

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания
к выполнению курсового проекта
по дисциплине «Силовые агрегаты»
для студентов направления
23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических
машин и комплексов»
очной и заочной форм обучения

Севастополь
СевГУ
2024

УДК [621.431.7:629.331]:37.091.313](076)

ББК 39.35в6я73

Р248

Р е ц е н з е н т:

В.И. Пахалюк – канд. техн. наук

Составители: П. К. Сопин, С. В. Огрызков, А. А. Ветрогон, А. А. Харченко

Р248 Расчет и проектирование автомобильного двигателя внутреннего сгорания : методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Силовые агрегаты» для студентов направления 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» очной и заочной форм обучения / Севастопольский государственный университет, Политехнический институт ; сост.: П. К. Сопин, С. В. Огрызков, А. А. Ветрогон, А. А. Харченко. – Севастополь : СевГУ, 2024. – 83 с. – Текст : электронный.

Цель методических указаний – помощь студентам при выполнении курсового проекта по дисциплине "Силовые агрегаты". В методических указаниях рассмотрено решение следующих задач: расчет рабочих процессов поршневых автомобильных двигателей с искровым зажиганием или с воспламенением от сжатия; анализ и оценка влияния различных факторов на индикаторные и эффективные показатели работы двигателя; расчета кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма двигателя. Содержат методики расчетов, справочный материал, примеры выполнения графической части проекта.

Предназначены для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» всех форм обучения.

УДК [621.431.7:629.331]: 37.091.313](076)

ББК 39.35в6я73

Рассмотрены и рекомендованы к изданию на заседании кафедры автомобильного транспорта, протокол № 6 от 12 февраля 2024 г.

© Сопин П.К., Огрызков С.В., Ветрогон А.А.,
Харченко А.А., сост., 2024

© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2024

СОДЕРЖАНИЕ

1.	Характеристика курсового проекта.....	5
1.1.	Цель и задачи курсового проектирования.....	5
1.2.	Состав курсового проекта.....	5
1.3.	Выбор задания на курсовой проект.....	6
2.	Выбор прототипа.....	7
3.	Тепловой расчет двигателя.....	8
3.1.	Определение параметров рабочего тела.....	8
3.2.	Количество продуктов сгорания.....	8
3.3.	Параметры действительного цикла двигателя.....	10
3.3.1.	Параметры процесса выпуска.....	10
3.3.2.	Параметры процесса впуска.....	11
3.3.3.	Параметры процесса сжатия.....	13
3.3.4.	Определение теплоемкости рабочей смеси.....	14
3.3.5.	Параметры процесса сгорания.....	16
3.3.6.	Параметры процесса расширения.....	20
3.3.7.	Параметры процесса выпуска.....	23
3.4.	Индикаторные и эффективные показатели рабочего цикла.....	23
3.4.1.	Среднее индикаторное давление.....	23
3.4.2.	Индикаторный КПД двигателя и расход топлива.....	24
3.4.3.	Среднее эффективное давление.....	24
3.4.4.	Эффективный КПД и расход топлива.....	25
3.5.	Определение основных размеров цилиндра двигателя.....	26
3.6.	Построение индикаторной диаграммы.....	26
3.6.1.	Выбор масштабов и определение координат основных точек.....	27
3.6.2.	Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом.....	27
3.6.3.	Построение политроп сжатия и расширения графическим методом.....	30
3.6.4.	Изменение давления на тактах впуска и выпуска.....	31
3.6.5.	Скругление индикаторной диаграммы.....	31
3.7.	Тепловой баланс двигателя.....	33
3.8.	Построение внешней скоростной характеристики.....	35
4.	Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма.....	41
4.1.	Кинематика кривошипно-шатунного механизма.....	41
4.2.	Динамика кривошипно-шатунного механизма.....	43
4.2.1.	Силы давления газов.....	44
4.2.2.	Определение сил инерции.....	46
4.2.3.	Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.....	50
4.2.4.	Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала.....	53
4.2.5.	Диаграмма износа шатунной шейки.....	55
4.2.6.	Определение наиболее нагруженной шейки коленвала.....	58
	Библиографический список.....	63

Приложение А. Варианты заданий.....	64
Приложение Б. Значения средних мольных удельных теплоемкостей.....	66
Приложение В. Значения тригонометрических функций для расчета кинematики КШМ.....	67
Приложение Г. Значения тригонометрических функций для расчета динамики КШМ.....	69
Приложение Д. Схемы расположения кривошипов, порядок работы цилиндров четырехтактных двигателей.....	71
Приложение Е. Примеры выполнения графической части проекта.....	75
Приложение Ж. Технические характеристики и общие виды автомобильных и тракторных двигателей.....	82

1. ХАРАКТЕРИСТИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1. Цели и задачи курсового проектирования

Цель курсового проектирования – способствовать выработке у студентов навыков и умения самостоятельно применять знания, полученные при изучении дисциплины "Силовые агрегаты", для решения следующих задач: расчета рабочих процессов поршневых автомобильных и тракторных двигателей с искровым зажиганием или с воспламенением от сжатия; анализа и оценки влияния различных факторов на индикаторные и эффективные показатели работы двигателя; расчета кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма двигателя и механизма газораспределения; конструирование основных узлов двигателя.

1.2. Состав курсового проекта

Курсовой проект состоит из следующих разделов:

- а) тепловой расчет двигателя;
- б) расчет внешней скоростной характеристики;
- в) расчет элементов теплового баланса двигателя;
- г) кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма;
- д) расчет системы двигателя;
- е) конструирование основных узлов и механизмов двигателя;

Тепловой расчет двигателя включает в себя расчет параметров рабочего тела, расчет параметров действительного цикла двигателя. На основании расчетных данных строится индикаторная диаграмма двигателя, рассчитываются основные размеры цилиндров двигателя.

Внешняя скоростная характеристика с достаточной степенью точности может быть построена по результатам расчета, проведенного для одного режима работы двигателя – режима максимальной мощности, и использования эмпирических зависимостей.

Расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания заключается в определении пути, скорости и ускорения поршня.

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от действия сил давления газов и сил инерции. По этим силам впоследствии выполняют расчеты на прочность основных деталей двигателя, а также вычисляют неравномерность крутящего момента и степень неравномерности хода двигателя.

Расчет системы или механизма двигателя производится по заданию преподавателя по рекомендованной литературе. Расчет основных элементов механизма газораспределения включает в себя расчет проходных сечений в седле клапана и его горловине, построение профиля кулачка распределительного вала, расчет пружин клапана.

Пояснительная записка к курсовому проекту содержит результаты расчетов по всем разделам проекта с необходимыми пояснениями и список использованной литературы. Рекомендуемый объем записки – 30 - 35 листов формата А4.

Графическая часть проекта состоит из четырех листов формата А1.

Лист 1. Графики индикаторной диаграммы и всех сил действующих в кривошипно-шатунном механизме $P_D = f(\varphi)$, $P_J = f(\varphi)$, $N = f(\varphi)$, $S = f(\varphi)$, $P_\Sigma = f(\varphi)$, $T = f(\varphi)$, $K = f(\varphi)$, а также графики $M_{KPS} = f(\varphi)$, полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку и диаграмма ее износа.

Лист 2. Графики набегающих моментов на коренные шейки коленвала, а также графики к расчету заданной системы двигателя.

Лист 3. Поперечный разрез двигателя.

Лист 4. Продольный разрез двигателя.

Листы 3, 4 выполняются с использованием в качестве прототипа любого двигателя, близкого по конструкции и показателям работы к проектируемому с соблюдением всех правил проекционного черчения.

Пример выполнения графической части проекта приведен в приложении Е.

В нижней части графиков и рисунков в пояснительной записке помещают надпись с указанием номера раздела, порядкового номера в разделе и названия рисунка, например: Рисунок 2.1 – Графики ...

В разделе "Библиографический список" указывают литературные источники, использованные при работе над курсовым проектом. В тексте пояснительной записки должны содержаться ссылки на эти источники, которые указывают в квадратных скобках [], а также порядковый номер источника по списку литературы, в порядке упоминания в тексте пояснительной записки.

Все страницы должны быть пронумерованы, номера ставятся в правом верхнем углу каждого листа.

1.3. Выбор задания на курсовой проект

Вариант задания на курсовой проект выбирается исходя из номера зачетной книжки по таблицам вариантов заданий, приведенных в приложении А. При выборе варианта задания используются две последние цифры номера зачетной книжки. Номер таблицы выбирается по последней цифре шифра, вариант задания в выбранной таблице - по предпоследней цифре шифра. Например, если номер зачетной книжки оканчивается на 34, то из табл. 4 принимается вариант 3. Если номер оканчивается на 43, то из табл. 3 принимается четвертый вариант задания.

В бланке задания указывается номер зачетной книжки и приводятся значения параметров, указанные в задании: N_e , кВт; n_e , мин⁻¹; ε ; α ; λ ; и i .

В качестве прототипа при сравнительном анализе задания необходимо выбрать любой, близкий по параметрам и конструкции отечественный или зарубежный двигатель, описание которого приведено в литературе.

2. ВЫБОР ПРОТОТИПА

После выбора задания на проектирование студент должен подобрать прототип разрабатываемого двигателя. При этом необходимо ориентироваться на коэффициент избытка воздуха, степень сжатия, число и расположение цилиндров.

Для различных двигателей принимаются следующие значения коэффициента избытка воздуха α (табл. 2.1).

Таблица 2.1 – Значения коэффициента избытка воздуха

Тип двигателя	α
Бензиновые двигатели	0,8...0,96
Двигатели с форкамерным зажиганием	0,85...0,98 и выше
Двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива	0,85...1,3
Дизели с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием	1,5...1,70
Дизели с неразделенными камерами сгорания и пленочным смесеобразованием	1,50...1,60
Вихрекамерные дизели	1,30...1,45
Предкамерные дизели	1,40...1,50
Дизели с наддувом	1,30...2,20

Степень сжатия для дизельного двигателя определяется формой камеры сгорания и способом смесеобразования.

Таблица 2.2 – Значения степени сжатия

Тип двигателя	ε
Двигатели с искровым зажиганием	8...13
Дизели с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием	16...23
Вихрекамерные дизели	16...21
Предкамерные дизели	17...22
Дизели с наддувом	20...25

После обоснования типа двигателя, выбора прототипа описать его конструкцию и возможные конструктивные изменения.

Технические характеристики некоторых двигателей приведены в приложении Ж.

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

3.1. Определение параметров рабочего тела

Исходя из элементарного состава топлива можно теоретически определить необходимое количество воздуха для полного сгорания массовой (кмоль) или объемной (кг) единицы (1 кг) топлива:

$$\begin{aligned} L_O &= \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right); \\ l_O &= \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \end{aligned} \quad (3.1)$$

где C , H , и O – количество углерода, водорода и кислорода в единице топлива (1 кг или 1 моль); принимается в соответствии с элементарным составом топлива.

Величина поступившего в цилиндры двигателей с искровым зажиганием свежего заряда (горючей смеси), выраженная в киломолях на 1 кг топлива, зависит от коэффициента избытка воздуха α и количества испарившегося топлива в смеси:

$$M_1 = \alpha L_O + \frac{1}{\mu_T}, \quad (3.2)$$

где μ_T – молекулярная масса паров топлива, для бензина $\mu_T = 110...120$ кг/моль, для дизельного топлива $\mu_T = 180...200$ кг/моль.

Для двигателей с воспламенением от сжатия топливо впрыскивается в цилиндр непосредственно перед процессом сгорания, поэтому концентрация паров топлива в свежем заряде будет крайне незначительна и величиной $1/\mu_T$ обычно пренебрегают. Тогда для дизелей

$$M_1 = \alpha L_O. \quad (3.3)$$

3.2. Количество продуктов сгорания

Количественное содержание отдельных компонентов продуктов сгорания зависит от состава горючей смеси, так как при $\alpha \geq 1$ происходит полное сгорание топлива, а при $\alpha < 1$ – неполное сгорание компонентов топлива, поступивших в цилиндр двигателя со свежим зарядом.

При сгорании смесей $\alpha \geq 1$ углерод и водород топлива полностью окисляются.

Количественное содержание продуктов сгорания (в киломолях на 1 кг топлива) будет иметь следующий состав:

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=4} M_i = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \quad (3.4)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания (кмоль) CO_2 , H_2O , O_2 и N_2 на 1 кг топлива соответственно определяется по формулам:

$$\begin{aligned} M_{CO_2} &= \frac{C}{12}; \\ M_{H_2O} &= \frac{H}{2}; \\ M_{O_2} &= 0,208 \cdot (\alpha - 1) L_0; \\ M_{N_2} &= 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Величины С, Н и О принимаются по заданию для 1 кг топлива, т.е. С; Н; О ($\% \cdot 10^{-2}$).

Средний элементарный состав топлив в массовых долях приведен в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Средний элементарный состав топлива

Топливо	Содержание, %		
	С	Н	О
Бензин	85...86	15...14	–
Дизельное топливо	85...87	14...12	0,5...1

Сумма принятых значений С, Н и О должна быть равна единице

$$(C + H + O) \cdot 10^{-2} = 1. \quad (3.6)$$

При сгорании смесей с $\alpha < 1$ будет иметь место неполное окисление углерода и водорода топлива вследствие меньшего количества кислорода, поступившего со свежим зарядом. В этом случае состав продуктов сгорания будет следующим:

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=5} M_i = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}. \quad (3.7)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания (кмоль) M_{CO_2} , M_{CO} , M_{H_2O} , M_{H_2} , M_{N_2} на 1 кг топлива при $\alpha < 1$ соответственно рассчитывается по формулам

$$\left. \begin{aligned} M_{CO_2} &= \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_O; \\ M_{CO} &= 0,42 \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_O; \\ M_{H_2O} &= \frac{H}{2} - 0,42K \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_O; \\ M_{H_2} &= 0,42K \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_O; \\ M_{N_2} &= 0,79 \alpha L_O. \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

Отношение количества свободного водорода H_2 и окиси углерода CO в выпускных газах характеризуется коэффициентом K .

Величина K зависит от соотношения количества H_2 и CO , содержащихся в продуктах сгорания. Для бензина

$$K = \frac{H_2}{CO} = 0,45 \dots 0,5.$$

Правильность расчета количества отдельных компонентов продуктов сгорания может быть проверена по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \text{при } \alpha \geq 1 \quad M_2 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21) L_O; \\ \text{при } \alpha < 1 \quad M_2 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_O. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Разность $M_2 - \sum M_i$ не должна превышать 3 %.

3.3. Параметры действительного цикла двигателя

3.3.1. Параметры процесса выпуска

При тепловом расчете двигателя задаются давлением и температурой окружающей среды. Если двигатель работает без наддува, можно принимать $p_0 = p_{атм} = 0,1$ МПа; $t_0 = t_{атм} = 20^\circ\text{C}$ или $T_0 = 273 + t_0 = 293$ К.

При работе двигателя с наддувом температурой и давлением окружающей среды принимаются параметры после компрессора: $p_0 = p_K$, $t_0 = t_K$.

В зависимости от степени наддува принимаются следующие значения давления надувочного воздуха:

при низком наддуве	$1,5 p_{атм};$
при среднем наддуве	$(1,5 \dots 2,2) p_{атм};$
при высоком наддуве	$(2,2 \dots 2,5) p_{атм}.$

Температура воздуха за компрессором, К:

$$T_K = T_{атм} \left(\frac{p_K}{p_{атм}} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}, \quad (3.10)$$

где n_K – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре (нагнетателя).

По опытным данным в зависимости от нагнетателя и степени охлаждения величину n_K принимают:

для поршневых нагнетателей	1,4...1,6;
для объемных нагнетателей	1,55...1,754;
для осевых и центробежных нагнетателей	1,4...2,0.

В процессе работы двигателя в его камере сгорания всегда остается некоторое количество продуктов сгорания M_r от предыдущего цикла. Температура T_r и давление p_r этих остаточных газов зависит от многих факторов, таких как сопротивление системы выпуска, быстроходности двигателя, степени сжатия, фаз газораспределения и т.п. Аналитическое определение T_r и p_r весьма сложно. Поэтому, при предварительных расчетах для двигателей без наддува и двигателей с наддувом и выпуском в атмосферу давление остаточных газов, МПа:

$$p_r = (1,05...1,25) p_0,$$

причем большие значения p_r применяют для высокооборотных двигателей с большими степенями сжатия.

Для двигателей с наддувом и газовой турбиной на выпуске давление остаточных газов, МПа:

$$p_r = (0,075...0,98) p_0.$$

Температура остаточных газов T_r зависит также от типа смесеобразования, коэффициента избытка воздуха, коэффициента наполнения двигателя и др.

Расчетное значение величины T_r рекомендуется принимать в пределах:

для бензиновых двигателей	$T_r = 900...1100$ К;
для дизелей	$T_r = 600...900$ К.

При увеличении степени сжатия T_r снижается, а при увеличении частоты – увеличивается.

3.3.2. Параметры процесса впуска

В процессе наполнения, в результате контакта свежего заряда с нагретыми стенками каналов системы впуска и цилиндра двигателя, температура горючей смеси несколько повышается. На подогрев заряда ΔT влияет тип смесеобразования, теплонапряжённость двигателя, а также

конструкция и расположение впускного трубопровода. Обычно величиной ΔT задаются.

Величина ΔT для двигателей различных типов лежит в пределах:

- для бензиновых двигателей $\Delta T = 0...20 \text{ K}$;
- для дизелей без наддува $\Delta T = 10...40 \text{ K}$;
- для дизелей с наддувом $\Delta T = -5...+10 \text{ K}$.

При увеличении частоты вращения и степени сжатия величина ΔT будет увеличиваться. Меньшие значения ΔT для бензиновых двигателей объясняются затратами теплоты на испарение топлива в процессе поступления его в цилиндр двигателя.

В зависимости от параметров окружающей среды и подогрева меняется плотность заряда на впуске, кг/м^3 ,

$$\rho_0 = \frac{p_0}{BT_0} 10^6, \quad (3.11)$$

где $B = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

Плотность заряда и сопротивление впускной системы влияет на потери давления на впуске, МПа,

$$\Delta p = \left(\beta^2 + \xi \right) \frac{\omega_{вп}^2}{2} \rho_0, \quad (3.12)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в цилиндре; ξ – коэффициент сопротивления системы впуска; $\omega_{вп}$ – средняя скорость заряда на впуске, м/с.

Значениями $\left(\beta^2 + \xi \right)$ и $\omega_{вп}$ при расчете задаются. Для автотранспортных двигателей рекомендуются следующие интервалы значений:

$$\left(\beta^2 + \xi \right) = 2,5...4; \quad \omega_{вп} = 50...130 \text{ м/с}.$$

Меньшие значения указанных параметров принимаются для малооборотных двигателей, большие – для быстроходных. Расчетные значения величины Δp находятся в пределах:

- для бензиновых двигателей без наддува $\Delta p = (0,05...0,20) p_0 \text{ МПа}$;
- для дизелей без наддува $\Delta p = (0,03...0,18) p_0 \text{ МПа}$;
- для двигателей с наддувом $\Delta p = (0,03...0,10) p_0 \text{ МПа}$.

Таким образом, давление в конце впуска, МПа,

$$p_a = p_0 - \Delta p. \quad (3.13)$$

Коэффициент остаточных газов γ_r характеризует степень очистки цилиндра от продуктов сгорания. Величина γ_r зависит от степени сжатия, давления и температуры рабочего тела на впуске и выпуске и может быть определена по выражению

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (3.14)$$

Вероятные значения γ_r находятся в пределах:

для бензиновых двигателей $\gamma_r = 0,04...0,10$;

для дизелей $\gamma_r = 0,02...0,05$.

При наличии наддува величина γ_r снижается.

Температура заряда в конце впуска в значительной мере определяется температурой остаточных газов, К,

$$T_a = \frac{T_r + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (3.15)$$

Расчетные значения величины T_a должны находиться в пределах:

для бензиновых двигателей без наддува $T_a = 320...370$ К;

для дизелей без наддува $T_a = 310...350$ К;

для двигателей с наддувом $T_a = 320...340$ К;

Величина, характеризующая качество процесса впуска, – коэффициент наполнения двигателя η_v , определяющий степень заполнения объема цилиндра двигателя свежим зарядом в процессе впуска. Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{T_a}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} (\varepsilon \cdot p_a - p_r) \frac{1}{p_0}. \quad (3.16)$$

Расчетные значения величины η_v для современных двигателей находятся в пределах:

для бензиновых двигателей $\eta_v = 0,70...0,90$;

для двигателей с электронным впрыском $\eta_v = 0,80...0,96$;

для дизелей без наддува $\eta_v = 0,80...0,94$;

для дизелей с наддувом $\eta_v = 0,80...0,97$.

3.3.3. Параметры процесса сжатия

Процесс сжатия характеризуется показателем политропы сжатия, температурой, давлением и теплоемкостью рабочего тела в процессе сжатия. Величина показателя политропы сжатия n_1 определяется на основании опытных

данных в зависимости от степени сжатия двигателя и температуры в конце впуска T_a :

- для бензиновых двигателей $n_1 = (K_1 - 0,00) \dots (K_1 - 0,04)$;
- для дизелей $n_1 = (K_1 - 0,02) \dots (K_1 + 0,02)$;

где K_1 – показатель адиабаты сжатия.

Значение среднего показателя адиабаты сжатия определяется по номограмме, представленной на рисунке 3.1.

Давление в конце процесса сжатия определяется по формуле, МПа.

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}. \quad (3.17)$$

Температура рабочего тела в конце процесса сжатия рассчитывается по формуле, К:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (3.18)$$

Расчетные значения величин p_c и T_c для современных двигателей внутреннего сгорания находятся в пределах:

- для двигателей с искровым зажиганием $p_c = 0,9 \dots 2,0$ МПа; $T_c = 600 \dots 800$ К,
- для двигателей с электронным впрыском $p_c = 1,0 \dots 2,5$ МПа; $T_c = 600 \dots 800$ К,
- для дизелей $p_c = 3,5 \dots 5,5$ МПа; $T_c = 700 \dots 900$ К.

Для двигателей с наддувом данные значения повышаются, в зависимости от степени наддува.

3.3.4. Определение теплоемкости рабочей смеси

Средняя мольная теплоемкость рабочей смеси зависит от теплоемкости свежего заряда, а также от теплоемкости и количества отдельных составляющих остаточных газов, кДж/(кмоль · К):

$$(mC'_V)_{t_0}^t = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left((mC_V)_{t_0}^t + \gamma_r (mC''_V)_{t_0}^t \right). \quad (3.19)$$

Средняя мольная теплоемкость свежего заряда в конце процесса сжатия принимается равной теплоемкости воздуха независимо от типа смесеобразования и определяется по эмпирической формуле, кДж/(кмоль · К):

$$(mC_V)_{t_0}^t = 20,6 + 0,002638 t_C, \quad (3.20)$$

где t_c – температура в конце процесса сжатия, °С; $t_C = T_C - 273$.

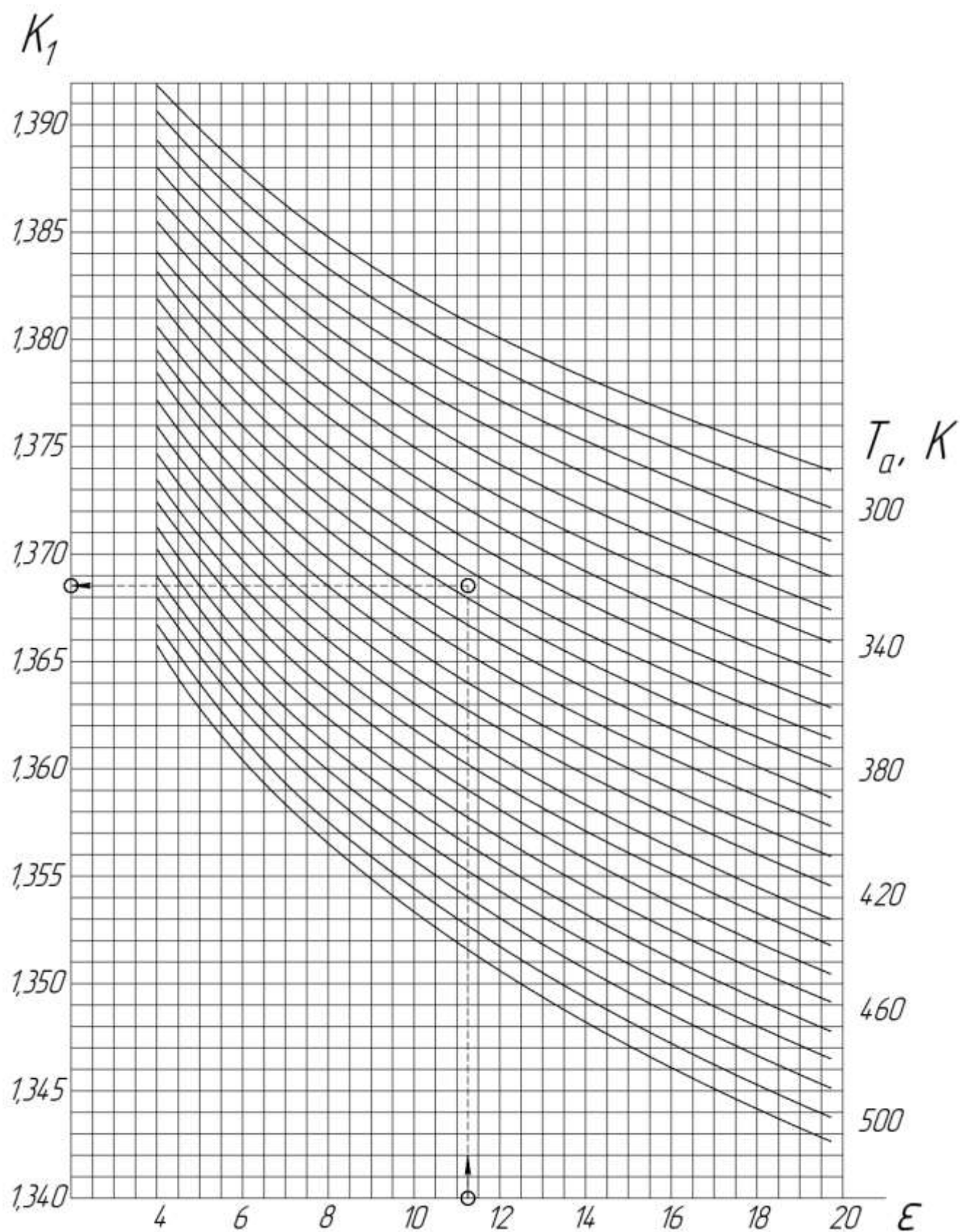


Рисунок 3.1 – Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия K_1

Средняя молярная теплоемкость остаточных газов, кДж/(кмоль·К),

$$\begin{aligned} (mC_V'')_{t_0}^{t_C} = \frac{1}{M_2} & \left(M_{CO_2} \left(mC_{V_{CO_2}}'' \right)_{t_0}^{t_C} + M_{CO} \left(mC_{V_{CO}}'' \right)_{t_0}^{t_C} + M_{H_2O} \left(mC_{V_{H_2O}}'' \right)_{t_0}^{t_C} + \right. \\ & \left. + M_{H_2} \left(mC_{V_{H_2}}'' \right)_{t_0}^{t_C} + M_{O_2} \left(mC_{V_{O_2}}'' \right)_{t_0}^{t_C} + M_{N_2} \left(mC_{V_{N_2}}'' \right)_{t_0}^{t_C} \right), \end{aligned} \quad (3.21)$$

где $mC_{V_{CO_2}}''$, $mC_{V_{CO}}''$, $mC_{V_{H_2O}}''$, $mC_{V_{H_2}}''$, $mC_{V_{O_2}}''$, $mC_{V_{N_2}}''$ – средние молярные теплоемкости отдельных компонентов продуктов сгорания в интервале температур $t_c \dots t_0$, кДж/(кмоль·К).

Значения величины mC_V'' процесса сжатия определяются по эмпирическим формулам, приведенным в таблице 3.2, для интервала температур $t_c \dots t_0 = 0 \dots 1500$ °С или по таблице Б.1, данные которой получены экспериментальным путем [1]. Расхождение между расчетными и экспериментальными данными не превышает 10 %.

Полученные средние значения теплоемкости рабочей смеси должны лежать в пределах $\left(mC_V'' \right)_{t_0}^{t_C} = 20 \dots 25$ кДж/(кмоль·К).

Таблица 3.2 – Формулы для расчета теплоемкости газов

Газ	Формула	$m C_V''$, кДж/(кмоль·К)	
		0 ...1500 °С	1501...2800 °С
Воздух	–	$20,6 + 0,002638 t_c$	$22,387 + 0,001499 t_z$
Углекислый газ	CO ₂	$27,941 + 0,019 t_c - 5,487 \cdot 10^{-6} t_c^2$	$39,523 + 0,003349 t_z$
Оксид углерода	CO	$20,597 + 0,00267 t_c$	$22,49 + 0,00143 t_z$
Водяной пар	H ₂ O	$24,953 + 0,005359 t_c$	$26,67 + 0,004438 t_z$
Водород	H ₂	$20,68 + 0,000206 t_c - 0,588 \cdot 10^{-6} t_c^2$	$19,678 + 0,001758 t_z$
Кислород	O ₂	$20,93 + 0,004641 t_c - 0,84 \cdot 10^{-6} t_c^2$	$23,723 + 0,00155 t_z$
Азот	N ₂	$20,398 + 0,0025 t_c$	$21,951 + 0,001457 t_z$

3.3.5. Параметры процесса сгорания

Процесс сгорания характеризуется термодинамическими изменениями параметров рабочего тела, в результате которых температура и давление в цилиндре двигателя резко возрастают и становится возможным выполнение поршнем двигателя механической работы.

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (3.22)$$

При сгорании топлива действительный коэффициент изменения рабочей смеси должен учитывать наличие в рабочей смеси некоторого количества остаточных газов от предыдущего цикла:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (3.23)$$

При сгорании не обогащенных смесей ($\alpha \leq 1$) некоторое количество теплоты не выделяется при сгорании вследствие образования и выброса из цилиндра некоторого количества СО и Н₂. Потеря теплоты в результате химической неполноты сгорания топлива (ΔH_U) может быть определена по формуле, кДж/кг:

$$\Delta H_U = 119950 (1 - \alpha) L_0; \quad (3.24)$$

при $\alpha \geq 1$; $\Delta H_U = 0$.

В результате сгорания рабочей смеси в цилиндре двигателя выделяется некоторое количество теплоты, кДж/кмоль рабочей смеси:

$$H_{P.CM} = \frac{1000 \cdot H_U - \Delta H_U}{M_1 (1 + \gamma_r)}. \quad (3.25)$$

При известном элементарном составе жидкого топлива низшая теплотворная способность топлива определяется по формуле Д.И. Менделеева, МДж/кг:

$$H_U = 33,91C + 125,6H - 10,89(0 - S) - 2,51(9H - W), \quad (3.26)$$

где $W = M_{H_2O}$ – количество водяных паров в продуктах сгорания массовой единицы топлива; S – количество серы в массовой единице топлива.

Для определения температуры рабочего тела в конце процесса сгорания определяем среднюю мольную теплоемкость продуктов сгорания кДж/(кмоль·К):

$$\begin{aligned} (m_{CV}'')_{t_0}^{t_Z} = \frac{1}{M_2} & \left(M_{CO_2} \left(m_{V_{CO_2}}'' \right)_{t_C}^{t_Z} + M_{CO} \left(m_{V_{CO}}'' \right)_{t_C}^{t_Z} + M_{H_2O} \left(m_{V_{H_2O}}'' \right)_{t_C}^{t_Z} + \right. \\ & \left. + M_{H_2} \left(m_{V_{H_2}}'' \right)_{t_C}^{t_Z} + M_{O_2} \left(m_{V_{O_2}}'' \right)_{t_C}^{t_Z} + M_{N_2} \left(m_{V_{N_2}}'' \right)_{t_C}^{t_Z} \right), \end{aligned} \quad (3.27)$$

где $m_{V_{CO_2}}''$; $m_{V_{CO}}''$; $m_{V_{H_2O}}''$; $m_{V_{H_2}}''$; $m_{V_{O_2}}''$; $m_{V_{N_2}}''$ – средние молярные теплоемкости компонентов продуктов сгорания, определяемые по эмпирическим формулам, приведенным в таблице 3.2 для интервала температур $t_Z = 1501...2800$ °С. Экспериментальные данные приведены в таблице Б1.

Подставляя в эти формулы вместо t_Z величину $t_Z = T_Z - 273$ и группируя известные члены, получаем уравнение

$$\left(m_{V}'' \right)_{t_C}^{t_Z} = A' + B'(T_Z - 273). \quad (3.28)$$

Для дизелей:

$$\left(m_{V}'' \right)_{t_C}^{t_Z} = A' + B'(T_Z - 273) + 8,315. \quad (3.29)$$

Температура в конце видимого процесса сгорания для двигателя с искровым зажиганием может быть определена из выражения:

$$\xi_Z \eta_{P.CM} + \left(m_{V}' \right)_{t_0}^{t_C} (T_C - 273) = \mu \left(m_{V}'' \right)_{t_C}^{t_Z} (T_Z - 273). \quad (3.30)$$

Значения коэффициента использования теплоты ξ_Z принимаются исходя из конструкции двигателя, режима его работы, формы камеры сгорания, способа смесеобразования и др.:

- для двигателей с искровым зажиганием $\xi_Z = 0,80 \dots 0,95$;
- для двигателей с электронным впрыском $\xi_Z = 0,90 \dots 0,96$;
- для быстроходных дизелей с нераздельными камерами сгорания $\xi_Z = 0,70 \dots 0,88$;
- для дизелей с раздельными камерами сгорания $\xi_Z = 0,65 \dots 0,80$.

Для двигателей с внутренним смесеобразованием (дизелей) уравнение сгорания имеет вид

$$\begin{aligned} \xi_Z H_{P.CM} + \left(\left(mC_V' \right)_{t_0}^{t_c} + 8,315 \right) (T_C - 273) + 2270 (\lambda - \mu) = \\ = \mu \left(mC_V'' \right)_{t_C}^{t_Z} (T_Z - 273), \end{aligned} \quad (3.31)$$

где $\lambda = \frac{P_Z}{P_C}$ – степень повышения давления.

Величина λ зависит от формы камеры сгорания и периода задержки воспламенения топлива.

Для дизелей с нераздельными камерами сгорания и объемным смесеобразованием $\lambda = 1,6 \dots 2,5$.

Для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также при пленочном смесеобразовании $\lambda = 1,2 \dots 1,8$.

После подстановки в уравнение сгорания соответствующих числовых значений $\eta_{m,M}; \left(mC_V'' \right)_{t_0}^t$ и $\left(mC_V'' \right)_{t_0}^{t_Z}$ и выполнения необходимых преобразований, уравнение сгорания примет вид

$$A T_Z^2 + B T_Z - C = 0. \quad (3.32)$$

Тогда

$$T_Z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (3.33)$$

Имея значение величины T_Z можно определить давление в конце видимого сгорания. Для двигателей с искровым зажиганием, МПа:

$$P_Z = P_C \cdot \mu \cdot \frac{T_Z}{T_C}; \quad (3.34)$$

для дизеля

$$p_Z = \lambda p_C. \quad (3.35)$$

Степень предварительного расширения для дизеля определяется на выражения:

$$\rho = \mu \frac{P_C}{P_Z} \frac{T_Z}{T_C} = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_Z}{T_C}. \quad (3.36)$$

Расчетные значения величин $T_Z; P_Z; \lambda$ и ρ для современных автотракторных двигателей находятся в пределах:

- для бензиновых двигателей

$$T_Z = 2400 \dots 3100 \text{ К}; \quad p_Z = 3,5 \dots 7,5 \text{ МПа}; \quad \lambda = 3,2 \dots 4,2;$$

- для дизелей $T_Z = 1800 \dots 2300 \text{ К}; \quad p_Z = 5 \dots 12 \text{ МПа}; \quad \rho = 1,2 \dots 1,7$.

Действительные максимальные давления $p_{Z\partial}$ в цилиндре двигателя с искровым зажиганием обычно ниже расчетных значений p_Z , что объясняется увеличением объема надпоршневого пространства к моменту реализации максимума давления. В современных двигателях с искровым зажиганием максимальное давление $p_{Z\max}$ реализуется при $5 \dots 15^\circ$ угла поворота коленвала после ВМТ. При этом

$$p_{Z\partial} = 0,85 p_Z. \quad (3.37)$$

Для дизельных двигателей принимается $p_{Z\partial} = p_Z$.

3.3.6 Параметры процесса расширения

Значение температуры (К) и давления (МПа) в конце процесса расширения определяется исходя из политропного характера процесса расширения.

Для двигателя с искровым зажиганием:

$$p_b = \frac{p_Z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_Z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}; \quad (3.38)$$

для дизеля

$$p_b = \frac{p_Z}{\delta^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_Z}{\delta^{n_2 - 1}}; \quad (3.39)$$

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

Значение среднего показателя политропы расширения n_2 обычно принимается равным значению показателя адиабаты расширения K_2 $n_2 \approx K_2$. Величина K_2 зависит от степени сжатия ε или степени предварительного расширения δ , коэффициента избытка воздуха α и температуры в конце процесса сгорания T_Z .

Значение величины K_2 в зависимости от указанных параметров определяется по номограммам, показанным на рисунках 3.2 и 3.3.

Расчетные значения величин p_b и T_b для современных автотракторных двигателей находятся в пределах:

- для двигателей с искровым зажиганием $p_b = 0,35 \dots 0,60 \text{ МПа};$
 $T_b = 1200 \dots 1700 \text{ К};$

- для дизелей $p_b = 0,2 \dots 0,5 \text{ МПа}; \quad T_b = 1000 \dots 1200 \text{ К}.$

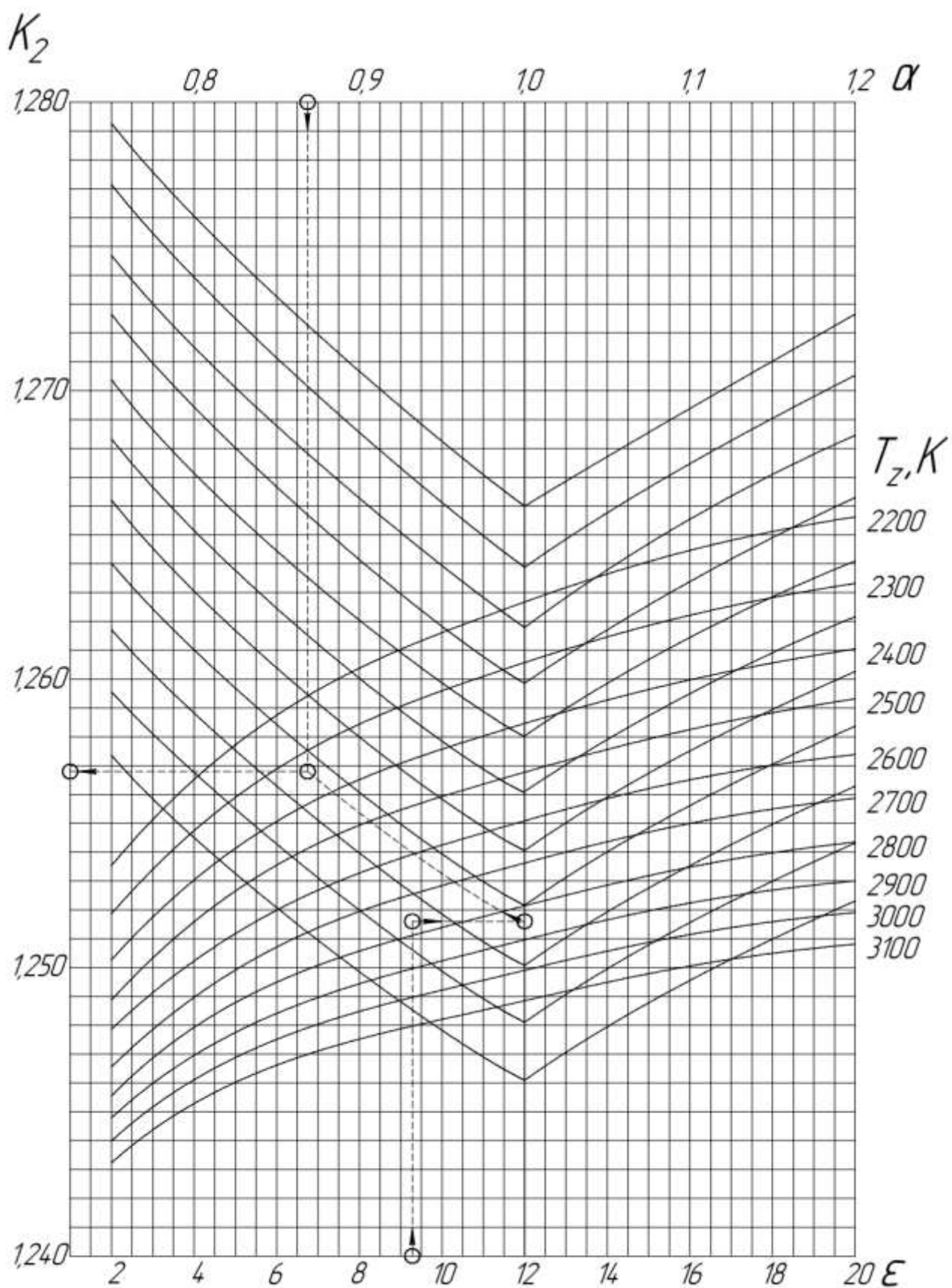


Рисунок 3.2 – Номограмма для определения показателя адиабаты расширения K_2 для бензинового двигателя

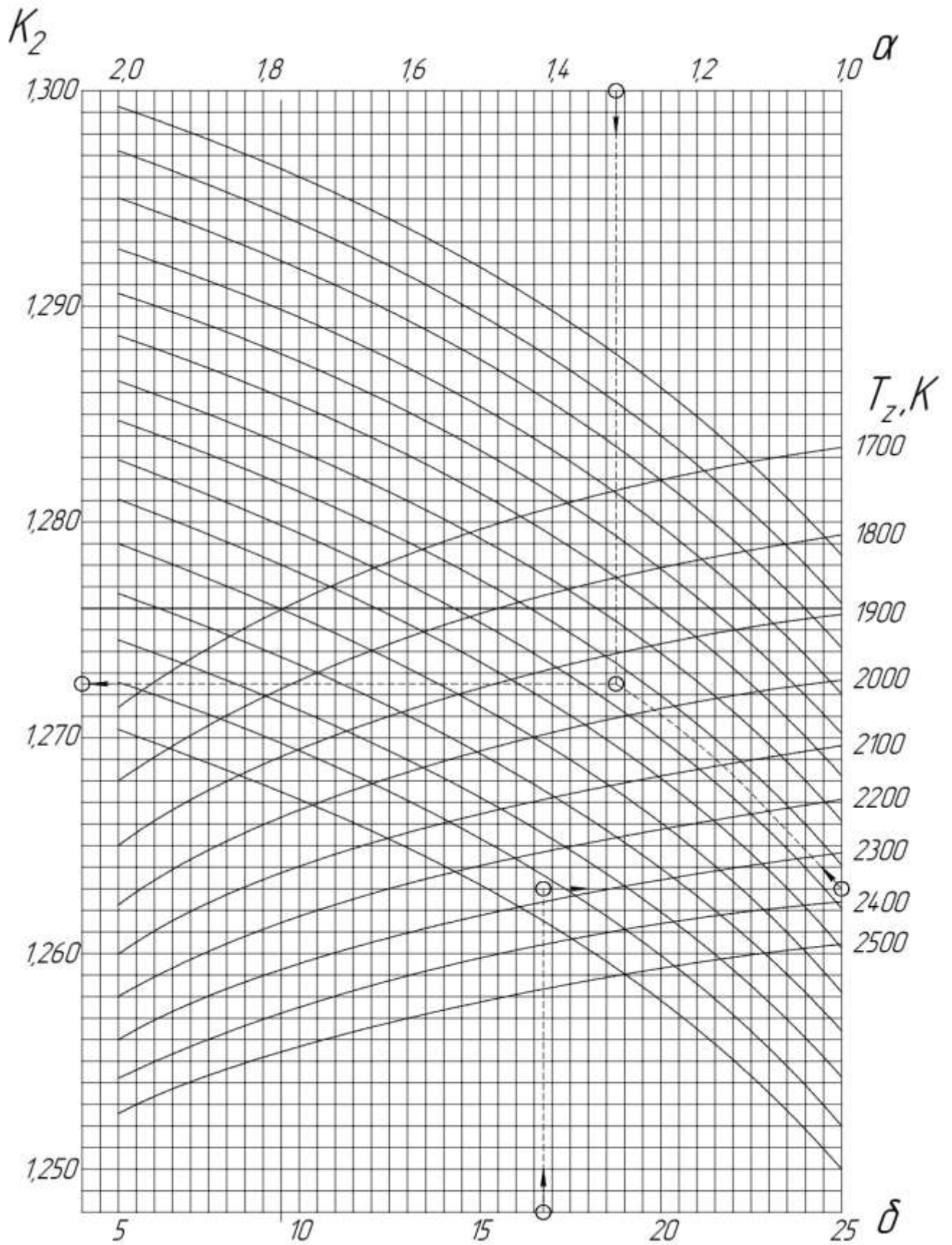


Рисунок 3.3 – Номограмма для определения показателя адиабаты расширения K_2 для дизельного двигателя

3.3.7. Параметры процесса выпуска

Для проверки правильности выбора значений T_r , принятых в подразделе 3.3.1, проверяется вероятное значение T_r , на основании полученных величин p_b и T_b по следующей формуле, К:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \quad (3.40)$$

Расхождения между принятым значением T_r и полученным расчетным путем не должно превышать 10 %.

3.4 Индикаторные и эффективные показатели рабочего цикла

3.4.1 Среднее индикаторное давление

На основании полученных при расчете значений величин p_C ; λ ; δ ; ρ , а также принятых значений n_1 и n_2 может быть определено среднее индикаторное давление по следующим зависимостям, МПа:

- для двигателя с искровым зажиганием

$$p_i' = \frac{p_C}{\varepsilon - 1} \left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right), \quad (3.41)$$

- для дизеля

$$p_i' = \frac{p_C}{\varepsilon - 1} \left(\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right). \quad (3.42)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла будет отличаться от расчетных значений на величину, пропорциональную уменьшению площади расчетной диаграммы при ее скруглении (рис. 3.4).

Уменьшение расчетного среднего индикаторного давления в этом случае учитывается коэффициентом полноты индикаторной диаграммы:

- для двигателей с искровым зажиганием $\varphi_n = 0,94..0,97$;

- для двигателей с электронным впрыском $\varphi_n = 0,95..0,98$;

- для дизелей $\varphi_n = 0,92...0,95$

Тогда

$$p_i = \varphi_n p_i'. \quad (3.43)$$

3.4.2 Индикаторный КПД двигателя и расход топлива

Индикаторный КПД двигателя характеризует степень использования теплоты в действительном цикле и определяется по формуле

$$\eta_i = \frac{p_i l_O \alpha}{H_U \rho_O \eta_v} . \quad (3.44)$$

Индикаторный удельный расход топлива при известной величине индикаторного КПД определяется по формуле, г / кВт·ч:

$$g_i = \frac{3600}{H_U \eta_i} . \quad (3.45)$$

Расчетные значения величин p_i , η_i и g_i для современных автотракторных двигателей находятся в пределах:

- для двигателей с искровым зажиганием $p_i = 0,6 \dots 1,4$ МПа; $\eta_i = 0,30 \dots 0,40$; $g_i = 210 \dots 275$ г / (кВт·ч);
- для двигателей с электронным впрыском $p_i = 0,6 \dots 1,4$ МПа; $\eta_i = 0,35 \dots 0,45$; $g_i = 180 \dots 230$ г / (кВт·ч);
- для дизелей $p_i = 0,7 \dots 1,1$ МПа; $\eta_i = 0,40 \dots 0,50$; $g_i = 170 \dots 210$ г / (кВт·ч).

3.4.3. Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление в цилиндре двигателя, используемое для выполнения полезной работы, может быть определено как разность среднего индикаторного давления и давления, необходимого для преодоления механических потерь в двигателе, МПа,

$$P_e = P_i - P_M . \quad (3.46)$$

Среднее давление механических потерь определяется по эмпирическим формулам в зависимости от типа двигателя и смесеобразования, числа цилиндров i , отношения S/D и средней скорости поршня $V_{ПСП}$:

- для двигателей с искровым зажиганием

$$\text{при } S/D > 1 \text{ и } i \leq 6 \quad P_M = 0,049 + 0,0152 \cdot V_{ПСП} ;$$

$$\text{при } S/D \leq 1 \text{ и } i \leq 6 \quad P_M = 0,034 + 0,0113 \cdot V_{ПСП} ;$$

$$\text{при } S/D \leq 1 \text{ и } i = 8 \quad P_M = 0,039 + 0,0132 \cdot V_{ПСП} ;$$

- для двигателей с электронным впрыском

$$P_M = 0,024 + 0,0053 \cdot V_{ПСП} ;$$

- для дизелей с нераздельными камерами

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{ПСП};$$

- для предкамерных дизелей

$$P_M = 0,103 + 0,0153 \cdot V_{ПСП};$$

- для дизелей с вихревыми камерами

$$P_M = 0,089 + 0,0135 \cdot V_{ПСП}.$$

Средние скорости движения поршня для автотракторных двигателей находятся в пределах:

- для бензиновых двигателей: легковые $V_{ПСП} = 12...15$ м/с;

грузовые $V_{ПСП} = 9...12$ м/с;

- для дизелей $V_{ПСП} = 6,5...12$ м/с.

3.4.4 Эффективный КПД и расход топлива

Эффективный КПД двигателя учитывает тепловые и механические потери двигателя и определяется по формуле

$$\eta_e = \eta_i \eta_M. \quad (3.47)$$

Значение, механического КПД при известной величине P_M определяется по формуле

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{или} \quad \eta_M = 1 - \frac{P_M}{P_i}. \quad (3.48)$$

Удельный эффективный расход топлива, г / (кВт·ч),

$$g_e = \frac{3600}{H_U \eta_e}. \quad (3.49)$$

Для современных автотракторных двигателей эффективные показатели работы двигателя находятся в пределах:

для двигателей с искровым зажиганием $p_e = 0,6 ... 1,1$ МПа; $\eta_e = 0,25...0,38$;

$g_e = 200...310$ г/(кВт·ч); $\eta_M = 0,75...0,92$;

для дизелей без наддува

$p_e = 0,65...0,85$ МПа; $\eta_e = 0,35...0,42$;

$g_e = 200...260$ г/(кВт·ч); $\eta_M = 0,70...0,82$.

для дизелей с наддувом

$p_e = 0,4...0,75$ МПа; $\eta_e = 0,23...0,30$;

$g_e = 200...260$ г/(кВт·ч); $\eta_M = 0,8...0,9$.

3.5. Определение основных размеров цилиндра двигателя

На основании полученных по предыдущим расчетам значений при заданных мощности и частоте вращения коленчатого вала двигателя можно определить его рабочий объем

$$V_h = 30 \frac{N_e \tau}{p_e n_e}, \quad (3.50)$$

где τ – тактность двигателя.

Задаваясь числом цилиндров i , получим рабочий объем одного цилиндра:

$$V_h' = V_h / i. \quad (3.51)$$

Зная рабочий объем одного цилиндра, его основные размеры (диаметр D , мм, и ход поршня S , мм) можно определить по формулам:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h'}{\pi k}} \cdot 10^2; \quad S = D \cdot k; \quad k = \frac{S}{D}. \quad (3.52)$$

Значениями $k = 0,8...1,2$ задаются исходя из типа двигателя и частоты вращения коленчатого вала таким образом, чтобы значения $V_{ПСП}$ не превышали значения, выбранного в п. 3.3.3. Полученные значения D и S округляют до целых чисел, после чего окончательно уточняются основные показатели двигателя по формулам:

$$\left. \begin{aligned} V_h &= \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6}; & V_{n_{CP}} &= \frac{S n_e}{3 \cdot 10^4}; \\ N_e &= \frac{P_e V_h n_e}{30 \cdot \tau}; & G_T &= 10^{-3} g_e N_e; \\ M_e &= 3 \cdot 10^4 \frac{N_e}{\pi \cdot n_e}. \end{aligned} \right\} \quad (3.53)$$

где M_e – эффективный крутящий момент, Н·м.

3.6. Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма строится одним из приведенных ниже методов (аналитическим или графическим).

3.6.1. Выбор масштабов и определение координат основных точек

Масштаб индикаторной диаграммы выбирается с таким расчетом, чтобы ее высота была в 1,5...1,7 раза больше ее основания. Масштаб полосы абсцисс целесообразно принимать с таким расчетом, чтобы отрезок AB соответствующий значению V_h и S (рис. 3.4, 3.5), был приблизительно равен 100 мм. При $S = 80...120$ мм рекомендуется принимать $M_S = 1$ мм/мм.

Тогда $V_h = S = AB$. Масштаб по оси давления M_P следует принимать в пределах $M_P = 0,02...0,03$ МПа/мм. Приведенная к принятому масштабу величина объема камеры сгорания, мм:

$$V_C = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \Rightarrow OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}. \quad (3.54)$$

Максимальная высота индикаторной диаграммы, мм,

$$A_Z = P_Z / M_P. \quad (3.55)$$

При выполнении расчета были получены или приняты значения давления и объемов для характерных точек индикаторной диаграммы $P_0, P_a, P_c, P_Z, P_b, P_r$. Ординаты этих точек в выбранном масштабе откладываются на перпендикулярах к оси абсцисс, восстановленных к точкам A и B на графике индикаторной диаграммы.

Для дизельного двигателя дополнительно определяется координата точки Z' (рис. 3.5) по оси абсцисс, мм

$$ZZ' = OA (\rho - 1). \quad (3.56)$$

3.6.2. Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом

Координаты точек политропы сжатия рассчитываются на основании уравнения, МПа

$$P_{X_{CЖ}} = P_a \left(\frac{V_a}{V_X} \right)^{\eta_1}. \quad (3.57)$$

Значение объема V_a соответствует абсциссе OB . Значения $V_X = OX$ будут лежать в пределах от $V_X = V_a = OB$ до $V_X = V_C = OA$.

Следовательно, отношение $\frac{V_a}{V_X}$ для различных значений V_X может лежать в пределах

$$\frac{V_a}{V_X} = \frac{OB}{OX} = 1.. \varepsilon. \quad (3.58)$$

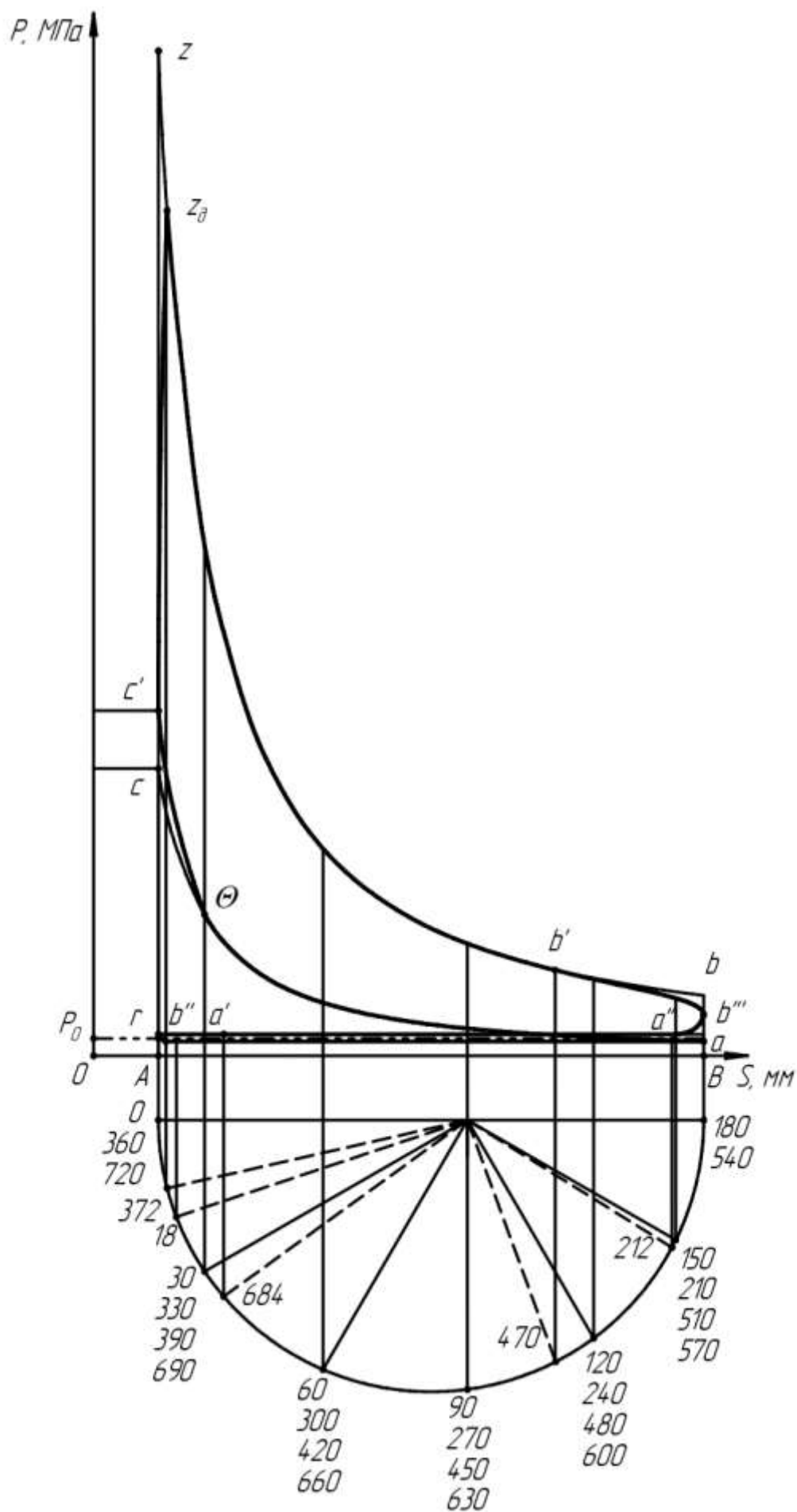


Рисунок 3.4 – Индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием

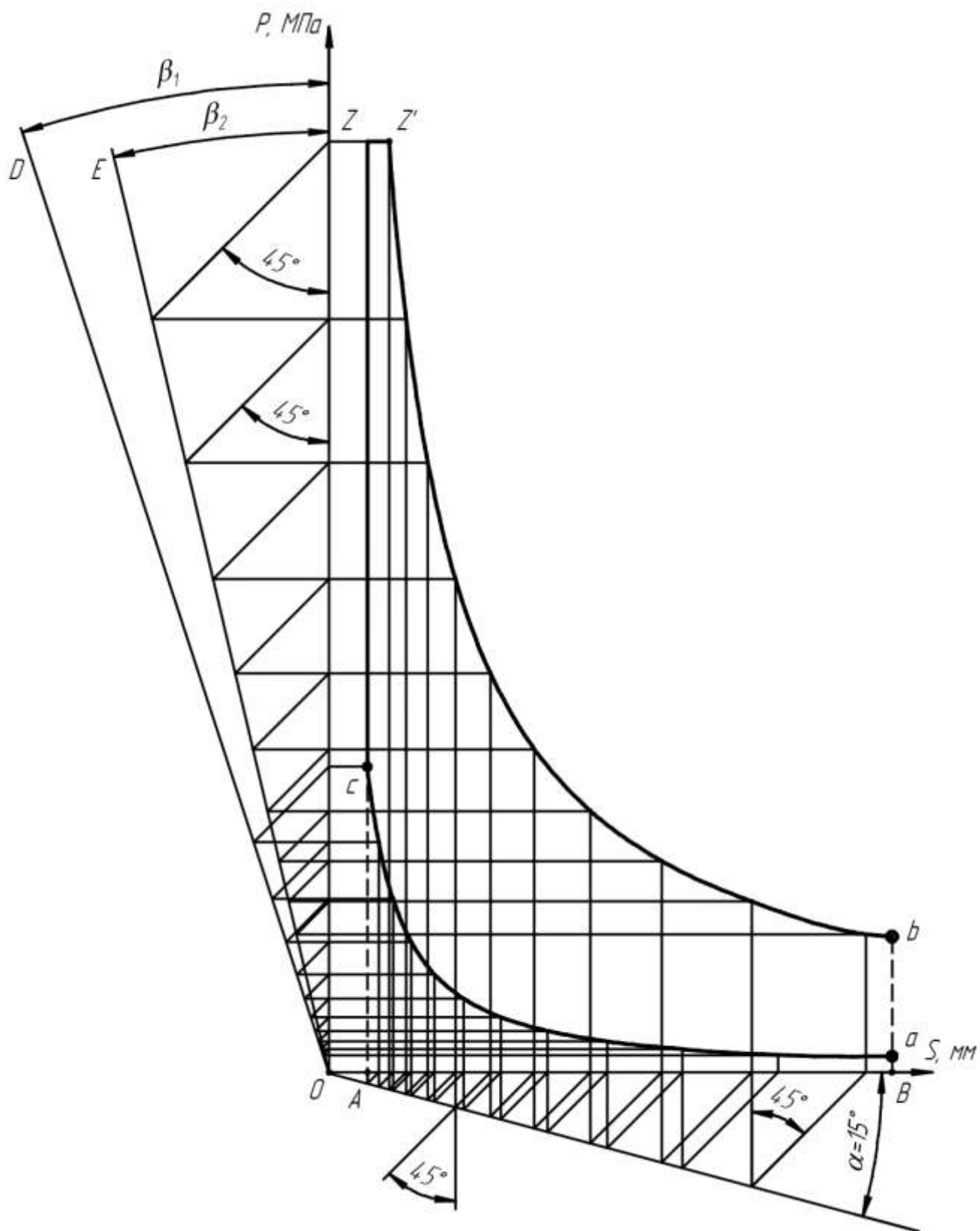


Рисунок 3.5 – Построение теоретических политроп сжатия и расширения для дизельного двигателя графическим методом

Координаты точек политропы расширения для двигателя с искровым зажиганием рассчитываются аналогично, МПа:

$$P_{XP} = P_b \left(\frac{V_a}{V_X} \right)^{n_2}. \quad (3.59)$$

Тогда

$$\begin{aligned} \frac{P_{XCЖ}}{M_P} &= \frac{P_a}{M_P} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1}; \\ \frac{P_{XP}}{M_P} &= \frac{P_b}{M_P} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2}. \end{aligned} \quad (3.60)$$

Для дизельного двигателя при определении координат точек политропы расширения необходимо учитывать, что отношение OB/OX будет изменяться в пределах от 1 до δ , т.е. минимальное значение OX будет соответствовать не V_C , а V_Z .

Задаваясь последовательно значениями V_x и решая уравнения относительно P_x для политроп сжатия и расширения, получаем координаты точек для их построения. Результаты расчета занести в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Расчет координат точек политроп сжатия и расширения

Номер точки	OX , мм	OB/OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1}$	$P_{XCЖ}$, МПа	$P_{XCЖ} / M_P$, мм	$\left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2}$	P_{XP} , МПа	P_{XP} / M_P , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1								
2								
...								

При построении индикаторной диаграммы в системе «Компас», рекомендуется производить построение политроп сжатия и расширения с помощью библиотеки построения графиков «FT Draw». В данном случае в приложении приводятся результаты расчета.

3.6.3. Построение политроп сжатия и расширения графическим методом

При графическом построении теоретической диаграммы по методу Брауэра политропы сжатия и расширения строятся в следующем порядке.

Из начала координат проводят луч OC под произвольным углом α (рекомендуется принимать $\alpha = 15^\circ$). Далее проводят лучи OD и OE под углами β_1 и β_2 соответственно, которые определяются из выражений:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_1} - 1; \\ \operatorname{tg} \beta_2 &= (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_2} - 1. \end{aligned} \right\} \quad (3.61)$$

Политропу сжатия строят с помощью лучей OC и OD в следующем порядке:

- 1) из точки c проводят горизонталь до пересечения с осью ординат;
- 2) из точки пересечения линию под углом 45° к вертикали до пересечения с лучом OD ;
- 3) из точки пересечения с лучом OD проводят вторую горизонтальную линию;
- 4) из точки c проводят вертикальную линию до пересечения с лучом OC ;
- 5) из точки пересечения линию под углом 45° к вертикали до пересечения с осью абсцисс;
- 6) из точки пересечения с осью абсцисс проводят вертикальную линию до пересечения со второй горизонтальной линией и получаем промежуточную точку $Pсж_1$;
- 7) используя точку $Pсж_1$ в качестве начальной повторить построения.

Политропу расширения строят аналогично с помощью лучей OC и OE , используя в качестве начальной точку Z (см. рис. 3.5).

3.6.4. Изменение давления на тактах впуска и выпуска

После построения политроп сжатия и расширения строятся кривые изменения давления на впуске и выпуске.

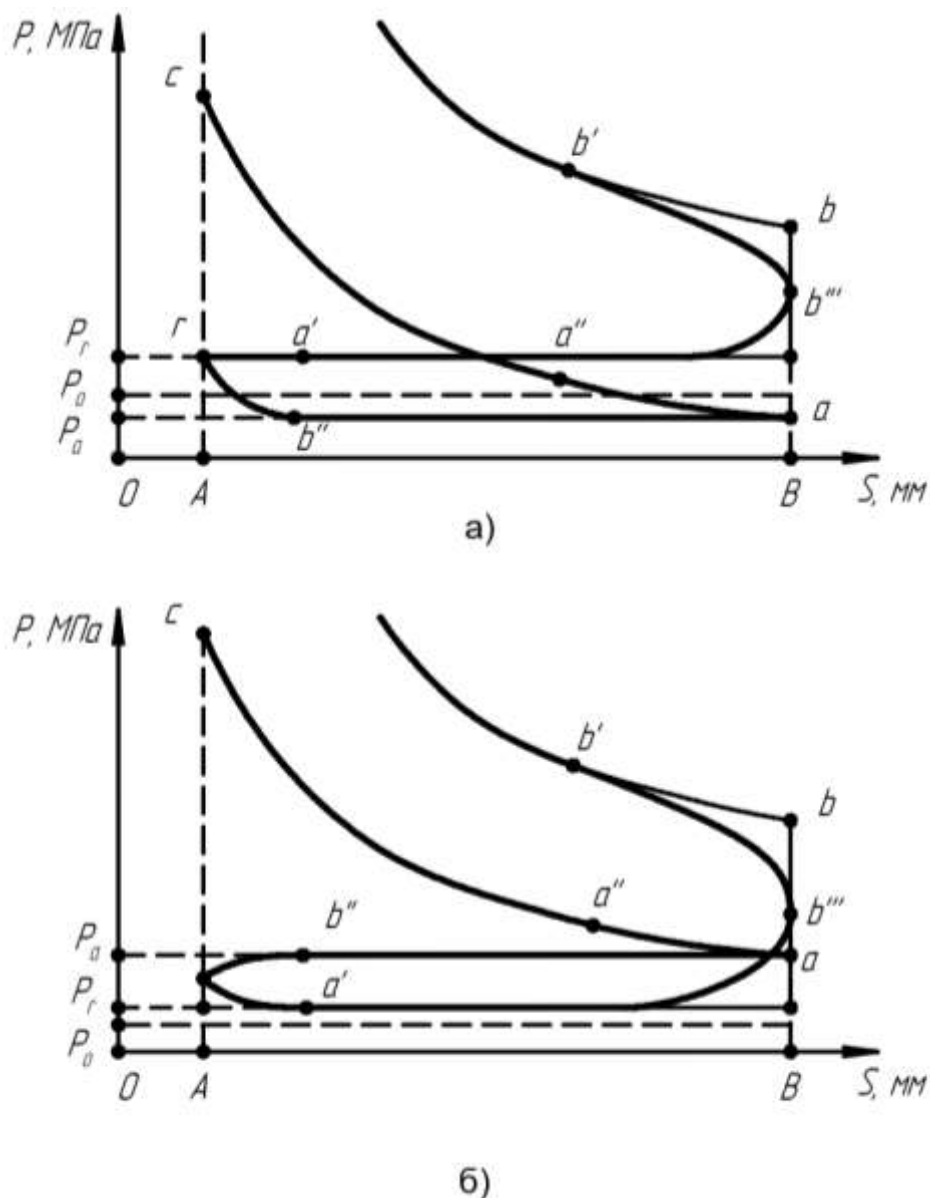
Такт впуска и выпуска для двигателей с наддувом и без показаны на рисунке 3.6.

3.6.5. Скругление индикаторной диаграммы

Для учета влияния фаз газораспределения и угла опережения зажигания (впрыска) на характер изменения индикаторной диаграммы задаются фазами газораспределения двигателя (рекомендуется принимать по прототипу). Значения фаз газораспределения современных автотракторных двигателей приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Значения фаз газораспределения

Наименование фазы	Угол поворота коленвала, ... ⁰	Обозначение точки на индикаторной диаграмме
1	2	3
Открытие впускного клапана до ВМТ	10 ... 30	a
Закрытие впускного клапана после НМТ	40 ... 70	a''
Открытие выпускного клапана до НМТ	50 ... 70	b
Закрытие выпускного клапана после ВМТ	10 ... 30	b''
Угол опережения зажигания (впрыска) до ВМТ	30 ... 40	Θ



а) двигатель без наддува; б) двигатель с наддувом

Рисунок 3.6 – Изменение давления на тактах впуска и выпуска

Абсцисса каждой из принятых точек определяется графически, по методу проф. Брикса Ф.А. Для этого под индикаторной диаграммой строят вспомогательную окружность радиуса $R=0,5 \cdot S$ в масштабе, принятом для шкалы S индикаторной диаграммы. В сторону НМТ откладывается поправка Брикса

$$\Delta = \frac{\frac{S}{2} \lambda_{ш}}{2}, \quad (3.61)$$

и получается точка O' . Из точки O' проводятся лучи под соответствующими углами, до пересечения с окружностью. Из точек пересечения проводят вертикальные линии, до пересечения с индикаторной диаграммой.

Пример построения приведен на рисунке 3.4.

При подаче искры (или впрыске топлива) в точке C' к моменту прихода поршня в ВМТ в цилиндре двигателя давление будет больше, чем P_c :

$$P_c' = (1,15 \dots 1,25) P_c. \quad (3.62)$$

Ордината точки « C'' » определяется как $A_{C''} = \frac{P_c''}{M_P} [\text{мм}]$.

Ордината точки « b''' » определяется как $P_b''' = 0,5(P_b + P_r) [\text{МПа}]$.

Отсюда $Bb''' = 0,5(P_b + P_r) / M_P [\text{мм}]$.

Для двигателя с искровым зажиганием действительное давление конца сгорания будет меньше расчетного:

$$P_{z0} = 0,85 \cdot P_z. \quad (3.63)$$

Для дизельного двигателя давление в точке P_z не уменьшается, так как в этих двигателях процесс сгорания происходит как при $V = \text{const}$, так и при $P = \text{const}$.

После скругления диаграммы определяется ее площадь F_i ($a\theta c'z_\delta b'b'''a$ для бензиновых двигателей и $a\theta c'zz'b'b'''a$ для дизельных) и значение среднего индикаторного давления, МПа:

$$P_i = \frac{F_i M_P}{A B}. \quad (3.64)$$

Разность между значением P_i полученным расчетным путем и определенным по индикаторной диаграмме, не должна превышать 10 %.

3.7. Тепловой баланс двигателя

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, определяется по формуле, Дж/с,

$$Q_0 = \frac{H_U G_T}{3,6}. \quad (3.65)$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с, Дж,

$$Q_e = 10^3 N_e. \quad (3.66)$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с

$$Q_{OХЛ} = \frac{c \cdot i \cdot (0,1 \cdot D)^{1+2m} \cdot n_e^m (H_U - \Delta H_U)}{\alpha \cdot H_U}, \quad (3.67)$$

где c – коэффициент пропорциональности, для четырехтактных двигателей $c = 0,45...0,53$; i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, мм; m – показатель степени; для четырехтактных двигателей $m = 0,6...0,7$; n_e – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

При выборе показателя степени m необходимо учитывать, что его значение весьма сильно влияет на величину $Q_{\text{охл}}$. Меньшие значения m принимаются для форсированных высокооборотных двигателей, большие – для тихоходных дизелей.

Теплота, унесенная с отработавшими газами, Дж/с,

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} (M_2 (m c_p'')_{t_0}^{t_r} (T_r - 273) - M_1 (m c_p)_{t_0}^{t_c} (T_c - 273)). \quad (3.68)$$

Значения величин $(m c_p'')_{t_0}^{t_r}$ и $(m c_p)_{t_0}^{t_c}$ определяются следующим образом. По таблицам Б.2 или Б.3 для полученной температуры t_r методом интерполяции определяются значения величин $(m c_p')_{t_0}^{t_r}$ и $(m c_p)_{t_0}^{t_r}$

$$(m c_p)_{t_0}^{t_r} = (m c_p')_{t_0}^{t_r} + 8,315. \quad (3.69)$$

Аналогично определяется и величина $(m c_p)_{t_0}^{t_c}$. Согласно ГОСТ 19027-89 температура окружающей среды при стандартных условиях равна 20°C . При этой температуре $(m c_p)_{t_0}^{20} = 20,775$ кДж/кмоль. Тогда для двигателей без наддува:

$$(m c_p)_{t_0}^{20} = (m c_v)_{t_0}^{20} + 8,315 = 20,775 + 8,315 = 29,09 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{K}} \right). \quad (3.70)$$

Для двигателей с наддувом расчет проводится аналогично для $t_0 = t_K = T_K - 273$.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания, для двигателей с искровым зажиганием при $\alpha \leq 1$

$$Q_{nc} = \frac{\Delta H_U G_T}{3,6}. \quad (3.71)$$

Неучтенные потери теплоты

$$Q_{\text{ост}} = Q_a - (Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_r + Q_{H.C}). \quad (3.72)$$

Все составляющие теплового баланса сводятся таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Примерные значения составляющих теплового баланса

Составляющие теплового баланса	Q, Дж/с	q, %	
		бензиновый	дизельный
1	2	3	4
Теплота, эквивалентная эффективной работе		21...28	29...42
Теплота, передаваемая охлаждающей среде		12...27	15...35
Теплота, унесенная с отработавшими газами		30...55	25...45
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива		0...45	0...5
Неучтенные потери теплоты		3...10	2...5
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом		100	

3.8. Построение внешней скоростной характеристики

Внешняя скоростная характеристика с достаточной степенью точности может быть построена по результатам расчета, проведенного для одного режима работы двигателя – режима максимальной мощности, и использования эмпирических зависимостей.

Построение кривых внешней скоростной характеристики ведется в интервале от $n_{e_{\min}} = 400...1200 \text{ мин}^{-1}$ для двигателей с искровым зажиганием до $n_{e_{\max}} = (1,1...1,2)n_N$ и от $n_{e_{\min}} = 350...700 \text{ мин}^{-1}$ до n_N для дизелей, где n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при номинальной мощности.

Максимальная частота вращения коленчатого вала ограничивается по условиям качественного рабочего процесса, техническим напряжением деталей, недопустимым увеличением инерционных усилий и т.д., минимальная – условиями устойчивости работы двигателя при полной нагрузке.

Расчетные точки кривой эффективной мощности, выраженной в киловаттах, определяются по следующим эмпирическим зависимостям через каждые 500 ...1000 мин^{-1} :

- для двигателей с искровым зажиганием

$$N_{e_x} = \frac{N_{e_N} n_x}{n_N} \left(1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right), \quad (3.73)$$

- для дизелей с неразделенными камерами

$$N_{e_x} = \frac{N_{e_N} n_x}{n_N} \left(0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right), \quad (3.74)$$

- для дизелей с предкамерой

$$N_{e_x} = \frac{N_{e_N} n_x}{n_N} \left(0,6 + 1,4 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right), \quad (3.75)$$

- для дизелей с вихревой камерой

$$N_{e_x} = \frac{N_{e_N} n_x}{n_N} \left(0,7 + 1,3 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right), \quad (3.76)$$

где N_{e_x} и n_x – эффективная мощность и частота вращения в расчетной точке характеристики; N_{e_N} и n_N – номинальная эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала двигателя при номинальной мощности.

Значения эффективного крутящего момента двигателя могут быть определены по формуле, Н·м,

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_{e_x}}{\pi n_x}. \quad (3.77)$$

Значение среднего эффективного давления для рассчитываемых точек может быть определено по формуле, МПа,

$$P_{e_x} = \frac{30 \tau N_{e_x}}{V_h n_x}. \quad (3.78)$$

где τ – тактность двигателя; V_h – объем двигателя, л.

Точки кривой среднего индикаторного давления, МПа,

$$P_{i_x} = P_{e_x} + P_{M_x}, \quad (3.79)$$

где P_{M_x} – среднее давление механических потерь двигателя, определяется по уравнениям, приведенным в подразделе 3.3.3, в зависимости от типа и конструкции двигателя для данного скоростного режима работы.

Расчетные точки индикаторного крутящего момента могут быть определены по кривой P_{i_x} или из выражения, Н·м:

$$M_{i_x} = \frac{P_{i_x} V_h 10^3}{\pi \tau}. \quad (3.80)$$

Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч): для двигателей с искровым зажиганием

$$g_{e_x} = g_{e_N} \left(1,2 - \frac{n_x}{n_N} + 0,8 \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right), \quad (3.81)$$

для дизелей с неразделенными камерами

$$g_{e_x} = g_{e_N} \left(1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right), \quad (3.82)$$

где g_{e_x} и g_{e_N} – удельный эффективный расход топлива соответственно при номинальной мощности и в расчетной точке характеристики.

Часовой расход топлива, кг/ч,

$$G_{T_x} = 10^{-3} g_{e_x} N_{e_x}. \quad (3.83)$$

Для определения коэффициента наполнения двигателя необходимо задаваться законом изменения коэффициента избытка воздуха α в функции частоты вращения коленчатого вала. Для двигателей с искровым зажиганием можно принять с достаточной степенью точности значения α постоянными на всех скоростных режимах, кроме минимальной частоты вращения. При $n_x = n_{e_{\min}}$ следует принимать смесь несколько более обогащенную, чем при $n_x = n_N$. Значение величины $\alpha_{\min}$ можно принять $\alpha_{\min} = 0,95 \alpha_N$. В дизелях при работе по скоростной характеристике с увеличением частоты вращения значение α несколько увеличивается. Для четырехтактного двигателя с непосредственным впрыском можно принять линейное изменение $\alpha = f(n_e)$, причем

$$\alpha_{\min} = (0,7 \dots 0,8) \alpha_N. \quad (3.84)$$

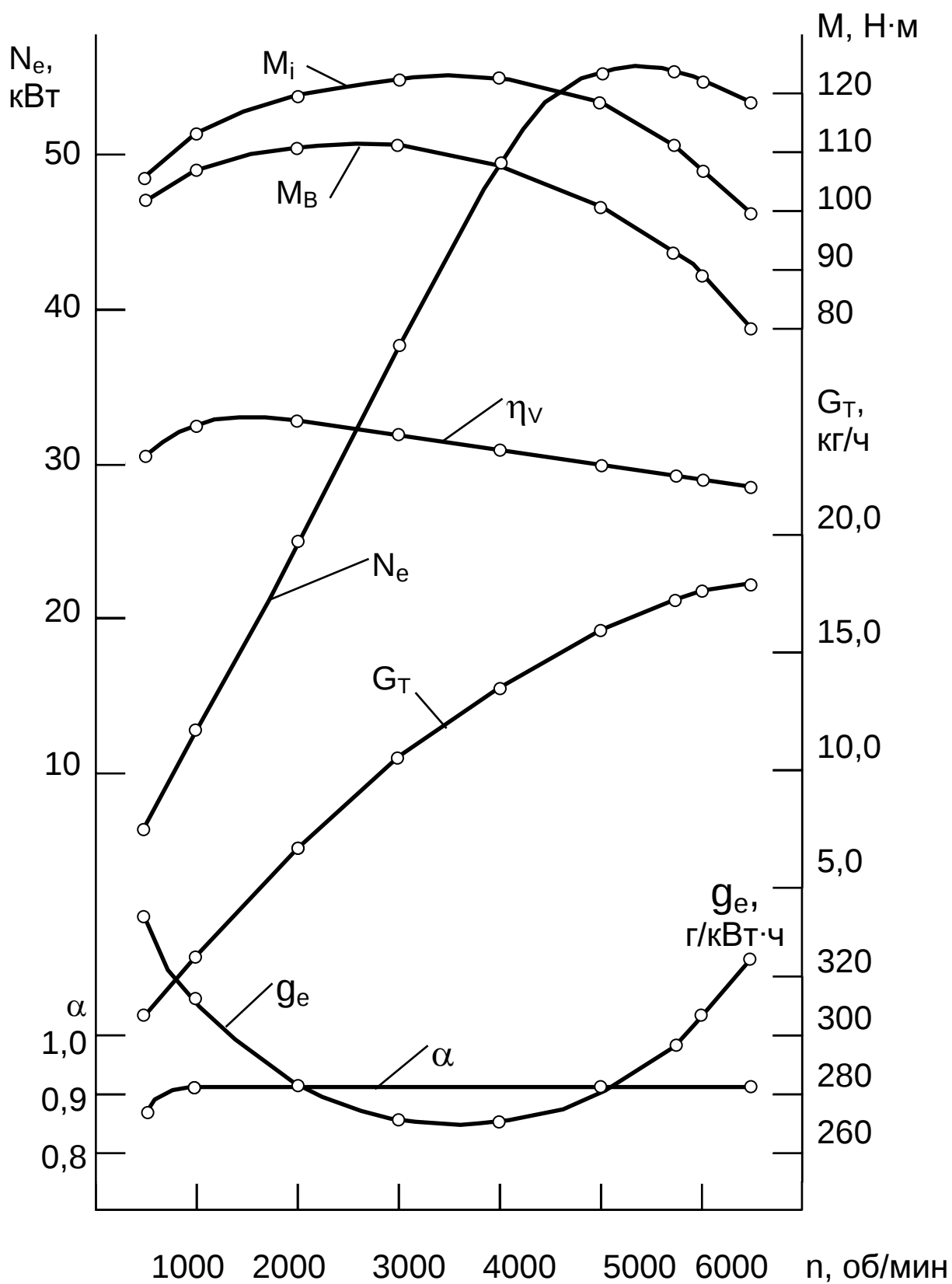


Рисунок 3.7. – Внешняя скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием

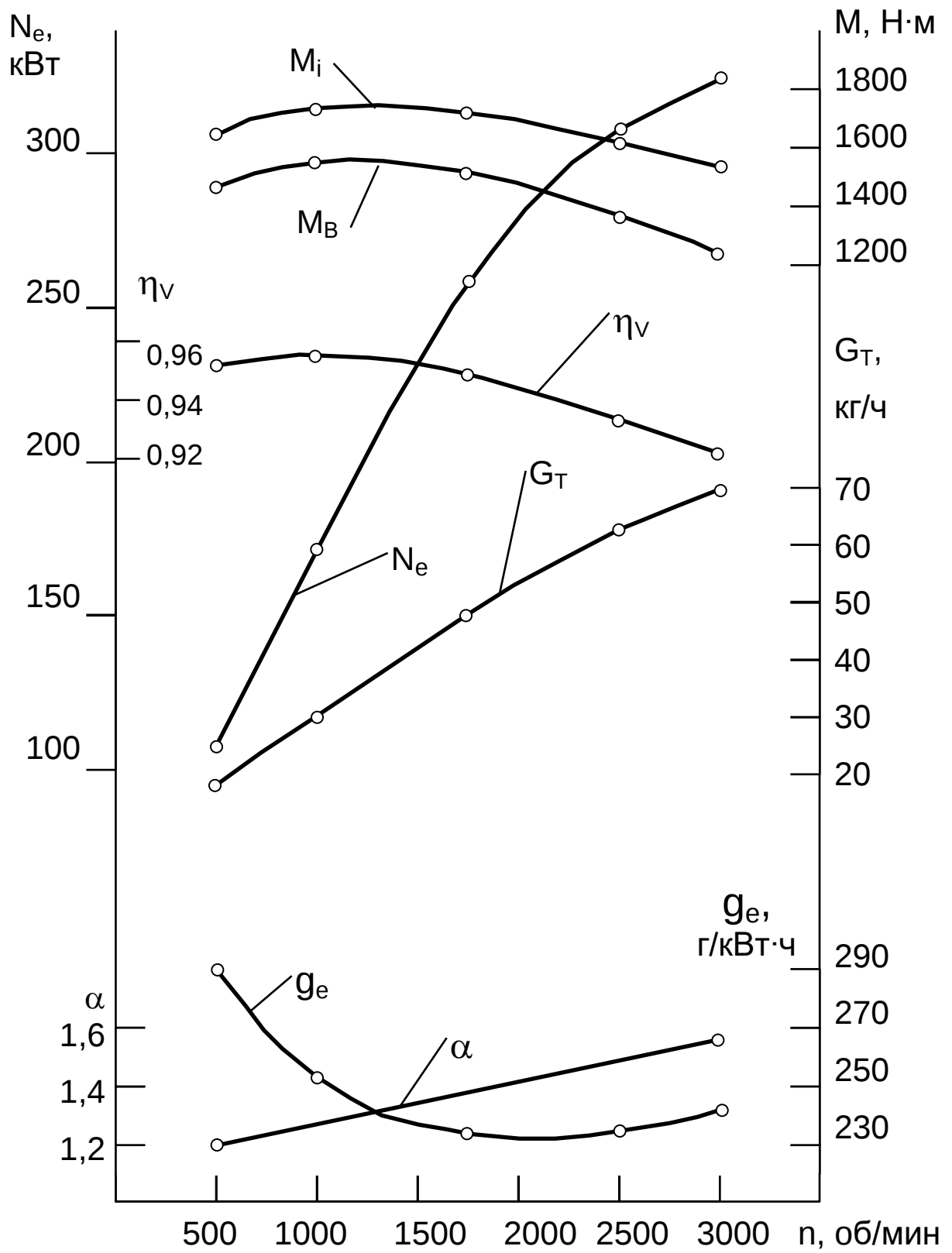


Рисунок 3.8. – Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

4. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

4.1 Кинематика кривошипно-шатунного механизма

Расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма (КШМ) двигателя внутреннего сгорания заключается в определении пути, скорости и ускорения поршня. При расчете допускается, что вращение коленвала происходит с постоянной угловой скоростью ω (в действительности $\omega \neq const$, вследствие постоянно меняющихся сил давления газов действующих на поршень, сил инерции и упругой деформации коленвала). Такое допущение принимается с целью упрощения расчетов, так как в данном случае можно рассматривать все параметры кинематики кривошипно-шатунного механизма в виде функциональной зависимости от угла поворота коленвала, значение которого будет пропорционально времени.

В настоящее время в автомобильных и тракторных двигателях применяются как центральные, так и дезаксиальные кривошипно-шатунные механизмы. На рисунке 4.1 показаны основные обозначения элементов таких механизмов:

S_x – текущие значения хода поршня, м;

φ – угол поворота коленвала, рад;

$\beta = \arcsin(\lambda_{III} \cdot \sin \varphi)$ – угол отклонения оси шатуна от вертикальной оси цилиндра, рад;

ω – угловая скорость коленвала, 1/с;

R – радиус кривошипа, м;

L_{III} – длина шатуна, м;

λ_{III} – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

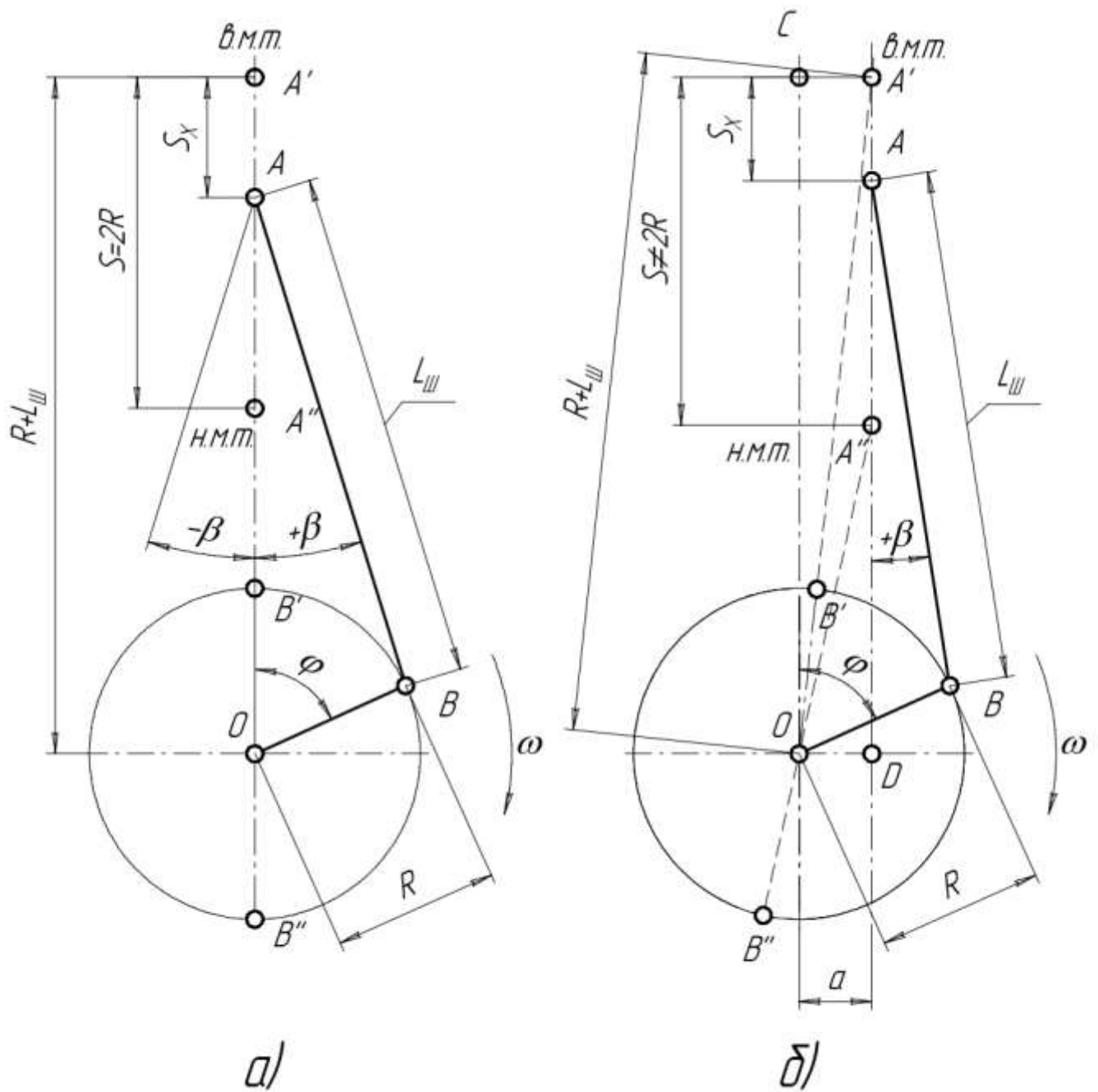
Дезаксиальный КШМ, характеризуется также коэффициентом дезаксиальности (дезаксажем)

$$K = \frac{a}{R} = 0,05 \dots 0,15, \quad (4.1)$$

где a – величина смещения оси цилиндра.

Расчетное значение величины λ_{III} для автотракторных двигателей обычно принимается в пределах

$$\lambda_{III} = 0,25 \dots 0,3. \quad (4.2)$$



а) центрального; б) смещенного (дезаксиального).

Рисунок 4.1 – Схемы кривошипно-шатунных механизмов

Вследствие малого влияния значения коэффициента дезаксиальности на значения пути, скорости и ускорения поршня, расчет этих параметров для дезаксиального КШМ выполняется по формулам, применяемым для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом:

$$\begin{aligned} S_X &= R \left((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_{III} (1 - \cos 2\varphi)}{4} \right) \\ V_X &= R\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{III} \sin 2\varphi}{2} \right) \\ j_X &= R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda_{III} \cos 2\varphi) \end{aligned} \quad (4.3)$$

Для курсового проекта рекомендуется величина шага по углу поворота коленвала $\Delta\varphi = 30^\circ$. Определив значения величины S_X, V_X, j_X для угла поворота коленвала в интервале $\varphi = 0 \dots 720^\circ$, их заносят в таблицу 4.1. По этим значениям строят графики зависимости $s_X = f(\varphi)$, $v_X = f(\varphi)$, $j_X = f(\varphi)$. Общий вид этих графиков показан на рисунке 4.2.

Таблица 4.1. – Расчет перемещения, скорости и ускорения поршня

$\varphi, ^\circ$	Перемещение $S_X, \text{ м}$	Скорость $V_X, \text{ м/с}$	Ускорение $j_X, \text{ м/с}^2$
0	0,00000	0,00	7917
30	0,00849	10,97	6258
...	...	...	...
720	0,00000	0,00	7917

4.2. Динамика кривошипно-шатунного механизма

Динамический расчет КШМ заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от действия сил давления газов и сил инерции. По этим силам впоследствии выполняют расчеты на прочность основных деталей двигателя, а также вычисляют неравномерность крутящего момента и степень неравномерности хода двигателя.

В процессе работы двигателя на детали КШМ действуют силы от газов в цилиндре двигателя и силы инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс КШМ. На рисунке 4.3 показаны схемы действия этих сил. Как силы давления газов, так и силы инерции постоянно меняются в зависимости от угла поворота коленвала и положения поршня. Для определения характера изменения этих сил, их величины и направления в зависимости от угла поворота коленвала выполняют их расчет по методике, приведенной далее. Результаты расчетов заносят в таблицу 4.2 и строят графики изменения этих сил в функции угла поворота коленвала.

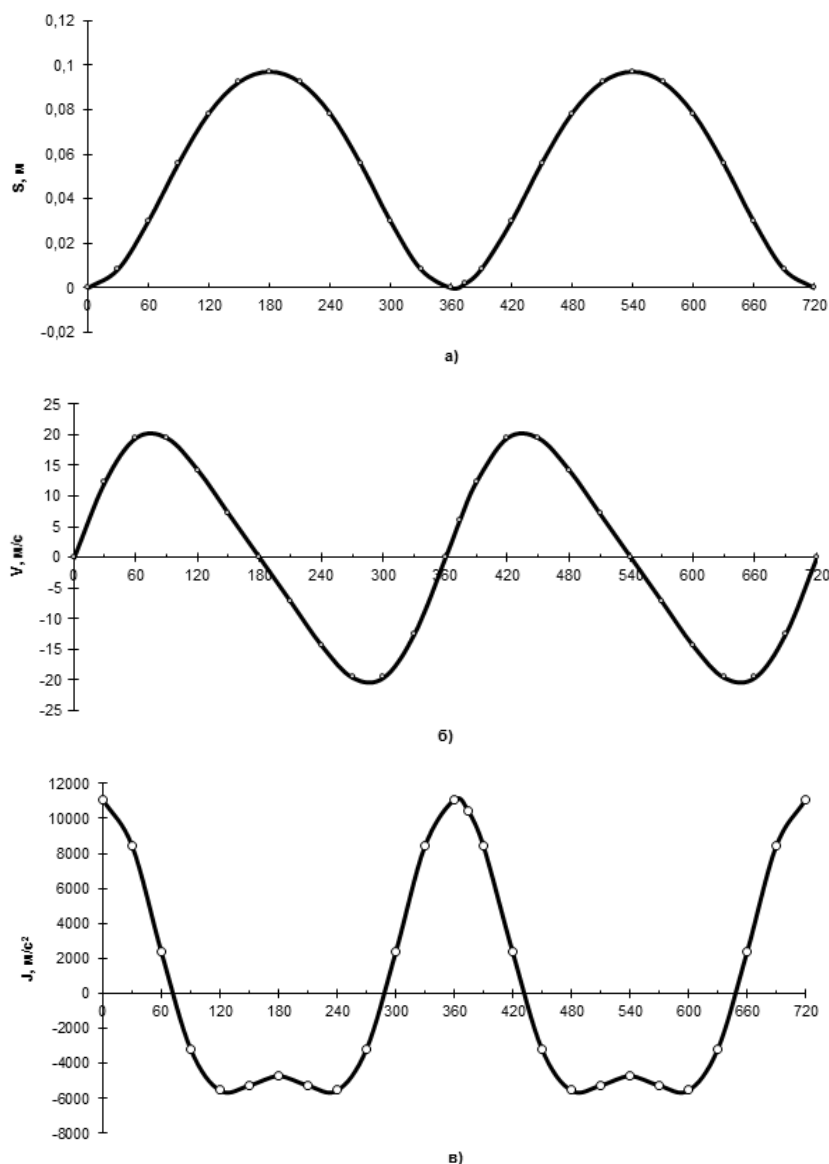
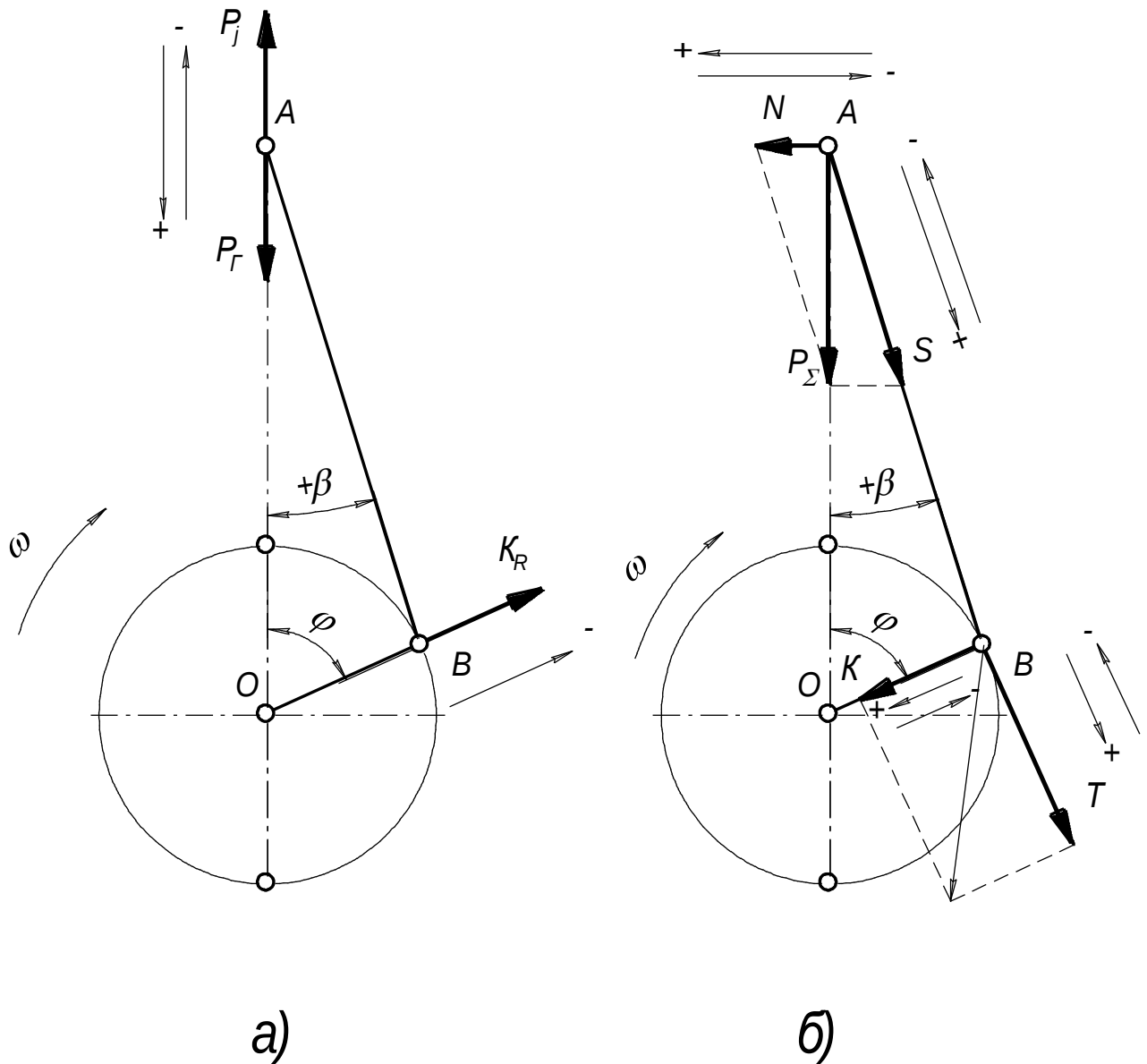


Рисунок 4.2 – Графики пути (а), скорости (б) и ускорения (в) поршня

4.2.1. Силы давления газов

Силы давления газов, действующих на поршень, для упрощения динамического расчета заменяются сосредоточенной силой, направленной по оси цилиндра и, приложенной к оси поршневого пальца. Эта сила определяется по индикаторной диаграмме двигателя для каждого принятого значения угла поворота коленвала. Для этого полученную в результате теплового расчета индикаторную диаграмму перестраивают в развернутую. Перестроение рекомендуется выполнять графически по методу проф. Брикса Ф.А.

При этом необходимо учитывать, что на индикаторной диаграмме отсчет значений P_i ведется от нуля шкалы. Поэтому при расчетах необходимо принимать разность давлений в цилиндре двигателя и атмосферного давления, т.е.



а) инерционных и газовых; б) суммарных
Рисунок 4. 3 – Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме

$$\Delta p_r = p_i - p_0. \quad (4.4)$$

Тогда сила давления газов, Н

$$P_r = \Delta p_r \cdot F_n \cdot 10^6 = (p_i - p_0) \cdot F_n \cdot 10^6, \quad (4.5)$$

где F_n – площадь поршня, м^2 ; p_i и p_0 – давление газов в цилиндре двигателя и атмосферное давление, МПа.

Развертку индикаторной диаграммы следует начинать с ВМТ такта впуска. При графическом методе развертки масштаб графика сил будет равен $M_p = M_p \cdot F_{II} \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

4.2.2. Определение сил инерции

По характеру движения массы деталей КШМ можно разделить на массы, движущиеся возвратно-поступательно (поршневая группа и верхняя головка шатуна); массы, совершающие вращательные движения (коленвал и нижняя головка шатуна), и массы совершающие сложные движения (стержень шатуна).

Для упрощения динамического расчета действительный кривошипно-шатунный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс (рис. 4.4).

Масса поршневой группы m_{II} считается сосредоточенной на оси поршневого пальца (см. рис. 4.4,а) в точке А.

Масса шатуна m_{III} заменяется обычно двумя массами, одна из которых m_1 считается сосредоточенной на оси поршневого пальца в точке А, а другая – на оси кривошипа в точке В. Распределение масс шатуна обычно принимаются следующими, кг:

$$m_1 = 0,275 m_{III}; \quad (4.6)$$

$$m_2 = 0,725 m_{III}. \quad (4.7)$$

Масса кривошипа также заменяется двумя массами, сосредоточенными на осях коренной и шатунной шейки (рис. 4.4, в). Таким образом, система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из массы

$$m_j = m_{II} + m_1, \quad (4.8)$$

сосредоточенной в точке А, имеющей возвратно-поступательное движение, и массы

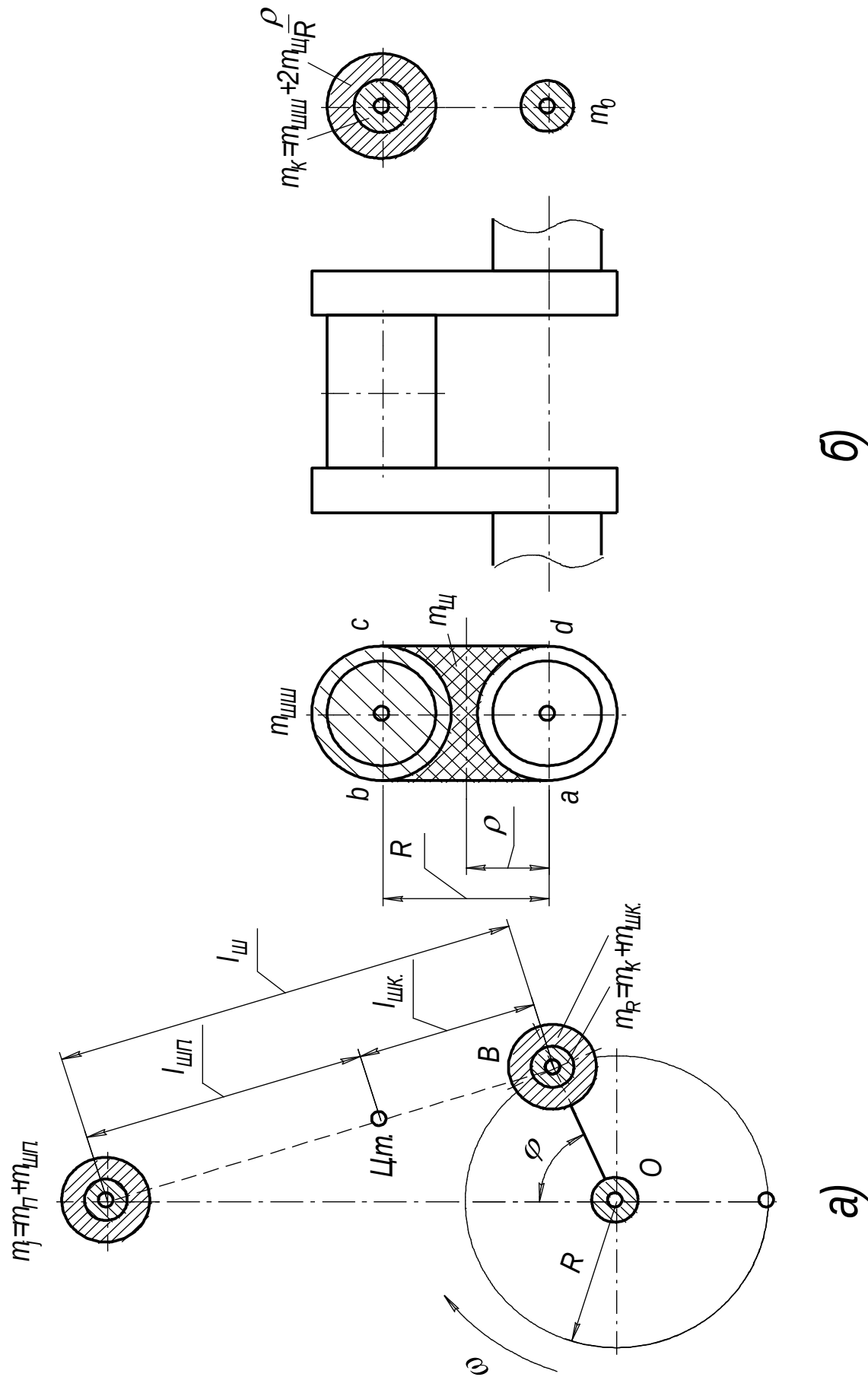
$$m_R = m_{III} + m_2, \quad (4.9)$$

сосредоточенной в точке В и имеющей вращательное движение.

Для приближенного определения значений величин m_{II} , m_{III} и m_{III} можно использовать конструктивные массы m' , кг/м²

$$m' = \frac{m}{F_{II}} \Rightarrow m = m' \cdot F_{II}, \quad (4.10)$$

приведенные в таблице 4.3.



а) приведенная система шатуна; б) приведение масс кривошипа.
Рисунок 4. 4 — Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму

При выборе масс по таблице 4.3 следует учитывать, что большие значения m' соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра.

Таблица 4.3 – Значения приведенных масс деталей КШМ

Элементы КШМ	Конструктивная масса m' , кг/м ²	
	двигатели с искровым зажиганием $D = 80 \dots 100$ мм	Дизельные двигатели $D = 80 \dots 120$ мм
Поршневая группа, m_{Π}		
поршень из алюминиевого сплава	80...150	150...300
чугунный поршень	150...250	250...400
Шатун $m_{Ш}$	100...200	250...400
Неуравновешенные части коленвала без противовесов m_{III}		
стальной кованый вал	150...200	200...400
чугунный литой вал	100...200	150...300

Имея значения приведенных масс, можно определить силу инерции возвратно-поступательно движущихся масс, Н:

$$P_j = -m_j \ddot{j} = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_{III} \cos 2\varphi). \quad (4.11)$$

Сила инерции вращающихся масс, Н,

$$K_R = -m_R R \omega^2. \quad (4.12)$$

Полученные значения величины P_j для различных углов поворота коленвала заносят в таблицу 4.2.

Кривую силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс можно получить графически. Под диаграммой Брикса строим диаграмму сил инерции возвратно-поступательных масс в координатах P - x методом Толле.

Для этого по оси абсцисс откладываем силы $P_{j \text{ ВМТ}} = P_{j 0}$ (точка Н) и $P_{j \text{ НМТ}} = P_{j 180}$ (точка D).

$$P_{j \text{ ВМТ}} = P_{j 0} = -m_j \omega^2 R (1 + \lambda_{III}); \quad (4.13)$$

$$P_{j \text{ НМТ}} = P_{j 180} = m_j \omega^2 R (1 - \lambda_{III}). \quad (4.14)$$

Точки H и D соединяем прямой и из точки E пересечения этой прямой с осью абсцисс вертикально вверх откладываем отрезок EE' :

$$EE' = 3 \cdot \lambda_{III} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2. \quad (4.15)$$

Точку E' соединяем тонкой линией с точками H и D (рис. 4.5).

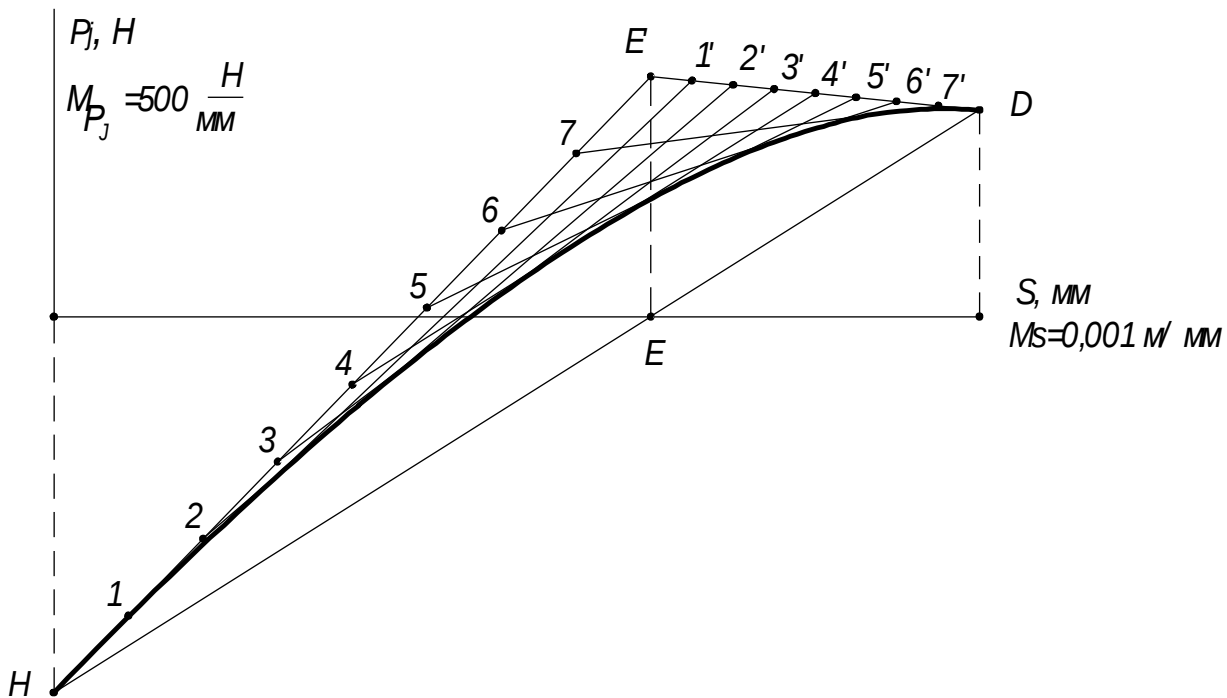


Рисунок 4.5 – Графическое построение сил инерции
возвратно-поступательных движущихся масс

Для построения кривой сил инерции, каждый из отрезков HE' и DE' делим на одинаковое число равных частей. Точки нумеруем в одном направлении и одноименные точки соединяем прямыми, внутри которых проводим лекальную кривую зависимости сил инерции возвратно-поступательных движущихся масс.

4.2.3. Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, определяют алгебраическим сложением сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс (см. рис. 4.3), Н:

$$P_{\Sigma} = P_{\Gamma} + P_j. \quad (4.16)$$

Суммарная сила P_{Σ} , как и силы P_{Γ} и P_j направлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца. Эта сила может быть также определена графически, путем алгебраического сложения векторов сил P_{Γ} и P_j на графиках этих сил, выполненных в одном масштабе.

Сила N действующая перпендикулярно к оси цилиндра, называется нормальной и воспринимается стенками цилиндра, Н,

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (4.17)$$

Сила S действующая по оси шатуна, передается кривошипу, Н

$$S = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta}. \quad (4.18)$$

Силу S , приложенную к оси шатунной шейки, можно разложить на две составляющие: тангенциальную силу T , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа, Н

$$T = \frac{P_{\Sigma} \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (4.19)$$

и силу, направленную по радиусу кривошипа, Н,

$$K = \frac{P_{\Sigma} \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (4.20)$$

Направления и знаки действия этих сил показаны на рисунке 4.3.

Результаты расчета указанных сил заносят в соответствующую графу таблицы 4.2. По данным таблицы 4.2 строят графики зависимостей $P_r = f(\varphi)$; $P_j = f(\varphi)$; $P_{\Sigma} = f(\varphi)$; $S = f(\varphi)$; $N = f(\varphi)$; $K = f(\varphi)$; $T = f(\varphi)$.

Принципиальный вид этих графиков и их расположение на листе 1 графической части проекта показан в приложении Е.

По кривой $T = f(\varphi)$ можно выполнить оценку значения крутящего момента как одного цилиндра, так и двигателя в целом.

Крутящий момент, Н·м,

$$M_{KP} = T \cdot R. \quad (4.21)$$

Так как величина R конструктивная и, следовательно, постоянная, то характер изменения крутящего момента, создаваемого одним цилиндром, будет определяться характером изменения кривой $T = f(\varphi)$. Для построения кривой суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя выполняют графическое суммирование кривых крутящего момента каждого цилиндра, сдвигая одну кривую относительно другой на угол Θ , соответствующий углу поворота коленвала между вспышками в цилиндрах. При этом принимается, что для всех цилиндров двигателя значения и характер изменения крутящих моментов по углу поворота коленвала одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных

цилиндрах. Поэтому для подсчета суммарного крутящего момента достаточно иметь лишь кривую крутящего момента одного цилиндра.

Для двигателя с равными интервалами между вспышками суммарный крутящий момент будет периодически изменяться через угол

$$\Theta = \frac{720}{i} \quad (4.22)$$

для четырехтактного двигателя и

$$\Theta = \frac{360}{i} \quad (4.23)$$

для двухтактного, где i – число цилиндров.

При графическом построении кривой $M_{KP\Sigma}$ кривая $M_{KP} = f(\varphi)$ одного цилиндра (или кривая $T = f(\varphi)$) для данного цилиндра разбивается на число участков, равное $720/i$ (для четырехтактных двигателей). Все участки кривой сводятся в один и суммируются. Результирующая кривая показывает изменение суммарного крутящего момента двигателя в зависимости от угла поворота коленвала. Такая кривая для четырехцилиндрового рядного двигателя показана на рисунке 4.6.

Среднее значение суммарного крутящего момента M_{KPcp} определяют по площади, заключенной между кривой M_{KP} и осью абсцисс, Н·м,

$$M_{KPcp} = \frac{F_1 - F_2}{OA} M_M, \quad (4.24)$$

где F_1 и F_2 – площадь под кривой соответственно выше и ниже оси абсцисс, мм²; OA – длина углового интервала, мм; M_M – принятый масштаб крутящего момента, Н·м/мм.

Момент M_{KPcp} представляет собой средний индикаторный момент, снимаемый с вала двигателя.

Действительный или эффективный крутящий момент, Н·м,

$$M_e = M_{KPcp} \eta_M, \quad (4.25)$$

где η_M – механический КПД двигателя.

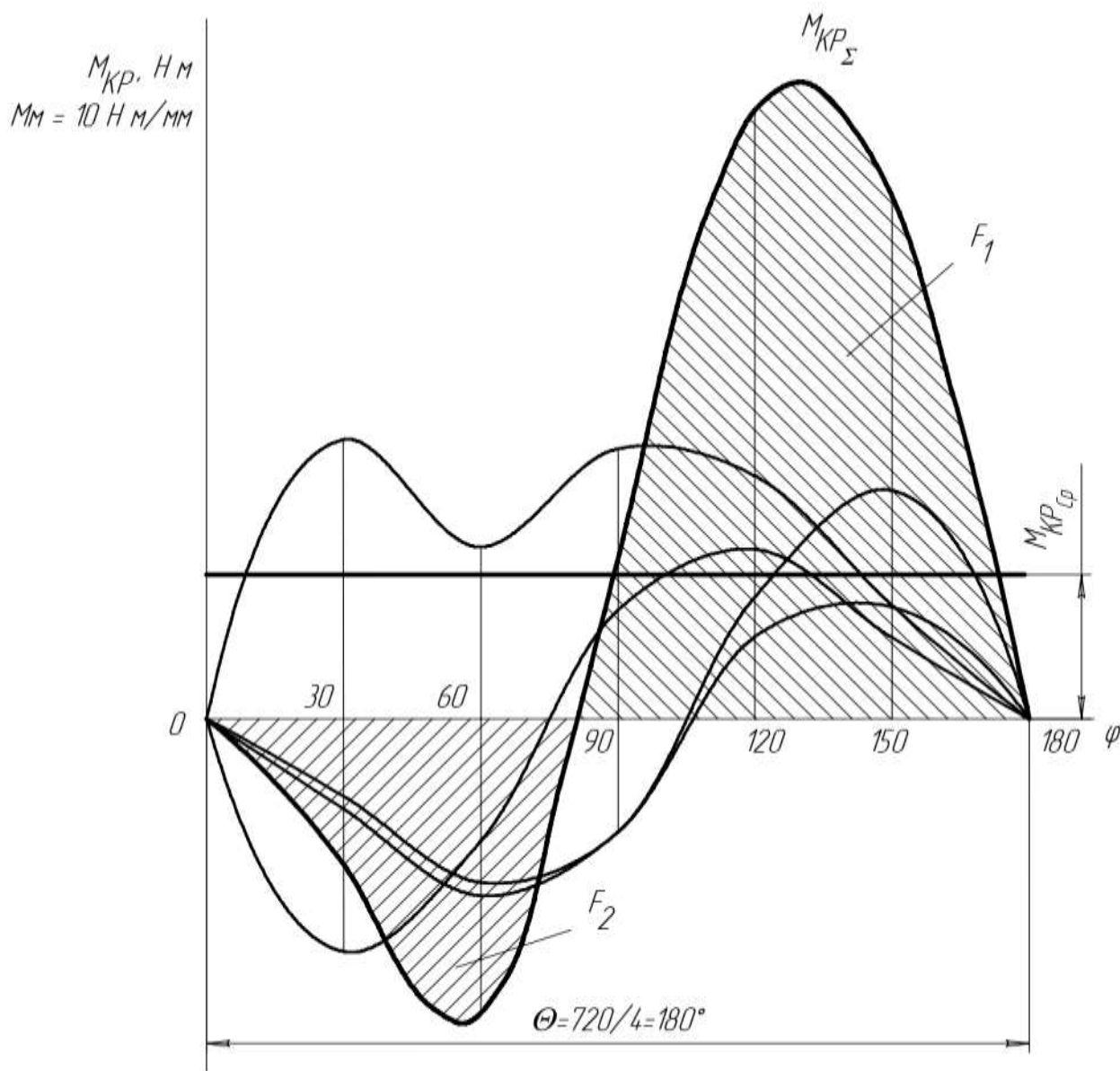


Рисунок 4.6 – Построение кривой суммарного крутящего момента четырехцилиндрового рядного четырехтактного двигателя

4.2.4. Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала

Силы, действующие на шатунные шейки рядных и V-образных двигателей, определяют аналитически или графическим построением.

Результирующая сила, действующая на шатунную шейку рядного двигателя будет равна сумме сил S и K_R . Сила S может быть приведена в виде суммы. Н,

$$S = \sqrt{T^2 + K^2} . \quad (4.26)$$

Так как силы K и K_R приложены в одной точке, направлены по одной оси, но могут иметь различные знаки, то необходимо брать их сумму, Н:

$$P_K = K + K_R. \quad (4.27)$$

Тогда

$$R_{\text{шшш}} = \sqrt{T^2 + P_K^2}. \quad (4.28)$$

Направление силы $R_{\text{шшш}}$ для различных углов поворота коленвала зависит от значений сил S и K и будет определяться углом ψ между вектором $R_{\text{шшш}}$ и осью кривошипа. Значение этого угла определяют по соотношению

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{T}{P_K} = \frac{T}{K + K_R}. \quad (4.29)$$

Графическое изображение характера изменения силы $R_{\text{шшш}}$ в зависимости от угла поворота коленвала требует определения значения как величины $R_{\text{шшш}}$ так и угла ψ , что делает такой расчет весьма громоздким.

Можно получить зависимость $R_{\text{шшш}} = f(\varphi)$ графически. В этом случае результирующая сила $R_{\text{шшш}}$ может быть получена геометрическим сложением сил T и K в виде полярной диаграммы (рисунок 4.7).

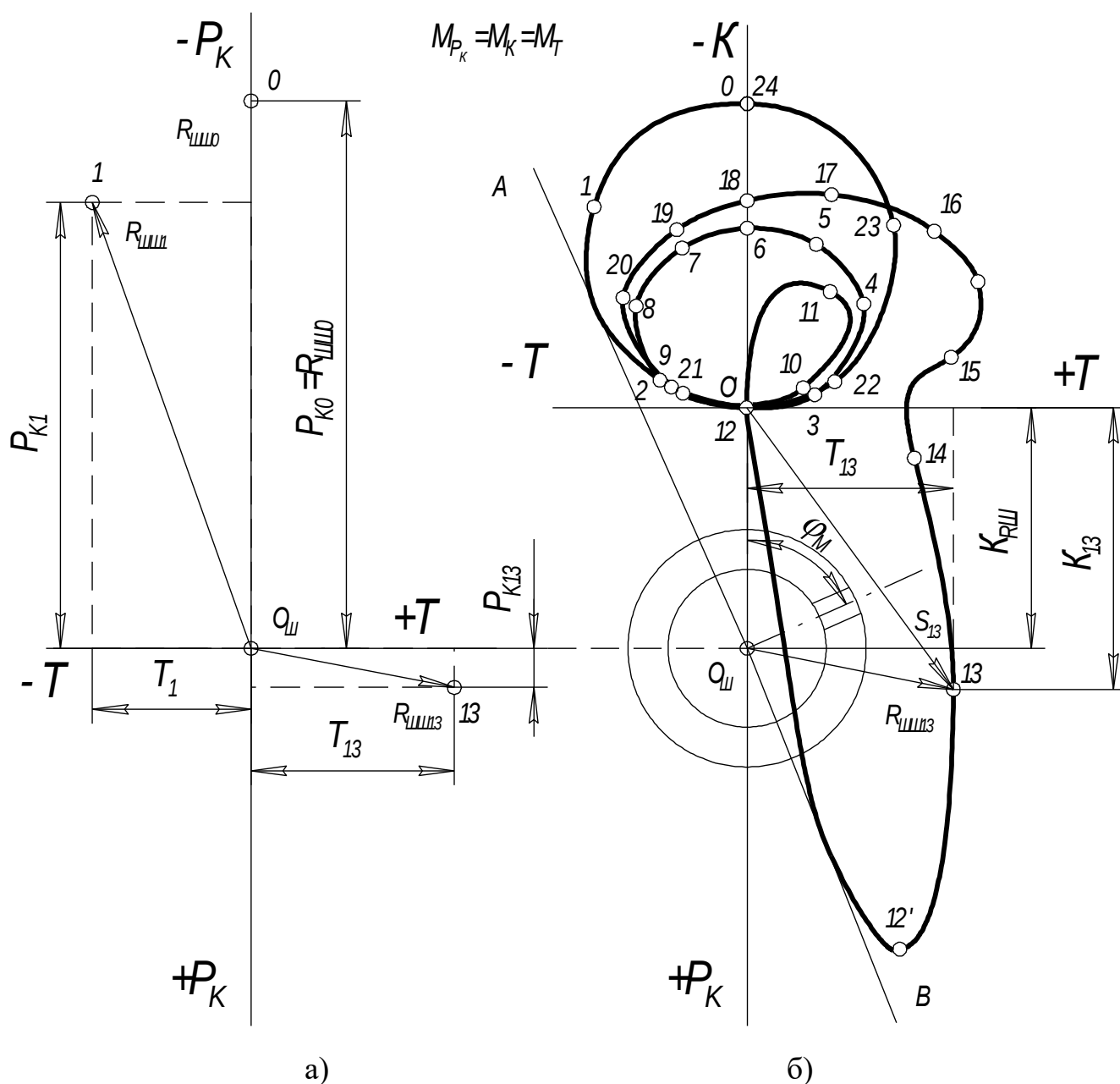
Построение выполняют следующим образом. Из точки O' полюса диаграммы по оси абсцисс откладывают вправо в некотором масштабе положительные значения сил T влево – отрицательные. По оси ординат откладывают вверх отрицательные значения силы K , вниз – положительные. Для каждого угла поворота коленвала определяют точку пересечения этих сил и обозначают ее соответствующим углом или нумеруют.

Каждая из этих точек означает положение конца радиуса-вектора силы $R_{\text{шшш}}$ для данного угла поворота коленвала относительно оси кривошипа $O_{\text{ш}}$, совпадающей с осью ординат.

Для получения полярной диаграммы полученные точки соединяют плавной кривой в порядке нарастания углов. В результате получается годограф силы $R_{\text{шшш}}$.

Для определения средней за цикл результирующей силы $R_{\text{шшш}}$ полярную диаграмму перестраивают в прямоугольные координаты в функции угла поворота коленвала. Для этого по оси абсцисс откладывают углы поворота коленвала, а по оси ординат – соответствующее им значение величины $R_{\text{шшш}}$, взятые из полярной диаграммы. При этом все значения $R_{\text{шшш}}$ будут положительны, так как в полярных системах координат невозможны значения радиуса-вектора меньше нуля. При построении по полярной диаграмме определяют угловое положение максимального и минимального радиуса-вектора силы $R_{\text{шшш}}$ и эти значения учитываются при построении развернутой диаграммы $R_{\text{шшш}}$. Среднее значение результирующей силы $R_{\text{шшшср}}$ находят на площади под кривой $R_{\text{шшш}} = f(\varphi)$.

Развернутая диаграмма силы $R_{\text{шшш}}$ показана на рисунке Е.1.



а) – построение R_{K0} как суммы T и P_K ; б) – полярная диаграмма
Рисунок 4.7 – Построение полярной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку

4.2.5. Диаграмма износа шатунной шейки

Для определения местоположения масляного отверстия, а также наиболее и наименее нагруженных участков поверхности шатунной шейки и прогнозирования возможного характера ее износа, строят диаграмму износа шатунной шейки. Это построение выполняют следующим образом. Сначала проводят окружность, изображающую в произвольном масштабе шатунную шейку (рисунок 4.8). Затем окружность делят на равное количество участков (рекомендуется производить разбиение на 12 участков). Дальнейшее построение выполняют в предположении, что при приложении каждого вектора

$R_{III, i}$ к поверхности шейки, его действие равномерно распределится на 60° по окружности в обе стороны от точки приложения силы.

После разбивки окружности на участки лучи на принятой окружности нумеруют, а затем на нее с полярной диаграммы параллельно самому себе переносят вектор силы R_{III} соответствующий тому или иному углу поворота коленвала. Причем этот вектор прикладывают к поверхности шатунной шейки только с наружной стороны. Если вектор совпадает с каким-либо лучом на шатунной шейке (для определенности, например, с лучом 2 на рисунок 4.8), определяем на поверхности шейки сектор, на котором будет действовать эта сила (по 60° в обе стороны от луча 2). Для принятого случая данная сила будет действовать на лучах 1 и 12, а также 3 и 4.

Для упрощения расчета результирующих величин износа от действия силы R_{III} при других углах поворота коленвала составляем таблицу 4.4, в которой по горизонтали откладываем номера лучей, а по вертикали - углы поворота коленвала.

Таблица 4.4 – Расчет формы износа шатунной шейки

$R_{III, i}$	Числовое значение $R_{III, i}$ для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$R_{III, 0}$	208	208	208	–	–	–	–	–	–	–	208	208
.....												
$R_{III, 23}$	174	174	–	–	–	–	–	–	–	–	174	174
$R_{III, i}$	3081	2874	1669	–	–	–	–	50	50	260	2100	3081

Переносим для каждого угла поворота коленвала соответствующую ему величину и направление вектора $R_{III, i}$ с полярной диаграммы на поверхность шатунной шейки, определяем сектор действия каждого вектора и значение этой силы. Полученные значения для соответствующих углов поворота и лучей заносим в таблицу 4.4. Суммируя полученные значения силы $R_{III, i}$ по каждому из лучей шейки по вертикали, получаем значения $\sum R_{III}$ для каждого из них.

Затем на каждом луче откладываем отрезки, соответствующие в выбранном масштабе полученные значениям $\sum R_{III}$ этих отрезков соединяем плавной кривой. Для выделения возможной зоны износа пространство между поверхностью шейки и полученной кривой штрихуется.

Заштрихованная зона будет характеризовать возможное поле износа шатунной шейки. По нему определяют также зону наименьшей нагрузки шатунной шейки и в этой зоне располагают масляное отверстие. Диаграммы износа шатунной шейки двигателя с искровым зажиганием и с воспламенением от сжатия показаны соответственно на рисунках 4.8 и 4.9.

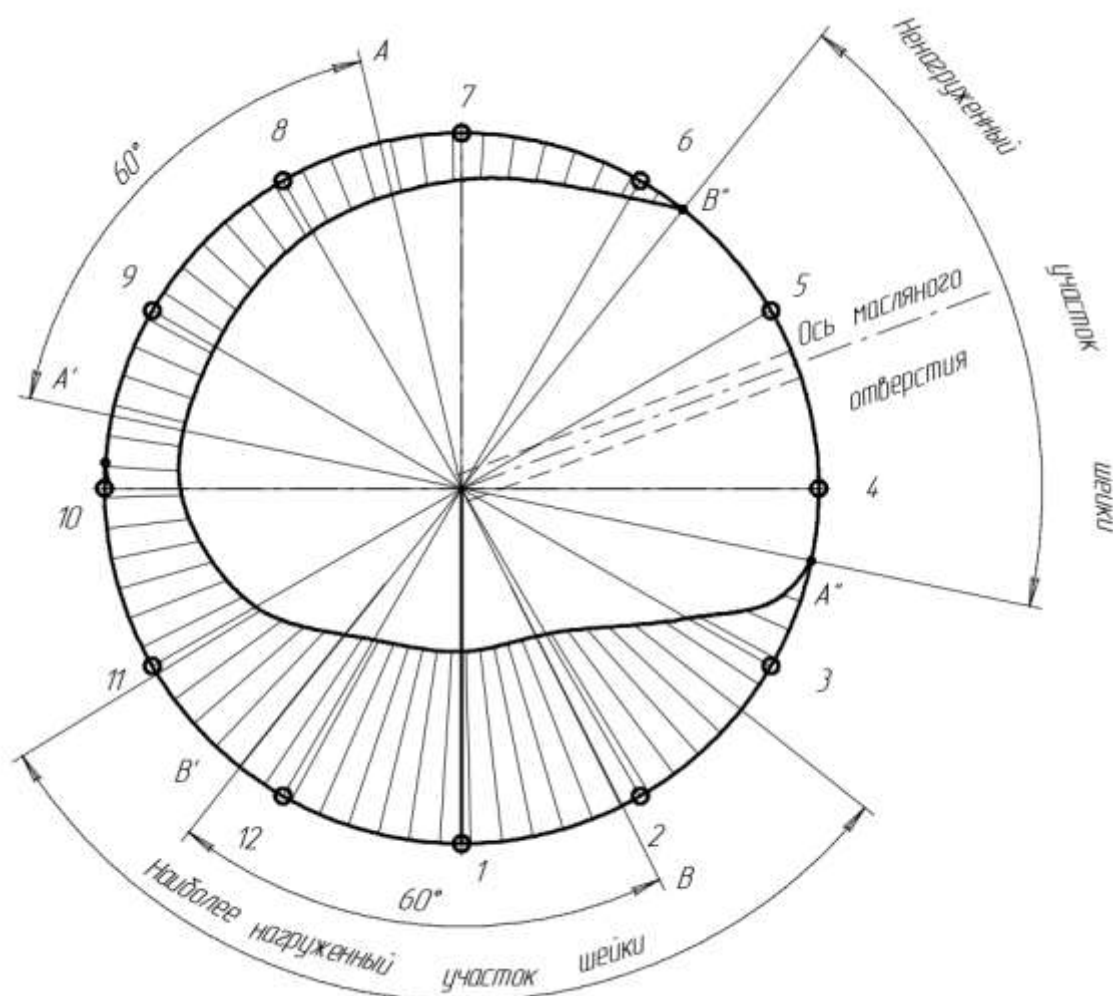


Рисунок 4.8 – Диаграмма износа шатунной шейки двигателя с искровым зажиганием

Для дизельных двигателей поле износа шатунной шейки имеет обычно кольцевой характер. Шатунная шейка двигателя с искровым зажиганием обычно имеет участок без износа. Границы этого участка определяют следующим образом. На полярный диаграмме из ее полюса проводят касательные к годографу силы $R_{шш}$ с обеих его сторон (линии $O_{шш}A$ и $O_{шш}B$ рисунок 4.7). Затем эти линии переносят параллельно на диаграмму износа шатунной шейки и получают лучи A и B (рис. 4.8). От этих лучей откладывают лучи $O_{шш}A'$ и $O_{шш}B'$ под углом 60° в сторону изношенной зоны. Продлевая лучи получаем точки A'' и B'' , которые будут граничными точками зоны износа, между которыми обычно и располагают ось масляного отверстия.

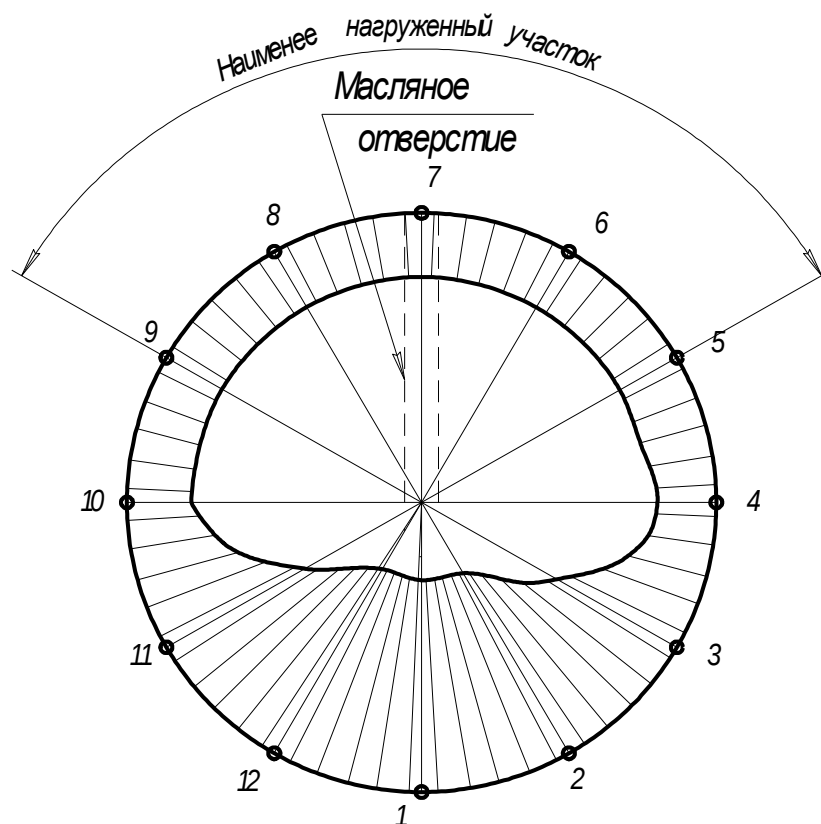


Рисунок 4.9 – Диаграмма износа шатунной шейки дизеля

4.2.6. Определение наиболее нагруженной шейки коленвала

При расчете коренных шеек коленвала на прочность необходимо знать амплитуду крутящего момента, передаваемого валом, так как коренные шейки коленвала рассчитываются только на кручение. Определение максимальных и минимальных значений крутящего момента выполняют с помощью диаграмм набегающих моментов, последовательно подходящих к разным шейкам коленвала. Эти диаграммы могут быть построены как в виде таблицы, так и графически.

Порядок определения набегающих моментов для рядного и V-образного двигателя показан на рисунке 4.10. Набегающий момент для каждой коренной шейки получается алгебраическим суммированием крутящих моментов, подводимых к данной шейке, с учетом принятого порядка работы двигателя.

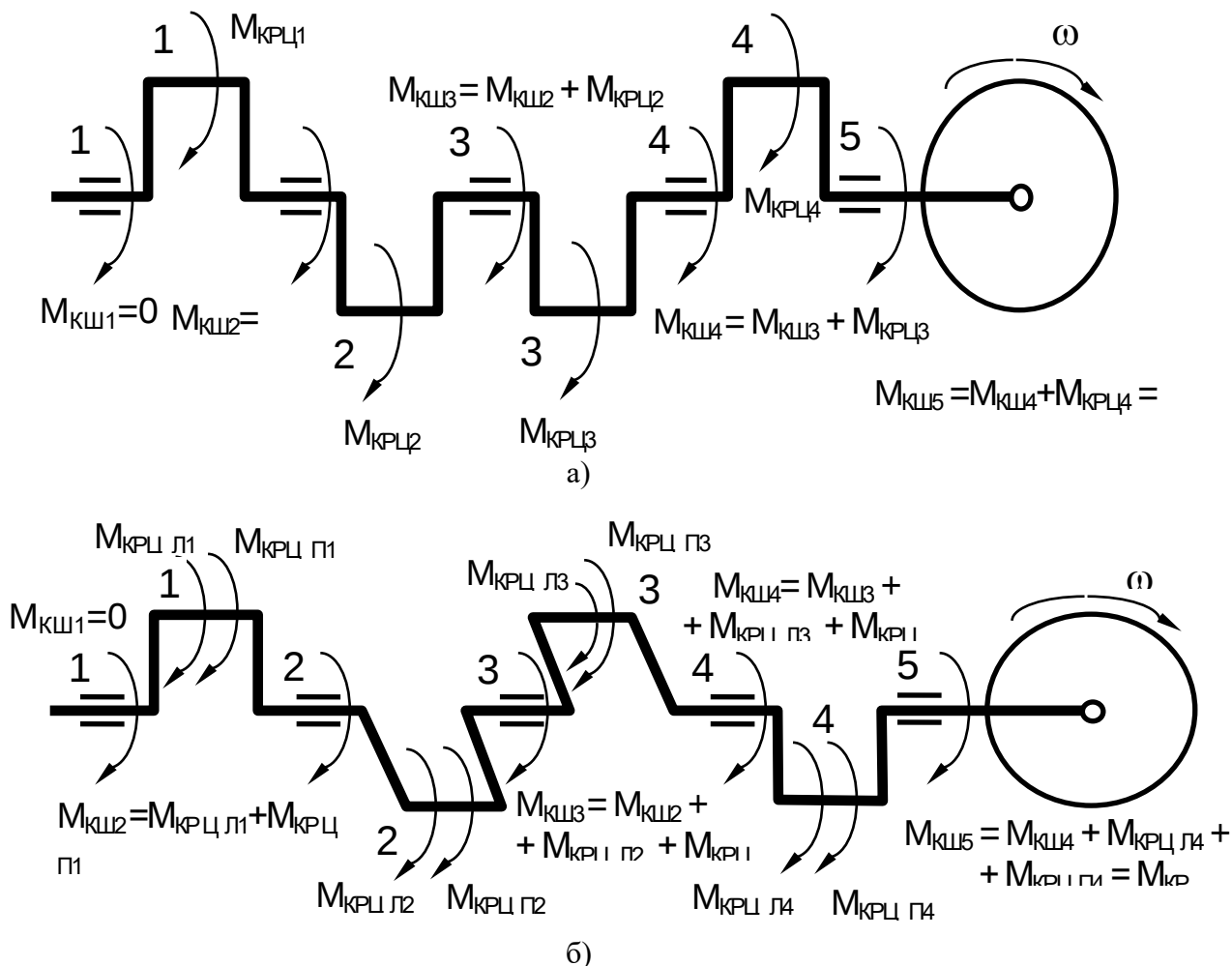
При этом предполагается, что крутящие моменты идентичны для всех цилиндров и смещение кривой момента одного цилиндра относительно другого должно соответствовать угловому интервалу между вспышками в цилиндрах с учетом порядка их работы.

Возможные порядки работы для 2-, 4-, 6-, 8- и 12-цилиндровых двигателей приведены в приложении Д.

При построении диаграмм набегающих моментов графическим методом в качестве исходной кривой принимают график изменения крутящего момента первого цилиндра, получаемый на основании кривой $T = f(\varphi)$.

Так как потребитель крутящего момента расположен обычно со стороны маховика двигателя, то крутящий момент, снимаемый с первой коренной шейки коленвала, обычно весьма невелик, и им пренебрегаем.

Поэтому можно считать, что на вторую коренную шейку полноопорного коленвала рядного двигателя будет действовать момент первого цилиндра, а для V-образного двигателя сумма крутящих моментов первого левого и первого правого цилиндров.



а) рядного четырехцилиндрового; б) V-образного восьмицилиндрового

Рисунок 4.10 – Схемы определения набегающих моментов на коренные шейки коленчатого вала двигателя

Однако суммировать их необходимо со смещением по углу поворота коленвала согласно порядку работы этих цилиндров. Затем на графике строят кривую крутящего момента второго цилиндра рядного двигателя и второго левого и второго правого цилиндров V-образного двигателя с учетом их углового смещения в соответствии с принятым порядком работы двигателя. После этого выполняют алгебраическое суммирование этих кривых с кривыми предыдущего графика. Полученные значения ординат суммарной кривой будут характеризовать изменение крутящего момента на третьей коренной шейке.

Построение кривых набегающих моментов для остальных коренных шеек выполняют аналогично, с учетом порядка работы двигателя.

Набегающие моменты можно определять и с помощью таблиц. В этом случае составляют таблицу, в которой по вертикали откладывают значения крутящего момента первого цилиндра для принятых значений угла поворота коленвала, а затем данные этой графы смещают для каждого последующего цилиндра с учетом углового интервала, соответствующего порядку работы каждого цилиндра, и суммируют с предыдущим цилиндром или цилиндрами. По результатам этих сумм строят графики набегающих моментов для каждой коренной шейки. Образцы расчета приведены в таблицах 4.6 и 4.7.

Правильность проведенного построения может быть проверена сопоставлением кривой суммарного крутящего момента (рисунок 4.6) с графиком набегающего момента на последней коренной шейке. При правильном построении кривая набегающего момента последней коренной шейки представляет собой периодически повторяющуюся кривую суммарного крутящего момента, причем число периодов повторения в интервале $0...720^\circ$ угла поворота коленвала соответствует числу цилиндров двигателя, а их амплитуда может различаться не более чем на 10-15%.

Таблица 4.6 – Таблица для расчета набегающих моментов на шейки четырехцилиндрового рядного двигателя

$M_{кр}$ $\varphi,^\circ$	$M_{ш1}$ Н·м	$M_{к2}$ Н·м	$M_{к3}=M_{к2}+M_{ш2}$ Н·м	$M_{ш3}$ Н·м	$M_{к4}=M_{к3}+M_{ш3}$ Н·м	$M_{ш4}$ Н·м	$M_{кi+1}=M_{кi}+M_{шi}$ Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8
0							
30							
60							
.....							
720							

Таблица 4.7– Таблица для расчета набегающих моментов на шейки V-образного двигателя

M_i $\varphi,^\circ$	Числовое значение $M_{кр}$ для коренной шейки, Н·м								
	вторая			третья			i-я		
	$M_{1Л}$	$M_{1ПР}$	$M_{к2}$	$M_{2Л}$	$M_{2ПР}$	$M_{к3}$	$M_{i-1Л}$	$M_{i-1ПР}$	$M_{кi}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0									
30									
60									
90									
...									
720									

Диаграммы набегающих моментов для рядного четырехцилиндрового двигателя и V-образного шестицилиндрового двигателя показаны на рисунках 4.11 и 4.12. Построение произведено в редакторе электронных таблиц "Microsoft Excel".

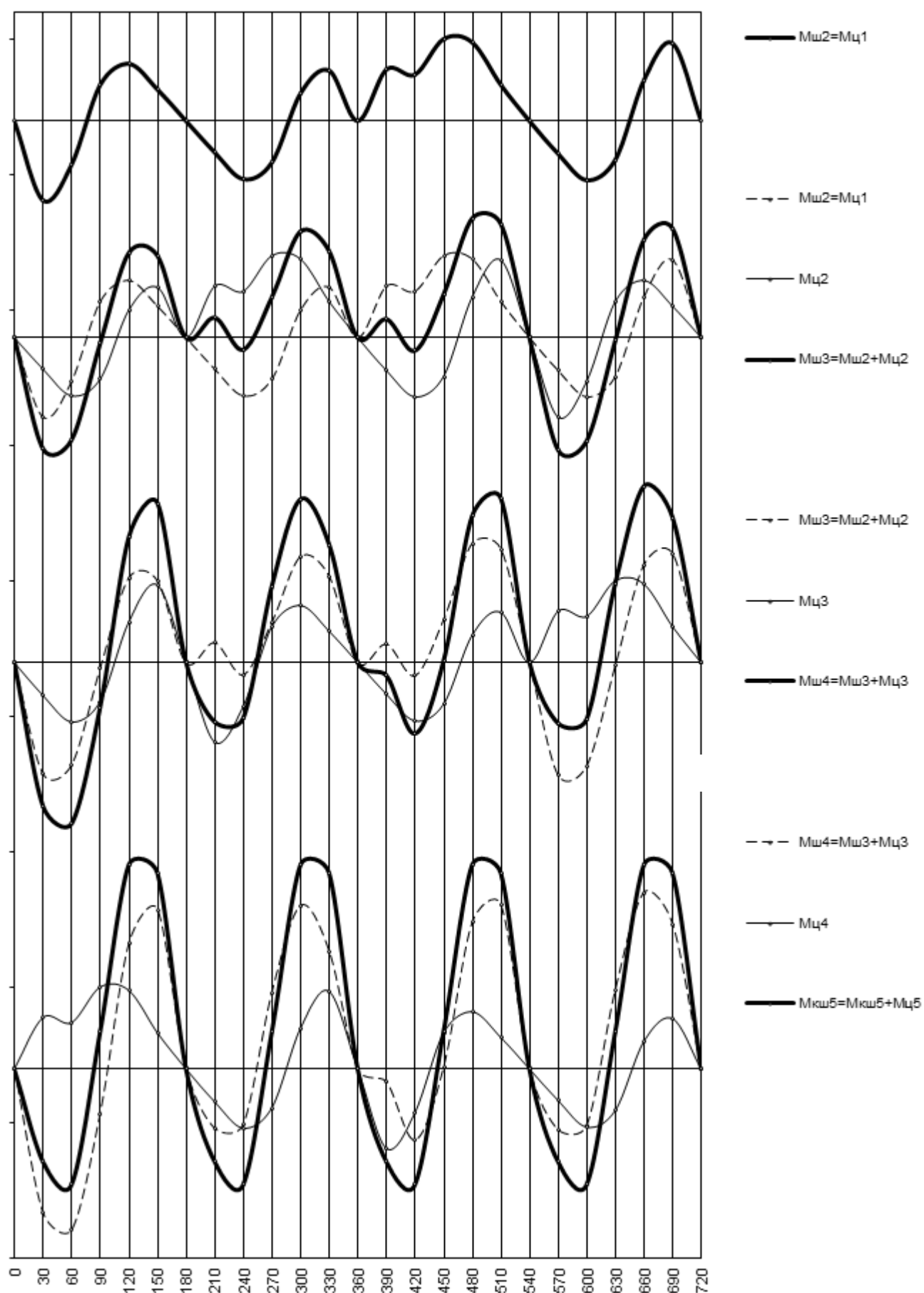


Рисунок 4.11 – Кривые набегающих моментов на коренных шейках рядного четырехцилиндрового двигателя с порядком работы 1-3-4-2

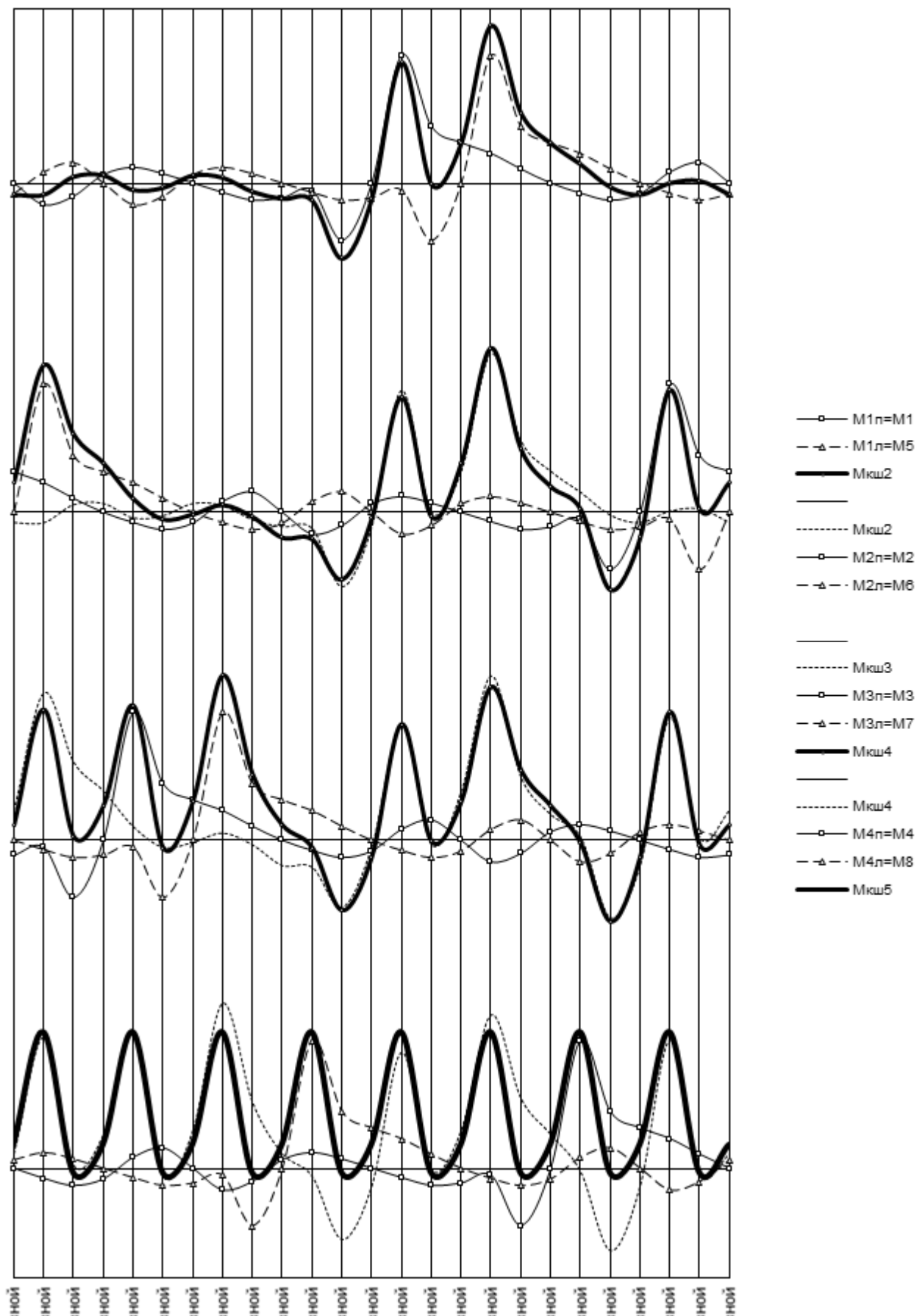


Рисунок 4.12 – Кривые набегающих моментов на коренных шейках коленвала V-образного восьмицилиндрового двигателя с порядком работы 1-5-4-2-6-3-7-8

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Курасов, В. С. Теория двигателей внутреннего сгорания : учебное пособие / В. С. Курасов, В. В. Драгуленко. — Москва : ИНФРА-М, 2021. — 86 с. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1836395> (дата обращения: 17.01.2024). — Режим доступа: по подписке. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-109793-9. - Текст : электронный.
2. Клещин, Э. В. Рабочие процессы, конструкция и основы расчета двигателей внутреннего сгорания / Клещин Э. В., Гилета В. П. - Новосибирск : НГТУ, 2009. - 256 с. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/549067> (дата обращения: 17.01.2024). — Режим доступа: по подписке. — ISBN 978-5-7782-1335-7. - Текст : электронный.
3. Основы конструкции и содержания автомобиля. Истории создания. Классификации и общая конструкция. Двигатель внутреннего сгорания : учебное пособие / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, А. С. Тегжанов. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2023. - 292 с. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/2096146> (дата обращения: 17.01.2024). — Режим доступа: по подписке. - ISBN 978-5-9729-1408-1. - Текст : электронный.
4. Макушев, Ю. П. Динамика двигателей внутреннего сгорания : учебно-методическое пособие / Ю. П. Макушев. - Омск : СибАДИ, 2022. - 56 с. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/2111378> (дата обращения: 17.01.2024). — Режим доступа: по подписке.
5. Дружинин, А. М. Модернизация двигателей внутреннего сгорания. Цилиндропоршневая группа нового поколения : учебное пособие / А. М. Дружинин. - 2-е изд. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2023. - 148 с. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/2095079> (дата обращения: 17.01.2024). — Режим доступа: по подписке. - ISBN 978-5-9729-1328-2. - Текст : электронный.
6. Техническая эксплуатация, диагностирование и ремонт двигателей внутреннего сгорания : учебник (с электронными приложениями) / А. В. Александров, С. В. Алексахин, И. А. Долгов [и др.]. — Москва : РИОР : ИНФРА-М, 2023. — 448 с. - URL: <https://znanium.ru/catalog/product/1960026> (дата обращения: 17.01.2024). — Режим доступа: по подписке. — (Высшее образование). — DOI: <https://doi.org/10.29039/02035-7>. - ISBN 978-5-369-01861-3. - Текст : электронный.
7. Сергеев, Н. В. Двигатели иностранных фирм : учебное пособие / Н. В. Сергеев, В. П. Шоколов. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2022. - 256 с. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1903231> (дата обращения: 17.01.2024). — Режим доступа: по подписке. - ISBN 978-5-9729-0899-8. - Текст : электронный.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(обязательное)
Варианты заданий

Таблица А.1 – Варианты заданий

№	N _е , кВт	η _е , мин ⁻¹	ε	α	λ_{III}	i	№	N _е , кВт	η _е , мин ⁻¹	ε	α	λ_{III}	i
0							1						
0	20	5650	9,5	0,82	0,25	2P	0	200	2550	17,0	1,35	0,285	12V
1	225	2800	14,5	1,6	0,31	12V	1	40	5400	9,0	0,87	0,275	4P
2	24	5600	9,4	0,83	0,255	2P	2	195	2500	17,5	1,3	0,28	10V
3	220	2750	15,0	1,55	0,305	12V	3	44	5350	8,9	0,88	0,28	4P
4	28	5550	9,3	0,84	0,26	4P	4	190	2450	18,0	1,25	0,275	8V
5	215	2700	15,5	1,5	0,30	10V	5	48	5300	8,8	0,89	0,285	4P
6	32	5500	9,3	0,85	0,265	4P	6	185	2400	18,5	1,2	0,27	6V
7	210	2650	9,2	1,45	0,295	8V	7	52	5250	8,7	0,90	0,29	4P
8	36	5450	16,0	0,86	0,27	4P	8	180	2350	19,0	1,15	0,265	6P
9	205	2600	9,1	1,4	0,29	10V	9	56	5200	8,6	0,91	0,295	4P
2							3						
0	60	5150	8,5	0,91	0,30	6V	0	150	1100	18,0	1,45	0,265	6V
1	175	2300	19,5	1,2	0,26	6V	1	80	4900	8,0	0,94	0,295	6P
2	64	5100	8,4	0,92	0,305	4P	2	145	1150	17,5	1,5	0,27	8V
3	170	2250	20,0	1,25	0,255	6P	3	84	4850	7,9	0,93	0,29	4P
4	68	5050	8,3	0,93	0,31	4P	4	140	1200	17,0	1,55	0,275	6V
5	165	2200	19,5	1,3	0,25	8V	5	88	4800	7,8	0,92	0,285	4P
6	72	5000	8,2	0,94	0,305	6P	6	135	1250	16,5	1,6	0,28	6P
7	160	2150	19,0	1,35	0,255	8V	7	92	4750	7,7	0,91	0,28	6V
8	76	4950	8,1	0,95	0,30	6V	8	130	1300	16,0	1,55	0,285	6P
9	153	2100	18,5	1,4	0,26	8V	9	96	4700	7,6	0,90	0,275	6P
4							5						
0	100	4650	7,5	0,89	0,270	6V	0	100	1600	16,0	1,25	0,305	6V
1	123	1350	15,5	1,50	0,29	6P	1	120	4400	7,0	0,84	0,255	8V
2	104	4600	7,4	0,88	0,265	8V	2	95	1650	16,5	1,2	0,300	4P
3	120	1400	15,0	1,45	0,295	6V	3	124	4350	6,9	0,83	0,26	6P
4	108	4550	7,3	0,87	0,26	6P	4	90	1700	17,0	1,15	0,295	4P
5	115	1450	14,5	1,40	0,30	8V	5	128	4300	6,8	0,82	0,265	6V
6	112	4500	7,2	0,86	0,253	6V	6	85	1750	17,5	1,2	0,29	4P
7	110	1500	15,0	1,35	0,305	4P	7	132	4250	6,7	0,83	0,27	6P
8	116	4450	7,1	0,85	0,25	8V	8	80	1800	18,0	1,25	0,285	6P
9	105	1550	15,5	1,3	0,31	6P	9	136	4200	6,6	0,84	0,275	8P

Продолжение таблицы А.1

№	N _е , кВт	n _е , мин ⁻¹	ε	α	λ_{III}	i	№	N _е , кВт	n _е , мин ⁻¹	ε	α	λ_{III}	i
6							7						
0	140	4150	6,5	0,85	0,28	6V	0	50	2100	19,0	1,55	0,225	4P
1	75	1850	18,5	1,3	0,28	6P	1	160	3900	7,0	0,90	0,305	8V
2	144	4100	6,6	0,86	0,285	6P	2	45	2150	18,5	1,6	0,25	4P
3	70	1900	19,0	1,35	0,275	4P	3	164	3850	7,1	0,91	0,31	8V
4	148	4050	6,7	0,87	0,29	6V	4	40	2200	18,0	1,55	0,255	3P
5	65	1950	19,5	1,4	0,27	4P	5	168	3800	7,2	0,92	0,305	8V
6	152	4000	6,8	0,88	0,295	6V	6	35	2250	17,5	1,5	0,26	8V
7	60	2000	20,0	1,45	0,265	4P	7	172	3750	7,3	0,93	0,30	8V
8	156	3950	6,9	0,89	0,30	6P	8	30	2300	17,0	1,45	0,265	2P
9	55	2050	19,5	1,5	0,26	4P	9	176	3700	7,4	0,94	0,295	8V
8							9						
0	180	3650	7,5	0,95	0,29	8V	0	43	2600	15,0	1,15	0,295	4P
1	25	2350	16,5	1,4	0,27	2P	1	200	3400	8,0	0,90	0,205	8V
2	184	3600	7,6	0,94	0,285	6V	2	52	2650	15,5	1,2	0,30	4P
3	20	2400	16,0	1,35	0,275	4V	3	204	3350	8,2	0,89	0,26	8V
4	188	3550	7,7	0,93	0,28	8V	4	57	2700	16,0	1,25	0,305	4P
5	23	2450	15,5	1,3	0,28	2P	5	208	3300	8,5	0,88	0,255	8V
6	192	3500	7,8	0,92	0,275	8V	6	52	2750	16,5	1,3	0,31	4P
7	28	2500	15,0	1,25	0,285	3P	7	212	3250	9,0	0,87	0,25	8V
8	196	3450	7,9	0,91	0,270	8V	8	67	2800	17,0	1,35	0,305	6V
9	33	2550	14,5	1,2	0,29	3P	9	216	3200	9,5	0,86	0,26	12V

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(справочное)

Значения средних мольных удельных теплоемкостей

Таблица Б.1 – Средняя мольная теплоемкость отдельных газов

Температура, °С	Средняя мольная теплоемкость отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль•град)						
	Воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2500	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

Таблица В.3 – Значения функции для расчета ускорения поршня

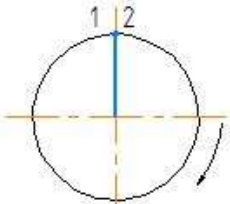
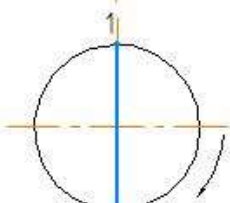
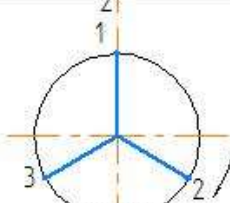
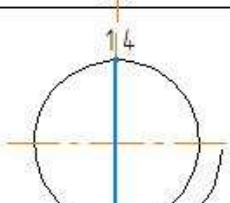
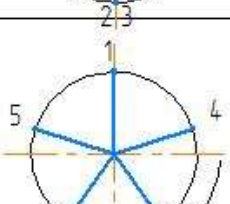
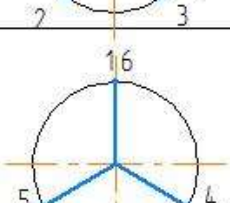
φ°	Знак	Значения $(\cos \varphi + \lambda_{III} \cos 2\varphi)$ при λ_{III}								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	0,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	–	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	–	280
90	–	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	–	270
100	–	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	–	260
110	–	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	–	250
120	–	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	–	240
130	–	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	–	230
140	–	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	–	220
150	–	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	–	210
160	–	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	–	200
170	–	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	–	190
180	–	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	–	180

[illegible]

ПРИЛОЖЕНИЕ Д (справочное)

Схемы расположения кривошипов, порядок работы цилиндров
четырехтактных двигателей

Таблица Д.1 – Данные для рядных двигателей

Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между кривошипами	Угол между вспышками	Порядок работы цилиндров
2		360	360	1-2
2		180	180 и 540	1-2
3		120	240	1-2-3
4		180	180	1-3-4-2 1-2-4-3
5		72	144	1-2-4-5-3
6		120	120	1-5-3-6-2-4 1-4-2-6-3-5 1-3-5-6-4-2

Продолжение таблицы Д.1

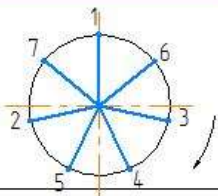
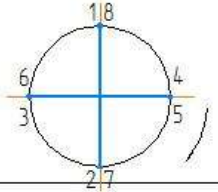
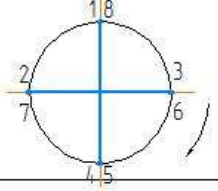
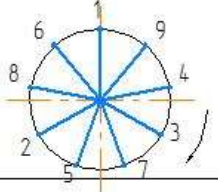
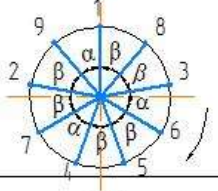
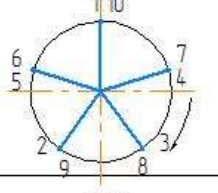
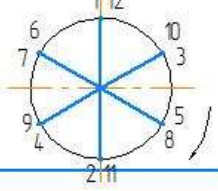
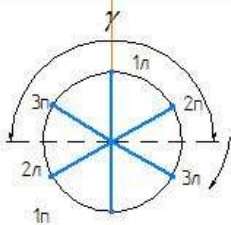
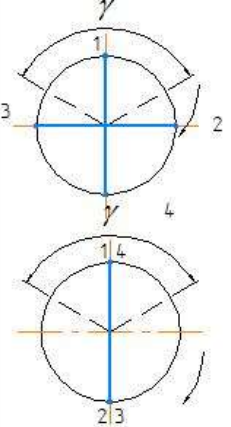
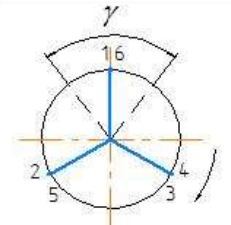
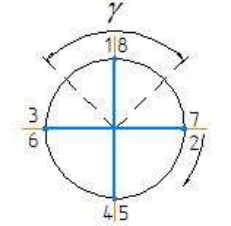
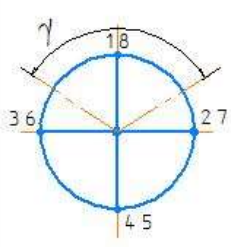
Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между кривошипами	Угол между вспышками	Порядок работы цилиндров
7		$51\frac{3}{7}$	$102\frac{6}{7}$	1-2-4-6-7-5-3
8		90	90	1-6-2-5-8-3-7-4 1-6-2-4-8-3-7-5 1-3-7-5-8-6-2-4 1-3-7-4-8-6-2-5
8		90	90	1-2-4-6-8-7-5-3
9		40	80	1-8-5-3-9-6-2-7-4
9		$\alpha=37^{\circ}44'$ $\beta=41^{\circ}08'$	$78^{\circ}52'$ $82^{\circ}16'$	1-2-4-6-8-9-7-5-3
10		72	72	1-6-2-8-4-10-5-9-3-7 1-6-9-3-7-10-5-2-8-4
12		60	60	1-6-9-2-8-3-12-7-4-11-5-1 0

Таблица Д.2 – Данные для V-образных двигателей

Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между рядами цилиндров	Угол между кривошипами	Угол между вспышками	Порядок работы цилиндров
2		180	-	180 и 540	1л-1п
2		180	180	360	1л-1п
4		180	180	180	1л-2п-1п-2л 1л-2л-1п-2п
4		90	180	90-180- 270-180	1л-1п-2п-2л
4		180	0	180	1л-2п-2л-1п
6		90	120	90-150-90 150-90-150	1л-1п-2л-2п-3л-3п 1л-3л-2л-2п-1п-3п
		120	120	120	1л-3л-2л-3п-1п-2п

Продолжение таблицы Д.2

Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между рядами цилиндров	Угол между кривошипами	Угол между вспышками	Порядок работы цилиндров
6		180	60	120	1n-2n-3n-1n-2n-3n
8		90	90	90	1n-3n-3n-2n- -2n-1n-4n-4n
		120	90	90	1n-4n-1n-3n- -2n-3n-2n-4n 1n-3n-2n-4n- -2n-4n-1n-3n
8		90	180	90	1n-4n-2n-3n- -4n-1n-3n-2n 1n-4n-3n-2n- -4n-1n-2n-3n
12		60	120	60	1n-6n-5n-2n-3n-4n- -6n-1n-2n-5n-4n-3n
		180	120	60	1n-3n-5n-6n-3n-2n- -6n-4n-2n-1n-4n-5n
16		45	90	45	1n-8n-3n-6n-4n-5n- -2n-7n-8n-1n-6n- -3n-5n-4n-7n-2n
		135	90	45	1n-7n-3n-8n-4n-6n- -2n-5n-8n-2n-6n- -1n-5n-3n-7n-4n

ПРИЛОЖЕНИЕ Е (справочное) Примеры выполнения графической части проекта

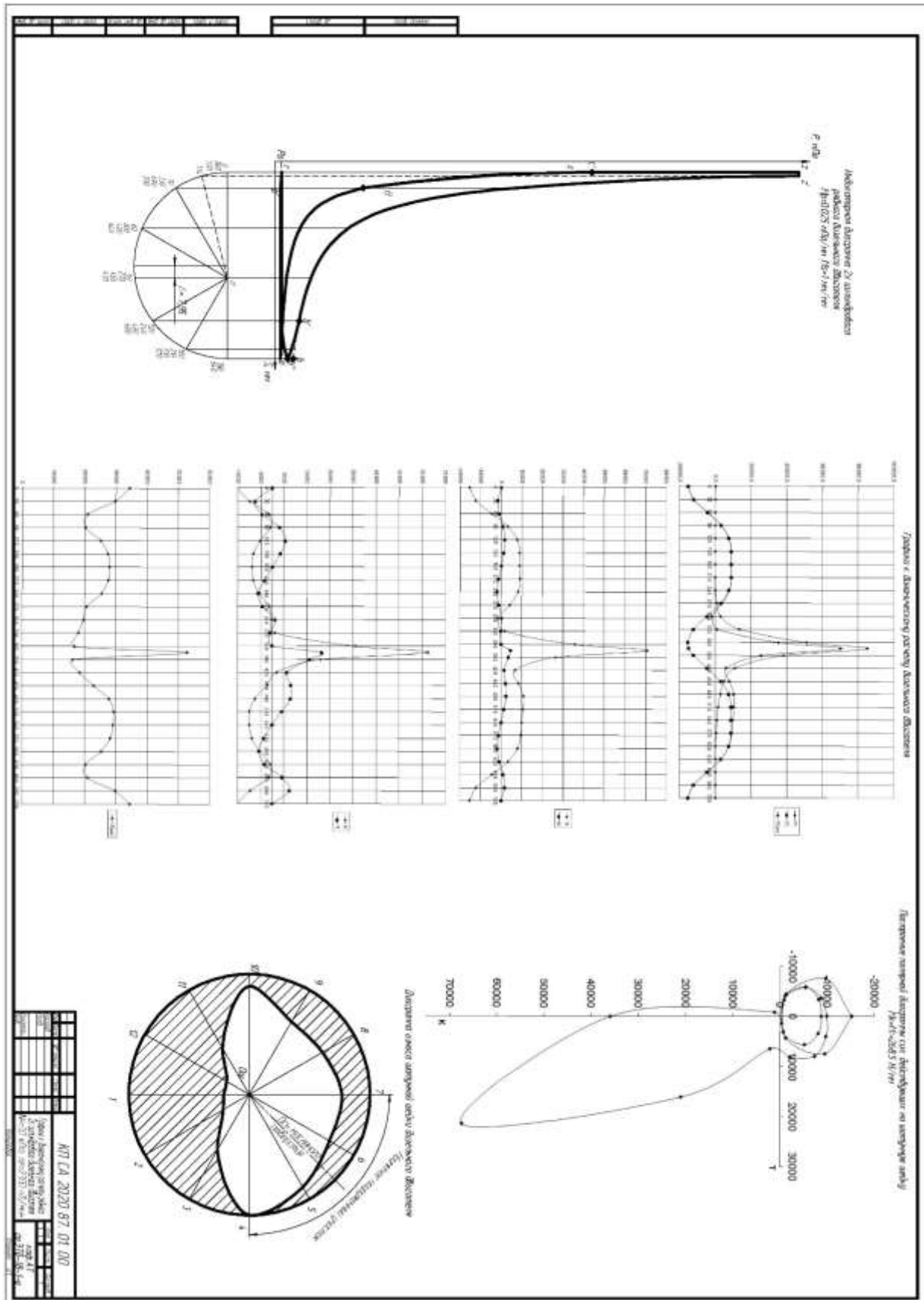


Рисунок Е.1 – Пример выполнения листа №1

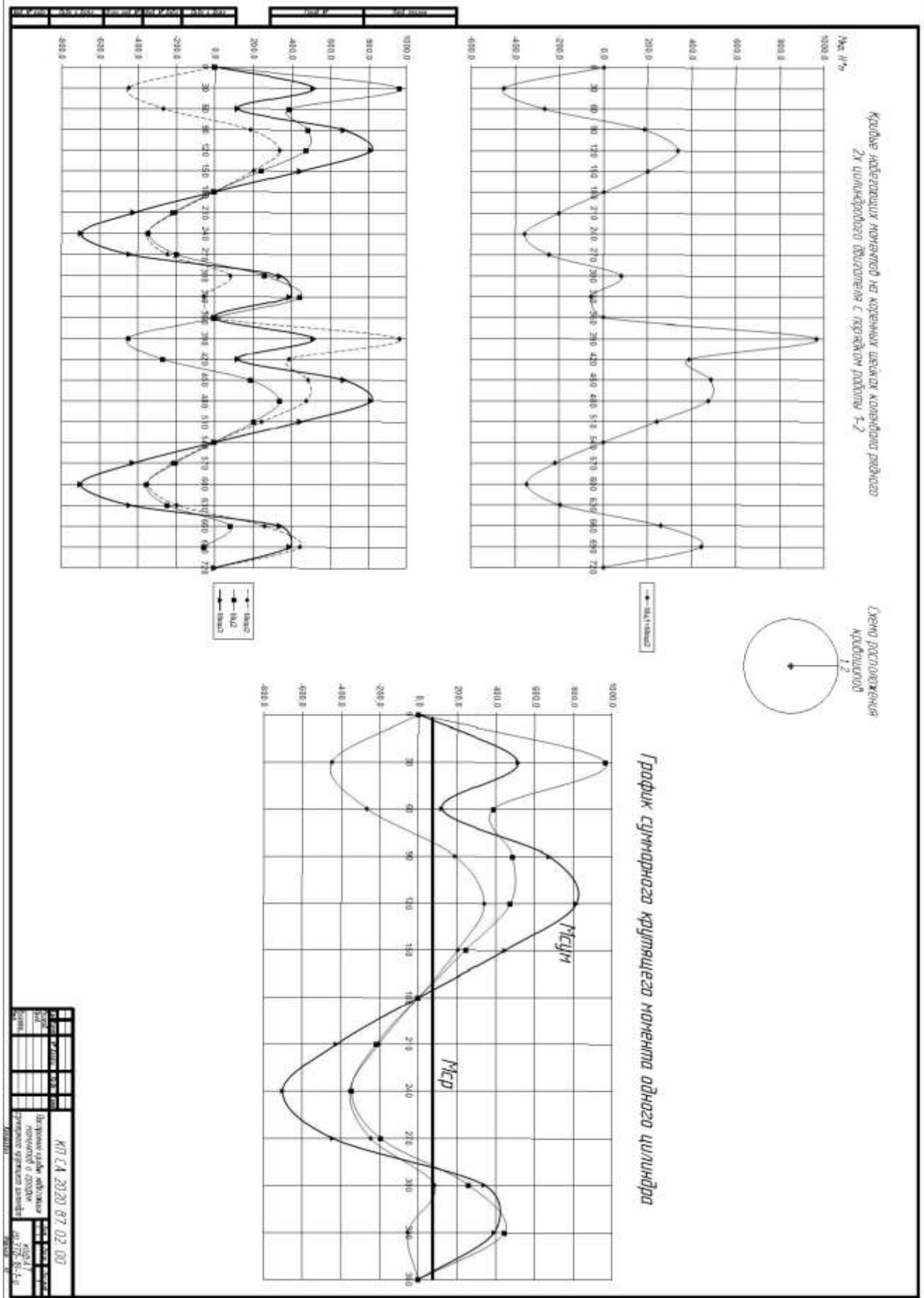


Рисунок Е.2 – Пример выполнения листа № 2

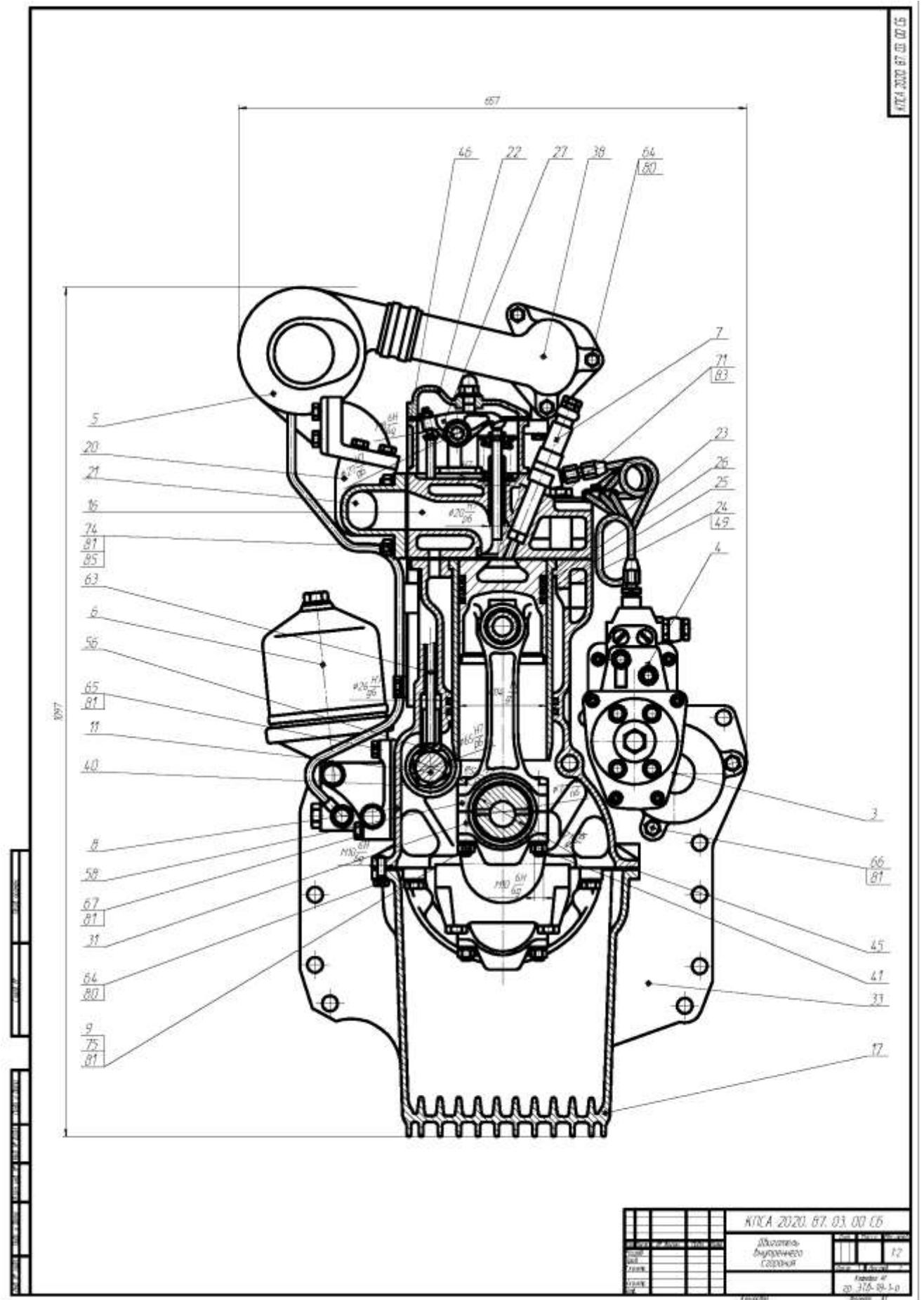


Рисунок Е.3 – Пример выполнения листа № 3

Рисунок Е.4 – Пример выполнения листа №4

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				<u>Документация</u>		
A1			КП СА 2020. 92. 03. 00 СБ	Сборочный чертеж	1	
A4			КП СА 2020. 92. 00 00 ПЗ	Пояснительная записка	1	
				<u>Сборочные единицы</u>		
A3		1	КП СА 2020. 92. 13. 00 СБ	Маслоприемник	1	
		2	КП СА 2020 92. 14. 00 СБ	Насос системы охлаждения	1	
		3	КП СА 2020 92. 15. 00 СБ	Насос системы смазки	1	
A3		4	КП СА 2020 92. 16. 00 СБ	Насос топливный высокого	1	
				давления		
		5	КП СА 2020 92. 17. 00 СБ	Насос топливоподкачивающий	1	
A3		6	КП СА 2020 92. 20. 00 СБ	Турбина	1	
		7	КП СА 2020 92. 21. 00 СБ	Форсунка	6	
		8				
		9				
				<u>Детали</u>		
		10	КП СА 2020 92. 03. 01	Блок цилиндров		
		11	КП СА 2020 92. 03. 02	Вал коленчатый		
		12	КП СА 2020 92. 03. 03	Вал распределительный		
		13	КП СА 2020 92. 03. 04	Венец маховика		
		14	КП СА 2020 92. 03. 05	Втулка направляющая		
				впускного клапана		
			КП СА 2020 92. 03. 00			
Изм.	Лист	Недокум.	Подп.	Дата	Двигатель дизельный рядный 6-ти цилиндровый	
Разраб.						
Пров.						
Н.контр.						
Утв.						
					Лит.	Лист
						Листов
					1	3
					каф.АТ	
					гр.ЭТБ-18-1-0	

Рисунок Е.5 – Пример выполнения спецификации к сборочному чертежу

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж (справочное)
Технические характеристики автомобильных и тракторных двигателей

Таблица Ж.1 – Технические характеристики двигателей с искровым зажиганием

Характеристики Модель	MeM3-245	BA3-21186	BA3-21126	3M3-405	3M3-511	3M3-52342.10
Компоновка	4P	4P	4P	4P	8V	8V
Степень сжатия	9,5	10,5	10,5	9,4	7,6	7,6
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2	1-3-4-2	1-3-4-2	1-3-4-2	1-5-4-2-6-3-7-8	1-5-4-2-6-3-7-8
Диаметр цилиндра, D, мм	72	82	82	95,5	92	92
Ход поршня, S, мм	67	75,6	75,6	86	80	88
Рабочий объем, $\text{м}^3 \cdot 10^{-3}$	1,091	1,6	1,6	2,46	4,25	4,67
Максимальная мощность, кВт	39	64	72	112	88,5	91
Частота вращения при максимальной мощности, об/мин	5500	5100	5600	5200	3200	3300
Максимальный крутящий момент, Н·м	80,4	140	145	214	284,5	298
Частота вращения при максимальном моменте, об/мин	3000 ... 3500	3800	4000	4000	2000 ... 2500	1800
Система охлаждения	жидкостная					
Фазы газораспределения, °:			н/д		н/д	
впуск:						
открытие до ВМТ	9	33		20		24
закрытие после НМТ	48	79		50		64
выпуск:						
открытие до НМТ	40	47		52		70
закрытие после ВМТ	17	17		20		22
Количество клапанов	8	8	16			16

Таблица Ж.2 – Технические характеристики дизельных двигателей

Характеристики \ Модель	Д-120	Д-245.12	Д-260Г	ЯМЗ-236М	КамАЗ-740.10	КамАЗ-7403.10	ЗМЗ-51432	ЯМЗ-240БМ2
Компановка	2Р	4Р	6Р	6V	8V			12V
Степень сжатия	16,5	15,1	16	16,5	17	16	19	16,5
Порядок работы цилиндров	1-2	1-3-4-2	1-5-3-6-2-4	1-4-2-5-3-6	1-5-4-2-6-3-7-8		1-3-4-2	
Диаметр цилиндра, D, мм	105	110	110	130	120		87	130
Ход поршня, S, мм	120	125	125	140	120		94	140
Рабочий объем, м ³ ·10 ⁻³	2,08	4,75	7,12	11,15	10,85		2,24	22,3
Максимальная мощность, кВт	23,5	80	110,2	132	154	191	83,5	220,6
Частота вращения при максимальной мощности, об/мин	2200	2400	2200	2100	2930		3500	2100
Максимальный крутящий момент, Н·м	12,3	350	518	667	637	785	270	1275
Частота вращения при максимальном моменте, об/мин	1500	1300 ... 1700	1500	1500 ... 1600	1600 ... 1800		1800 ... 2800	1300 ... 1600
Система охлаждения	воздушная		жидкостная					
Фазы газораспределения: <i>впуск:</i> открытие до в.м.т. закрытие после н.м.т. <i>выпуск:</i> открытие до н.м.т. закрытие после в.м.т.	16 ⁰ 40 ⁰ 40 ⁰ 16 ⁰	16 ⁰ 46 ⁰ 56 ⁰ 18 ⁰	16 ⁰ 46 ⁰ 56 ⁰ 18 ⁰	20 ⁰ 46 ⁰ 66 ⁰ 20 ⁰	13 ⁰ 49 ⁰ 66 ⁰ 10 ⁰		н/д	20 ⁰ 46 ⁰ 66 ⁰ 20 ⁰
Угол опережения впрыска на номинальной частоте вращения	26 ⁰	19 ⁰	29 ⁰	20 ⁰	42 ⁰		н/д	20 ⁰
Давление наддува, МПа	—	0,15 ... 0,165	0,15 ... 0,165	—	—	0,055 ... 0,085	0,15	0,055 ... 0,085

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Методические указания
к выполнению курсового проекта*

Составители: **Сопин** Павел Константинович,
Огрызков Сергей Витальевич, **Ветрогон** Александр Анатольевич
Харченко Андрей Александрович

В авторской редакции

Изд. № 129/2024. Объем 5,25 п.л. Усл. печ. л. 4,88 Уч.-изд. л. 5,145.
Издательский центр ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»