспомогательными лучами из центра O' на 6 равных частей, а затем из центра Брикса (точка O_1') провести линии, параллельные вспомогательным лучам, до пересечения с полуокружностью.

Вновь полученные точки на полуокружности соответствуют определенным углам φ . Из этих точек проводятся вертикали до пересечения с соответствующими линиями индикаторной диаграммы. Развертку индикаторной диаграммы следует начинать, принимая за начало координат положение поршня в в.м.т. в начале такта впуска. Отмеченные на индикаторной диаграмме давления p_i для каждого значения угла φ , проводя горизонтальные линии, переносят на развернутую диаграмму. Их величину заносят в таблицу 7. Соединяя точки на развернутой диаграмме плавной кривой получаем зависимость p_i - φ .

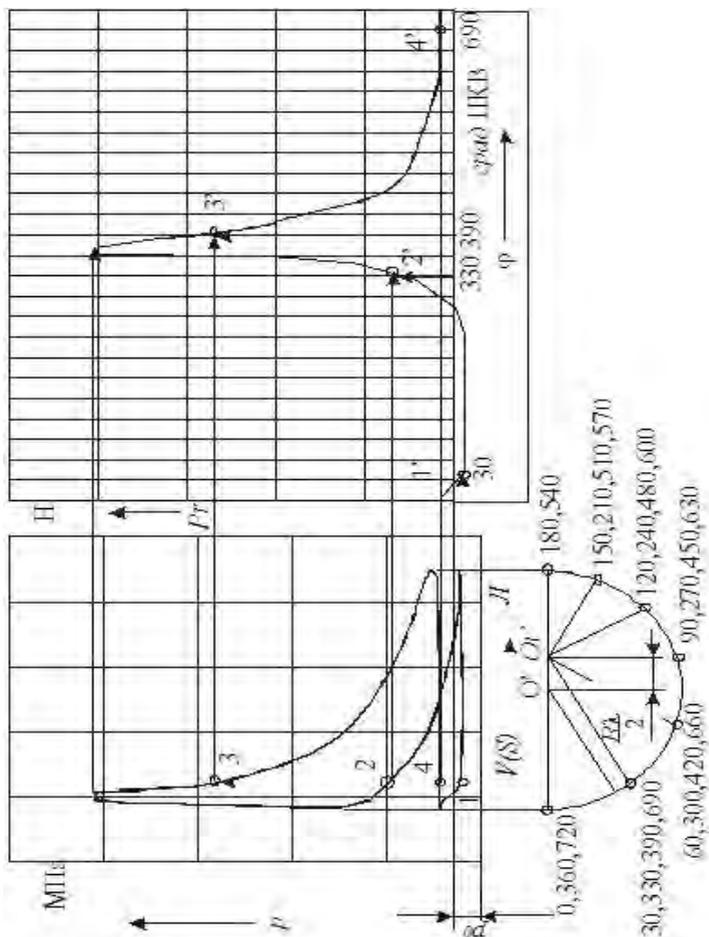


Рисунок 11 - Порядок развертки индикаторной диаграммы

5.2.2 Двухтактный двигатель

Порядок перестроения индикаторной диаграммы двухтактного двигателя аналогичен приведенному в п. 4.2.1. Отличие состоит в следующем. Ось абсцисс разбивается не на 24 части, а на 12, так как продолжительность рабочего цикла двухтактного двигателя в два раза короче, т.е. 360 град. ПКВ. За начало координат принимают положение поршня в н.м.т. в начале такта сжатия. Развернутая диаграмма строится в пределах (180-0-

180) град. ПКВ. Вблизи в.м.т. перестроение индикаторной диаграммы для большей точности следует производить через 5...10 град ПКВ. Значения давления газов в цилиндре двигателя принимаются из индикаторной диаграммы.

5.3 Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

При расчете необходимо:

1. Определить силу давления газов на днище поршня.

Сила давления газов на днище поршня определяется по формуле

$$P_T = (p_T - p_0) \cdot F_{\Pi} \cdot 10^6 \quad (105)$$

Результаты расчета заносятся в таблицу 7.

Таблица 7 – Результаты расчета $p_{г}, P_{г}, P_j$ и $P_{ш}$

φ , град.	$p_{г}$, МПа	$P_{г}$, Н	$\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi$	Знак силы	P_j Н.	Знак силы	$P_{ш}$ Н.	Знак силы
1	2	3	4	5	6	7	8	9

2. Определить силу инерции от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \quad (106)$$

Масса поступательно движущихся частей КШМ определяется из выражения

$$m_j = m_{\Pi} + \chi \cdot m_{ш}, \quad (107)$$

где χ – доля массы шатуна, отнесенная к возвратно-поступательно движущимся массам. При расчете принимаем $\chi = 0,25 \dots 0,275$.

Для двигателей m_{Π} и $m_{ш}$ могут быть определены непосредственно определением массы комплектов деталей поршневой и шатунной групп по соответствующим справочникам или заводским чертежам. Приближенные значения m_{Π} и $m_{ш}$ можно определить с помощью таблицы 8, в которой приведены удельные массы элементов кривошипно-шатунного механизма.

Угловая скорость ω , входящая в формулу (106):

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (108)$$

Необходимые для расчета по формуле (106) значения λ для двигателей выбираются по техническим характеристикам прототипа или принимаются равными $\lambda = 0,25 \dots 0,30$.

Технические характеристики двигателей производства Минского моторного завода приведены в приложении.

5. Найти суммарную силу, действующую в кривошипно-шатунном механизме. Определение этой силы ведется путем алгебраического сложения сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$F_{\Sigma} = P_T + P_j \quad (109)$$

Результаты расчета сил заносятся в таблицу 7.

Таблица 8— Значения удельных масс поршневой и шатунной групп

Элементы кривошипно-шатунного механизма		Двигатели с искровым зажиганием		Дизели	
		Диаметр поршня, м		Диаметр поршня, м	
		0,060..0,08	0,08..0,10	0,08..0,10	0,10..0,12
Поршневая группа $m_{\text{п}} = m_{\text{п}} / F_{\text{п}}$ кг/м ²	Алюм. сплав.	80-120	100-150	150-220	200-300
	Чугун.	150-200	180-250	250-320	300-400
Шатун $m_{\text{ш}}' = m_{\text{ш}} / F_{\text{ш}}$, кг/м ²		100-150	130-200	250-320	300-400
Неуравновешенные массы одного колена вала (без противовесов) кг/м ²	Стальной кованный вал со сплошными шейками	150-180	170-200	200-350	330-400
	Литой чугунный вал с пол.ш.	100-150	130-200	150-220	200-300

4. Определить нормальную силу K , направленную по радиусу кривошипа:

$$K = R_{\Sigma} \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \quad (110)$$

6. Определить тангенциальную силу T , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа

$$T = R_{\Sigma} \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \quad (111)$$

Результаты определения K и T заносятся в таблицу 9.

Таблица 9 – Значения сил K и T

φ , Град	$\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$	K , Н	Знак силы	$\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$	T , Н	Знак силы
1	2	3	4	5	6	7

Численные значения тригонометрических функций, входящей в уравнения (106). (110) и (111) для различных φ и λ приведены в таблицах 10, 11 и 12.

Таблица 10 - Значения выражения $\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi$ для различных φ и λ

λ , φ°	Зн ак	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	Зн ак	λ , φ°
		3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2		
0	+	1,312	1,294	1,278	1,263	1,250	1,238	+	360
10	+	1,278	1,261	1,246	1,232	1,220	1,208	+	350
30	+	1,022	1,013	1,005	0,998	0,991	0,985	+	330
60	+	0,344	0,353	0,361	0,368	0,375	0,381	+	300
80	-	0,120	0,103	0,087	0,074	0,061	0,050	-	280
90	-	0,312	0,294	0,278	0,263	0,250	0,238	-	270
100	-	0,467	0,450	0,435	0,421	0,409	0,397	-	260
120	-	0,656	0,647	0,639	0,632	0,625	0,619	-	240
150	-	0,710	0,719	0,727	0,734	0,741	0,747	-	210
170	-	0,691	0,708	0,724	0,737	0,750	0,761	-	190
180	-	0,787	0,706	0,722	0,737	0,750	0,762	-	180

Таблица 11 - Значения выражения $\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$ для различных φ и λ

λ $\varphi, ^\circ$	Знак	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	Знак	λ $\varphi, ^\circ$
		3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,975	0,976	0,976	0,977	0,977	0,978	+	350
30	+	0,787	0,792	0,796	0,800	0,803	0,806	+	330
60	+	0,257	0,272	0,285	0,297	0,307	0,317	+	300
80	-	0,145	0,124	0,106	0,091	0,076	0,064	-	280
90	-	0,329	0,308	0,289	0,273	0,258	0,245	-	270
100	-	0,492	0,472	0,454	0,438	0,424	0,411	-	260
120	-	0,743	0,728	0,715	0,703	0,692	0,682	-	240
150	-	0,945	0,940	0,936	0,932	0,929	0,926	-	210
170	-	0,994	0,994	0,993	0,993	0,992	0,992	-	190
180	-	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

Таблица 12- Значения выражения $\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$ для различных φ и λ

λ , $\varphi, ^\circ$	Знак	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	$1/\lambda$	Знак	λ $\varphi, ^\circ$
		3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	360
10	+	0,227	0,224	0,221	0,219	0,216	0,214	-	350
30	+	0,673	0,629	0,622	0,615	0,609	0,604	-	330
60	+	1,007	0,998	0,990	0,983	0,977	0,971	-	300
80	+	1,041	1,037	1,034	1,031	1,029	1,027	-	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	270
100	+	0,929	0,932	0,935	0,938	0,941	0,943	-	260
120	+	0,725	0,734	0,742	0,749	0,755	0,761	-	240
150	+	0,363	0,371	0,379	0,385	0,391	0,396	-	210
170	+	0,120	0,123	0,126	0,129	0,131	0,133	-	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	180

5.4 Построение диаграмм по результатам динамического расчета

5.4.1 Построение диаграмм сил P_r , P_j и P_Σ

По данным таблицы 7 строятся диаграммы сил P_r (изменяя масштаб диаграммы силы давления газов), P_j и P_Σ . Диаграммы строятся в одинаковом масштабе на одной координатной сетке.

Определение силы P_Σ для различных значений угла φ можно выполнить путем суммирования в каждой точке ординат диаграмм $P_r = f(\varphi)$ и $P_j = f(\varphi)$ с учетом их знаков. Примерный вид диаграмм $P_r = f(\varphi)$, $P_j = f(\varphi)$, $P_\Sigma = f(\varphi)$ приведен на рисунке 12.

5.4.2 Построение диаграмм сил T и K

Координатную сетку для диаграмм сил T и K следует разместить под координатной сеткой сил P_r , P_j , P_Σ . Диаграммы сил T и K строятся в том же масштабе, что и предыдущий график. Диаграммы $T = f(\varphi)$, $K = f(\varphi)$ приведены на рисунке 12.

5.4.3 Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку

Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку строится для определения величин, направления и точек приложения сил, действующих на шатунную шейку при различных положениях коленчатого вала (рисунки 13 и 14).

По вертикальной оси откладываются силы K : со знаком “+” вниз, со знаком “-” – вверх; по горизонтальной оси в том же масштабе силы T : со знаком “+” – направо, со знаком “-” – налево. Масштабы сил K и T должны быть одинаковыми. Последовательно, графически откладывая силы K и T при различных углах поворота коленчатого вала φ , получаем точки, характеризующие значение суммарной силы S_Σ , которая направлена вдоль оси шатуна (рисунок 10).

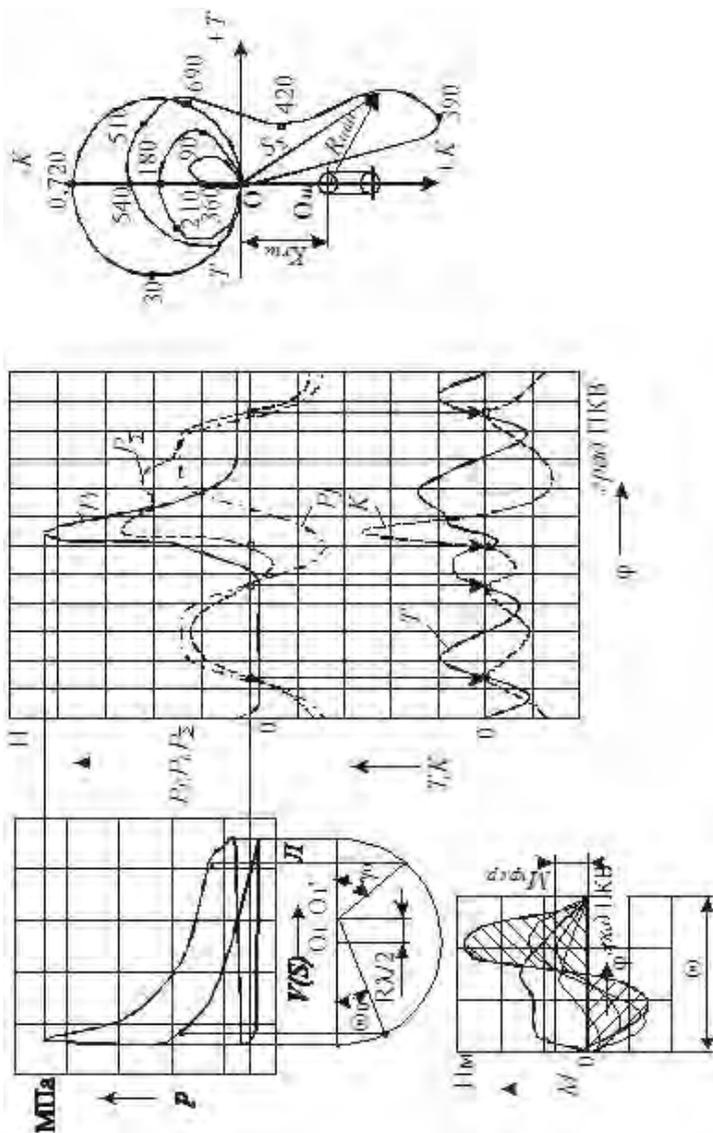


Рисунок 13 -Пример оформления диаграмм теплового и динамического расчетов

Против каждой точки указывают соответствующий угол φ , а затем их все последовательно соединяют плавной кривой. Получают таким образом полярную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку, но без учета центробежной силы массы шатуна $K_{\text{ш}}$, отнесенной к его нижней головке:

$$K_{\text{ш}} = -m_{\text{шк}} \cdot R \cdot \omega^2 \quad (112)$$

$$\text{где } m_{\text{шк}} = (1 - \chi) \cdot m_{\text{ш}}.$$

При установившемся движении сила $K_{\text{ш}}$ имеет постоянную величину. Она не зависит от угла поворота коленчатого вала и направлена вдоль щеки, изменяя соответственно величину силы K . Следовательно, ее действие может быть учтено переносом начала координат (полюса) вычерченной полярной диаграммы вниз по оси K на величину $K_{\text{ш}}$, т.е. геометрическим сложением сил K и $K_{\text{ш}}$. Полученная точка $O_{\text{ш}}$ явится новым полюсом, а ранее построенная относительно него кривая будет полярной диаграммой нагрузок на шатунную шейку. Вокруг полюса $O_{\text{ш}}$ необходимо начертить в произвольном масштабе окружность контура шатунной шейки, а по направлению вниз нанести окружность контура коренной шейки и щеки коленчатого вала.

Вектор, направленный из полюса $O_{\text{ш}}$ к любой точке кривой на диаграмме, определяет в выбранном при построении масштабе величину и направление $R_{\text{шш}}$ нагрузки на шатунную шейку для соответствующего угла поворота коленчатого вала. Точка приложения этого вектора будет на окружности шейки со стороны, противоположной его направлению.

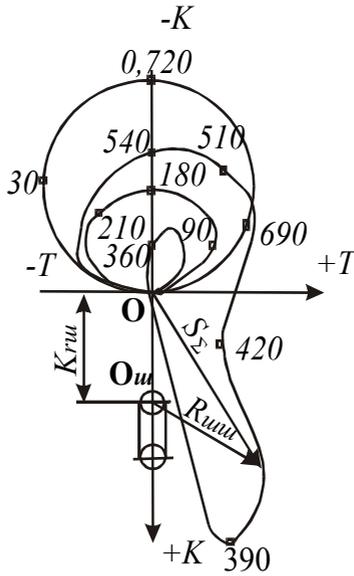


Рисунок 13 - Диаграмма нагрузок на шатунную шейку четырехтактного двигателя

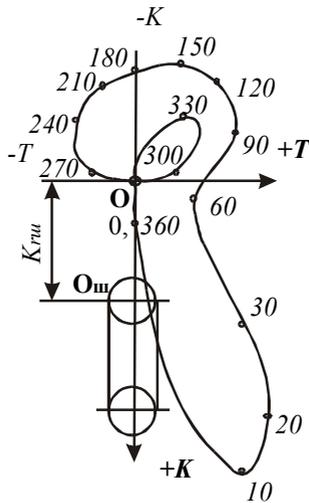


Рисунок 14 - Диаграмма нагрузок на шатунную шейку двухтактного двигателя

5.4.4 Построение диаграммы крутящего момента

Для построения диаграммы суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя необходимо графически просуммировать кривые крутящих моментов от каждого цилиндра, сдвигая влево одну кривую относительно другой на угол Θ (рисунок 15) поворота кривошипа между вспышками в цилиндре.

Для двигателя с равными интервалами между вспышками суммарный крутящий момент будет периодически повторяться:

- для четырехтактного двигателя через

$$\Theta = \frac{720^\circ}{i}, \quad (113)$$

- для двухтактного двигателя через

$$\Theta = \frac{360^\circ}{i}. \quad (114)$$

Поскольку индикаторный крутящий момент

$$M_i = T \cdot R, \quad (115)$$

а $R = \text{const}$, то кривая $M_{кр} = f(\varphi)$, будет отличаться от кривой $T = f(\varphi)$ лишь масштабом.

Масштаб крутящего момента

$$m_K = m_T \cdot R, \quad (116)$$

где m_T – масштаб силы, Н/мм.

Средний крутящий момент $M_{кр.ср}$ определяется по площади, находящейся под диаграммой суммарного момента:

$$M_{кр.ср} = \frac{F_1 - F_2}{L} \cdot m_K, \quad (117)$$

где F_1 и F_2 – соответственно положительная и отрицательная площади под кривой суммарного $M_{кр}$, мм² (при $i \geq 6$ отрицательная площадь в большинстве случаев отсутствует);

L – длина интервала между вспышками по диаграмме крутящего момента, мм.

На диаграмме он показан прямой линией.

Найденный момент $M_{кр.ср}$ представляет собой средний индикаторный момент двигателя.

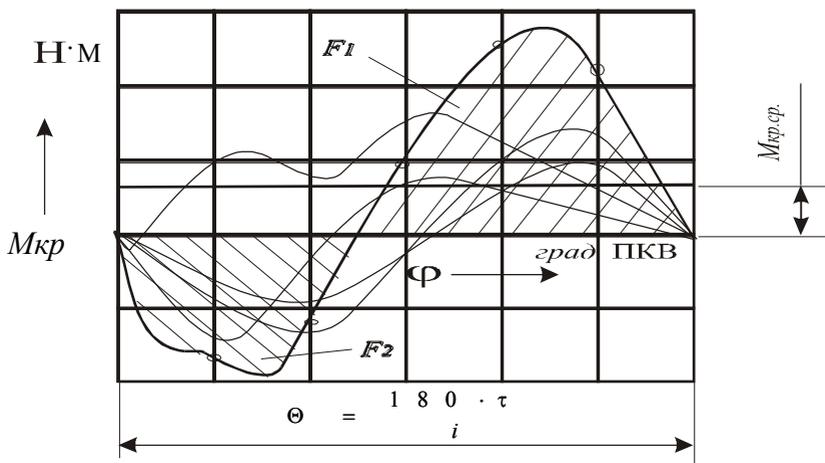


Рисунок15- Диаграмма суммарного крутящего момента при равномерном чередовании всплеск

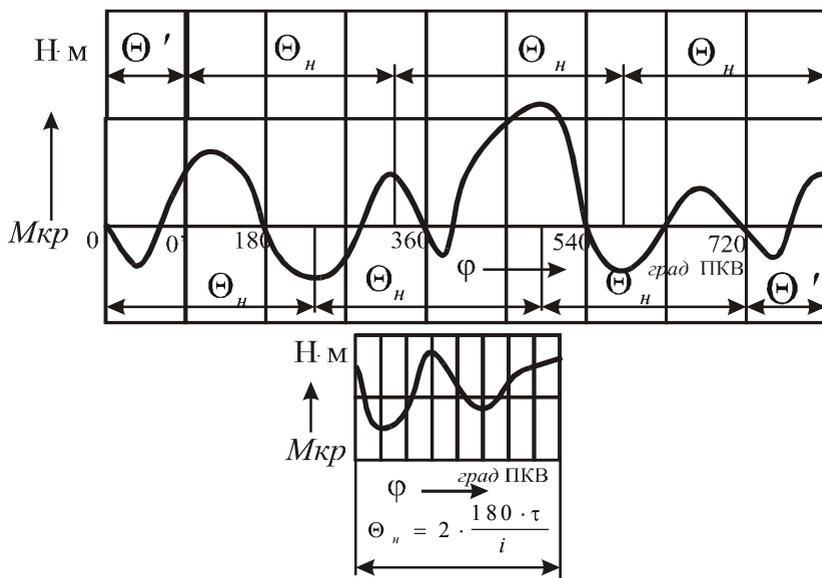


Рисунок 16 -Диаграмма крутящих моментов при неравномерном чередовании всплеск

Эффективный крутящий момент двигателя

$$M_e = M_{кр.ср.} \cdot \eta_M \quad (118)$$

Значения η_M см. в разделе 1.7. Значение эффективного крутящего момента, полученное по формуле (118), должно совпасть с величиной M_e , вычисленной по формуле (51).

Относительная погрешность вычислений $M_{кр.ср.}$ не должна превышать $\pm 5\%$.

Некоторые автотракторные двигатели имеют неравномерное чередование вспышек. Обычно эта неравномерность – парная, т.е. она имеет место лишь для двух цилиндров, срабатывающих рядом (например, двигатель ЯМЗ-236). В этом случае период изменения суммарного крутящего момента удваивается и вычисляется по формуле

$$\theta_n = \frac{2 \cdot 180 \cdot \tau}{i} \quad (119)$$

За этот период совершаются две вспышки с неравномерным чередованием через угловые интервалы Θ^I и Θ^{II} , причем $\Theta^I + \Theta^{II} = \Theta_n$. Угловые интервалы Θ^I или Θ^{II} определяются по конструктивной схеме двигателя.

Для построения диаграммы суммарного крутящего момента вычерчивается сетка прямоугольных координат $M_{кр} - \varphi$, длина которой по оси абсцисс равна периоду Θ_n (рисунок 16). Исходная диаграмма крутящего момента от одного цилиндра двигателя делится по длине вертикальными линиями на $i/2$ равных частей, которые переносятся на координатную сетку $M_{кр} - \varphi$ как это делалось в случае равномерного чередования вспышек. Затем исходная диаграмма преобразовывается путем совмещения начала координат влево на угол Θ_n или вправо на угол Θ_n . На рисунке 16 показан перенос начала координат на угол Θ_n . Отсеченная новой осью ординат начальная часть исходной диаграммы переносится в его конец, чтобы общая длина преобразованной диаграммы (с новым началом координат) равнялась периоду исходной диаграммы. Преобразованная диаграмма крутящего момента от одного цилиндра делится по длине вертикальными линиями на $i/2$ равных частей, которые переносятся на координатную сетку $M_{кр} - \varphi$ в дополнение к ранее перенесенным частям исходного графика. Все $i/2$ частей исходного и преобразованной диаграммы на новой координатной сетке суммируются для получения суммарного индикаторного крутящего момента двигателя.

5.5 Динамический расчет роторного двигателя

5.5.1 Общие сведения

Динамический расчет проводится для режима номинальной мощности. Исходными данными для расчета служат индикаторная диаграмма и основные геометрические характеристики двигателя, полученные в результате расчета рабочего цикла.

При проведении динамического расчета за начальное принимается положение ротора при $\varphi = 30$ град. п.р. В этом случае объем полости AB будет минимальным, в ней происходит продувка. В полости BC происходит сжатие, а в AC - расширение.

5.5.2 Сила давления газов

Схема сил давления газов, действующих в роторном двигателе, приведена на рисунок 17.

Сила давления газов в одной рабочей полости (AB) определяется произведением величин удельного избыточного давления в рабочей камере p_1' , длины стороны ротора b и высоты рабочей полости роторного двигателя H .

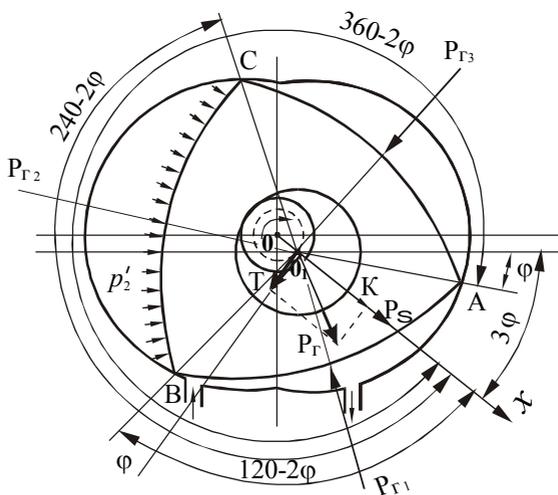


Рисунок 17. Схема сил давления газов

Удельное избыточное давление в рабочей камере p_1' , определяется по индикаторной диаграмме. Аналогично определяются удельные давления в рабочих камерах BC - p_2' и CA - p_3' .

При их определении надо учитывать, что рабочий цикл в отдельных камерах роторного двигателя сдвинут по фазе на 120° п.р.

Результаты определения силы $P_{Г1}$ заносим в таблицу 13.

Таблица 13 Результаты определения силы $P_{Г1}$

φ° , п.р.	p_1' Мпа	$b \cdot H$, мм ²	$P_{Г1}$, Н
30			
40			
50			
:			
:			
380			
390			

5.5.3 Равнодействующая сил давления газов

Определяем радиальную составляющую равнодействующей сил давления газов

$$K = [p_1' \cdot \cos(240 - 2\varphi) + p_2' \cdot \cos 2\varphi + p_3' \cdot \cos(120 - 2\varphi)] \cdot b \cdot H. \quad (120)$$

Определяем тангенциальную составляющую равнодействующей сил давления газов

$$T = [p_1' \cdot \sin(240 - 2\varphi) + p_2' \cdot \sin(360 - 2\varphi) + p_3' \cdot \sin(120 - 2\varphi)] \cdot b \cdot H \quad (121)$$

Определяем равнодействующую сил давления газов

$$P_{д} = \sqrt{K^2 + T^2} \quad (122)$$

Результаты расчета равнодействующей сил давления газов для различных углов поворота ротора заносим в таблицу. 14.

Таблица 14 Результаты расчета равнодействующей сил давления газов

φ, п.р.	Давление, МПа			b·H, мм ²	K, Н	T, Н	P _д , Н
	ρ ₁	ρ ₂	ρ ₃				
30							
40							
50							
:							
:							
130							
140							
150							

Так как сила P_d за время одного оборота ротора три раза (через 120 град. п.р.) повторяет одинаковый цикл своего изменения, то ее расчет можно ограничить угловым интервалом, равным 120 град. п.р. (одному обороту эксцентрикового вала).

По результатам расчета, приведенным в таблице 14, в одном масштабе строятся диаграммы зависимости $P_1=f(\varphi)$; $K=f(\varphi)$; $T=f(\varphi)$; (рисунок 18)

5.5.4. Силы инерции

Сила инерции ротора определяется по формуле

$$P_p = m_p \cdot \omega_g^2 \cdot e \cdot 10^{-3} \quad (123)$$

Масса ротора вычисляется приближенно, без учета всех связанных с ним деталей и его точных размеров по формуле

$$m_p = V_p \cdot \rho_p \quad (124)$$

Объем ротора

$$V_p = \left\{ 3 \left[\frac{b \cdot a}{4} + 1,12 \cdot R_r^2 \right] \cdot H - \pi \cdot R_r^2 \cdot H \right\} \cdot 10^{-9} \quad (125)$$

Сила инерции эксцентрика

$$P_э = m_э \cdot \omega_g^2 \cdot \frac{e}{2} \cdot 10^{-3} \quad (126)$$

Необходимая для расчетов масса эксцентрика

$$m_э = \rho_э \cdot V_э \quad (127)$$

$\rho_э$ - плотность материала эксцентрикового вала (принимается (7,8-8,0)·10³ кг/м³).

Объем эксцентрика

$$V_3 = k_k \cdot \pi \cdot (R_r^2 - r^2) \cdot H \cdot 10^{-9}, \quad (128)$$

где k_k - коэффициент, учитывающий наличие сверлений для уменьшения веса эксцентрика (принимается равным 0,9).

Суммарная сила инерции

$$P_\Sigma = P_p + P_3 \quad (129)$$

По результатам расчета строятся графикисил инерции (рисунок 18).

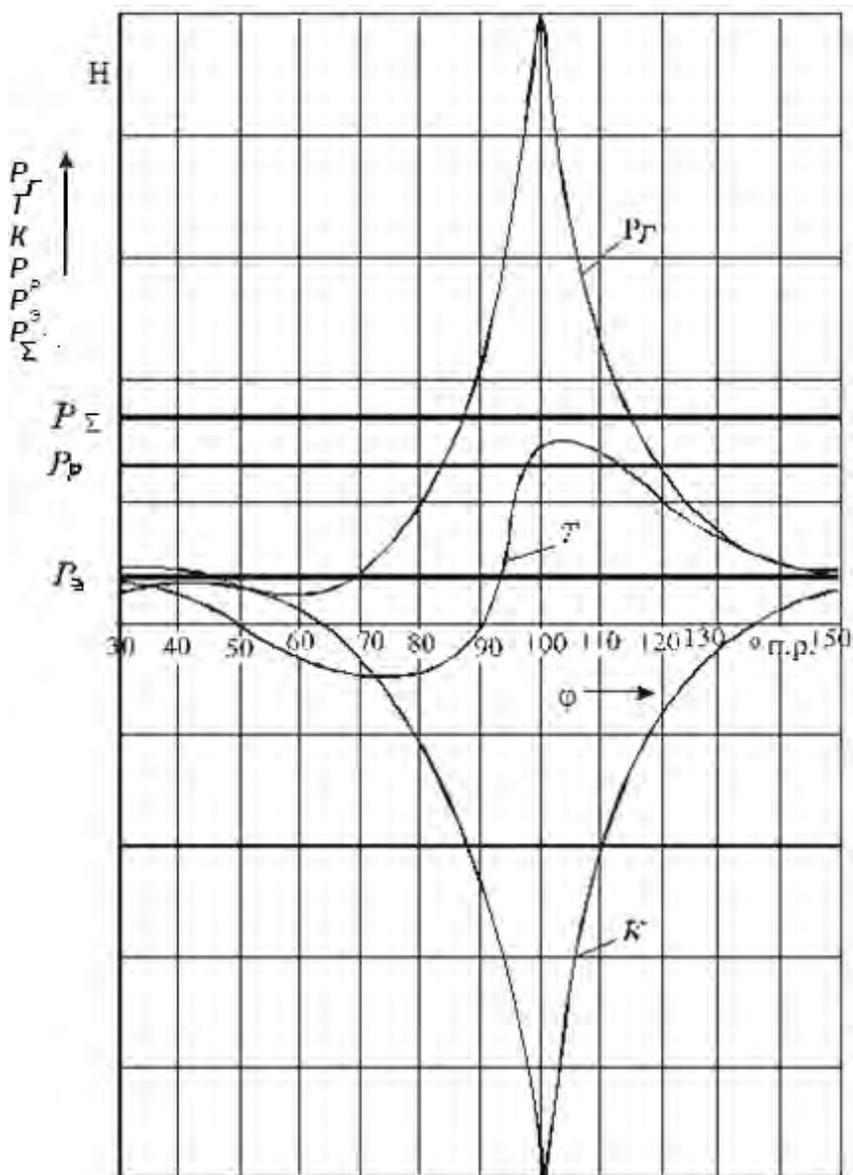


Рисунок 18. Силы давления газов и силы инерции в функции угла поворота ротора

5.5.5. Построение диаграммы суммарного крутящего момента

Индикаторный крутящий момент равен

$$M_i = T \cdot e \cdot 10^{-3} \quad (130)$$

Диаграмма тангенциальной силы T является одновременно и диаграммой индикаторного крутящего момента $M_i = f(\varphi)$ одной секции в масштабе $\mu_m = \mu_T \cdot e$ (рисунок 19).

Для многосекционных двигателей крутящий момент $M_{кр}$ определяется суммирование моментов отдельных секций. При этом кривые крутящих моментов секций должны быть сдвинуты друг относительно друга (вправо) на угловой интервал Θ , соответствующий интервалу между вспышками в отдельных секциях. Величина Θ определяется по соотношению $\Theta = 120/i_c$.

В связи с тем, что диаграмма суммарного крутящего момента периодически повторяется через угловой интервал Θ , его построение приводят в интервале от 0 до Θ град. п.р. Построение ведут в координатах $\Sigma M_{кр} = f(\varphi)$ следующим образом. Диаграмму крутящего момента (силы T) одной секции делят по оси абсцисс на i_c частей. Эти части переносят в координаты $\Sigma M_{кр} = f(\varphi)$ и их ординаты складывают. Построение диаграммы суммарного крутящего момента для двухсекционного двигателя показано на рисунке 20. Средний крутящий момент двигателя подсчитывается по выражению

$$(\Sigma M_{кр}) = \frac{F_2 - F_1}{l_0} \cdot \mu_M, \quad (131)$$

где F_2 - положительная площадь диаграммы, мм²;

F_1 - отрицательная площадь диаграммы, мм²;

l_0 - длина основания диаграммы, мм.

Эффективный крутящий момент (Н·м) и мощность двигателя (кВт) равны соответственно

$$M_e = (\Sigma M_{кр}) \cdot \eta_M \quad (132)$$

Расчетное значение N_e не должно отличаться от заданного более, чем на 8%.

$$N_e = M_e \cdot \omega_e \cdot 10^{-3} \quad (133)$$

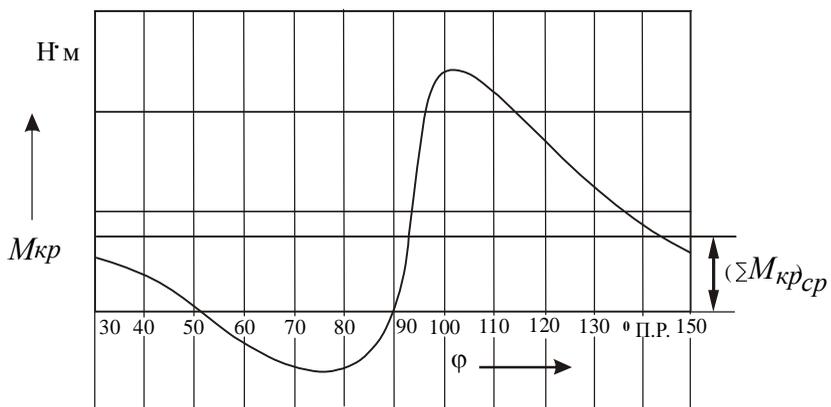


Рисунок 19 - Диаграмма крутящего момента односекционного двигателя

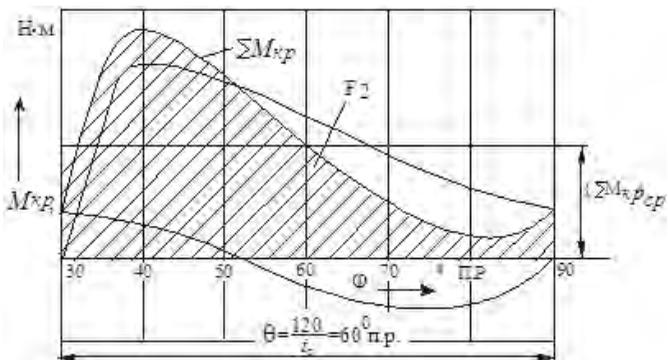


Рисунок 20 - Построение диаграммы суммарного крутящего момента роторного двухсекционного двигателя

5.5.6 Полярная диаграмма сил, действующих на рабочую поверхность эксцентрика

На рабочую поверхность эксцентрика действуют: сила давления газов $P_{Г}$ и сила инерции ротора P_p . Векторно результирующая сила будет равна

$$R_3 = P_{Г} + P_p \quad (134)$$

Полярная диаграмма сил, действующих на рабочую поверхность эксцентрика, вначале строится без учета силы инерция ротора P_p , постоянной по величине и направленной по эксцентрику. Действие этой силы учитывается впоследствии соответствующим сдвигом полюса диаграммы. При этом вначале строится полярная диаграмма результирующей газовой силы

$$P_{д} = \sqrt{K^2 + T^2} \quad (135)$$

Для построения диаграммы сил $P_{д}$ проводятся прямоугольные оси координат T, K (рисунок 21). За положительное направление оси T принимается направление вниз от начала координат, а оси K - вправо.

На осях для различных углов поворота ротора откладываем значения сил K и T , взятые из таблиц или из графика (рис.унок18), и геометрически складываем эти силы. В результате получают точки конца вектора $P_{д}$. Последовательно соединив эти точки плавной кривой, получим полярную диаграмму результирующей газовой силы с полюсом в точке O_1 . Отложив по оси K величину центробежной силы инерции ротора P_p в сторону, противоположную направлению ее действия, что равноценно геометрическому сложению сил $R_3 = P_{Г} + P_p$, получим полярную диаграмму результирующей силы, действующей на рабочую поверхность эксцентрика с полюсом в точке O_1 - центре эксцентрика. Вектор, проведенный из полюса O_1 к любой точке полярной диаграммы, определяет величину и направление результирующей силы, действующей на рабочую поверхность эксцентрика. Его проекция на горизонтальную ось дает сумму сил $K + P_p$, а на вертикальную ось - силу T .

Путем поворота всех векторов полярной диаграммы сил, действующих на рабочую поверхность эксцентрика, на угол 2φ по направлению вращения может быть получена полярная диаграмма нагрузок на подшипник ротора (рисунок 21).

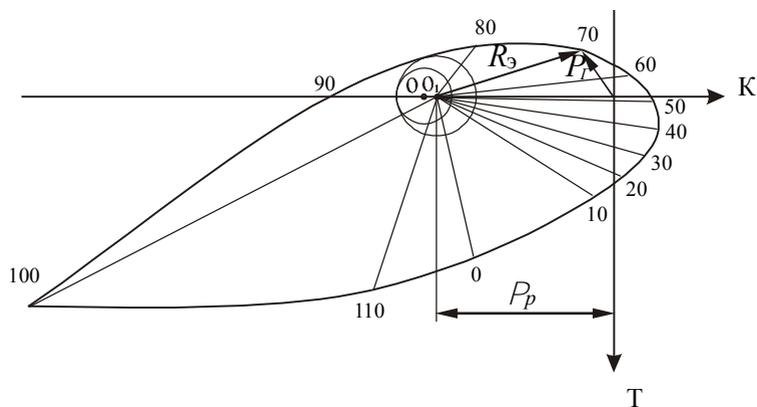


Рисунок 21. Построение полярной диаграммы сил, действующих на рабочую поверхность эксцентрика

5.5.7 Оформление результатов расчета роторного двигателя

Индикаторная диаграмма и диаграммы динамического расчета двигателя вычерчиваются на листе формата А1. Примерный вид листа показан на рисунке 22.

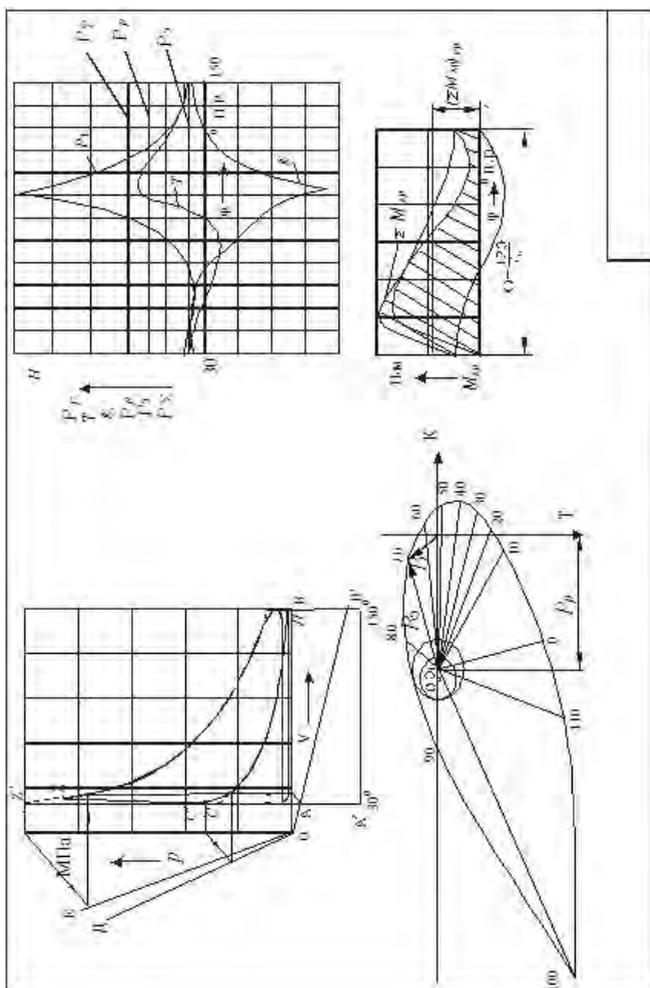


Рисунок 22- Результаты теплового и динамического расчета роторного двигателя

6. ЗАДАЧИ ПО КУРСУ «ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

Задача 1. Определить объем сжатия $V_{сж}$ и степень сжатия ε , если известно, что политропа сжатия характеризуется $n_T=1,33$, рабочий объем двигателя равен $V_H=1,2$ л, температура конца впуска $T_a=400$ К, а температура конца сжатия $T_c=700$ К.

Ответ: $V_c=0,2696$, $\varepsilon=5,45$.

Задача 2. Полный объем цилиндра $V_a=2$ л и параметры находящегося в нем воздуха составляют $P_a=0,2$ Мпа и $t_a=100$ °С. Определите массу воздуха?

Ответ: $0,003768$ кг.

Задача 3. Определите теоретически необходимое количество воздуха при работе двигателя на водороде.

Ответ: 35 кг воздуха для сгорания одного кг водорода.

Задача 4. Двигатель легкового автомобиля развивает мощность $N_e=50$ кВт и при этом расходует 12 кг топлива в час.

Определите эффективный КПД.

Ответ: $\eta_e=0,34$.

Задача 5. Насколько километров пути хватит 10 л бензина для мотоцикла, развивающего мощность 8,4 кВт и имеющего КПД 21 процент. Скорость движения мотоцикла 54 км/час.

Ответ: 130 км.

Задача 6. Для дизельного двигателя необходимо определить степень предварительного расширения, если известны: температура в конце сжатия $T_c=1050$ К, максимальная температура сгорания $T_z=2700$ К, Коэффициент молекулярного изменения $\mu=1,04$, степень повышения давления $k=1,65$.

Ответ: $\rho=1,27$.

Задача 7. В цилиндре двигателя при работе образуются газы, температура которых 727 °С. Температура отработавших газов 300 °С. Двигатель расходует в час 36 кг дизельного топлива. Какую максимальную полезную мощность может развить такой двигатель?

Ответ: $N_e=177,3$ кВт.

Задача 8. Частота вращения коленчатого вала двигателя $n=2200$ мин⁻¹, продолжительность процесса сгорания составляет 48 град. ПКВ.

Определите время продолжительности сгорания топлива.

Ответ: $t=0,0036$ с.

Задача 9. Ход поршня двигателя определяется формулой

$$S = R \cdot \left((1 - \cos \varphi) + k(1 - \cos 2\varphi) / 4 \right).$$

Определите угол φ , при котором значение скорости имеет максимальное значение, если $k=0,27$.

Ответ: $\varphi = 78$ град. ПКВ.

Задача 10. Определить удельный эффективный расход топлива шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 0,72$ МПа, полный объем цилиндра $V_a = 0,79$ л, объем камеры сгорания $V_c = 0,069$ л, частота вращения коленчатого вала $n = 2220$ 1/мин и расход топлива $G_T = 13,68$ кг/час.

Ответ: $g_e = 0,238$ кг/(кВт • ч).

Задача 11. Определить индикаторную мощность и среднее индикаторное давление четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 100$ кВт, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с, степень сжатия $\varepsilon = 15$, объем камеры сжатия $V_c = 0,25$ л и механический к. п. д. $\eta_M = 0,84$.

Ответ: $N_i = 119$ кВт; $p_i = 0,68$ МПа.

Задача 12. Для шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя среднее эффективное давление $p_e = 0,62$ МПа, диаметр цилиндра $D = 0,11$ м, ход поршня $S = 0,14$ м, средняя скорость поршня $C_m = 8,4$ м/с, расход топлива $G_T = 19,9$ кг/ч и механический к. п. д. $\eta_M = 0,82$.

Определить индикаторную мощность и удельный индикаторный расход топлива.

Ответ: $N_i = 90,5$ кВт; $g_i = 220$ г/(кВт • ч).

Задача 13. Эффективная мощность четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя $N_e = 80$ кВт, среднее эффективное давление $p_e = 0,6$ МПа, частота вращения коленчатого вала $n = 1800$ об/мин и средняя скорость поршня $C_m = 9,6$ м/с.

Вычислить диаметр цилиндра и ход поршня

Ответ: $D = 0,135$ м; $S = 0,16$ м.

Задача 14. среднее индикаторное давление восьмицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя $p_i = 0,75$ МПа, диаметр цилиндра $D = 0,1$ м, ход поршня $S = 0,095$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 3000$ 1/мин и механический к п. д. $\eta_M = 0,8$.

Чему равна мощность механических потерь?

Ответ: $N_M = 22,4$ кВт.

Задача 15. Определить индикаторную мощность и мощность механических потерь шестицилиндрового двухтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 0,636$ МПа, степень сжатия $\varepsilon = 16$, объ-

ем камеры сгорания $V_c = 0,078$ л, частота вращения коленчатого вала $n = 2100$ мин⁻¹ и механический к. п. д. $\eta_M = 0,84$.

Ответ: $N_i = 186$ кВт; $N_M = 29,8$ кВт.

Задача 16. Определить среднее индикаторное давление и среднее давление механических потерь восьмицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя, если эффективная мощность $N_e = 145$ кВт, диаметр цилиндра $D = 0,1$ м, ход поршня $S = 0,09$ м, средняя скорость поршня $C_m = 12,0$ м/с и механический к. п. д. $\eta_M = 0,8$.

Ответ: $p_i = 0,96$ МПа; $p_M = 0,192$ МПа.

Задача 17. Индикаторная работа газов за цикл восьмицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя $L_i = 649$ Дж, диаметр цилиндра $D = 0,1$ м, ход поршня $S = 0,095$ м, средняя скорость поршня $C_m = 9,5$ м/с, механический к. п. д. $\eta_M = 0,85$ и расход топлива $G_T = 34,92$ кг/час.

Определить эффективную мощность и удельный эффективный расход топлива

Ответ: $N_e = 110,5$ кВт; $g_e = 316$ г/(кВт • ч).

Задача 18. Определить удельные индикаторный и эффективный расходы топлива четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,68$ МПа, степень сжатия $\varepsilon = 15$, полный объем цилиндра $V_d = 3,75$ л, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с, механический к. п. д. $\eta_M = 0,84$ и расход топлива $G_T = 21,42$ кг/час.

Ответ: $g_i = 180$ г/(кВт • ч); $g_e = 214$ г/(кВт•ч).

Задача 19. Для шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя среднее эффективное давление $p_e = 0,54$ МПа, диаметр цилиндра $D = 0,108$ м, ход поршня $S = 0,12$ м, средняя скорость поршня $C_m = 8,4$ м/с и механический к. п. д. $\eta_M = 0,78$.

Найти эффективную мощность и мощность механических потерь.

Ответ: $N_e = 62,4$ кВт; $N_M = 17,6$ кВт.

Задача 20. Определить среднее индикаторное давление и индикаторную мощность шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если диаметр цилиндра $D = 0,15$ м, ход поршня $S = 0,18$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 1500$ мин⁻¹. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,95 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,15$ м при масштабе давлений $m_p = 0,6 \cdot 10^8$ Па/м.

Ответ: $p_e = 0,78$ МПа, $N_i = 186$ кВт.

Задача 21. Диаметр цилиндра шестицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя $D = 0,082$ м, ход поршня $S = 0,11$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 2800$ мин⁻¹, расход топлива $G_T = 16,2$ кг/час. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной

площадью $F = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, длиной $l = 0,2 \text{ м}$ при масштабе давлений $m_p = 1 \cdot 10^8 \text{ Па/м}$.

Чему равен удельный индикаторный расход топлива?

Ответ: $g_i = 249 \text{ г/(кВт} \cdot \text{час)}$

Задача 22. Определить индикаторную мощность и мощность механических потерь четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если степень сжатия $\varepsilon = 17$, полный объем цилиндра $V_a = 1,19 \text{ л}$, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157 \text{ рад/с}$ и механический к. п. д. $\eta_M = 0,81$. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, длиной $l = 0,2 \text{ м}$ при масштабе давлений $m_p = 0,8 \cdot 10^8 \text{ Па/м}$.

Ответ: $N_i = 40,3 \text{ кВт}$; $N_M = 7,7 \text{ кВт}$.

Задача 23. Для двухцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя эффективная мощность $N_e = 18 \text{ кВт}$, диаметр цилиндра $D = 0,105 \text{ м}$, ход поршня $S = 0,12 \text{ м}$, частота вращения коленчатого вала $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и механический к. п. д. $\eta_M = 0,78$.

Определить среднее эффективное давление и среднее давление механических потерь

Ответ: $p_e = 0,577 \text{ МПа}$; $p_m = 0,163 \text{ МПа}$.

Задача 24. Определить эффективную мощность и механический к. п. д. шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 0,72 \text{ МПа}$, полный объем цилиндра $V_a = 0,79 \text{ л}$, объем камеры сгорания $V_c = 0,069 \text{ л}$, частота вращения коленчатого вала $n = 2220 \text{ мин}^{-1}$ и мощность механических потерь $N_M = 14,4 \text{ кВт}$.

Ответ: $N_e = 57,6 \text{ кВт}$; $\eta_M = 0,8$.

Задача 25. Найти среднюю скорость поршня и степень сжатия четырехцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 51,5 \text{ кВт}$, среднее эффективное давление $p_e = 0,645 \text{ МПа}$, ход поршня $S = 0,092 \text{ м}$, частота вращения коленчатого вала $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ и объем камеры сгорания $V_c = 0,1 \text{ л}$.

Ответ: $C_m = 12,3 \text{ м/с}$; $\varepsilon = 7,0$.

Задача 26. Чему равны угловая скорость вращения коленчатого вала и степень сжатия шестицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя, если эффективная мощность $N_e = 66 \text{ кВт}$, среднее эффективное давление $p_e = 0,65 \text{ МПа}$, частота вращения коленчатого вала $n = 3600 \text{ мин}^{-1}$ и полный объем цилиндра $V_a = 0,663 \text{ л}$.

Ответ: $\omega = 377 \text{ рад/с}$; $\varepsilon = 6,7$.

Задача 27. Определить индикаторную мощность и механический к. п. д. восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,75 \text{ МПа}$, диаметр цилиндра $D = 0,1 \text{ м}$,

ход поршня $S=0,095$ м, средняя скорость поршня $C_m = 9,5$ м/с и мощность механических потерь $N_m = 23,5$ кВт.

Ответ: $N_f = 111,8$ кВт; $\eta_M = 0,79$.

Задача 28. Эффективная мощность шестицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя $N_e = 52$ кВт, среднее эффективное давление $p_e = 0,64$ МПа, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 314$ рад/с и расход топлива $G_T = 13,68$ кг/час.

Определить литраж и удельный эффективный расход топлива если

Ответ: $V_l = 3,25$ л; $g_e = 263$ г/(кВт • ч).

Задача 29. Найти расход топлива четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,68$ МПа, частота вращения коленчатого вала $n = 25$ об/с, степень сжатия $\varepsilon = 15$, объем камеры сгорания $V_c = 0,25$ л, механический к. п. д. $\eta_M = 0,84$ и удельный эффективный расход топлива $g_e = 180$ г/(кВт • ч).

Ответ: $G_T = 18$ кг/час.

Задача 30. Для шестицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя среднее индикаторное давление $p_f = 0,8$ МПа, диаметр цилиндра $D = 0,082$ м, ход поршня $S = 0,11$ м, средняя скорость поршня $C_m = 9,9$ м/с, механический к. п. д. $\eta_M = 0,85$ и удельный эффективный расход топлива $g_e = 276$ г/(кВт • ч).

Определить расход топлива.

Ответ: $G_T = 14,69$ кг/час.

Задача 31. Определить литровую мощность и удельный индикаторный расход топлива восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,8$ МПа, диаметр цилиндра $D = 0,12$ м, ход поршня $S = 0,1$ м, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 377$ рад/с, механический к. п. д. $\eta_M = 0,8$ и расход топлива $G_T = 57,6$ кг/час.

Ответ: $N_l = 19,2$ кВт/л; $g_i = 265$ г/(кВт • ч).

Задача 32. Среднее эффективное давление шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя $p_e = 0,7$ МПа, частота вращения коленчатого вала $n = 2100$ мин⁻¹, степень сжатия $\varepsilon = 14,5$ и объем камеры сгорания $V_c = 0,22$ л.

Чему равна литровая мощность?

Ответ: $N_l = 12,25$ кВт/м³.

Задача 33. Определить эффективный к. п. д. шестицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 0,62$ МПа, низшая теплота сгорания топлива $H_u = 44\,000$ кДж/кг, диаметр цилиндра $D = 0,092$ м, ход поршня $S = 0,082$ м, средняя скорость поршня $C_m = 8,2$ м/с и расход топлива $G_T = 15,84$ кг/час.

Ответ: $\eta_e = 0,26$.

Задача 34. Для четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя среднее индикаторное давление $p_i = 0,68$ МПа, низшая теплота сгорания топлива $H_u = 41800$ кДж/кг, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с, степень сжатия $\varepsilon = 15$, объем камеры сгорания $V_c = 0,25$ л, расход топлива $G_T = 21,6$ кг/час и эффективный к. п. д. $\eta_e = 0,4$.

Определить индикаторный и механический к. п. д.

Ответ: $\eta_i = 0,476$; $\eta_m = 0,84$.

Задача 35. Чему равен индикаторный к. п. д. шестицилиндрового двухтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 0,636$ МПа, низшая теплота сгорания топлива $H_u = 42\,000$ кДж/кг, степень сжатия $\varepsilon = 16$, объем камеры сгорания $V_c = 0,078$ л, частота вращения коленчатого вала $n = 2100$ мин⁻¹, расход топлива $G_T = 37,8$ кг/час и мощность механических потерь $N_m = 29,8$ кВт.

Ответ: $\eta_i = 0,43$.

Задача 36. Определить индикаторный и эффективный к. п. д. четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если степень сжатия $\varepsilon = 17$, полный объем цилиндра $V_a = 1,19$ л, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с, низшая теплота сгорания топлива $H_u = 42\,600$ кДж/кг, расход топлива $G_T = 7,92$ кг/час и механический к. п. д. $\eta_m = 0,81$. Индексированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,9 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,19$ м, при масштабе давлений $m_p = 0,72 \cdot 10^8$ Па/м.

Ответ: $\eta_i = 0,43$; $\eta_e = 0,35$.

Задача 37. Вычислить в кВт и процентах теплоту, превращенную в полезную работу в шестицилиндровом четырехтактном карбюраторном двигателе, если литровая мощность $N_l = 14$ кВт/л, рабочий объем цилиндра $V_r = 1,13$ л, низшая теплота сгорания топлива $H_u = 39300$ кДж/кг, удельный индикаторный расход топлива $g_i = 264$ г/(кВт · ч) и механический к. п. д. $\eta_m = 0,81$.

Ответ: $N_e = 94,9$ кВт; $q_e = 28,1$ %.

Задача 38. Определить в процентах теплоту, превращенную в полезную работу в восьмицилиндровом четырехтактном дизельном двигателе, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,75$ МПа, степень сжатия $\varepsilon = 16,5$, полный объем цилиндра $V_a = 1,98$ л, частота вращения коленчатого вала $n = 2100$ мин⁻¹, механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$, низшая теплота сгорания топлива $H_u = 42800$ кДж/кг и удельный эффективный расход топлива $g_e = 255$ г/(кВт · ч).

Ответ: $q_e = 33$ %.

Задача 39. Четырехцилиндровый четырехтактный бензиновый двигатель эффективной мощностью $N_e = 58$ кВт работает на топливе с низшей

теплотой сгорания $H_u = 44000$ кДж/кг при эффективном к. п. д. $\eta_e = 0,29$.
Определить потери теплоты в кВт и процентах с охлаждающей водой, если
расход охлаждающей воды через двигатель составляет $G_{вод} = 0,96$ кг/с,
разность температур выходящей из двигателя и входящей воды $\Delta t = 12$ °, а
теплоемкость воды $C_в = 4,19$ кДж/кг·К.

Ответ: $Q_{охл} = 48,27$ кВт; $q_{охл} = 24,1\%$.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.Н. Луканин, двигатели внутреннего сгорания. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов/ В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. - М. ,2005.-479 с.
2. А.И. Яманин, Динамика поршневых двигателей/ А.И. Яманин, А.В. Жаров. -М.2003,-464с.
3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей.-М.:Высшая школа, 2008
4. Кухаренок Г.М. Тепловой и динамический расчет роторных двигателей.- Мн.: БПИ, 1977.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЕЙ УП «ММЗ»

Модель	Число и расположение цилиндров	Тип системы газоборона	Номинальная мощность, кВт (л.с.)	Номинальная частота вращения, об/мин	Максимальный крутящий момент, Н·м(кгс·м)	Частота вращения при максимальном крутящем моменте, об/мин	Удельный расход топлива, г/кВт·ч (г/л.с. ч)	Масса, кг
ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫЕ ДИЗЕЛИ БЕЗ НАДУВА								
Д-241/241Л	4L	NA	53(72)	2100	240(24.5)	1600	226(166)	430/490
Д-242/242Л	4L	NA	46(62)	1800	241(24.6)	1400	226(166)	430/490
Д-243/243Л	4L	NA	60(81)	2200	258(26.3)	1600	226(166)	430/490
Д-243.1	4L	NA	61(83)	2200	305(31)	1600	226(166)	430
Д-244/244Л	4L	NA	42(57)	1700	235.4(24)	1400	226(166)	430
Д-248	4L	NA	44(60)	2000	242(24.7)	1600	220(162)	430
Д-248.1	4L	NA	37(50)	1800	224(23)	1400	220(162)	430
Д-242С	4L	NA	47.5(64.4)	1800	252(25.7)	1400	230(169)	430
Д-243С	4L	NA	60(81.6)	2200	260.5(26.6)	1400	235(173)	430
Д-244С	4L	NA	43.5(59)	1700	244(25)	1400	230(169)	430
Д-248С	4L	NA	44(60)	2000	242(24.7)	1600	220(162)	430
ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫЕ ДИЗЕЛИ С НАДУВОМ								
Д-245/245Л	4L	T	77(105)	2200	384(39.2)	1400	220(162)	450/485
Д-245.5	4L	T	65(88.7)	1800	397(40.5)	1400	217(159.6)	450
Д-245.16/16Л	4L	T	93(126.5)	1800	567(57.9)	1400-1500	220(162)	495/512
Д-245С	4L	T	79(107.4)	2200	392(40)	1400	230(169)	450
Д-245.5С	4L	T	66(89.7)	1800	404(41)	1200	225(165.4)	450
Д-245С2	4L	TW	81(110.2)	2200	440(44.9)	1600	240(176.5)	430
Д-245.2С2	4L	TW	90(122.4)	2200	501(51)	1600	245(180)	450
Д-245.5С2	4L	TW	70(95.2)	1800	464(47.3)	1400	220(162)	430
Д-245.16С2	4L	TW	95(129.2)	1800	630(64.3)	1400	220(162)	495
Д-245.42С2	4L	TW	55(74.8)	1800	365(37.2)	1400	220(162)	430
Д-245.43С2	4L	TW	62(84.3)	1800	411(41.9)	1400	220(162)	430
ШЕСТИЦИЛИНДРОВЫЕ ДИЗЕЛИ С НАДУВОМ								
Д-260.1	6L	T	114(155)	2100	622(63.5)	1400	220(162)	650
Д-260.2	6L	T	96(130)	2100	500(51.0)	1400	226(166)	650
Д-260.4	6L	TW	154(210)	2100	808(82.3)	1500	220(162)	700
Д-260.7	6L	TW	184(250)	2100	961(98.1)	1500	217(160)	750
Д-260.8	6L	T	75(102)	1800	497(50.6)	1500	220(162)	650
Д-260.9	6L	TW	132(180)	2100	690(70.4)	1500	220(162)	650
Д-260.14	6L	TW	103(140)	1800	682(69.6)	1300-1450	220(162)	600
Д-260.16	6L	TW	206(280)	2100	1124(114.7)	1500	220(162)	1150
Д-260.1С	6L	T	116(157.7)	2100	615(62.7)	1400	238(175)	650
Д-260.2С	6L	T	98(133.3)	2100	529(53.9)	1400	235(173)	650
Д-260.4С	6L	TW	156(212)	2100	807(82.3)	1500	220(162)	700
Д-260.7С	6L	TW	186(253)	2100	965(98.4)	1500	220(162)	700
Д-260.9С	6L	TW	132(179.5)	2100	690(70.4)	1500	220(162)	650

Д-260.14С	6L	TW	103(140)	1800	682(69.6)	1400	235(173)	600
Д-260.1С2	6L	TW	116(157.7)	2100	659(67.2)	1500	220(162)	600
Д-260.2С2	6L	TW	100(136)	2100	568(58)	1500	226(166)	600
Д-260.4С2	6L	TW	156(212)	2100	922(94)	1500	220(162)	650
Д-260.7С2	6L	TW	186(253)	2100	1100(112)	1500	217(160)	700
Д-260.9С2	6L	TW	132(179.5)	2100	780(79.6)	1400	220(162)	600
Д-260.14С2	6L	TW	103(140)	1800	710(72.5)	1400	245(180)	600

L –рядное, вертикальное;

NA – без турбонаддува;

T – стурбонаддувом;

TW – с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха;

Диаметр цилиндра и ход поршня – 110x125 mm

Учебное издание

ВЕРШИНА Георгий Александрович
КУХАРЁНОК Георгий Михайлович
ПИЛАТОВ Александр Юрьевич

**ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

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

Подписано в печать 26.12.2013. Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 4,59. Уч.-изд. л. 3,59. Тираж 100. Заказ 854.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.