

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
“ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ”

Кафедра автомобильного транспорта

Р.Ф. КАЛИМУЛЛИН, С.В. ГОРБАЧЕВ, С.В. БАЛОВНЕВ

РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

ЧАСТЬ 1

ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ
РАСЧЕТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом
государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
“Оренбургский государственный университет”

Оренбург 2004

ББК 39.35 к 7
К17
УДК 621.43.016.4(07)

Рецензент
кандидат технических наук, доцент А.П. Пославский

К17 **Калимуллин Р.Ф., Горбачев С.В., Баловнев С.В.**
Расчет автомобильных двигателей: Методические указания к курсовому проектированию, часть 1 – тепловой и динамический расчеты двигателя. - Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004. - 92 с.

Методические указания содержат методики теплового расчета рабочего цикла двигателя, построения индикаторной диаграммы, расчета внешней скоростной характеристики, динамического расчета кривошипно-шатунного механизма.

Методические указания предназначены для выполнения курсового проекта по дисциплинам “Автомобильные двигатели” и “Рабочие процессы, конструкция и основы расчета тепловых двигателей и энергетических установок” для студентов специальностей 15.02.00, 23.01.00 и специализации 23.07.12 всех форм обучения.

К

ББК 39.35 к 7

© Калимуллин Р.Ф., 2004
© Горбачев С.В., 2004
© Баловнев С.В., 2004
© ГОУ ОГУ, 2004

Введение

Учебные дисциплины “Автомобильные двигатели” и “Рабочие процессы, конструкция и основы расчета тепловых двигателей и энергетических установок” являются, согласно государственным образовательным стандартам по специальностям 15.02.00, 23.01.00 и специализации 23.07.12, специальными дисциплинами и формируют специальные знания будущего специалиста в области движущих элементов подвижного состава автомобильного транспорта.

Предметом изучения данных дисциплин являются автомобильные двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Задачи изучения дисциплины определяются на основе требований к знаниям и умениям студента после изучения данного курса.

Студент должен знать:

1) сущность и значение процессов, происходящих в цилиндре ДВС при реализации действительного цикла, закономерности и наиболее эффективные методы превращения химической энергии топлива в работу ДВС;

2) влияние основных конструктивных, эксплуатационных и атмосферно-климатических факторов на протекание процессов в ДВС и на формирование внешних показателей работы двигателя, современные методы улучшения технико-экономических показателей и характеристик двигателя, основные критерии работы ДВС и общепринятые характеристики;

3) тенденции и направления развития ДВС, диктуемые современными требованиями к подвижному составу автотранспорта.

Настоящие методические имеют целью оказать помощь студентам при выполнении курсового проектирования по данным дисциплинам. Курсовое проектирование – заключительная часть учебного процесса по изучаемым дисциплинам, раскрывающее степень усвоения необходимых знаний, творческого использования их для решения конкретных инженерных задач. Оно может служить одновременно начальным этапом самостоятельной работы молодого специалиста, сокращающим период его адаптации на производстве. Целью данного курсового проектирования является расчет проектируемого автомобильного двигателя. Однако используемые методики могут быть использованы при оценке либо модернизации существующих двигателей.

Объем и содержание курсового проекта составляют:

1) расчетно-пояснительная записка, включающая:

- титульный лист;
- содержание;
- введение;
- задание на проектирование;
- тепловой расчет рабочего цикла;
- расчет внешней скоростной характеристики;
- динамический расчет кривошипно-шатунного механизма;
- расчет деталей;
- расчет системы;
- заключение;

2) графическая часть:

- 1 лист – содержащий индикаторную диаграмму, диаграммы по результатам динамического расчета, схему действия сил в КШМ;
- 2 лист – поперечный разрез двигателя с детальной проработкой основных механизмов и систем двигателя;
- 3 лист - продольный разрез двигателя с детальной проработкой основных механизмов и систем двигателя;
- Студенты *очно-заочной* и *заочной* форм обучения выполняют 1 и 2 листы. Студенты *очной* формы – 1, 2 и 3 листы;

3) компьютерный практикум для проверки результатов расчета и решения специальных задач исследовательского характера.

Настоящие методические указания к курсовому проектированию входят в комплекс, состоящий из 3 частей методических указаний и электронной книги “Автомобильные двигатели. Курсовое проектирование”.

Часть 1 – *Тепловой и динамический расчеты автомобильного двигателя*. Включены варианты заданий, методики теплового и динамического расчетов, расчета внешней скоростной характеристики, а также примеры расчетов и оформления первого листа графической части, справочные данные.

Часть 2 - *Расчеты основных деталей и систем двигателя. Конструирование двигателя*. Включены варианты заданий, методики расчетов деталей на прочность, систем смазочной и жидкостного охлаждения; основы конструирования и обзор вариантов конструктивного оформления элементов двигателя; примеры расчетов деталей и систем, а также оформления поперечного и продольного разрезов двигателей, обзор конструкций автомобильных двигателей.

Часть 3 – *Компьютерный практикум*. Содержат правила пользования электронной книгой “Автомобильные двигатели. Курсовое проектирование”, краткое описание программ расчета, комплекс задач, примеры решения задач.

1 Задание на курсовое проектирование

Задание на курсовое проектирование определяется по таблице 1.1 в соответствии с номером варианта, указанным руководителем проекта.

Таблица 1.1 - Задание на курсовое проектирование

Но- мер вари- анта	Параметры двигателя						
	Тип двигателя	Давление за ком- прессором p_k , МПа	Номи- нальная мощность N_e , кВт	Номинальная частота вра- щения n_e , мин ⁻¹	Число цилинд- ров, i	Степень сжатия, ε	Охлажде- ние
1	2	3	4	5	6	7	8
1	К	-	20	4300	4	6,4	В
2	К	-	54	2700	6	7,0	Ж
3	Д	-	130	2600	8	18,4	Ж
4	ДН	0,16	185	2400	8	15,8	Ж
5	Д	-	60	2900	4	17,5	Ж
6	К	-	40	5100	4	9,4	Ж
7	К	-	100	3000	8	7,1	Ж
8	Д	-	115	2400	6	16,8	Ж
9	ДН	0,17	200	2000	8	15,2	Ж
10	Д	-	142	2100	6	17,2	Ж
11	К	-	24	5400	4	9,7	Ж
12	К	-	80	4400	4	8,5	Ж
13	К	-	125	3100	8	7,0	Ж
14	Д	-	150	2500	8	16,9	Ж
15	ДН	0,18	240	2100	8	15,4	Ж
16	ДН	0,18	160	2200	6	17,0	Ж
17	К	-	45	5200	4	8,6	Ж
18	К	-	85	2900	6	6,8	Ж
19	К	-	200	4200	8	9,2	Ж
20	Д	-	165	2500	8	16,0	Ж
21	Д	-	220	2300	10	16,7	В
22	ДН	0,19	230	2200	8	16,9	В
23	К	-	50	5400	4	8,7	Ж
24	К	-	78	4200	4	8,4	Ж
25	К	-	90	3300	8	7,3	Ж
26	Д	-	145	2200	8	17,4	Ж
27	ДН	0,21	310	2100	8	15,5	Ж
28	Д	-	270	2000	12	16,6	Ж
29	К	-	55	5500	4	8,8	Ж
30	К	-	62	4600	4	7,4	Ж

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
31	К	-	95	3400	8	7,2	Ж
32	Д	-	135	2250	6	16,8	Ж
33	ДН	0,17	225	2050	8	15,6	Ж
34	ДН	0,20	275	2200	8	16,4	Ж
35	К	-	60	5100	4	8,9	Ж
36	К	-	70	4600	4	8,4	Ж
37	К	-	235	4400	8	9,4	Ж
38	Д	-	230	2400	10	16,8	В
39	ДН	0,18	310	1950	12	15,0	Ж
40	Д	-	190	2600	8	17,6	Ж
41	К	-	30	4500	4	6,6	В
42	К	-	75	4700	4	8,5	Ж
43	К	-	105	3100	8	6,9	Ж
44	Д	-	60	4700	4	15,0	Ж
45	ДН	0,19	370	2100	12	15,2	Ж
46	ДН	0,17	185	2400	6	17,8	Ж
47	К	-	57	5800	4	8,7	Ж
48	К	-	58	2800	6	7,1	Ж
49	К	-	95	3400	8	6,9	Ж
50	Д	-	178	2150	8	16,6	Ж
51	ДН	0,17	190	2500	8	16,0	Ж
52	ДН	0,18	205	2200	6	17,6	Ж
53	К	-	38	4800	4	6,9	Ж
54	К	-	68	4650	4	6,6	Ж
55	К	-	140	3300	8	7,4	Ж
56	Д	-	115	2700	6	17,4	Ж
57	ДН	0,20	240	2450	8	17,0	В
58	ДН	0,17	235	2000	6	17,2	Ж
59	К	-	54	5550	4	9,5	Ж
60	К	-	60	2900	6	6,8	Ж
61	К	-	110	3200	8	7,0	Ж
62	Д	-	95	2100	4	17,8	Ж
63	ДН	0,18	205	2050	8	15,6	Ж
64	ДН	0,19	285	1950	6	17,3	Ж
65	К	-	25	4500	4	6,7	В
66	К	-	55	3900	4	6,8	Ж
67	К	-	115	3250	8	7,3	Ж
68	Д	-	120	2500	6	17,0	Ж
69	ДН	0,18	250	2200	8	15,8	Ж
70	ДН	0,19	265	1900	6	15,4	Ж

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
71	К	-	30	4600	4	6,9	В
72	К	-	60	2900	6	7,5	Ж
73	К	-	205	4350	8	9,4	Ж
74	Д	-	168	2550	8	16,5	Ж
75	Д	-	240	2500	10	17,0	В
76	ДН	0,21	245	2400	8	17,4	В
77	К	-	52	5450	4	8,7	Ж
78	К	-	82	4300	4	8,6	Ж
79	К	-	92	3350	8	7,5	Ж
80	Д	-	148	2300	8	17,8	Ж
81	ДН	0,22	320	2000	8	15,8	Ж
82	Д	-	275	1900	12	17,3	Ж
83	К	-	58	5600	4	8,8	Ж
84	К	-	88	3000	6	7,1	Ж
85	К	-	100	3300	8	7,6	Ж
86	Д	-	138	2300	6	17,2	Ж
87	ДН	0,18	230	2100	8	16,0	Ж
88	ДН	0,19	280	2400	8	16,7	Ж
89	К	-	64	5200	4	9,1	Ж
90	К	-	74	4800	4	9,0	Ж
91	К	-	180	4200	8	9,3	Ж
92	Д	-	235	2300	10	17,4	В
93	ДН	0,16	290	2000	12	15,6	Ж
94	Д	-	200	2700	8	17,8	Ж
95	К	-	35	4600	4	7,0	В
96	К	-	82	4800	4	8,7	Ж
97	К	-	115	3200	8	7,4	Ж
98	Д	-	65	4800	4	16,8	Ж
99	ДН	0,20	390	2200	12	15,4	Ж
100	ДН	0,18	190	2500	6	17,6	Ж

Условные обозначения в таблице:

К – карбюраторный;

Д – дизельный;

ДН – дизельный с наддувом;

В – воздушное;

Ж – жидкостное.

2 Тепловой расчёт рабочего цикла двигателя

В соответствии с заданием на курсовое проектирование выполняется тепловой расчёт рабочего цикла четырёхтактного автомобильного двигателя на номинальном режиме работы, то есть на режиме максимальной мощности, которую развивает данный двигатель. Выбранный расчетный режим соответствует наиболее тяжелым условиям работы деталей двигателя в отношении показателей их прочности и долговечности.

При выполнении расчета следует обратить внимание на его точность, так как ошибка в подсчете одного показателя влечет за собой искажение всего расчета. Поэтому рекомендуется основные параметры теплового расчета регулярно сопоставлять с аналогичными параметрами современных автомобильных двигателей соответствующего назначения и типа. При существенных отличиях расчетных параметров от сопоставляемых необходимо уточнить расчет, а в необходимых случаях и изменить принятые для расчета величины и коэффициенты.

На основании теплового расчёта с достаточной для практики точностью строится индикаторная диаграмма, позволяющую определить величину давления газов в цилиндре в зависимости от переменного объема пространства над поршнем. Эти данные необходимы для расчёта деталей двигателя на прочность, оценки экономичности процесса, определения основных параметров двигателя.

2.1 Рабочее тело и его свойства

Рабочим телом называется вещество, при помощи которого осуществляется рабочий цикл двигателя. Для автомобильных двигателей рабочее тело состоит из атмосферного воздуха, топлива и продуктов его сгорания.

2.1.1 Топливо

Для двигателей выбирается марка топлива: бензина для карбюраторных двигателей по таблице 2.1, дизельного топлива для дизельных двигателей по таблице 2.2.

Таблица 2.1 – Выбор марки бензина от степени сжатия двигателя

Степень сжатия	6,5...7,5	7,5...8,5	8,5...10,0	10,0...12,0
Марка бензина по ГОСТ 2084-77	А-72	А-76	АИ-91 АИ-93 АИ-95	-
Марка бензина по ГОСТ Р 51105-97	-	Нормаль-80	Регуляр-91 Премиум-95	Супер-98

Таблица 2.2 – Ассортимент марок дизельного топлива

Показатель	Нормы для марок				
	ГОСТ 305-82		ТУ 38.1011348-90		
	Л	З	ДЛЭЧ-В	ДЛЭЧ	ДЗЭЧ
Цетановое число, не менее	45	45	45	45	45

Принимается элементный состав топлива по таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Элементный состав автомобильных топлив

Топливо	Содержание в 1 кг		
	Углерода C	Водорода H	Кислорода O
Бензин	0,855	0,145	0
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004

Выбранный состав топлива отвечает условию

$$C + H + O = 1 \text{ кг.} \quad (2.1)$$

При тепловом расчёте ДВС пользуются значением низшей теплоты сгорания топлива, под которой понимается количество теплоты, выделяемое при полном сгорании топлива без учета теплоты конденсации водяных паров. Низшая теплота сгорания H_u в кДж/кг определяется по формуле Д.И. Менделеева

$$H_u = [33,91C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W)] \cdot 10^3, \quad (2.2)$$

где S и W – массовые доли серы и влаги в топливе.
В расчетах принимается $S = 0$, $W = 0$.

2.1.2 Горючая смесь

Для приготовления горючей смеси используется топливо и воздух. Для полного сгорания топлива необходимо определенное количество воздуха, которое называется теоретически необходимым, и определяется по элементарному составу топлива l_0 в кг возд/кг топл

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \quad (2.3)$$

или в L_0 кмоль возд/кг топл

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right). \quad (2.4)$$

В зависимости от условий работы двигателя на каждую единицу топлива приходится количество воздуха, большее или меньшее теоретически необходимого. Отношение действительного количества воздуха, участвующего в сгорании 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха называется коэффициентом избытка воздуха α .

Значение коэффициента α зависит от типа смесеобразования, условий воспламенения и сгорания топлива, а также от режима работы двигателя.

Для различных двигателей при номинальной мощности принимаются следующие значения α :

- карбюраторные двигатели 0,85...0,98;
- дизельные двигатели 1,3...1,7;
- дизели с наддувом 1,5...2,0.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха двигателей до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряжённость двигателя, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность отработавших газов.

Действительное количество воздуха L в кмоль возд/кг топл определяется по формуле

$$L = \alpha L_o, \quad (2.5)$$

Количество горючей смеси M_1 в кмоль гор.см/кг топл определяется по формуле

$$M_1 = \alpha L_o + \frac{1}{m_T}, \quad (2.6)$$

где m_T – молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль, принимается из следующих диапазонов значений:

- бензин 110...120;
- дизельное топливо 180...200.

2.1.3 Продукты сгорания

При неполном сгорании топлива (при $\alpha < 1,0$) продукты сгорания представляют собой смесь углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , оксида углерода CO , свободного водорода H_2 и азота N_2 .

Общее количество продуктов M_2 неполного сгорания в

кмоль пр.сг/кг топл определяется по формуле

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{CO} + M_{H_2} + M_{N_2}. \quad (2.7)$$

Количество отдельных составляющих продуктов сгорания в кмоль пр.сг/кг топл определяются по следующим формулам:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,208L_o, \quad (2.8)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2k \frac{1-\alpha}{1+k} 0,208L_o, \quad (2.9)$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,208L_o, \quad (2.10)$$

$$M_{H_2} = 2k \frac{1-\alpha}{1+k} 0,208L_o, \quad (2.11)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_o. \quad (2.12)$$

где k – константа, зависящая от отношения количества водорода и оксида углерода в продуктах сгорания; для бензинов $k = 0,45 \dots 0,5$.

При полном сгорании топлива (при $\alpha > 1,0$) продукты сгорания состоят из углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , избыточного кислорода O_2 и азота N_2 .

Общее количество продуктов полного сгорания M_2 в кмоль пр.сг/кг топл определяется по формуле

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}. \quad (2.13)$$

Количество отдельных составляющих продуктов сгорания в кмоль пр.сг/кг топл определяются по следующим формулам:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \quad (2.14)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \quad (2.15)$$

$$M_{O_2} = 0,208 (\alpha - 1) L_o, \quad (2.16)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_o. \quad (2.17)$$

Для жидкого топлива количество молей продуктов сгорания всегда больше, чем количество молей горючей смеси. Это происходит вследствие химических реакций распада молекул топлива при сгорании и образования новых молекул.

Изменение количества молей рабочего тела при сгорании в ΔM в кмоль раб. тела/кг топл определяется по формуле

$$\Delta M = M_2 - M_1. \quad (2.18)$$

Относительное изменение количества молей при сгорании горючей смеси характеризуется химическим коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси μ_o , который определяется по формуле

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2.19)$$

2.2 Процесс впуска

За период процесса впуска осуществляется наполнение цилиндра свежим зарядом.

2.2.1 Давление и температура окружающей среды

Принимаются значения атмосферного давления и температуры в нормальных (стандартных) условиях: $p_o = 0,1$ МПа и $T_o = 293$ К.

При работе двигателей с наддувом воздух поступает в цилиндр из компрессора (нагнетателя), где он предварительно сжимается. В соответствии с этим давление и температура окружающей среды при расчёте рабочего цикла двигателя с наддувом принимается равной давлению p_k и температуре T_k воздуха на выходе из компрессора.

В курсовом проекте величина p_k задана в таблице 1.1.

Температура воздуха за компрессором T_k в градусах Кельвина (К) определяется по формуле

$$T_k = T_o \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}. \quad (2.20)$$

где n_k – показатель политропы сжатия в компрессоре (нагнетателе), принимается $n_k = 1,4 \dots 2,0$.

При работе двигателя без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом случае при расчёте рабочего цикла двигателя давление и температура окружающей среды принимаются $p_o = 0,1$ МПа и $T_o = 293$ К. Для получения однообразных формул в дальнейшем имеется ввиду, что для двигателей без наддува справедливы условия:

$$p_k = p_o \text{ и } T_k = T_o. \quad (2.21)$$

2.2.2 Давление и температура остаточных газов

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

Для двигателей без наддува, а также с механическим наддувом давление остаточных газов p_r в МПа принимают равным

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) p_o. \quad (2.22)$$

Большие значения p_r принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала.

Для двигателей с газотурбинным наддувом давление остаточных газов p_r в МПа принимают равным

$$p_r = (0,75 \dots 0,98) p_k. \quad (2.23)$$

В зависимости от типа двигателя, степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха выбираются значения температуры T_r остаточных газов из следующих пределов:

- для карбюраторных двигателей 900...1100 К;
- для дизельных двигателей 600...900 К.

При установлении величины T_r необходимо иметь в виду, что при увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения – возрастает.

2.2.3 Степень подогрева заряда

В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличи-

вается на величину ΔT благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, скоростного режима, нагрузки, размеров цилиндра. С увеличением числа оборотов величина ΔT при неизменном крутящем моменте двигателя уменьшается приблизительно линейно.

Повышение температуры улучшает процесс испарения топлива, но снижает плотность заряда, и таким образом, отрицательно влияет на наполнение двигателя.

В зависимости от типа двигателя значения ΔT принимают из следующих пределов:

- для карбюраторных двигателей $0 \dots 20$ К;
- для дизелей без наддува $10 \dots 40$ К;
- для дизелей с наддувом $(-5) \dots (+10)$ К.

В двигателях с наддувом величина подогрева свежего заряда снижается, при повышении температуры наддувочного воздуха возможны и отрицательные значения ΔT .

2.2.4 Давление в конце впуска

Величина давления в конце впуска p_a в МПа определяется по формуле

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \quad (2.24)$$

где Δp_a – потери давления во впускном трубопроводе, МПа.

Потери давления во впускном трубопроводе Δp в МПа определяются по формуле

$$\Delta p_a = 0,5 (\xi_{en} + \beta^2) \rho_k \omega_{en}^2 \cdot 10^{-6}, \quad (2.25)$$

где ξ_{en} - коэффициент, учитывающий гидравлическое сопротивление впускного тракта;

β - коэффициент затухания скорости заряда в цилиндре;

ω_{en} - средняя скорость движения заряда при максимальном открытии клапана, м/с;

ρ_k - плотность заряда на впуске, кг/м³.

При средней скорости заряда ω_{en} от 50 до 130 м/с величину $(\xi_{en} + \beta^2)$ принимают в пределах от 2,5 до 4,0.

Плотность заряда на впуске ρ_k в кг/м³ определяется по формуле

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g T_k}. \quad (2.26)$$

где R_g – удельная газовая постоянная воздуха, Дж/(кг · град);
 $R_g = 287$ Дж/(кг · град) .

2.2.5 Коэффициент и количество остаточных газов

Величина коэффициента остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. С увеличением γ_r уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр двигателя в процессе впуска.

Коэффициент остаточных газов γ_r для четырёхтактных двигателей внутреннего сгорания определяется по формуле

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (2.27)$$

Количество остаточных газов M_r в кмоль ост.газов/кг топл определяется по формуле

$$M_r = \gamma_r M_l. \quad (2.28)$$

2.2.6 Температура в конце впуска

Температуру в конце впуска T_a в градусах Кельвина (К) определяется по формуле

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (2.29)$$

2.2.7 Коэффициент наполнения

Наиболее важным параметром, характеризующим процесс впуска, является коэффициент наполнения. Он представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объёме цилиндра при условии, что температура и давление в нём равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд.

Для четырёхтактных двигателей без учёта продувки и дозарядки коэффициент наполнения η_v определяется по формуле

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} (\varepsilon p_a - p_r). \quad (2.30)$$

Рассчитанные параметры процесса впуска необходимо сравнить со значениями этих параметров у современных автомобильных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Значения параметров процесса впуска

Тип двигателя	Параметры			
	p_a , МПа	γ_r	T_a , К	η_v
Карбюраторный	0,080...0,095	0,04...0,10	340...370	0,70...0,90
Дизельный без наддува	0,082...0,097	0,02...0,05	310...350	0,80...0,94
Дизельный с наддувом	0,135...0,243	0,02...0,03	320...400	0,80...0,97

2.3 Процесс сжатия

При выполнении курсового проекта условно принимается, что процесс сжатия в действительном цикле происходит по политропе с постоянным показателем n_1 . Расчет параметров процесса сжатия сводится к определению показателя политропы сжатия n_1 , давления p_c и температуры T_c в конце сжатия, а также теплоёмкости рабочего тела в конце сжатия $(mc'_v)_{t_o}^{t_c}$.

2.3.1 Показатель политропы сжатия

Величина n_1 устанавливается по опытным данным в зависимости от частоты вращения, степени сжатия, материала поршня и цилиндра, теплообмена и других факторов.

Учитывая, что теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра за процесс сжатия незначителен, то величину n_1 можно оценить по среднему показателю адиабаты сжатия k_1 по следующим формулам:

- для карбюраторных двигателей

$$n_1 = k_1 - (0,00...0,02); \quad (2.31)$$

- для дизельных двигателей

$$n_1 = k_1 - (0,00...0,01). \quad (2.32)$$

Значение k_1 определяется в зависимости от температуры T_a и степени сжатия ε по аппроксимирующей формуле

$$k_1 = 1,4359 - 0,132 \cdot 10^{-3} T_a - 0,1643 \cdot 10^{-2} \varepsilon. \quad (2.33)$$

2.3.2 Давление и температура конца процесса сжатия

Давление p_c в МПа и температура T_c в градусах Кельвина (К) в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы с постоянным показателем n_1

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad (2.34)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}. \quad (2.35)$$

2.3.3 Средняя молярная теплоёмкость рабочей смеси в конце сжатия

Рабочая смесь состоит из свежей смеси и остаточных газов.

Температура конца процесса сжатия t_c в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$) - $t_c = T_c - 273$.

Средняя молярная теплоёмкость свежей смеси в конце сжатия принимается равной теплоёмкости воздуха $(mc_v)_{t_o}^{t_c}$ в кДж/(кмоль·град), и определяется по формуле

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c. \quad (2.36)$$

Средняя молярная теплоёмкость остаточных газов в конце сжатия $(mc_v'')_{t_o}^{t_c}$ в кДж/(кмоль·град) определяется по следующим формулам:

- для карбюраторных двигателей

$$(mc_v'')_{t_o}^{t_c} = 19,191635 + 0,003556 t_c + 3,225 \alpha; \quad (2.37)$$

- для дизельных двигателей

$$(mc_v'')_{t_o}^{t_c} = 23,2286 + 0,003939 t_c - 1,1814 \alpha. \quad (2.38)$$

Средняя молярная теплоёмкость рабочей смеси $(mc'_v)_{t_o}^{t_c}$ в кДж/(кмоль·град) определяется по формуле

$$(mc'_v)_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[(mc_v)_{t_o}^{t_c} + \gamma_r (mc''_v)_{t_o}^{t_c} \right]. \quad (2.40)$$

Рассчитанные параметры процесса сжатия сравниваются со значениями этих параметров у современных автомобильных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Значения параметров процесса сжатия

Тип двигателя	Параметры		
	n_1	p_c , МПа	T_c , К
Карбюраторный	1,34...1,38	0,9...2,0	600...800
Дизельный без наддува	1,34...1,37	3,5...5,5	700...900
Дизельный с наддувом	1,34...1,37	4,5...10,0	800...1100

2.4 Процесс сгорания

Процесс сгорания – основной процесс рабочего цикла двигателя, в течение которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идёт на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы.

С целью упрощения термодинамических расчётов ДВС принимают, что процесс сгорания в двигателях с воспламенением от искры происходит по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме ($V = const$), а в двигателях с воспламенением от сжатия при постоянном объеме ($V = const$) и давлении ($p = const$), то есть по циклу со смешанным подводом теплоты.

Целью расчёта процесса сгорания является определение температуры и давления в конце видимого сгорания.

2.4.1 Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

Изменение объёма при сгорании рабочей смеси учитывает коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, который определяется по формуле

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (2.41)$$

2.4.2 Температура конца видимого сгорания

Температура газа T_z в конце видимого сгорания определяется с использованием решения уравнение сгорания, которое имеет вид:

- для карбюраторных двигателей

$$\frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{M_1 (1 + \gamma_r)} + (mc'_v)_{t_o}^{t_c} t_c = \mu (mc''_v)_{t_o}^{t_z} t_z; \quad (2.42)$$

- для дизельных двигателей

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \left[(mc'_v)_{t_o}^{t_c} + 8,315 \lambda \right] t_c + 2270 (\lambda - \mu) = \mu \left[(mc''_v)_{t_o}^{t_z} + 8,315 \right] t_z, \quad (2.43)$$

где ξ_z - коэффициент использования низшей теплоты сгорания на участке видимого сгорания, который принимается из следующих интервалов значений: для карбюраторных двигателей 0,8...0,95; для дизелей 0,7...0,88;

ΔH_u - потеря теплоты вследствие химической неполноты сгорания, кДж/кг,

при $\alpha < 1$

$$\Delta H_u = 119950 (1 - \alpha) L_o; \quad (2.44)$$

при $\alpha \geq 1$, $\Delta H_u = 0$;

λ - степень повышения давления цикла, которая для дизелей устанавливается по опытным данным в зависимости от количества топлива подаваемого в цилиндр, формы камеры сгорания и способа смесеобразования, и выбирается из таблицы 2.6;

t_z - температура в конце видимого сгорания, °С;

$(mc''_v)_{t_o}^{t_z}$ - средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном объёме, кДж/(кмоль·град), которая определяется по формуле

$$\begin{aligned} (mc''_v)_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{M_2} & \left[M_{CO_2} (mc''_{v_{CO_2}})_{t_o}^{t_z} + M_{CO} (mc''_{v_{CO}})_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} (mc''_{v_{H_2O}})_{t_o}^{t_z} + \right. \\ & \left. + M_{H_2} (mc''_{v_{H_2}})_{t_o}^{t_z} + M_{O_2} (mc''_{v_{O_2}})_{t_o}^{t_z} + M_{N_2} (mc''_{v_{N_2}})_{t_o}^{t_z} \right], \quad (2.45) \end{aligned}$$

где $\left(mc_{vCO_2}'' \right)_{t_0}^{t_z}$, $\left(mc_{vCO}'' \right)_{t_0}^{t_z}$, $\left(mc_{vH_2O}'' \right)_{t_0}^{t_z}$, $\left(mc_{vH_2}'' \right)_{t_0}^{t_z}$, $\left(mc_{vO_2}'' \right)_{t_0}^{t_z}$, $\left(mc_{vN_2}'' \right)_{t_0}^{t_z}$ –

средние мольные теплоёмкости продуктов сгорания при изменении температуры в диапазоне 1501...2800 °С, которые могут быть выражены в зависимости от температуры t_z следующими формулами:

$$\left(mc_{vCO}'' \right)_{t_0}^{t_z} = 22,490 + 0,001430 t_z, \quad (2.46)$$

$$\left(mc_{vCO_2}'' \right)_{t_0}^{t_z} = 39,123 + 0,003343 t_z, \quad (2.47)$$

$$\left(mc_{vH_2O}'' \right)_{t_0}^{t_z} = 26,670 + 0,004438 t_z, \quad (2.48)$$

$$\left(mc_{vO_2}'' \right)_{t_0}^{t_z} = 23,723 + 0,001457 t_z, \quad (2.49)$$

$$\left(mc_{vH_2}'' \right)_{t_0}^{t_z} = 19,678 + 0,001758 t_z, \quad (2.50)$$

$$\left(mc_{vN_2}'' \right)_{t_0}^{t_z} = 21,951 + 0,001457 t_z. \quad (2.51)$$

После подстановки всех величин в уравнение сгорания получается квадратное уравнение вида

$$At_z^2 + Bt_z + C = 0, \quad (2.52)$$

где A , B , C – числовые значения известных величин

Из формулы (2.52) выражается температура t_z в градусах Цельсия (°С)

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (2.53)$$

Температура T_z в градусах Кельвина (К) определяется как

$$T_z = t_z + 273. \quad (2.54)$$

2.4.3 Степень повышения давления цикла

Степень повышения давления цикла λ для дизелей задается в предыдущем пункте. Для карбюраторных двигателей λ определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\mu T_z}{T_c}. \quad (2.53)$$

2.4.4 Степень предварительного расширения

Степень предварительного расширения для дизелей определяется по формуле

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}. \quad (2.56)$$

Степень предварительного расширения для карбюраторных двигателей $\rho = 1$.

2.4.5 Максимальное давление сгорания

Величина максимального давления p_z в МПа в конце сгорания определяется по формуле

$$p_z = \lambda p_c. \quad (2.57)$$

Рассчитанные параметры процесса сгорания сравниваются со значениями этих параметров у современных автомобильных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Значения параметров процесса сгорания

Тип двигателя	Параметры			
	λ	ρ	p_z , МПа	T_z , К
Карбюраторный	3,2...4,2	1,0	3,5...7,5	2400...3100
Дизельный без наддува	1,2...2,5	1,4...1,6	5,0...12,0	1800...2300
Дизельный с наддувом	1,4...1,8	1,2...1,4	10,0...14,0	1800...2200

2.5 Процесс расширения

В результате осуществления процесса расширения происходит преобразование тепловой энергии топлива в механическую работу.

В реальных двигателях расширение протекает по сложному закону, зависящему от теплообмена между газами и окружающими стенками, утечки газов через неплотности, уменьшения теплоёмкости продуктов сгорания вследствие понижения температуры при расширении, уменьшения количества газов в связи с началом выпуска.

2.5.1 Показатель политропы расширения

Так же как и при рассмотрении процесса сжатия для упрощения расчётов кривую процесса расширения принимают за политропу с постоянным показателем n_2 .

С возрастанием коэффициента использования теплоты, интенсивности охлаждения, отношения хода поршня к диаметру цилиндра средний показатель политропы расширения увеличивается и, наоборот, уменьшается с ростом нагрузки и линейных размеров цилиндра. Средний показатель политропы расширения n_2 незначительно отличается от показателя адиабаты k_2 и может быть определён по следующим формулам:

- для карбюраторного двигателя

$$n_2 = k_2, \quad (2.58)$$

$$k_2 = 1,33 + 0,00076 \varepsilon - 0,000014 T_z - 0,0462 \alpha, \quad (2.59)$$

- для дизельного двигателя

$$n_2 = k_2 - (0,00 \dots 0,01), \quad (2.60)$$

$$k_2 = 1,3668 - 0,00334 \varepsilon - 0,00003 T_z - 0,018894 \alpha. \quad (2.61)$$

2.5.2 Давление и температура конца процесса расширения

Значения давления p_b в МПа и температуры T_b в градусах Кельвина (К) в конце процесса расширения определяется по формулам:

- для карбюраторных двигателей

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \quad (2.62)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}, \quad (2.63)$$

- для дизельных двигателей

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (2.64)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}. \quad (2.65)$$

где δ - степень последующего расширения, которая определяется по формуле

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (2.66)$$

Рассчитанные параметры процесса расширения сравниваются со значениями этих параметров у современных автомобильных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.7.

Таблица 2.7 – Значения параметров процесса расширения

Тип двигателя	Параметры		
	n_2	p_b , МПа	T_b , К
Карбюраторный	1,23...1,30	0,35...0,60	1200...1700
Дизельный без наддува	1,18...1,28	0,20...0,50	1000...1200
Дизельный с наддувом	1,15...1,25	0,50...0,80	1000...1200

2.6 Проверка точности выбора температуры остаточных газов

Расчетная температура остаточных газов $T_r^{расч}$ в градусах Кельвина (К) определяется по формуле

$$T_r^{расч} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \quad (2.68)$$

Ошибка между принятой величиной T_r в пункте (2.2.2) и рассчитанной $T_r^{расч}$ по формуле (2.65) в процентах определяется по формуле

$$\Delta T_r = \left| \frac{T_r^{расч} - T_r}{T_r^{расч}} \right| \cdot 100\%. \quad (2.69)$$

Если $\Delta T_r > 10\%$, то параметры теплового расчёта необходимо пересчитать с пункта 2.2.2, приняв за новое значение T_r рассчитанное значение $T_r^{расч}$.

Если $\Delta T_r \leq 10\%$, то расчет продолжается с учетом прежнего значения T_r .

2.7 Индикаторные показатели рабочего цикла

2.7.1 Среднее индикаторное давление

Среднее теоретическое индикаторное давление – это условное среднее давление, действующее на поршень и равное теоретической работе газов за цикл, отнесённой к рабочему объёму цилиндра.

Среднее теоретическое индикаторное давление p_i' в МПа определяется по формулам:

- для карбюраторного двигателя

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (2.70)$$

- для дизельного двигателя

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (2.71)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла p_i в МПа отличается от теоретического на величину уменьшения работы газов действительного цикла против работы газов теоретического цикла (пропорционально уменьшению расчётной индикаторной диаграммы за счёт ее скругления) и определяется по формуле

$$p_i = p_i' \varphi_u, \quad (2.72)$$

где φ_u – коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Значения коэффициента φ_u принимаются из следующих интервалов значений:

- для карбюраторных двигателей $\varphi_u = 0,94 \dots 0,97$;
- для дизельных двигателей $\varphi_u = 0,92 \dots 0,95$.

2.7.2 Индикаторный КПД

Индикаторный КПД характеризует степень использования теплоты топлива для получения полезной работы в действительном цикле, то есть индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла.

Индикаторный КПД η_i определяется по формуле

$$\eta_i = \frac{p_i l_o \alpha \cdot 10^3}{H_u \rho_k \eta_v}. \quad (2.73)$$

2.7.3 Индикаторный удельный расход топлива

Индикаторный удельный расход топлива g_i в г/(кВт·ч) определяется по формуле:

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{\eta_i H_u}. \quad (2.74)$$

Рассчитанные индикаторные показатели двигателя сравниваются со значениями этих показателей современных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Значения индикаторных показателей двигателей

Тип двигателя	Показатели		
	p_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт·ч)
Карбюраторный	0,6...1,4	0,3...0,4	210...275
Дизельный без наддува	0,7...1,1	0,4...0,5	170...210
Дизельный с наддувом	0,8...2,2	0,4...0,5	170...210

2.8 Эффективные показатели двигателя

Эффективные показатели характеризуют работу двигателя и отличаются от индикаторных показателей на величину механических потерь.

2.8.1 Давление механических потерь

К механическим потерям относятся все потери на преодоление различных сопротивлений, таких как трение, привод вспомогательных механизмов, газообмен, привод компрессора. Давление механических потерь – это условное давление, равное отношению работы механических потерь к рабочему объёму цилиндра двигателя. Величину давления механических потерь p_m в МПа оценивают по средней скорости поршня по формуле

$$p_m = a_m + b_m v_{n.c.p.}, \quad (2.75)$$

где a_m и b_m – экспериментальные коэффициенты, величины которых приведены в таблице 2.9;

$v_{n.c.p.}$ – средняя скорость поршня в м/с, которая для различных типов двигателей выбирается в следующих пределах:

- карбюраторные двигатели легковых автомобилей 12...20;
- карбюраторные двигатели грузовых автомобилей (автобусов) 9...16;
- дизельные двигатели 7...13.

Таблица 2.9 – Значения коэффициентов a_m и b_m

Тип двигателя	a_m	b_m
Карбюраторный с $i \geq 8$ и $S/D \leq 1,0$	0,039	0,0132
Карбюраторный с $i \leq 6$ и $S/D \leq 1,0$	0,034	0,0113
Карбюраторный с $i \leq 6$ и $S/D > 1,0$	0,049	0,0152
Дизельный:		
- с неразделённой камерой сгорания	0,089	0,0118
- с разделённой камерой сгорания	0,105	0,0138

2.8.2 Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление p_e в МПа определяется по формуле

$$p_e = p_i - p_m. \quad (2.76)$$

2.8.3 Механический КПД

Механический КПД η_m определяется по формуле

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (2.77)$$

2.8.4 Эффективный КПД

Отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе на валу двигателя, к общему количеству теплоты, внесённой в двигатель с топливом, называется эффективным КПД η_e , который определяется по формуле

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (2.78)$$

2.8.5 Эффективный удельный расход топлива

Эффективный удельный расход топлива g_e в г/(кВт·ч) определяется по формуле:

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_u \eta_e} \quad (2.79)$$

Рассчитанные эффективные показатели двигателя сравниваются со значениями этих показателей современных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.10.

Таблица 2.10 – Значения эффективных показателей двигателей

Тип двигателя	Показатели			
	p_e , МПа	η_e	η_m	g_e , г/(кВт·ч)
Карбюраторный	0,6...1,1	0,23...0,38	0,75...0,92	230...310
Дизельный без наддува	0,65...0,85	0,28...0,42	0,70...0,85	200...260
Дизельный с наддувом	0,7...2,0	0,32...0,45	0,80...0,90	200...260

2.9 Основные параметры и показатели двигателя

Рабочий объём цилиндра V_h в дм^3 определяется по формуле

$$V_h = \frac{30 \tau N_e}{p_e n i}, \quad (2.80)$$

где τ – коэффициент тактности рабочего процесса двигателя, для четырёхтактного процесса ($\tau = 4$);

Отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D (показатель S/D) находится в следующих пределах:

- для карбюраторных двигателей 0,86...1,07;
- для дизельных двигателей 0,9...1,2.

Для карбюраторных двигателей это отношение часто меньше единицы, что позволяет увеличить наполнение цилиндра двигателя из-за возможности увеличения размеров впускных клапанов, понизить средние скорости поршня, что оказывает заметное влияние на механические потери в двигателе.

Диаметр цилиндра D в мм определяется по формуле

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi (S/D)}}. \quad (2.81)$$

Ход поршня двигателя S в мм определяется по формуле

$$S = D (S/D). \quad (2.82)$$

Полученные значения S и D округляются в большую сторону до целых чисел чётных или кратных пяти.

Расчетная средняя скорость поршня $v_{n.cp}^{расч}$ в м/с определяется по формуле

$$v_{n.cp}^{расч} = \frac{S n}{30000}. \quad (2.83)$$

Ошибка между принятой величиной $v_{n.cp}$ в пункте (2.8.1) и рассчитанной $v_{n.cp}^{расч}$ по формуле (2.83) в процентах определяется по формуле

$$\Delta v_{n.cp} = \left| \frac{v_{n.cp}^{расч} - v_{n.cp}}{v_{n.cp}^{расч}} \right| \cdot 100\%.$$

Если $\Delta v_{n.cp} > 5 \%$, то необходимо пересчитать с пункта 2.8.1, приняв за новое значение $v_{n.cp}$ рассчитанное значение $v_{n.cp}^{расч}$. Если $\Delta v_{n.cp} \leq 5 \%$, то расчет продолжается с учетом прежнего значения $v_{n.cp}$.

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

Рабочий объем одного цилиндра V_h в дм^3 определяется по формуле

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4 \cdot 10^6}. \quad (2.84)$$

Литраж двигателя V_l в дм^3 определяется по формуле

$$V_l = V_h i. \quad (2.85)$$

Объем камеры сгорания V_c в дм^3 определяется по формуле

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}. \quad (2.86)$$

Полный объем цилиндра V_a в дм^3 определяется по формуле

$$V_a = V_h + V_c. \quad (2.87)$$

Мощность двигателя N_e в кВт определяется по формуле

$$N_e = \frac{p_e V_h i n}{30 \tau}. \quad (2.88)$$

Поршневая мощность двигателя N_n в кВт/дм^2 определяется по формуле

$$N_n = \frac{N_e \cdot 4 \cdot 10^4}{i \pi D^2}. \quad (2.89)$$

Эффективный крутящий момент M_e в Н·м определяется по формуле

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}. \quad (2.86)$$

Часовой расход топлива G_T в кг/ч определяется по формуле

$$G_T = g_e N_e \cdot 10^{-3}. \quad (2.87)$$

Для ориентировочной оценки массы двигателя $m_{\text{дв}}$ в кг используют статистические данные по удельным массам двигателя по формуле

$$m_{\text{дв}} = M_{\text{уд}} N_e, \quad (2.88)$$

где $M_{\text{уд}}$ – удельная масса двигателя, кг/кВт; значения принимаются по данным таблицы 2.11.

Таблица 2.11 – Удельные массы двигателей в кг/кВт

Тип двигателя	Расположение цилиндров	
	Рядное	V - образное
Карбюраторный	1,9...5,6	1,3...5,9
Дизельный	6,7...7,7	4,0...7,7

У большинства современных двигателей не более шести цилиндров на один ряд. Поэтому при выборе расположения цилиндров можно руководствоваться следующим: при $i \leq 6$ – рядное, при $i \geq 6$ – V – образное. Для двигателей с наддувом принимаются более низкие значения $m_{\text{дв}}$.

2.10 Оценка надежности проектируемого двигателя

При проектировании двигателя ориентировочная оценка надежности двигателя может быть осуществлена определением следующих критериев:

- Б. Я. Гинцбурга

$$N_{\Pi}' = \frac{10 N_e}{iD}, \quad (2.89)$$

- А. К. Костина

$$q_{\Pi} = 0,010452 v_{n.c.p}^{0,5} \left(\frac{p_e g_e T_k}{T_0} \right)^{0,55} \left(\frac{D}{p_k \eta_V} \right)^{0,35}, \quad (2.90)$$

У современных, достаточно надежно работающих автомобильных двигателей, значения указанных критериев находятся в следующих пределах: $N_{II}' = 1,3 \dots 2,8$ кВт/см, $q_{II} = 3,5 \dots 9,0$. Если у спроектированного двигателя значения критериев не превышают указанных значений, то ориентировочно можно считать двигатель надежным.

2.11 Тепловой баланс

Для анализа характера теплоиспользования и путей его улучшения при расчете двигателя определяются составляющие теплового баланса.

2.11.1 Уравнение теплового баланса

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_r + Q_{н.с} + Q_{ост}, \quad (2.91)$$

где Q_o – общее количество теплоты, введенное в цилиндр, Дж/с;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, Дж/с;

$Q_{охл}$ – теплота, отданная охлаждающей среде, Дж/с;

Q_r – теплота, уносимая из двигателя с отработавшими газами, Дж/с;

$Q_{н.с}$ – теплота, потерянная при неполном сгорании топлива, Дж/с;

$Q_{ост}$ – неучтенные потери теплоты, Дж/с.

2.11.2 Общее количество теплоты

Общее количество теплоты Q_o в Дж/с определяется по формуле

$$Q_o = \frac{H_u G_T}{3,6}. \quad (2.92)$$

2.11.3 Теплота, эквивалентная эффективной работе

Теплота Q_e , эквивалентная эффективной работе, в Дж/с определяется по формуле

$$Q_e = 1000 N_e. \quad (2.93)$$

2.11.4 Теплота, отданная охлаждающей среде

Теплота $Q_{охл}$, отданная охлаждающей среде, в Дж/с определяется по формулам:

при жидкостном охлаждении:

- карбюраторных двигателей

$$Q_{охл} = \frac{c i (0,1 D)^{(1+2m)} n^m (H_u - \Delta H_u)}{\alpha H_u}; \quad (2.94)$$

- дизельных двигателей

$$Q_{охл} = \frac{c i (0,1 D)^{(1+2m)} n^m}{\alpha}, \quad (2.95)$$

где c – коэффициент пропорциональности, $c = 0,45 \dots 0,53$ (меньшие значения характерны для дизелей);

m – показатель степени, $m = 0,6 \dots 0,7$;

при воздушном охлаждении:

- для карбюраторных двигателей

$$Q_{охл} = (0,24 \dots 0,30) Q_o . \quad (2.96)$$

- для дизельных двигателей

$$Q_{охл} = (0,20 \dots 0,26) Q_o . \quad (2.97)$$

2.11.5 Теплота, унесённая из двигателя с отработавшими газами

Теплота Q_r , унесённая из двигателя с отработавшими газами, в Дж/с определяется по формуле

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \left[M_2 \left\{ (mc_v'')^{t_r}_{t_0} + 8,315 \right\} t_r - M_1 \left\{ (mc_v)_{t_0}^{t_0} + 8,315 \right\} t_o \right], \quad (2.98)$$

где t_r – температура остаточных газов, °C; $t_r = T_r - 273$.

$(mc_v'')^{t_r}_{t_0}$ – теплоёмкость остаточных газов в кДж/(кмоль·град), которую можно определить по формуле (2.37) для карбюраторных двигателей и по фор-

муле (2.38) для дизельных двигателей при подстановке в данную формулу значения температуры остаточных газов t_r ;

$(mc_v)_{t_o}^{t_0}$ – теплоёмкость свежего заряда в кДж/(кмоль·град), которую

можно определить по формуле (2.36) при подстановке в данную формулу значения температуры $t_o = 20^\circ\text{C}$.

2.11.6 Теплота, потерянная при неполном сгорании топлива

Теплота $Q_{н.с}$, потерянная при неполном сгорании топлива, в Дж/с определяется по формуле

$$Q_{н.с} = \frac{\Delta H_u G_T}{3,6}. \quad (2.99)$$

2.11.7 Неучтённые потери теплоты

Неучтённые потери теплоты $Q_{ост}$ в Дж/с определяются по формуле

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_r + Q_{н.с}). \quad (2.100)$$

Если значение $Q_{ост} < 0$, то необходимо пересчитать величину $Q_{охл}$, уменьшив значения коэффициента c и (или) показателя m .

2.11.8 Относительные значения составляющих теплового баланса

Тепловой баланс определяется также в процентах от всего количества введённой теплоты по следующим формулам:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (2.101)$$

$$q_{охл} = \frac{Q_{охл}}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (2.102)$$

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (2.103)$$

$$q_{н.с} = \frac{Q_{н.с}}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (2.104)$$

$$q_{ост} = \frac{Q_{ост}}{Q_o} \cdot 100\% . \quad (2.105)$$

Очевидно, что должно выполняться условие

$$q_e + q_{охл} + q_r + q_{н.с} + q_{ост} = 100\% . \quad (2.106)$$

Рассчитанные значения составляющих теплового баланса сравниваются со значениями у современных автомобильных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.12.

Таблица 2.12 – Значения составляющих теплового баланса в процентах

Тип двигателя	Составляющие теплового баланса в процентах				
	q_e	$q_{охл}$	q_r	$q_{н.с}$	$q_{ост}$
Карбюраторный	23...38	24...32	30...55	0...21	3...10
Дизельный без наддува	25...42	15...35	25...45	0	2...5
Дизельный с наддувом	32...45	10...26	25...40	0	2...5

Если значение $q_{ост}$ не входят в указанные диапазоны, то необходимо пересчитать величину $Q_{охл}$ ($q_{охл}$), изменив значения коэффициента c и (или) показателя m .

2.12 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма – графическая зависимость давления газа в цилиндре от надпоршневого объема, либо перемещения поршня или угла поворота коленчатого вала. Методика построения индикаторной диаграммы включает следующую последовательность.

1) Определяется отрезок AB в мм, соответствующий рабочему объёму двигателя V_h , по величине равный ходу поршня S в масштабе μ_s в мм/мм. Масштаб μ_s принимают равным 1,0; 1,5 или 2,0. При этом длина отрезка AB в мм определится по формуле

$$AB = S/\mu_s \quad (2.107)$$

и должна войти в рекомендуемый диапазон 70...100 мм.

Отрезок OA в мм соответствует объёму камеры сгорания V_c , и определяется из выражения

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}. \quad (2.108)$$

На оси абсцисс в соответствии с рисунком 2.1 откладываются отрезки OA и AB .

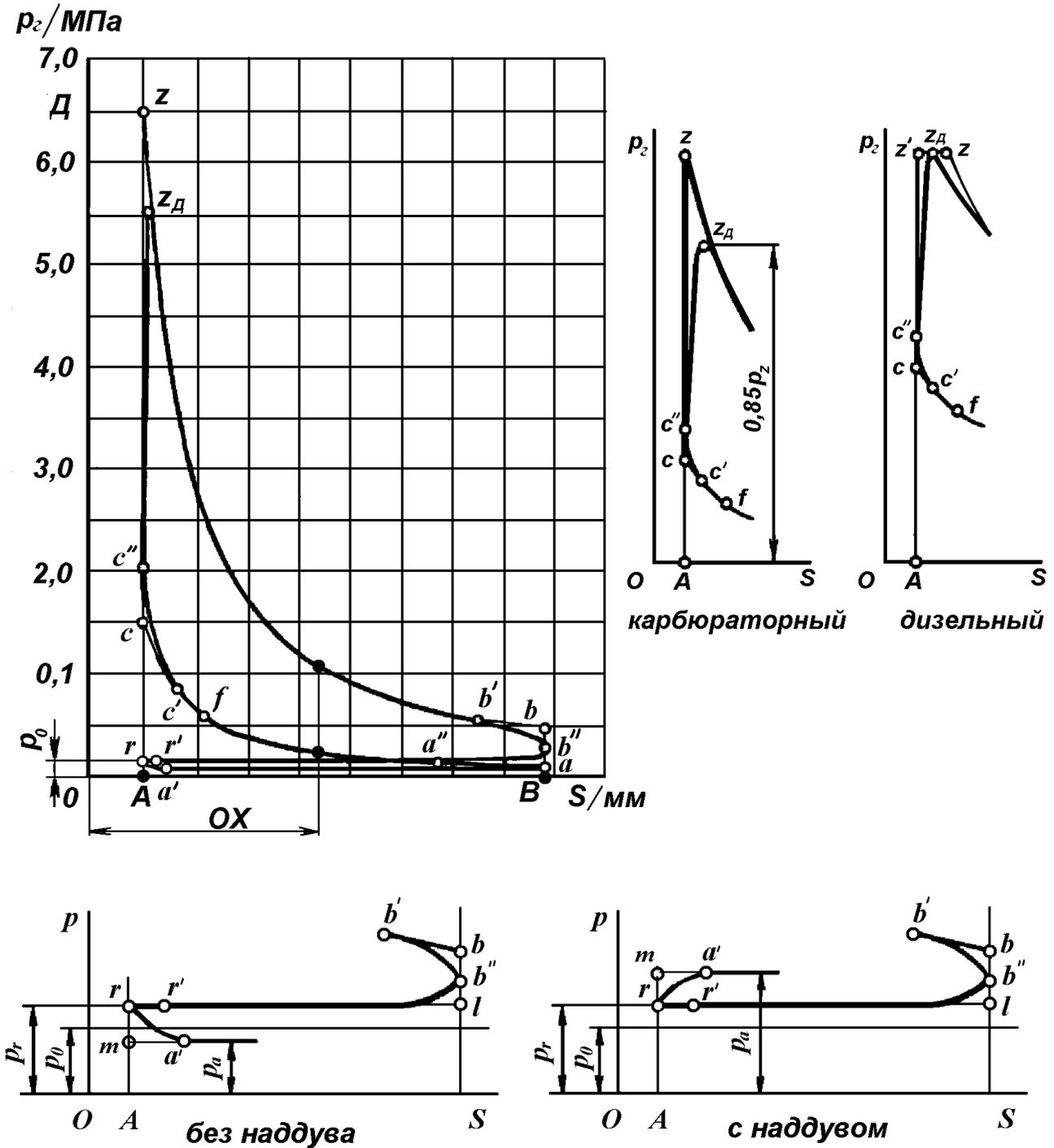


Рисунок 2.1 – Построение индикаторной диаграммы двигателя аналитическим методом

Отрезок, соответствующий полному объему цилиндра OB в мм определяется по формуле

$$OB = OA + AB. \quad (2.109)$$

По оси ординат откладывается отрезок OD , соответствующий максимальному давлению сгорания p_z , в масштабе μ_p . При этом должно выполняться условие: отрезок OD в мм, определенный по формуле

$$OD = (1,2 \dots 1,7)AB, \quad (2.110)$$

соответствовал масштабу давления μ_p в МПа/мм, который определен по формуле

$$\mu_p = \frac{p_z}{OD}, \quad (2.111)$$

и принимает одно из рекомендуемых значений:

$$\mu_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07; 0,10.$$

2) По данным теплового расчета на диаграмме откладывают в масштабе μ_p величины давлений p_a, p_c, p_z, p_b, p_r , соответствующих характерным точкам: a ; c ; z ; b ; r .

3) Построение политроп сжатия и расширения проводится аналитическим методом. Для этого вычисляется ряд промежуточных точек для интервала объёмов ($V_c \dots V_a$) и ($V_z \dots V_b$) по уравнению политропы $pV^n = const$.

Для политропы сжатия $p_x V_x^{n_1} = p_a V_a^{n_1}$, откуда определяется давление p_x в МПа по формулам:

$$p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad (2.112)$$

$$p_x = p_a \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1}, \quad (2.113)$$

где p_x и V_x – давление и объём в расчетной точке процесса сжатия;
 OX – абсцисса расчетной точки, мм.

Аналогично для политропы расширения определяется давление p_x в МПа по формулам:

$$p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}, \quad (2.114)$$

$$p_x = p_b \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2}. \quad (2.115)$$

Абсцисса расчетной точки OX в мм определится по формуле

$$OX = OA + AX, \quad (2.116)$$

где AX – перемещение поршня в мм, определяемое по формуле

$$AX = \frac{AB}{2} \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (2.117)$$

где λ – отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна $L_{ш}$;

α - угол поворота коленчатого вала, град.

Значения λ выбираются по таблице 2.12.

Значения тригонометрической функции $[(1 - \cos \alpha) + \lambda (1 - \cos 2\alpha)/4]$ для различных α и λ приведены в приложении Б.

Таблица 2.13 – Величина параметра λ различных двигателей

Двигатель	λ
ВАЗ-2106	0,296
ЗМЗ-53-11	0,256
ЗИЛ-508.10	0,257
ЯМЗ-236М	0,264
КАМАЗ-740	0,270
Существующие	0,24...0,31

Полиτροпы сжатия и расширения строятся в диапазонах $\alpha = 180...360^\circ$ и $\alpha = 360...540^\circ$ соответственно с шагом $\Delta\alpha_z = 10^\circ$. Результаты расчета заносятся в таблицу 2.14.

4) Между точками А и В проводятся прямые линии, параллельные оси абсцисс, ординаты которых соответствуют давлениям p_a, p_r, p_0 . Точка с соединяется отрезком с точкой z (для дизеля z'), точка b соединяется вертикальным отрезком с линией p_r в точке l, точка г соединяется вертикальным отрезком с линией p_a в точке m.

Для дизельного двигателя через точку Д параллельно оси абсцисс проводится полупрямая. Она пересекается в точке z' с вертикальной линией, про-

ходящей через точку A , а также с линией политропы расширения в точке z . Величина отрезка $z'z$ должна совпасть со значением, полученным по формуле

$$z'z = OA(\rho-1). \quad (2.118)$$

Таким образом, получается теоретическая (расчетная) индикаторная диаграмма $r t a c (z') z b l r$.

5) Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической, т.к. в реальном двигателе за счет опережения зажигания или впрыска топлива рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в ВМТ и повышает давление в конце хода сжатия. Процесс видимого сгорания происходит при изменяющемся объеме. Открытие выпускного клапана до прихода поршня в НМТ снижает давление в конце хода расширения.

Для построения действительной индикаторной диаграммы находятся характерные точки. Давление в точке c'' , характеризующей момент достижения поршня ВМТ при сгорании, определяется по формуле

$$p_{c''} = (1,15 \dots 1,25) p_c. \quad (2.119)$$

Точку b'' - момент достижения поршня НМТ в конце расширения - располагают между точками b и a . При этом давление $p_{b''}$ в МПа ориентировочно рассчитывается по формуле

$$p_{b''} \approx \frac{p_b + p_a}{2}. \quad (2.120)$$

Точка z_∂ характеризует действительное максимальное давление цикла p_{z_∂} в МПа, определяемое по формулам:

- для карбюраторного двигателя

$$p_{z_\partial} = 0,85 p_{z_s}, \quad (2.121)$$

- для дизельного двигателя

$$p_{z_\partial} = p_z. \quad (2.122)$$

Положение точки z_∂ должно соответствовать условию допустимой скорости нарастания давления K_p в МПа/град, которая определяется по формуле

$$K_p = \frac{\Delta p}{\Delta \alpha_z}, \quad (2.123)$$

Таблица 2.14 - Результаты расчета политроп сжатия и расширения

α , град	$(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)$	AX , мм	OX , мм	$\frac{OB}{OX}$	Сжатие		α , град	Расширение	
					$p_x = p_a \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1}$, МПа	p_x/μ_p , мм		$p_x = p_b \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2}$, МПа	p_x/μ_p , мм
180		AB	OB	1	p_a		540		
190							530		
200							520		
210							510		
220							500		
230							490		
240							480		
250							470		
260							460		
270							450		
280							440		
290							430		
300							420		
310							410		
320							400		
330							390		
340							380		
350							370		
360		0	OA	ε	p_c		360	p_z	

где Δp - нарастание давления в МПа, определяется по формуле

$$\Delta p = p_{z_d} - p_{c''}; \quad (2.124)$$

$\Delta\alpha_z$ - угол поворота коленчатого вала, соответствующий точке z_d .

Для карбюраторных двигателей:

$$\Delta\alpha_z = 8 \dots 12^\circ; \quad K_p = 0,1 \dots 0,4 \text{ МПа/град};$$

для дизельных двигателей:

$$\Delta\alpha_z = 6 \dots 15^\circ; \quad K_p = 0,2 \dots 0,5 \text{ МПа/град (при пленочном смесеобразовании);}$$

$$K_p = 1,0 \dots 1,2 \text{ МПа/град (при объемном смесеобразовании).}$$

Положение точки z_d на индикаторной диаграмме $AХ(z_d)$ определяется по формуле для перемещения поршня $AХ$ (2.116) при $\alpha = 360 + \Delta\alpha_z$. Поскольку точка z_d не может находиться за пределами индикаторной диаграммы, то должно выполняться следующие условие:

$$AХ(z_d) < \frac{OB}{\sqrt[n_2]{\frac{p_{z_d}}{p_b}}} - OA. \quad (2.125)$$

Принимаются характерные углы:

- угол опережения начала впрыска топлива для дизелей $\alpha_6 = 15 \dots 25^\circ$ или угол опережения зажигания для карбюраторных двигателей $\alpha_3 = 30 \dots 40^\circ$;
- продолжительность периода задержки воспламенения $\alpha_u = 8 \dots 12^\circ$ для дизелей или $\alpha_u = 5 \dots 18^\circ$ для карбюраторных двигателей;
- значения фаз газораспределения выбираются по таблице 2.16.

Таблица 2.16 – Фазы газораспределения различных двигателей

Двигатель	Впускной клапан		Выпускной клапан	
	начало открытия до ВМТ $\alpha_{o.вп}$, град.	полное закрытие после НМТ $\alpha_{з.вп}$, град.	начало открытия до НМТ $\alpha_{o.в}$, град.	полное закрытие после ВМТ $\alpha_{з.в}$, град.
Карбюраторный	10...35	40...85	40...70	10...50
Дизельный без наддува	15...20	30...50	40...60	15...45
Дизельный с наддувом	50...80	40...50	40...60	40...60
ВАЗ-2106	12	40	42	10
ЗМЗ-53-11	36	52	70	18
ЗИЛ-508.10	31	83	67	47
ЯМЗ-236М	20	46	66	20
КАМАЗ-740	13	49	66	10

Определяют углы поворота коленчатого вала α в градусах, соответствующие характерным точкам:

- f – начало впрыска топлива или подача искры $\alpha (f) = 360 - \alpha_B (\alpha_3)$;
- c' – начало видимого сгорания $\alpha (c') = 360 - \alpha_B (\alpha_3) + \alpha_{и}$;
- b' – начало открытия выпускного клапана $\alpha (b') = 540 - \alpha_{o.в}$;
- r' – начало открытия впускного клапана $\alpha (r') = 720 - \alpha_{o.вп}$;
- a'' – полное закрытие впускного клапана $\alpha (a'') = 180 + \alpha_{з.вп}$;
- a' – полное закрытие выпускного клапана $\alpha (a') = \alpha_{з.в}$.

Положение характерных точек по оси абсцисс определяется по формуле для перемещения поршня AX (2.116).

б) Соединение плавными кривыми точек r a' a'' f c' c'' z_d b' b'' r' r позволяет получить действительную диаграмму. Рекомендуется использовать ленточную линейку. По индикаторной диаграмме для проверки теплового расчета и правильности построения диаграммы определяется среднее индикаторное давление в МПа

$$p_i = \frac{F_i \mu_p}{AB}, \quad (2.125)$$

где F_i – площадь действительной индикаторной диаграммы, заключенная внутри линии a a'' f c' c'' z_d b' b'' a , мм².

Величина p_i , полученная по индикаторной диаграмме, не должна отличаться от величины p_i , полученной в тепловом расчете, более чем на 10 %.

Индикаторная диаграмма строится на первом листе графической части проекта.

Пример теплового расчета представлен в приложении Б.

3 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

Внешней скоростной характеристикой двигателя называют зависимости показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке для карбюраторного двигателя или положении рейки топливного насоса у дизельного двигателя, соответствующего максимальной подачи топлива. С достаточной степенью точности эту характеристику можно построить по результатам теплового расчета, используя эмпирические зависимости. Расчетные точки кривых характеристики определяются через каждые 200...500 мин⁻¹ в интервале:

- для карбюраторных двигателей
от $n_{min} = 600 \dots 1000$ мин⁻¹ до $n_{max} = (1,05 \dots 1,20)n$
- для дизелей
от $n_{min} = 300 \dots 800$ мин⁻¹ до $n_{max} = n$.

Для расчета эффективной мощности N_{ex} в кВт и эффективного удельного расхода топлива g_{ex} в г/(кВт·ч) используются следующие зависимости:

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n} \left[c_1 + c_2 \frac{n_x}{n} - \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right]; \quad (3.1)$$

$$g_{ex} = g_e \left[c_3 - c_4 \frac{n_x}{n} + c_5 \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right]; \quad (3.2)$$

где N_{ex} и g_{ex} – эффективные мощность и удельный расход топлива при искомой частоте вращения коленчатого вала n_x ;

N_e и g_e – номинальная мощность двигателя и соответствующий ей удельный расход топлива;

n – частота вращения коленчатого вала при N_e , мин⁻¹;

c_1, \dots, c_5 – коэффициенты, значения которых представлены в таблице

3.1.

Таблица 3.1 – Значения коэффициентов c_i

Тип двигателя	Значения коэффициентов				
	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5
Карбюраторный	1	1	1,2	1	0,8
Дизельный:					
- с неразделенной камерой сгорания	0,87	1,13	1,55	1,55	1
- с предкамерой	0,6	1,4	1,2	1,2	1
- с вихревой камерой сгорания	0,7	1,3	1,35	1,35	1

Точки кривой среднего эффективного давления p_{ex} в МПа определяются по формуле

$$p_{ex} = \frac{30 \tau N_{ex}}{V_l n_x}. \quad (3.3)$$

Точки кривой эффективного крутящего момента M_{ex} в Н·м определяются по формуле

$$M_{ex} = \frac{30000 N_{ex}}{\pi n_x}. \quad (3.4)$$

Часовой расход топлива G_{Tx} в кг/ч определяется по зависимости

$$G_{Tx} = g_{ex} N_{ex} 10^{-3}. \quad (3.5)$$

Точки кривой среднего давления механических потерь p_{mx} в МПа определяются по формуле

$$p_{mx} = a_m + b_m \frac{S n_x}{30000}, \quad (3.6)$$

где a_m и b_m – коэффициенты, значения которых приняты в тепловом расчете.

Точки кривой среднего индикаторного давления p_{ix} в МПа определяются по формуле

$$p_{ix} = p_{ex} + p_{mx}. \quad (3.7)$$

Точки кривой мощности механических потерь N_{mx} в кВт определяются по формуле

$$N_{mx} = \frac{V_l n_x p_{mx}}{30 \tau}. \quad (3.8)$$

Точки кривой индикаторной мощности N_{ix} в кВт определяются по формуле

$$N_{ix} = N_{ex} + N_{mx}. \quad (3.9)$$

Расчетные точки кривой индикаторного крутящего момента M_{ix} в Н·м определяются по формуле

$$M_{ix} = \frac{30000 N_{ix}}{\pi n_x}. \quad (3.10)$$

Зависимость индикаторного удельного расхода топлива g_{ix} в г/(кВт·ч):

$$g_{ix} = \frac{1000 G_{Tx}}{N_{ix}}. \quad (3.11)$$

Задается закон изменения коэффициента избытка воздуха α_x по частоте вращения n_x . Для карбюраторных двигателей значение α_x принимается постоянным на всем частотном диапазоне, кроме n_{min} . При $n_x = n_{min}$ следует принимать горючую смесь несколько обогащенную, чем при $n_x = n$, т.е. $\alpha_{n_{min}} = (0,85...0,95)\alpha_n$, Для дизелей $\alpha_{n_{min}} = (0,7...0,8)\alpha_n$, а закон изменения принимается линейным:

$$\alpha_x = \alpha_{n_{min}} + \frac{(n_x - n_{min})(\alpha_n - \alpha_{n_{min}})}{n - n_{min}}. \quad (3.12)$$

Расчетные точки коэффициента наполнения определяются по формуле

$$\eta_{V_x} = \frac{p_{ex} l_0 \alpha_x g_{ex}}{3600 \rho_k}. \quad (3.13)$$

Аналитически определяются максимальные значения среднего эффективного давления $p_{e,max}$ МПа и эффективного крутящего момента $M_{e,max}$ в Н·м, а также минимальное значение эффективного удельного расхода топлива $g_{e,min}$ в г/(кВт·ч). Для этих значений находятся частоты вращения коленчатого вала – соответственно n_p , n_M и n_g .

Максимальное значение среднего эффективного давления $p_{e,max}$ МПа определяется по формуле

$$p_{e,max} = \frac{30 \tau N_e (c_1 + 0,25 c_2^2)}{V_d n}, \quad (3.14)$$

а соответствующая ему частота n_p в мин^{-1} :

$$n_p = \frac{c_2 n}{2}. \quad (3.15)$$

Максимальное значение эффективного крутящего момента $M_{e.max}$ в Н·м определяется по формуле

$$M_{e.max} = \frac{30000 N_e (c_1 + 0,25 c_2^2)}{\pi n}, \quad (3.16)$$

при частоте n_M в мин^{-1} :

$$n_M = n_p = \frac{c_2 n}{2}. \quad (3.17)$$

Минимальное значение эффективного удельного расхода топлива $g_{e.min}$ в г/(кВт·ч) определится по формуле

$$g_{e.min} = g_e \left(c_3 - 0,25 \frac{c_4^2}{c_5} \right), \quad (3.18)$$

при частоте n_n в мин^{-1} :

$$n_g = \frac{c_4 n}{2c_5}. \quad (3.19)$$

Все результаты расчетов сводятся в таблицу 3.2 (причем необходимо учесть рассчитанные значения n_p , n_M и n_g , т. е. $p_{e.max}$, $M_{e.max}$ и $g_{e.min}$).

По данным таблицы в расчетно-пояснительной записке строятся графики внешней скоростной характеристики, примеры которых для дизельного двигателя с наддувом показаны на рисунке 3.1.

Пример расчета внешней скоростной характеристики представлен в приложении В.

Таблица 3.2 – Результаты расчета внешней скоростной характеристики

n_x	Параметры внешней скоростной характеристики												
	N_{ex} кВт	$\frac{g_{ex}}{z}$ кВт·ч	p_{ex} МПа	M_{ex} Н·м	G_{Tx} кг/ч	p_{ix} МПа	p_{mx} МПа	N_{mx} кВт	N_{ix} кВт	$\frac{g_{ix}}{z}$ кВт·ч	M_{ix} Н·м	α_x	η_{Vx}
n_{min}													
n_M													
n_g													
n^*													
n_{max}													

Примечание:

* - для карбюраторных двигателей.

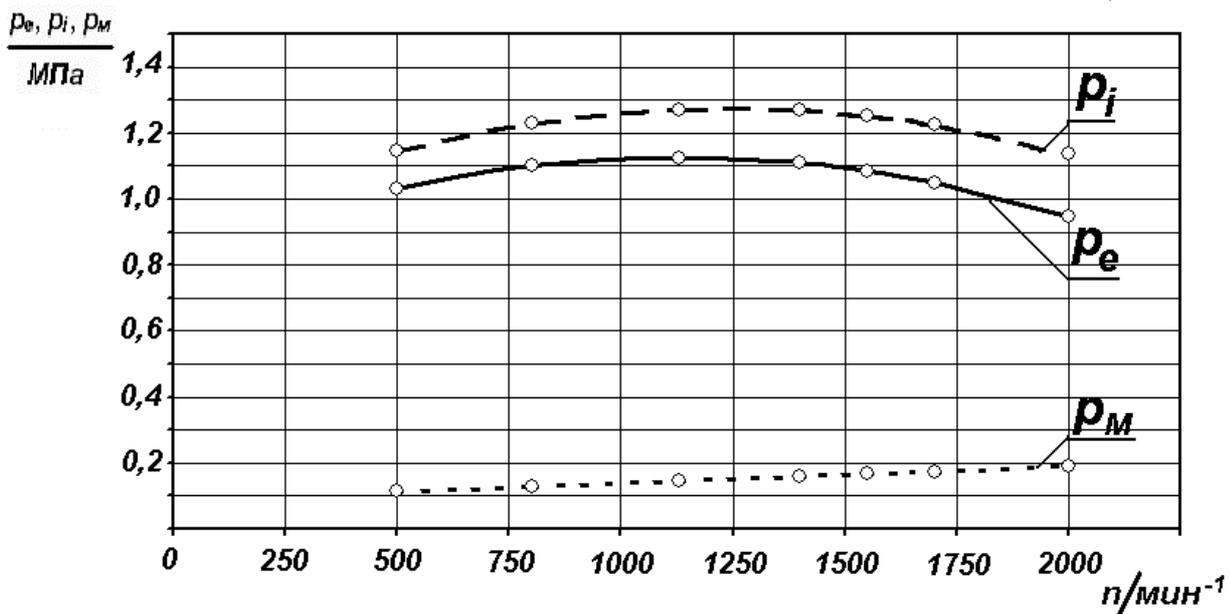
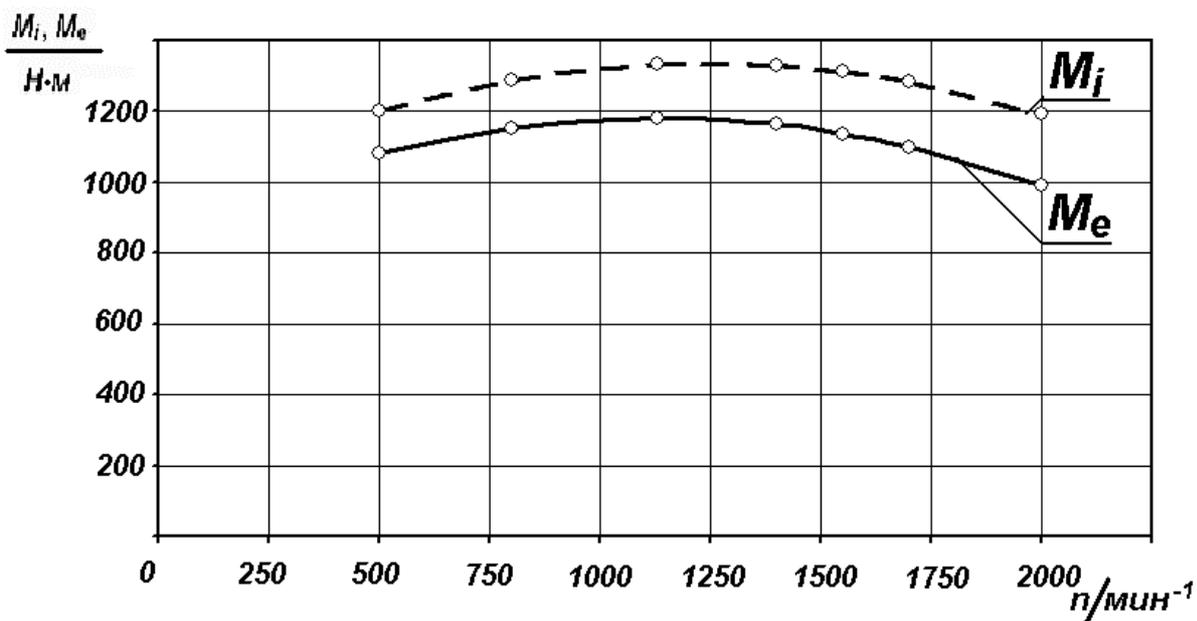
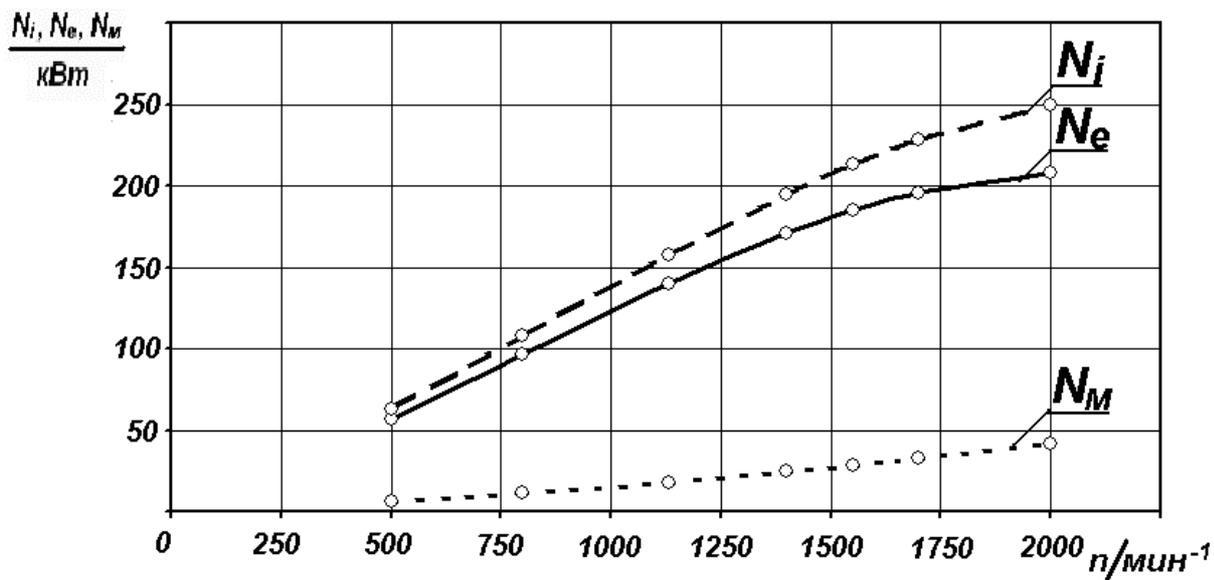


Рисунок 3.1 – Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя с наддувом

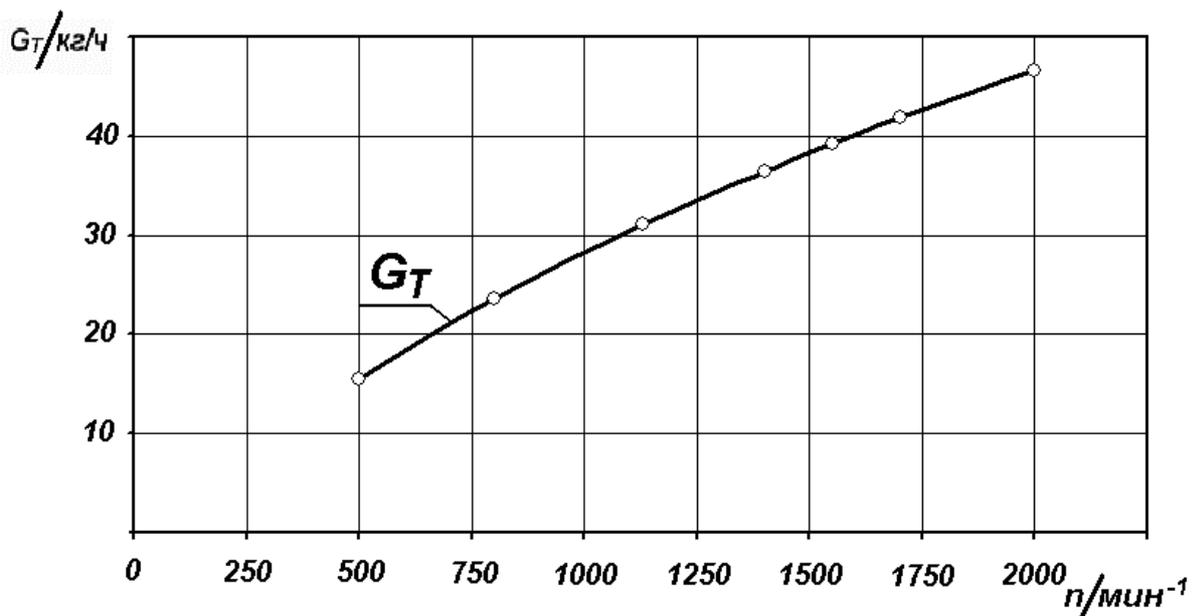
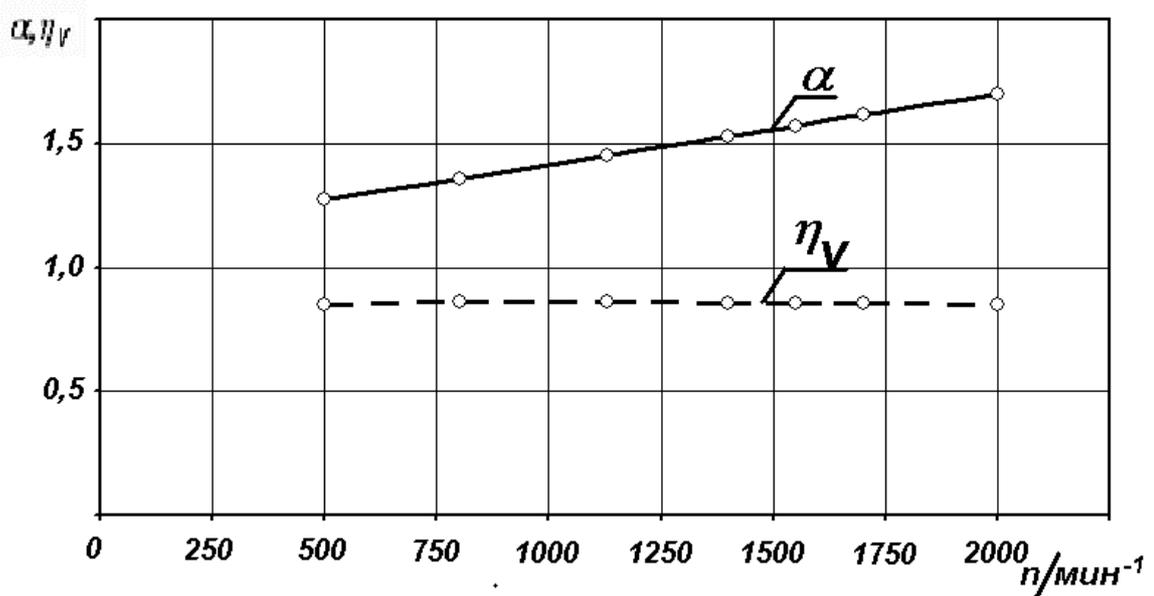
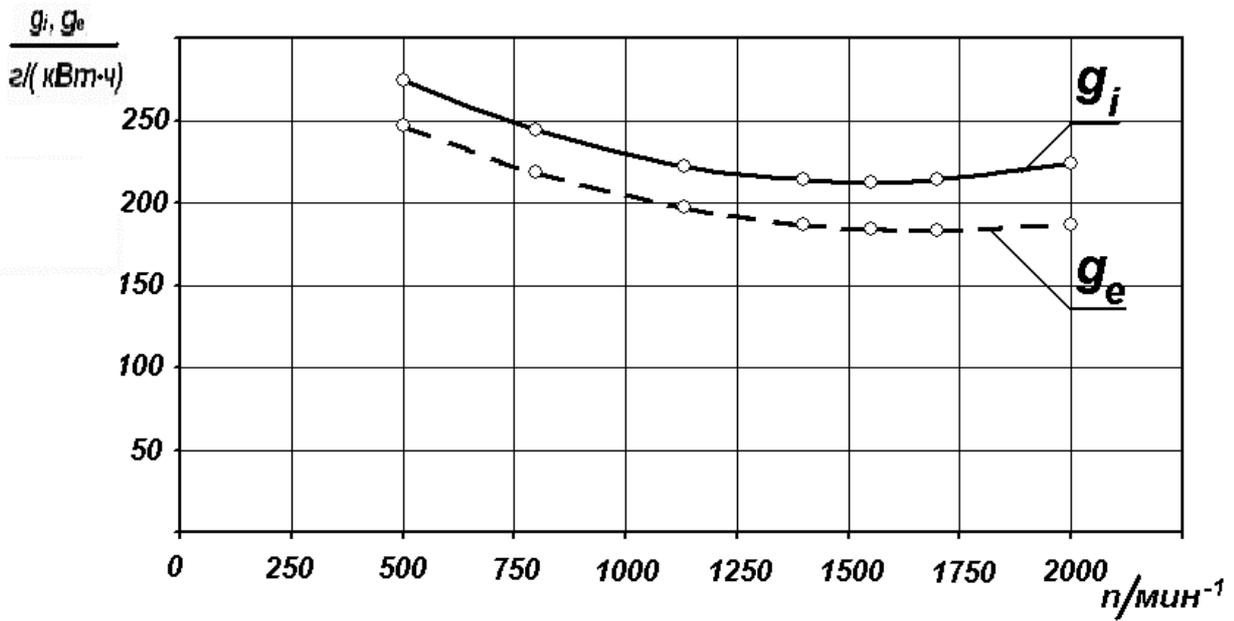


Рисунок 3.1 – Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя с наддувом (продолжение)

4 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

При работе двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ) действуют силы давления газов в цилиндре и силы инерции движущихся масс механизма, пример которых показан на рисунке 4.1. Различают силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j и центробежные силы инерции вращающихся масс K_r . От сил давления газов и сил инерции возникают производные от них силы трения, силы полезного сопротивления на коленчатом валу, реакции на опорах коленчатого вала и двигателя. Расчет и анализ сил, действующих в КШМ, необходимы для выполнения расчета деталей двигателя на прочность, определения нагрузок на подшипники коленчатого вала и прогнозирования их износа, анализа уравновешенности и расчета подвески двигателя, определения неравномерности вращения коленчатого вала и расчета маховика.

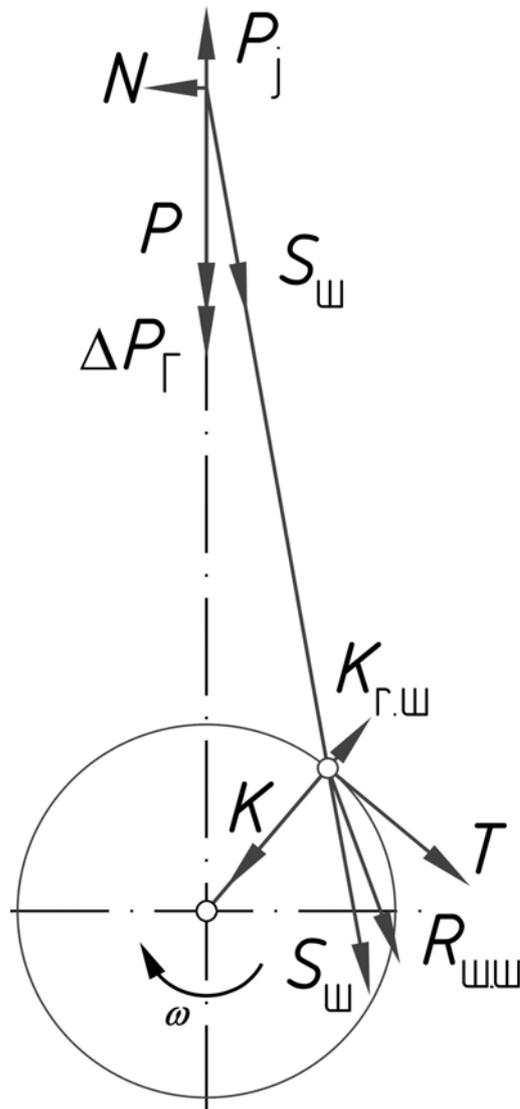


Рисунок 4.1 - Схема действия сил в КШМ

В течение каждого рабочего цикла значения и направления сил, действующих в КШМ, изменяются. Для выявления характера изменения этих сил по углу поворота коленчатого вала α и построения соответствующих графиков необходимо рассчитать их значения при определенных положениях вала через 10° в диапазоне от нуля до 720° . За нуль принимается такое положение кривошипа, при котором поршень находится в начале такта впуска.

Исходные данные (из теплового расчета):

- индикаторная диаграмма в координатах $p_z - V$;
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- диаметр цилиндра D , м;
- ход поршня S , м;
- отношение λ радиуса кривошипа R к длине шатуна $L_{ш}$.

4.1 Расчет силовых факторов, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Для удобства выполнения расчетов силовых факторов, действующих в кривошипно-шатунном механизме, индикаторная диаграмма из координат $p_z = f(V)$ или $p_z = \varphi(S)$ перестраивается в координаты $\Delta p_z = \varphi(\alpha)$.

Перестроение индикаторной диаграммы производится графоаналитическим методом. Для этого используются данные из теплового расчета (таблица 2.15) по перемещению поршня AX в пределах его хода от верхней мертвой точки до нижней мертвой точки (например, в диапазоне $\alpha = 360 \dots 540^\circ$) с шагом 10° . В соответствии с рисунком 4.2 под индикаторной диаграммой строится вспомогательная шкала α в диапазоне $0 \dots 720^\circ$.

Из точек делений шкалы проводятся вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы.

Справа от индикаторной диаграммы проводятся оси координат, где по оси ординат откладываются сила ΔP_z , а по оси абсцисс – угол α .

Сила давления газов ΔP_z в Н в общем случае определяется по формуле

$$\Delta P_z = (p_z - p_0) F_{II}, \quad (4.1)$$

где p_z – индикаторное давление газов (давление над поршнем) при заданном угле поворота кривошипа, МПа;

p_0 – давление в картере двигателя (под поршнем), МПа; принимается равным атмосферному – $p_0 = 0,1$ МПа;

F_{II} – площадь поршня, м²; определяется из выражения

$$F_{II} = \pi D^2 / 4. \quad (4.2)$$

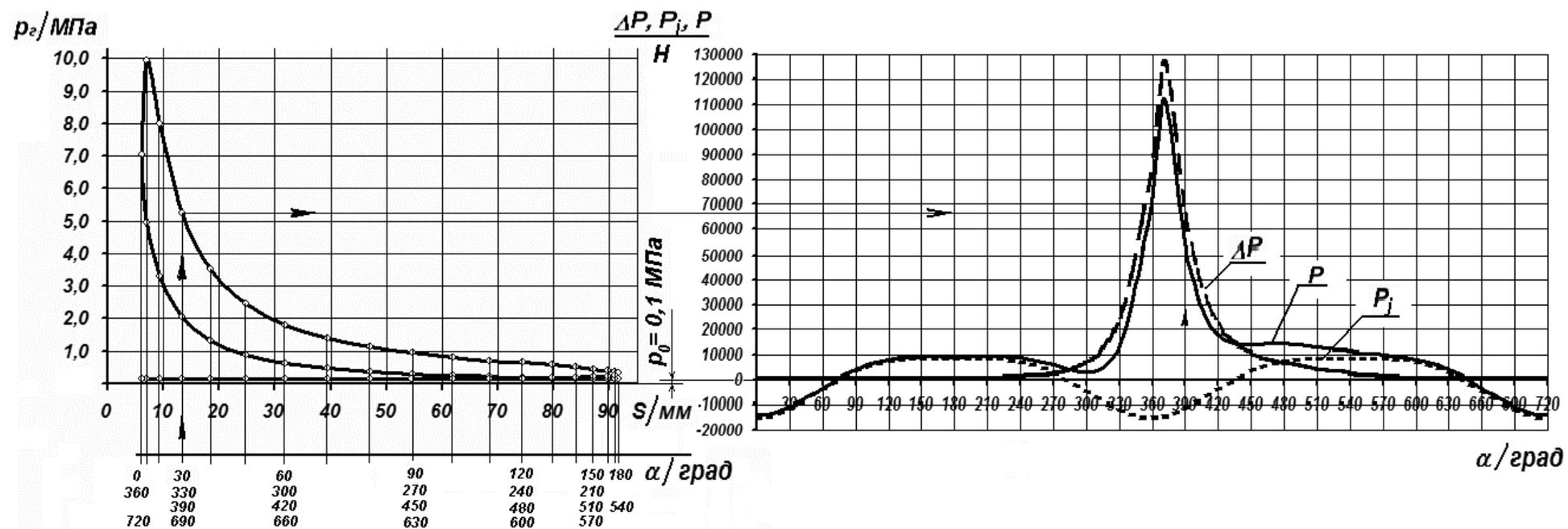


Рисунок 4.2 – Перестроение индикаторной диаграммы и графики зависимостей сил давления газов ΔP_g , инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j и суммарной P от α

Для определения сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс необходимо определить массу m_j в кг частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_n + m_{u.n}, \quad (4.4)$$

где m_n – масса поршневого комплекта (поршень, палец, поршневые кольца, детали стопорения пальца), кг;

$m_{u.n}$ – часть массы шатуна в сборе, отнесенная к поступательно движущимся массам, кг.

Для большинства существующих конструкций автомобильных двигателей

$$m_{u.n} = (0,25 \dots 0,30) m_u, \quad (4.5)$$

где m_u – масса шатуна в сборе, кг.

Массы m_n и m_u рассчитываются по чертежам деталей или выбираются по статистическим данным по следующим зависимостям

$$m_n = m_n' F_{\Pi}, \quad (4.6)$$

$$m_u = m_u' F_{\Pi}, \quad (4.7)$$

где m_n' и m_u' – удельные массы соответственно поршня и шатуна, значения которых приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Удельная масса в кг/м² элементов КШМ

Элемент КШМ	Карбюраторные двигатели при диаметре поршня, мм		Дизельные двигатели при диаметре поршня, мм	
	60...80	80...120	80...100	100...140
Поршень:				
- алюминиевый сплав	80...120	100...150	150...220	200...300
- чугун	150...200	180...250	250...320	300...400
Шатун	100...150	130...200	250...320	300...400

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в Н определяется по формуле

$$P_j = - m_j R \omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (4.8)$$

где R – радиус кривошипа в м; определяется по формуле

$$R = 0,5 S; \quad (4.8)$$

ω – угловая скорость коленчатого вала в рад/с; определяется по формуле

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (4.9)$$

Значения $(\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)$ для различных α и λ приведены в приложении Б. Расчеты P_j проводятся для тех же значений α , для которых определялась ΔP_z . Результаты расчета сводятся в таблицу 4.1.

Суммарная сила P в Н, действующая на поршневой палец, определяется алгебраическим сложением сил давления газов ΔP_z и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j по формуле

$$P = \Delta P_z + P_j. \quad (4.10)$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 4.1.

От действия суммарной силы P возникают следующие силы:

- суммарная нормальная (боковая) сила N в Н, направленная перпендикулярно оси цилиндра; определяется по формуле

$$N = P \operatorname{tg}\beta; \quad (4.11)$$

- суммарная сила, действующая вдоль шатуна $S_{ш}$ в Н, определяется по формуле

$$S_{ш} = P \frac{1}{\cos\beta}, \quad (4.12)$$

где β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра.

Причем $\vec{P} = \vec{N} + \vec{S}_{ш}$.

От действия суммарной силы, действующей вдоль шатуна $S_{ш}$, возникают следующие силы:

- суммарная радиальная сила K в Н, направленная по радиусу кривошипа; определяется по формуле

$$K = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta}; \quad (4.13)$$

- суммарная тангенциальная сила T в Н, направленная перпендикулярно к радиусу кривошипа; определяется по формуле

$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (4.14)$$

Причем $\vec{S}_{ш} = \vec{K} + \vec{T}$.

Значения тригонометрических функций для различных α и λ приведены в приложении Б. Результаты расчета сил N , $S_{ш}$, K , T сводятся в таблицу 4.1.

Центробежная сила инерции вращающейся части шатуна $K_{r.ш}$ в Н, направленная по радиусу кривошипа и нагружающая шатунную шейку (шатунный подшипник)

$$K_{r.ш} = - m_{ш.к} R \omega^2. \quad (4.15)$$

где $m_{ш.к}$ – часть массы шатуна, отнесённая к вращающимся массам, кг, определяется по формуле

$$m_{ш.к} = m_{ш} - m_{ш.п}. \quad (4.16)$$

Поскольку результирующая сила $R_{ш.ш}$, действующая на шатунную шейку представляет собой геометрическую сумму

$$\vec{R}_{ш.ш} = \vec{T} + \vec{K} + \vec{K}_{r.ш}, \quad (4.17)$$

то абсолютное значение этой силы в Н определится по формуле

$$R_{ш.ш} = \sqrt{T^2 + (K + K_{r.ш})^2}. \quad (4.18)$$

Результаты вычисления силы $R_{ш.ш}$ сводятся в таблицу 4.1.

4.3 Построение графиков сил и моментов

Графики изменения сил, действующих в КШМ, в зависимости от угла поворота кривошипа строятся в прямоугольной системе координат по данным таблицы 4.1 (рисунки 4.2 и 4.3). При этом рекомендуется на одной координатной сетке группировать несколько графиков:

- $\Delta P_z, P_j, P$;
- $S_{ш}, N$;
- K, T .

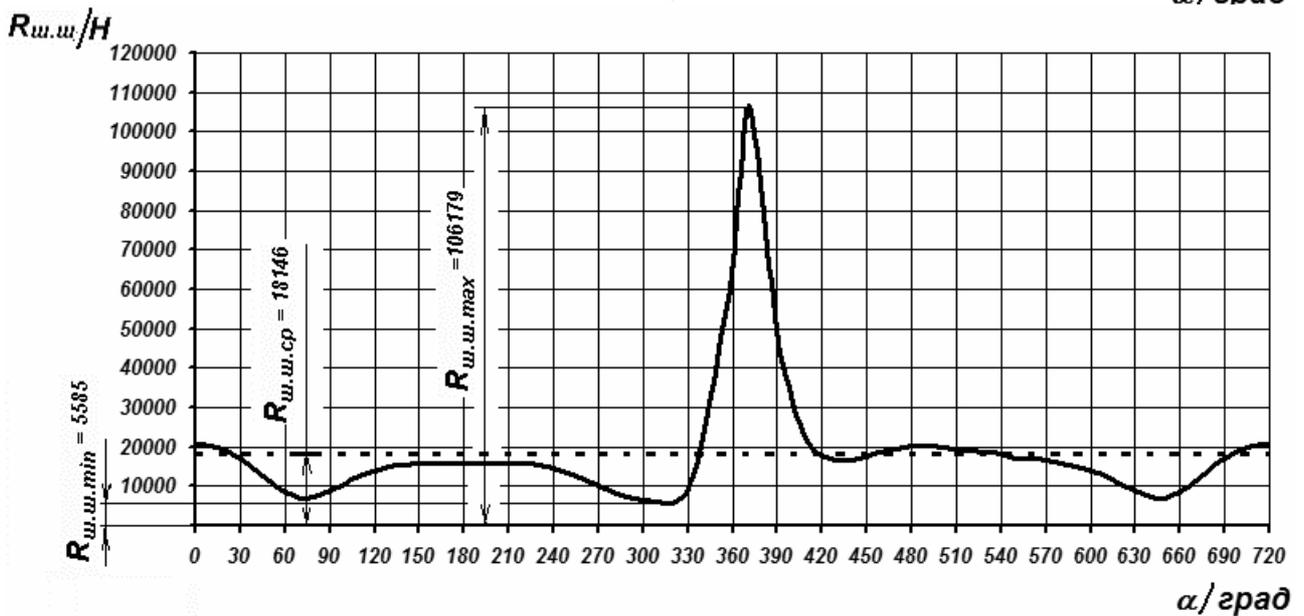
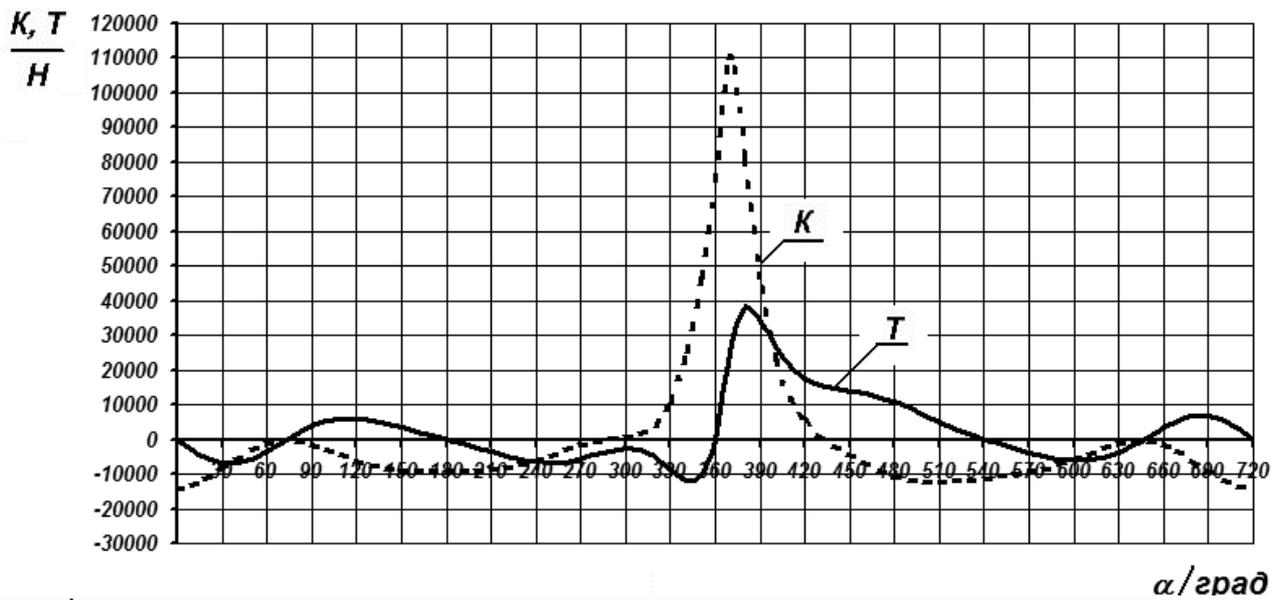
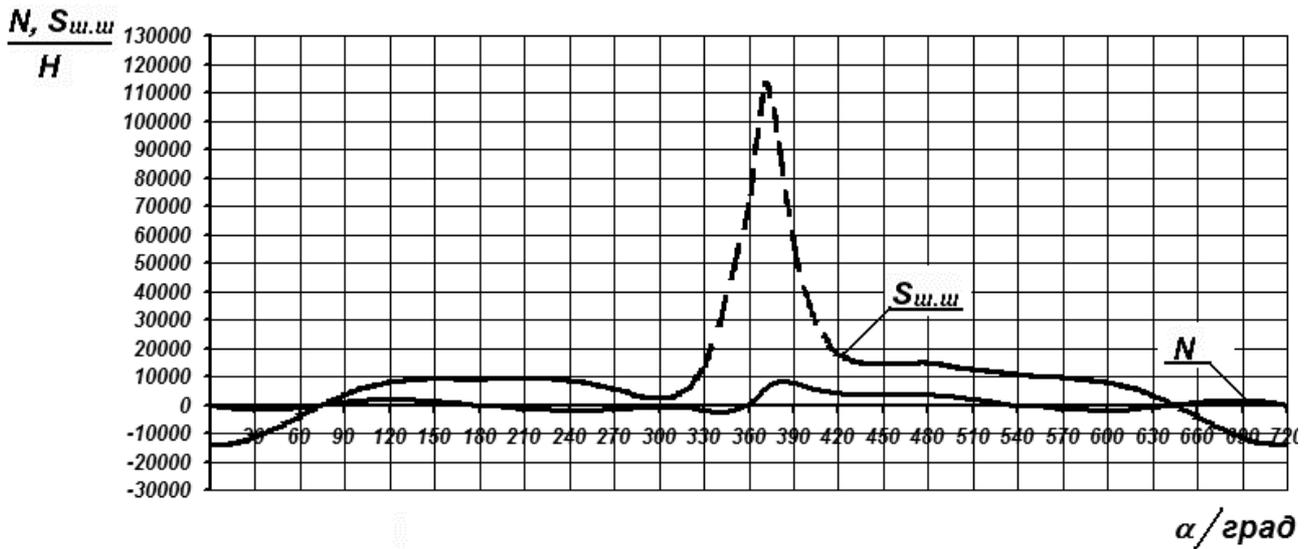


Рисунок 4.3 – Графики зависимостей сил нормальной N , действующей вдоль шатуна S_w , радиальной K , тангенциальной T и действующей на шатунную шейку $R_{w.w}$ от у.п.к.в α

Все графики строятся в одном масштабе μ , с одинаковым шагом угла поворота кривошипа, а прямоугольные координатные сетки располагаются одна под другой.

Строится полярная диаграмма силы $R_{ш.ш}$ для ориентирования ее действия относительно шатунной шейки (рисунок 4.4). Первоначально производится построение полярной диаграммы силы $S_{ш}$. Исходят из условия, что кривошип зафиксирован в ВМТ, а цилиндр вращается в обратную сторону с угловой скоростью ω . Так как $\vec{S}_{ш} = \vec{K} + \vec{T}$, то полярную диаграмму для этой силы получают откладыванием в прямоугольных координатах значений сил T и K для различных углов α . Положительные значения T необходимо откладывать вправо по оси абсцисс, а положительные значения K – вниз по оси ординат. Соединив точки с координатами $(T; K)$ при соответствующих углах α плавной кривой, получают полярную диаграмму силы $S_{ш}$. Для получения полярной диаграммы $R_{ш.ш}$ в полярной диаграмме $S_{ш}$ ось O перемещают по вертикали вниз в точку $O_{ш}$ на величину силы $K_{r.ш}$. Точка $O_{ш}$ - полюс полярной диаграммы $R_{ш.ш}$.

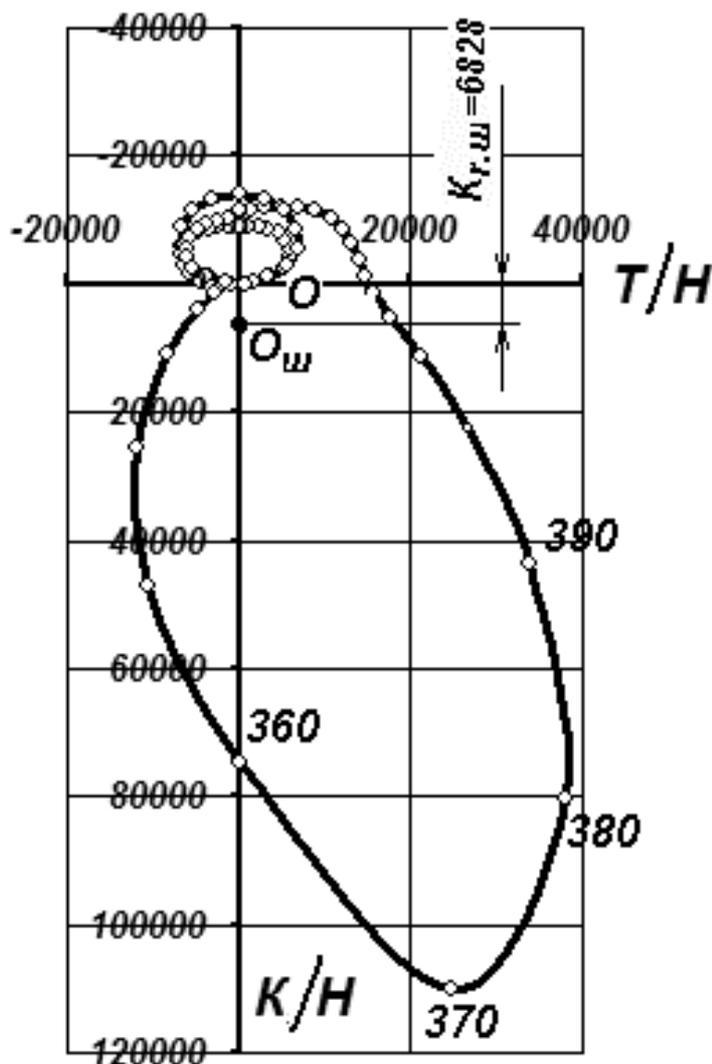


Рисунок 4.4 - Полярная диаграмма силы, действующей на шатунную шейку $R_{ш.ш}$

По графику силы $R_{u.u}$ в прямоугольной системе координат определяются ее максимальное $R_{u.u.max}$ и минимальное $R_{u.u.min}$ значения, а также среднее значение $R_{u.u.cp}$ в Н по формуле

$$R_{u.u.cp} = \frac{F \mu}{l}, \text{ Н}, \quad (4.19)$$

где F – площадь, ограниченная кривой $R_{u.u} = f(\alpha)$ и осью абсцисс, мм^2 ;

l – длина диаграммы по оси α , мм;

μ – принятый в динамическом расчете масштаб сил, Н/мм.

Полученные результаты по силе $R_{u.u}$ используются в дальнейшем в гидродинамическом расчете шатунного подшипника.

Кривая тангенциальных сил T в масштабе $\mu_{M_{кр}} = \mu R$ в Н·м/мм является кривой изменения индикаторного крутящего момента $M_{кр} = TR$, развиваемого одним цилиндром. Построение графика суммарного индикаторного крутящего момента $\Sigma M_{кр} = f(\alpha)$ многоцилиндрового двигателя (с равномерным чередованием одноименных процессов) сводится к суммированию крутящих моментов от всех цилиндров с учетом чередования вспышек.

Так как величины и характер изменения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах, то для подсчета суммарного крутящего момента достаточно иметь значения крутящего момента одного цилиндра. При разных интервалах между вспышками крутящий момент будет периодически изменяться для четырехтактных двигателей через $\theta = 720/i$ градуса.

Результирующая кривая $\Sigma M_{кр} = f(\alpha)$ показывает изменение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя в зависимости от угла поворота кривошипа коленчатого вала.

Среднее значение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя $\Sigma M_{кр.cp}$ (индикаторный крутящий момент) в Н·м определяется графоаналитическим способом по формуле

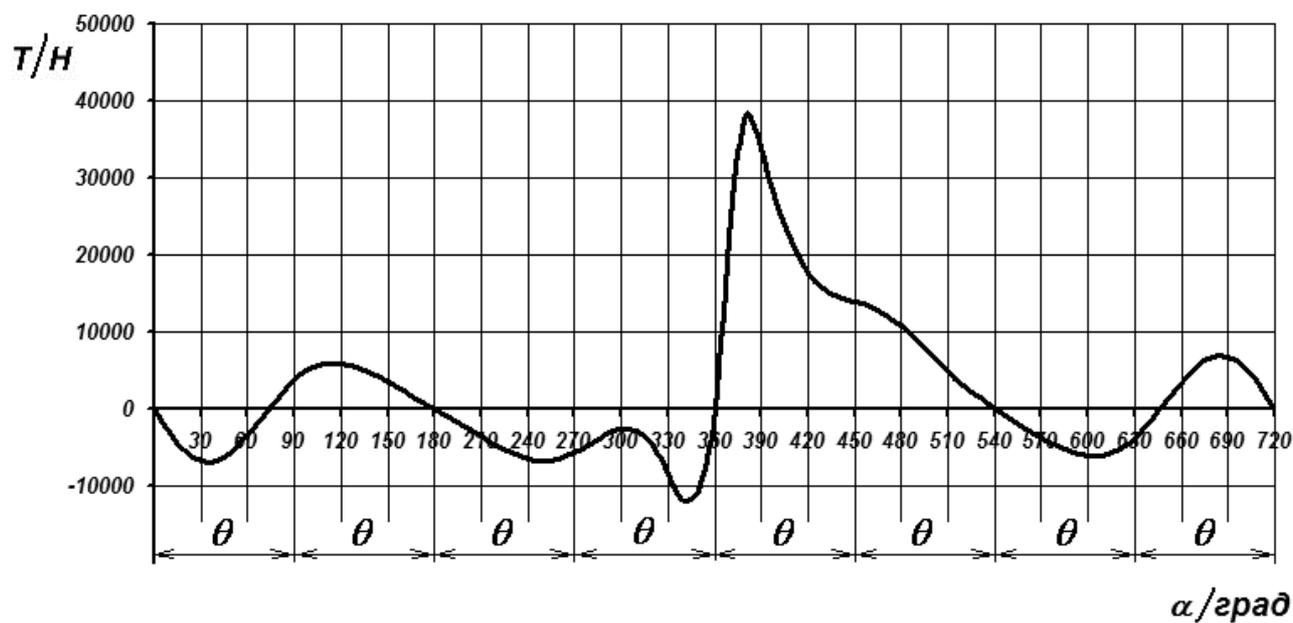
$$\Sigma M_{кр.cp} = \frac{(F_1 - F_2) \mu_{M_{кр}}}{l}, \quad (4.20)$$

где F_1 и F_2 – площади, ограниченные кривой $\Sigma M_{кр} = f(\alpha)$ соответственно выше и ниже оси абсцисс в пределах одного периода, мм^2 (при $i \geq 6$ в большинстве случаев $F_2 = 0$);

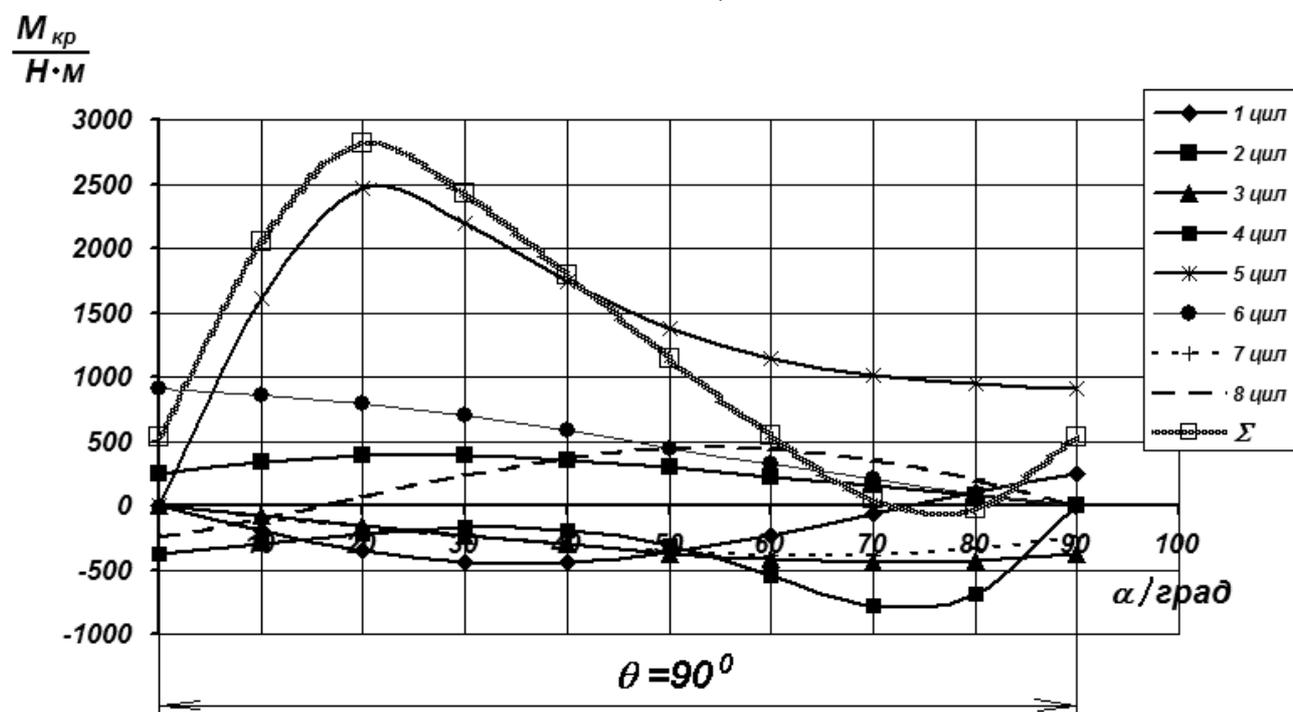
l – длина графика в пределах одного периода, мм.

Построение кривой суммарного крутящего момента осуществляется графическим способом. Для этого кривую крутящего момента одного цилиндра разбивается на столько равных частей по длине, сколько цилиндров в двигателе

(рисунок 4.5, а). Все участки кривой сводятся на новой координатной сетке длиной θ и графически суммируются ординаты (рисунок 4.2, б).



а)



б)

а – исходный график крутящего момента, развиваемого одним цилиндром;

б – построение графика суммарного момента

Рисунок 4.5 – Построение графика суммарного индикаторного момента многоцилиндрового двигателя при равномерном чередовании процессов

Коэффициент неравномерности крутящего момента v_H определяется по формуле

$$v_H = \frac{\sum M_{кр. max} - \sum M_{кр. min}}{\sum M_{кр. ср}}, \quad (4.21)$$

где $\sum M_{кр. max}$, $\sum M_{кр. min}$ и $\sum M_{кр. ср}$ – соответственно максимальный, минимальный и средний индикаторные крутящие моменты двигателя.

Эффективный крутящий момент двигателя в Н·м

$$M_e = \sum M_{кр. ср} \eta_m, \quad (4.22)$$

где η_m – механический КПД двигателя.

Полученное значение M_e не должно отличаться более чем на 5 % от рассчитанного в тепловом расчете значения M_e .

Пример динамического расчета приведен в приложении В.

Список использованных источников

- 1 Автомобильные двигатели. /Под ред. М.С. Ховаха. - М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
- 2 Двигатели внутреннего сгорания: В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов. /Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа, 1995. – 368 с.
- 3 Двигатели внутреннего сгорания: В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование /Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа, 1995. – 319 с.
- 4 Железко Б.Е. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 247 с.
- 5 Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.
- 6 Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. /Под ред. А.С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1984.– 384 с.
- 7 Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания. /Под ред. Н.Х. Дьяченко. – М.: Машиностроение, 1979. – 392 с.
- 8 Попык К.Г. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1973. – 400 с.

Приложение А
(справочное)

Пример оформления титульного листа курсового проекта

Министерство образования Российской Федерации
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
“ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ”
Транспортный факультет
Кафедра автомобильного транспорта

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по автомобильным двигателям

Расчет автомобильного дизельного двигателя с наддувом

Пояснительная записка

ГОУ ОГУ 150200.4 1 04.10 ПЗ

Руководитель проекта

_____ Петров П.П.

" ____ " _____ 2003 г.

Исполнитель

студент гр. 01 ААХ-1

_____ Иванов И.И.

" ____ " _____ 2003г.

Оренбург 2004

Пример оформления бланка технического задания на курсовое проектирование

Министерство образования Российской Федерации
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
“ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ”
Транспортный факультет
Кафедра автомобильного транспорта

1 Задание на курсовое проектирование

Исходные данные: Тип двигателя – дизельный с наддувом;
Давление за компрессором $p_k = 0,17$ МПа;
Номинальная мощность $N_e = 200$ кВт;
Номинальная частота вращения $n = 2000$ мин⁻¹;
Число цилиндров $i = 8$;
Степень сжатия $\varepsilon = 14,8$;
Охлаждение – жидкостное;
Детали для расчета – поршень, поршневое
кольцо, шатун;
Система для расчета – охлаждения

Разработать: 1) Тепловой расчет рабочего цикла;
2) Расчет внешней скоростной характеристики;
3) Динамический расчет КШМ;
4) Рассчитать на прочность детали;
5) Рассчитать систему;
6) Поперечный и продольный разрезы двигателя.

Дата выдачи задания " ____ " _____ 2003 г.

Руководитель Петров П.П.

Исполнитель

студент группы 01ААХ-1 Иванов И.И.

Срок защиты проекта " ____ " _____ 2003 г.

Примечание: бланк задания выдается руководителем проекта, а студент заполняет его в соответствии с номером варианта данными, отмеченными курсивным шрифтом с подчеркиванием.

Приложение Б

(справочное)

Значения тригонометрических функций

Таблица Б.1 – Значения $(1 - \cos \alpha) + \lambda/4 (1 - \cos 2\alpha)$ при различных λ и α

α	λ								α	
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	360
10	0,0168	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,01989		350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784		340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728		330
40	0,2836	0,2876	0,2877	0,2878	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980		320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,1423	0,4452	0,4482		310
60	0,5900	0,5958	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125	0,6163		300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949		290
80	0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9622	0,9670	0,9719	0,9767		280
90	0,1200	1,1250	0,1300	1,1390	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550		270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239		260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789		250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125	1,6163		240
130	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338		230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8559	1,8280	1,8300		220
150	1,8960	1,8973	1,8985	1,8998	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048		210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573	1,9578		200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895		190
180	2	2	2	2	2	2	2	2		180

Таблица Б.2 – Значения $(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$ при различных λ и α

α	Знак	λ								Знак	α
		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	1,0010	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	0,3755	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	0,6641	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	0,6969	-	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

Приложение В (справочное)

Пример теплового расчета, расчета внешней скоростной характеристики и динамического расчета автомобильного дизельного двигателя с наддувом

В.1 Задание на курсовое проектирование

Задание представлено в приложении А.

В.2 Тепловой расчёт рабочего цикла

В.2.1 Рабочее тело и его свойства

В.2.1.1 Топливо

Топливом для рассчитываемого двигателя служит дизельное топливо по ГОСТ 305-82 марки Л для лета и З – для зимы с цетановым числом 45...50. Элементный состав топлива: $C = 0,870$; $H = 0,126$; $O = 0,004$.

Низшая теплота сгорания H_u в кДж/кг

$$H_u = [33,91 \cdot 0,870 + 125,6 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,126] \cdot 10^3 = 42440.$$

В.2.1.2 Горючая смесь

Теоретически необходимое количество топлива l_0 в кг возд/кг топл

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,870 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,45;$$

и L_0 в кмоль возд/кг топл

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,5.$$

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,7$.

Действительное количество воздуха L в кмоль возд/кг топл

$$L = 1,7 \cdot 0,5 = 0,85.$$

Молекулярная масса топлива $m_m = 200$ кг/кмоль.

Количество горючей смеси M_1 в кмоль гор.см/кг топл

$$M_1 = 1,7 \cdot 0,5 + \frac{1}{200} = 0,855.$$

В.2.1.3 Продукты сгорания

Продукты сгорания состоят из углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , избыточного кислорода O_2 и азота N_2 .

Количество отдельных составляющих продуктов сгорания в кмоль пр.сг/кг топл:

$$M_{CO_2} = \frac{0,870}{12} = 0,0725; \quad M_{H_2O} = \frac{0,126}{2} = 0,063;$$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (1,7 - 1) \cdot 0,5 = 0,0728; \quad M_{N_2} = 0,792 \cdot 1,7 \cdot 0,5 = 0,673.$$

Общее количество продуктов сгорания жидкого топлива M_2 в кмоль пр.сг/кг топл

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,0728 + 0,673 = 0,881.$$

Изменение количества молей рабочего тела при сгорании ΔM в кмоль пр.сг/кг топл

$$\Delta M = 0,881 - 0,85 = 0,026.$$

Химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_o = \frac{0,881}{0,855} = 1,03.$$

В.2.2 Процесс впуска

В.2.2.1 Давление и температура окружающей среды

Атмосферные условия: $p_0 = 0,1$ МПа; $T_0 = 273$ К.

Давление за компрессором $p_k = 0,17$ МПа.

Принимаем показатель политропы сжатия в компрессоре $n_k = 1,5$.

Тогда температура воздуха за компрессором T_k в градусах Кельвина (К)

$$T_k = 293 \left(\frac{0,17}{0,1} \right)^{\frac{(1,5 - 1)}{1,5}} = 350.$$

В.2.2.2 Давление и температура остаточных газов

Поскольку двигатель с наддувом и с наличием газовой турбины на выпуске, то давление остаточных газов p_r в МПа принимаем равным $p_r = 0,9 \cdot 0,17 = 0,153$.

Температура T_r остаточных газов принимаем $T_r = 820$ К.

В.2.2.3 Степень подогрева заряда

$$\Delta T = 10 \text{ К.}$$

В.2.2.4 Давление в конце впуска

Принимаем $(\xi_{en} + \beta^2) = 3$; средняя скорость движения заряда при максимальном открытии клапана $\omega_{en} = 90$ м/с.

Плотность заряда на впуске ρ_k в кг/м³

$$\rho_k = \frac{0,17 \cdot 10^6}{287 \cdot 350} = 1,7.$$

Потери давления во впускном трубопроводе Δp в МПа

$$\Delta p_a = 3 \cdot 1,7 \cdot \left(\frac{90^2}{2} \right) \cdot 10^{-6} = 0,02.$$

Давления в конце впуска p_a в МПа

$$p_a = 0,17 - 0,02 = 0,15.$$

В.2.2.5 Коэффициент и количество остаточных газов

Коэффициент остаточных газов γ_r

$$\gamma_r = \frac{350 + 10}{820} \cdot \frac{0,153}{14,8 \cdot 0,15 - 0,153} = 0,033.$$

Количество остаточных газов M_r в кмоль ост.газов/кг топл

$$M_r = 0,033 \cdot 0,855 = 0,028.$$

В.2.2.6 Температура в конце впуска

Температуру в конце впуска T_a в градусах Кельвина (К)

$$T_a = \frac{349 + 10 + 0,033 \cdot 820}{1 + 0,033} = 374.$$

В.2.2.7 Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{350}{350 + 10} \cdot \frac{1}{14,8 - 1} \cdot \frac{1}{0,17} (14,8 \cdot 0,15 - 0,153) = 0,853.$$

Рассчитанные параметры процесса впуска приведены в таблице В.2.1 в сравнении со значениями этих параметров у современных автомобильных двигателей.

Таблица В.2.1 – Значения параметров процесса впуска

Тип двигателя	Параметры			
	p_a , МПа	γ_r	T_a , К	η_v
Дизельный с наддувом	0,135...0,243	0,02...0,03	320...400	0,8...0,97
Рассчитываемый двигатель	0,15	0,033	374	0,853

В.2.3 Процесс сжатия

В.2.3.1 Показатель политропы сжатия

Средний показатель адиабаты сжатия k_1

$$k_1 = 1,4359 - 0,132 \cdot 10^{-3} \cdot 374 - 0,1643 \cdot 10^{-2} \cdot 14,8 = 1,362.$$

Показатель политропы сжатия $n_1 = 1,362 - 0,002 = 1,36.$

В.2.3.2 Давление и температура конца процесса сжатия

Давление p_c в МПа и температура T_c в градусах Кельвина (К) в конце процесса сжатия

$$p_c = 0,15 \cdot 14,8^{1,36} = 5,86;$$

$$T_c = 374 \cdot 14,8^{1,36-1} = 990.$$

В.2.3.3 Средняя молярная теплоёмкость рабочей смеси в конце сжатия

Температура конца процесса сжатия t_c в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$)
 $t_c = 990 - 273 = 717$.

Средняя молярная теплоёмкость свежей смеси в конце сжатия $(mc_v)_{t_o}^{t_c}$ в кДж/(кмоль·град)

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 717 = 22,49.$$

Средняя молярная теплоёмкость остаточных газов в конце сжатия $(mc_v'')_{t_o}^{t_c}$ в кДж/(кмоль·град)

$$(mc_v'')_{t_o}^{t_c} = 23,2286 + 0,003939 \cdot 717 - 1,1814 \cdot 1,7 = 24,05.$$

Средняя молярная теплоёмкость рабочей смеси $(mc_v')_{t_o}^{t_c}$ в кДж/(кмоль·град)

$$(mc_v')_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,033} [22,49 + 0,0339 \cdot 24,05] = 22,54.$$

Таблица В.2.2 – Значения параметров процесса сжатия

Тип двигателя	Параметры		
	n_1	p_c , МПа	T_c , К
Дизельный с наддувом	1,34...1,38	4,5...10,0	800...1100
Рассчитываемый двигатель	1,36	5,86	990

В.2.4 Процесс сгорания

В.2.4.1 Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{1,03 + 0,033}{1 + 0,033} = 1,03.$$

В.2.4.2 Температура конца видимого сгорания

Принимаем следующие параметры: коэффициент использования низшей теплоты сгорания на участке видимого сгорания $\xi_z = 0,79$; степень повышения давления цикла $\lambda = 1,7$.

Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном объёме $(mc_v^{\prime\prime})_{t_0}^z$ в кДж/(кмоль·град)

$$(mc_v^{\prime\prime})_{t_0}^z = \frac{1}{0,881} [0,0725 \cdot (39,123 + 0,003343 t_z) + 0,063 \cdot (26,67 + 0,004438 t_z) + 0,0728 \cdot (23,723 + 0,001457 t_z) + 0,673 \cdot (21,951 + 0,001457 t_z)] = 23,85 + 0,00182 t_z.$$

Уравнение сгорания

$$\frac{0,79 \cdot 42440}{0,855(1 + 0,033)} + [23,045 + 8,315 \cdot 1,7] \cdot 717 + 2270(1,7 - 1,033) = 1,033[23,85 + 0,00182 t_z + 8,315] \cdot t_z.$$

Получаем квадратное уравнение вида

$$0,00188 t_z^2 + 33,226 t_z - 66133 = 0.$$

Температура t_z в конце видимого сгорания в градусах Цельсия (°C)

$$t_z = \frac{-33,226 + \sqrt{33,226^2 + 4 \cdot 0,00188 \cdot 66133}}{2 \cdot 0,00188} = 1803.$$

Температура T_z в градусах Кельвина (K)

$$T_z = 1803 + 273 = 2076.$$

В.2.4.3 Степень повышения давления цикла

Степень повышения давления цикла принята $\lambda = 1,7$.

В.2.4.4 Степень предварительного расширения

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{1,033 \cdot 2076}{1,7 \cdot 990} = 1,27.$$

В.2.4.5 Максимальное давление сгорания

Максимальное давление p_z в МПа в конце сгорания

$$p_z = 1,7 \cdot 5,86 = 9,95.$$

Таблица В.2.3 – Значения параметров процесса сгорания

Тип двигателя	Параметры			
	λ	ρ	p_z , МПа	T_z , К
Дизельный с наддувом	1,4...1,8	1,2...1,4	10,0...14,0	1800...2200
Рассчитываемый двигатель	1,7	1,27	9,95	2076

В.2.5 Процесс расширения

В.2.5.1 Показатель политропы расширения

Средний показатель адиабаты расширения

$$k_2 = 1,3668 - 0,00334 \cdot 14,8 - 0,00003 \cdot 2076 - 0,018894 \cdot 1,7 = 1,223.$$

Показатель политропы расширения

$$n_2 = 1,223 - 0,001 = 1,22.$$

В.2.5.2 Давление и температура конца процесса расширения

Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{14,8}{1,27} = 11,65.$$

Давление p_b в МПа и температура T_b в градусах Кельвина (К) в конце процесса расширения

$$p_b = \frac{9,95}{11,65^{1,22}} = 0,5;$$

$$T_b = \frac{2076}{11,65^{1,22-1}} = 1201.$$

Таблица В.2.4 – Значения параметров процесса расширения

Тип двигателя	Параметры		
	n_2	p_b , МПа	T_b , К
Дизельный с наддувом	1,15...1,25	0,5...0,8	1000...1200
Рассчитываемый двигатель	1,22	0,5	1201

В.2.6 Проверка точности выбора температуры остаточных газов

Расчетное значение температуры остаточных газов T_r в градусах Кельвина (К)

$$T_r^{расч} = \frac{1201}{\sqrt[3]{\frac{0,5}{0,153}}} = 812.$$

Расхождение между принятой величиной T_r и рассчитанной $T_r^{расч}$

$$\Delta T_r = \left| \frac{812 - 820}{812} \right| \cdot 100 \% = 0,93 \% < 15 \%.$$

Температура остаточных газов t_r в градусах Цельсия (°С)
 $t_r = 820 - 273 = 547.$

В.2.7 Индикаторные показатели рабочего цикла

В.2.7.1 Среднее индикаторное давление

Среднее теоретическое индикаторное давление p_i' в МПа

$$p_i' = \frac{5,86}{14,8-1} \left[1,7(1,27-1) + \frac{1,7 \cdot 1,27}{1,22-1} \left(1 - \frac{1}{11,65^{1,22-1}} \right) - \frac{1}{1,36-1} \left(1 - \frac{1}{14,8^{1,36-1}} \right) \right] = 1,1958.$$

Коэффициент полноты индикаторной диаграммы принимаем $\varphi_u = 0,95$.

Среднее индикаторное давление действительного цикла p_i в МПа

$$p_i = 1,1958 \cdot 0,95 = 1,136.$$

В.2.7.2 Индикаторный КПД

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{1,136 \cdot 14,45 \cdot 1,7 \cdot 10^3}{42440 \cdot 1,7 \cdot 0,853} = 0,455.$$

В.2.7.3 Индикаторный удельный расход топлива

Индикаторный удельный расход топлива g_i в г/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{0,455 \cdot 42440} = 186.$$

Таблица В.2.5 – Значения индикаторных показателей двигателей

Тип двигателя	Показатели		
	p_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт·ч)
Дизельный с наддувом	0,8...2,2	0,4...0,5	170...210
Рассчитываемый двигатель	1,136	0,455	186

В.2.8 Эффективные показатели двигателя

В.2.8.1 Давление механических потерь

Принимаем: экспериментальные коэффициенты $a_m = 0,089$ и $b_m = 0,0118$; средняя скорость поршня $v_{n.cр} = 8,5$ м/с.

Давление механических потерь p_m в МПа

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot 8,5 = 0,189.$$

В.2.8.2 Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление p_e в МПа

$$p_e = 1,136 - 0,189 = 0,947.$$

В.2.8.3 Механический КПД

$$\eta_m = \frac{0,947}{1,136} = 0,833.$$

В.2.8.4 Эффективный КПД

$$\eta_e = 0,455 \cdot 0,833 = 0,379.$$

В.2.8.5 Эффективный удельный расход топлива

Эффективный удельный расход топлива g_e в г/(кВт·ч)

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{42440 \cdot 0,379} = 224.$$

Таблица В.2.6 – Значения эффективных показателей двигателей

Тип двигателя	Показатели			
	p_e , МПа	η_e	η_m	g_e , г/(кВт·ч)
Дизельный с наддувом	0,7...2,0	0,32...0,45	0,80...0,90	200...360
Рассчитываемый двигатель	0,947	0,379	0,833	224

В.2.9 Основные параметры и показатели двигателя

Рабочий объем цилиндра V_h в дм^3

$$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 200}{0,947 \cdot 2000 \cdot 8} = 1,58.$$

Принимаем отношение линейных размеров цилиндра $S/D = 1$.

Диаметр цилиндра двигателя D в мм

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,58}{\pi \cdot 1}} = 126,4.$$

Ход поршня двигателя S в мм: $S = 126,4 \cdot 1 = 126,4$.

Полученные значения S и D округляем в большую сторону до четного числа: $D = 128$ мм; $S = 128$ мм.

Окончательная средняя скорость поршня $v_{n.cp}$ в м/с

$$v_{n.cp} = \frac{128 \cdot 2000}{3 \cdot 10^4} = 8,53.$$

Ошибка выбора

$$\Delta v_{n.cp} = \left| \frac{8,53 - 8,5}{8,53} \right| \cdot 100 \% = 0,4 \% < 5 \%.$$

Рабочий объем одного цилиндра V_h в дм^3

$$V_h = \frac{\pi \cdot 128^2 \cdot 128}{4 \cdot 10^6} = 1,647.$$

Литраж двигателя V_l в дм^3

$$V_l = 1,647 \cdot 8 = 13,18.$$

Объем камеры сгорания V_c в дм^3

$$V_c = \frac{1,647}{14,8 - 1} = 0,12.$$

Полный объем цилиндра V_a в дм^3

$$V_a = 1,647 + 0,12 = 1,767.$$

Эффективная мощность двигателя N_e в кВт

$$N_e = \frac{0,947 \cdot 1,647 \cdot 8 \cdot 2000}{30 \cdot 4} = 208.$$

Поршневая мощность двигателя N_n в кВт/дм^2

$$N_n = \frac{208 \cdot 4 \cdot 10^4}{8 \cdot \pi \cdot 128^2} = 20,2.$$

Эффективный крутящий момент M_e в Н·м

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{208}{2000} = 993.$$

Часовой расход жидкого топлива G_T в кг/ч

$$G_T = 224 \cdot 208 \cdot 10^{-3} = 46,5.$$

Принимаем удельную массу V - образного двигателя $M_{yd} = 5,5$ кг/кВт;

Масса двигателя $m_{\text{дв}}$ в кг

$$m_{\text{дв}} = 5,5 \cdot 208 = 1144.$$

В.2.10 Оценка надежности двигателя

Критерий Б. Я. Гинцбурга

$$N_{II}' = \frac{10 \cdot 208}{8 \cdot 128} = 2,03.$$

Критерий А. К. Костина

$$q_{II} = 0,010452 \cdot 8,5^{0,5} \left(\frac{0,947 \cdot 224 \cdot 350}{293} \right)^{0,55} \left(\frac{128}{0,17 \cdot 0,85} \right)^{0,35} = 6,86.$$

Поскольку у рассчитываемого двигателя $N_{II}' = 2,04$ кВт/см не превышает значения 2,8 кВт/см, а $q_{II} = 6,86$ – значения 9,0, то ориентировочно можно считать двигатель надежным.

В.2.11 Тепловой баланс

Общее количество теплоты Q_o в Дж/с

$$Q_o = \frac{42440 \cdot 46,5}{3,6} = 548108.$$

Теплота Q_e , эквивалентная эффективной работе, в Дж/с

$$Q_e = 208 \cdot 1000 = 208000.$$

Принимаем $c = 0,53$ и $m = 0,65$. Тогда теплота $Q_{охл}$, отводимая охлаждающей жидкостью, в Дж/с

$$Q_{охл} = \frac{0,53 \cdot 8 \cdot 12,8^{(1+2 \cdot 0,65)} \cdot 2000^{0,65}}{1,7} = 122791.$$

Теплота Q_r , унесённая из двигателя с отработавшими газами, в Дж/с

$$Q_r = \frac{46,5}{3,6} \cdot [0,881(23,2286 + 0,003939 \cdot 547 - 1,1814 \cdot 1,7 + 8,315) \cdot 547 - 0,85(20,6 + 0,002638 \cdot 20 + 8,315) \cdot 20] = 190897.$$

Неучтённые потери теплоты $Q_{ост}$ в Дж/с

$$Q_{ост} = 548108 - (208000 + 122791 + 190897) = 26420.$$

Тепловой баланс в процентах от всего количества введённой теплоты:

$$q_e = \frac{208000}{548108} \cdot 100 \% = 38 \% ; \quad q_{охл} = \frac{122791}{548108} \cdot 100 \% = 22 \% ;$$

$$q_r = \frac{190897}{548108} \cdot 100 \% = 35 \% ; \quad q_{ост} = \frac{26420}{548108} \cdot 100 \% = 5 \% .$$

Таблица В.2.7 – Значения составляющих теплового баланса в процентах

Тип двигателя	q_e	$q_{охл}$	q_r	$q_{н.с}$	$q_{ост}$
Дизельный с наддувом	32...45	10...26	25...40	0	2...5
Рассчитываемый двигатель	38	22	35	0	5

В.2.12 Построение индикаторной диаграммы

Масштаб хода поршня $\mu_s = 2$ мм/мм.

Отрезок, соответствующий рабочему объёму цилиндра,
 $AB = 128/1,5 = 85,33$ мм.

Отрезок, соответствующий объёму камеры сгорания,
 $OA = 85,33/(14,8 - 1) = 6,18$ мм.

Отрезок, соответствующий полному объёму цилиндра,
 $OB = 6,18 + 85,33 = 91,51$ мм.

Масштаб давления $\mu_p = 0,07$ МПа/мм.

Отрезок, соответствующий максимальному давлению,
 $OD = 9,95/0,07 = 142,1$ мм.

Величины давлений в мм:

$$p_a = 0,15/0,07 = 2,1 \text{ мм};$$

$$p_c = 5,86/0,07 = 83,7 \text{ мм};$$

$$p_z = 9,95/0,07 = 142,1 \text{ мм};$$

$$p_b = 0,5/0,07 = 7,1 \text{ мм};$$

$$p_r = 0,153/0,07 = 2,2 \text{ мм};$$

$$p_0 = 0,1/0,07 = 1,4 \text{ мм};$$

Выбираем отношение λ радиуса кривошипа R к длине шатуна $L_{ш}$
 $\lambda = 0,270$.

Результаты расчетов политроп сжатия и расширения занесены в таблицы В.2.8 и В.2.9.

Таблица В.2.8 - Результаты расчетов политроп сжатия

Угол α , град	$(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)$	AX , мм	OX , мм	$\frac{OB}{OX}$	$p_x = p_a \left(\frac{OB}{OX} \right)^{1,36}$, МПа	$p_x/\mu p$, мм
180	2,0000	85,33	91,51	1,00	0,15	2,1
190	1,9889	84,86	91,04	1,01	0,15	2,2
200	1,9555	83,43	89,61	1,02	0,15	2,2
210	1,8998	81,05	87,23	1,05	0,16	2,3
220	1,8218	77,73	83,91	1,09	0,17	2,4
230	1,7220	73,47	79,65	1,15	0,18	2,6
240	1,6013	68,32	74,50	1,23	0,20	2,8
250	1,4612	62,34	68,52	1,34	0,22	3,2
260	1,3046	55,66	61,84	1,48	0,26	3,7
270	1,1350	48,42	54,60	1,68	0,30	4,3
280	0,9573	40,84	47,02	1,95	0,37	5,3
290	0,7772	33,16	39,34	2,33	0,47	6,8
300	0,6013	25,65	31,83	2,87	0,63	9,0
310	0,4364	18,62	24,80	3,69	0,89	12,7
320	0,2897	12,36	18,54	4,94	1,32	18,8
330	0,1677	7,16	13,34	6,86	2,06	29,4
340	0,0761	3,25	9,43	9,71	3,30	47,1
350	0,0193	0,82	7,00	13,07	4,95	70,6
360	0,0000	0,00	6,18	14,81	5,86	83,7

Таблица В.2.9 – Результаты расчета политропы расширения

Угол α , град	$(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)$	AX , мм	OX , мм	$\frac{OB}{OX}$	$p_x = p_b \left(\frac{OB}{OX} \right)^{1,22}$, МПа	p_x/μ_p , мм
360	0,0000	0,00	6,18	14,81	13,40	191,4
370	0,0193	0,82	7,00	13,07	11,50	164,3
380	0,0761	3,25	9,43	9,71	8,00	114,3
390	0,1677	7,16	13,34	6,86	5,24	74,9
400	0,2897	12,36	18,54	4,94	3,51	50,1
410	0,4364	18,62	24,80	3,69	2,46	35,1
420	0,6012	25,65	31,83	2,87	1,81	25,9
430	0,7772	33,16	39,34	2,33	1,40	20,0
440	0,9573	40,84	47,02	1,95	1,13	16,1
450	1,1350	48,42	54,60	1,68	0,94	13,4
460	1,3046	55,66	61,84	1,48	0,81	11,5
470	1,4612	62,34	68,52	1,34	0,71	10,2
480	1,6012	68,32	74,50	1,23	0,64	9,2
490	1,7220	73,47	79,65	1,15	0,59	8,5
500	1,8218	77,73	83,91	1,09	0,56	7,9
510	1,8998	81,05	87,23	1,05	0,53	7,6
520	1,9555	83,43	89,61	1,02	0,51	7,3
530	1,9889	84,86	91,04	1,01	0,50	7,2
540	2,0000	85,33	91,51	1,00	0,50	7,1

Отрезок $z z' = 6,18 (1,27 - 1) = 1,71$ мм.

Давление в точке c'' в МПа: $p_{c''} = 1,2 \cdot 5,86 = 7,03$;

или в мм: $p_{c''} = 7,03/0,07 = 100$.

Давление $p_{b''}$ в МПа: $p_{b''} = \frac{0,5 + 0,153}{2} = 0,326$;

или в мм: $p_{b''} = 0,326/0,07 = 4,7$.

Действительное давление $p_{z\delta} = p_z = 9,95$ МПа.

Нарастание давления Δp в МПа

$$\Delta p = 9,95 - 7,03 = 2,92.$$

Задаем угол $\Delta \alpha_z = 10^0$. Тогда скорость нарастания давления (при пленочном смесеобразовании):

$$\Delta p / \Delta \alpha_z = 2,92 / 10 = 0,292 \text{ МПа/град.}$$

Угол, соответствующий точке z_δ : $\alpha = 360 + 10 = 370^0$.

Положение точки z_δ на индикаторной диаграмме

$$AX(z_0) = \frac{85,33}{2} \left[(1 - \cos 370) + \frac{0,27}{4} (1 - \cos 2 \cdot 370) \right] = 0,823;$$

$$\frac{91,51}{\sqrt[1,22]{\frac{9,95}{0,5}}} - 6,18 = 1,71.$$

Поскольку $0,823 < 1,71$, то точка z_0 находится между точками z' и z .

Принимаем:

- угол опережения начала впрыска топлива $\alpha_s = 20$;
- продолжительность периода задержки воспламенения $\alpha_u = 8$;
- фазы газораспределения: $\alpha_{o.вн} = 13$, $\alpha_{з.вн} = 49$, $\alpha_{o.в} = 66$, $\alpha_{з.в} = 10$.

Определим углы поворота коленчатого вала α в градусах, соответствующие характерным точкам:

f – начало впрыска топлива; $\alpha(f) = 360 - 20 = 340$;

c' – начало видимого сгорания; $\alpha(c') = 360 - 20 + 8 = 348$;

b' – начало открытия выпускного клапана; $\alpha(b') = 540 - 66 = 474$;

r' – начало открытия впускного клапана; $\alpha(r') = 720 - 13 = 707$;

a'' – полное закрытие впускного клапана; $\alpha(a'') = 180 + 49 = 229$;

a' – полное закрытие выпускного клапана; $\alpha(a') = 10$.

Определяем положение характерных точек AX в мм:

$$AX(f) = \frac{85,33}{2} \left[(1 - \cos 340) + \frac{0,27}{4} (1 - \cos 2 \cdot 340) \right] = 3,25;$$

$$AX(c') = \frac{85,33}{2} \left[(1 - \cos 348) + \frac{0,27}{4} (1 - \cos 2 \cdot 348) \right] = 1,18;$$

$$AX(b') = \frac{85,33}{2} \left[(1 - \cos 474) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2 \cdot 474) \right] = 64,83;$$

$$AX(r') = \frac{85,33}{2} \left[(1 - \cos 707) + \frac{0,27}{4} (1 - \cos 2 \cdot 707) \right] = 1,39;$$

$$AX(a'') = \frac{85,33}{2} \left[(1 - \cos 229) + \frac{0,27}{4} (1 - \cos 2 \cdot 229) \right] = 73,94;$$

$$AX(a') = \frac{85,33}{2} \left[(1 - \cos 10) + \frac{0,27}{4} (1 - \cos 2 \cdot 10) \right] = 0,82.$$

Площадь $F_i = 1400 \text{ мм}^2$.

Среднее индикаторное давление в МПа, полученное по графику индикаторной диаграммы

$$p_i = \frac{1400 \cdot 0,07}{85,33} = 1,148.$$

Расхождение между полученной величиной p_i и величиной p_i , полученной в тепловом расчете

$$\Delta p'_i = \left| \frac{1,148 - 1,136}{1,148} \right| \cdot 100 \% = 1 \% < 10 \%$$

В.3 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

Минимальная частота $n_{min} = 500 \text{ мин}^{-1}$, максимальная - $n_{max} = 2000 \text{ мин}^{-1}$.
Шаг расчета – 300 мин^{-1} .

Номинальная расчетная мощность двигателя $N_e = 208 \text{ кВт}$, и соответствующий ей удельный расход топлива $g_e = 224 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$.

Частота вращения коленчатого вала при N_e : $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$.

Коэффициенты для дизеля с неразделенной камерой сгорания: $c_1 = 0,87$; $c_2 = 1,13$; $c_3 = 1,55$; $c_4 = 1,55$; $c_5 = 1$.

Зависимость эффективной мощности N_{ex} в кВт:

$$N_{ex} = 208 \frac{n_x}{2000} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{2000} - \left(\frac{n_x}{2000} \right)^2 \right];$$

Зависимость эффективного удельного расхода топлива g_{ex} в г/(кВт·ч):

$$g_{ex} = 224 \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{2000} + \left(\frac{n_x}{2000} \right)^2 \right],$$

Зависимость среднего эффективного давления p_{ex} в МПа:

$$p_{ex} = \frac{120 N_{ex}}{13,18 n_x} = 9,105 \frac{N_{ex}}{n_x}.$$

Зависимость эффективного крутящего момента M_{ex} в Н·м:

$$M_{ex} = \frac{30000 N_{ex}}{3,1416 n_x} = 9549,3 \frac{N_{ex}}{n_x}.$$

Зависимость часового расхода топлива G_{Tx} в кг/ч:

$$G_{Tx} = g_{ex} N_{ex} 10^{-3}.$$

Зависимость среднего давления механических потерь p_{mx} в МПа:

$$p_{mx} = 0,089 + 0,0118 \cdot \frac{128 n_x}{30000} = 0,089 + 5,035 \cdot 10^{-5} n_x.$$

Зависимость среднего индикаторного давления p_{ix} в МПа:

$$p_{ix} = p_{ex} + p_{mx}.$$

Зависимость мощности механических потерь N_{mx} в кВт:

$$N_{mx} = \frac{13,18 n_x p_{mx}}{30 \cdot 4} = 0,1098 n_x p_{mx}.$$

Зависимость индикаторной мощности N_{ix} в кВт:

$$N_{ix} = N_{ex} + N_{mx}.$$

Зависимость индикаторного крутящего момента M_{ix} в Н·м:

$$M_{ix} = \frac{30000 N_{ix}}{\pi n_x} = 9549,3 \frac{N_{ix}}{n_x}.$$

Зависимость индикаторного удельного расхода топлива g_{ix} в г/(кВт·ч):

$$g_{ix} = \frac{1000 G_{Tx}}{N_{ix}}.$$

Коэффициент избытка воздуха при минимальной частоте
 $\alpha_{n_{\min}} = 0,75 \cdot 1,7 = 1,275,$

а закон изменения принимаем:

$$\alpha_x = 1,275 + \frac{(n_x - 500)(1,7 - 1,275)}{2000 - 500} = 1,133 + 0,0002833n_x.$$

Максимальное значение среднего эффективного давления $p_{e.\max}$ МПа:

$$p_{e.\max} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 208(0,87 + 0,25 \cdot 1,13^2)}{13,18 \cdot 2000} = 1,126,$$

а соответствующая ему частота n_p в мин⁻¹: $n_p = \frac{1,13 \cdot 2000}{2} = 1130.$

Максимальное значение эффективного крутящего момента $M_{e.\max}$ в Н·м:

$$M_{e.\max} = \frac{30000 \cdot 208(0,87 + 0,25 \cdot 1,13^2)}{\pi 2000} = 1181$$

при частоте n_M в мин⁻¹: $n_M = \frac{1,13 \cdot 2000}{2} = 1130.$

Минимальное значение эффективного удельного расхода топлива $g_{e.\min}$ в г/(кВт·ч):

$$g_{e.\min} = 224 \left(1,55 - 0,25 \frac{1,55^2}{1} \right) = 212,$$

при частоте n_n в мин⁻¹:

$$n_g = \frac{1,55 \cdot 2000}{2 \cdot 1} = 1550 .$$

Зависимость коэффициента наполнения:

$$\eta_{V_x} = \frac{p_{ex} 14,45 \alpha_x g_{ex}}{3600 \cdot 1,7} = 0,002361 p_{ex} \alpha_x g_{ex}.$$

Результаты расчетов сведены в таблицу В.3.1. Графики внешней скоростной характеристики представлены в разделе 3.

Таблица В.3.1 – Результаты расчета внешней скоростной характеристики

n_x	Параметры внешней скоростной характеристики												
	N_{ex} кВт	g_{ex} $\frac{z}{кВт \cdot ч}$	p_{ex} МПа	M_{ex} Н·м	G_{Tx} кг/ч	p_{ix} МПа	p_{mx} МПа	N_{mx} кВт	N_{ix} кВт	g_{ix} $\frac{z}{кВт \cdot ч}$	M_{ix} Н·м	α_x	η_{Vx}
500	56,7	274	1,032	1083	15,55	1,146	0,114	6,3	63,0	247	1202	1,27	0,852
800	96,7	244	1,100	1154	23,60	1,230	0,129	11,4	108,0	218	1290	1,36	0,862
1130	139,8	223	1,126	1181	31,10	1,272	0,146	18,1	157,9	197	1334	1,45	0,860
1400	170,5	214	1,109	1163	36,47	1,268	0,159	24,5	195,0	187	1330	1,53	0,856
1550	184,6	213	1,084	1137	39,26	1,251	0,167	28,4	213,0	184	1312	1,57	0,856
1700	195,9	214	1,049	1100	41,91	1,224	0,175	32,6	228,5	183	1284	1,61	0,855
2000	208,0	224	0,947	993	46,59	1,137	0,190	41,7	249,7	187	1192	1,70	0,851

В.4 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

В.4.1 Расчет силовых факторов, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Площадь поршня $F_{II} = \pi 0,128^2/4 = 0,0129 \text{ м}^2$.

Масштаб сил $\mu = 10^6 \cdot 0,07 \cdot 0,0129 = 901 \text{ Н/мм}$.

Удельная масса поршня из алюминиевого сплава $m_n' = 250 \text{ кг/м}^2$.

Масса поршня $m_n = 250 \cdot 0,0129 = 3,217 \text{ кг}$.

Удельная масса шатуна $m_{ш}' = 260 \text{ кг/м}^2$.

Масса шатуна $m_{ш} = 260 \cdot 0,0129 = 3,346 \text{ кг}$.

Часть массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, $m_{ш.п} = 0,273 \cdot 3,346 = 0,913 \text{ кг}$.

Масса частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих возвратно-поступательное движение $m_j = 3,217 + 0,913 = 4,13 \text{ кг}$.

Радиус кривошипа $R = 0,5 \cdot 0,128 = 0,064 \text{ м}$.

Угловая скорость коленчатого вала, $\omega = \pi 2000/30 = 209,44 \text{ рад/с}$.

Часть массы шатуна, отнесённая к вращающимся массам, $m_{ш.к} = 3,346 - 0,913 = 2,433 \text{ кг}$.

Центробежная сила инерции вращающейся части шатуна $K_{r.ш} = - 2,433 \cdot 0,064 \cdot 209,44^2 = - 6828 \text{ Н}$.

Результаты вычисления сил $\Delta P_z, P_j, P, S_{ш}, N, K, T, R_{ш.ш}$ сведены в таблицу В.4.1.

В.4.2 Построение графиков сил и моментов

На одной координатной сетке сгруппируем следующие графики - $\Delta P_z, P_j, P; S_{ш}, N; K, T$.

Площадь, ограниченная кривой $R_{ш.ш} = f(\alpha)$ и осью абсцисс, $F = 4850 \text{ мм}^2$.

Длина диаграммы по оси α , $l = 240 \text{ мм}$.

Максимальное $R_{ш.ш.max} = 106179 \text{ Н}$, минимальное $R_{ш.ш.min} = 5585 \text{ Н}$ и среднее значения $R_{ш.ш.ср} = 4850 \cdot 901/240 = 18146 \text{ Н}$.

Масштаб крутящего момента $\mu_{Mкр} = 901 \cdot 0,064 = 57,66 \text{ Н}\cdot\text{м/мм}$.

Период изменения суммарного крутящего момента $\theta = 720^0/8 = 90^0$.

Площади $F_1 = 1950 \text{ мм}^2$ и $F_2 = 10 \text{ мм}^2$.

Длина графика суммарного крутящего момента $l = 90 \text{ мм}$.

Среднее значение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя $\Sigma M_{кр.ср}$ в Н·м

$\Sigma M_{кр.ср} = 1940 \cdot 57,66 / 90 = 1243$.

Максимальное значение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя $\Sigma M_{кр.max} = 2816 \text{ Н}\cdot\text{м}$, минимальное - $\Sigma M_{кр.min} = -30 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Коэффициент неравномерности крутящего момента ν_H

$$v_n = \frac{2816 - (-30)}{1243} = 2,29.$$

Эффективный крутящий момент двигателя в Н·м

$$M_e = 1243 \cdot 0,833 = 1035.$$

Расхождение между полученным по графику и рассчитанным в тепловом расчете значениями M_e

$$\Delta M_e = \left| \frac{1035 - 993}{993} \right| \cdot 100 \% = 4,3 \% < 5 \%.$$

Приложение Г (справочное)

Основные параметры автомобильных двигателей отечественного и зарубежного производства

Таблица Г.1 – Основные параметры автомобильных двигателей отечественного и зарубежного производства

Модели двигателя	Тип	Расположение и число цилиндров	Диаметр цилиндра x ход поршня, мм	Рабочий объем, л	Степень сжатия	Номинальная мощность, кВт	Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	Максимальный крутящий момент, Н·м	Частота вращения при M_e^{max} мин ⁻¹	Минимальный расход топлива, г/кВт·ч	Масса двигателя, кг	Топливо
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
МеМЗ-968Н	БВ	V4	76x66	1,197	7,2	30,9	4400	74,5	2700 – 2900	324	100	А-76
МеМЗ-245.10	БЖ	P4	72x67	1,091	9,5	39	5300-5500	80,4	3000 – 3500	286	100	АИ-93
ВАЗ-2106	БЖ	P4	79x80	1,568	8,5	55,5	5400	116	3000	300	117	АИ-93
ВАЗ-2108	БЖ	P4	76x71	1,288	9,9	47	5600	94	3500	279	95	АИ-93
412Э	БЖ	P4	82x70	1,48	8,5	55,2	5800	107,9	3000-3800	285	144	АИ-93
ЗМЗ-24Д	БЖ	P4	92x92	2,445	8,2	68,0	4500	180,4	2500	295	180	АИ-93
ЗМЗ-4024.10	БЖ	P4	92x92	2,445	8,2	81,0	4500	196	2400-2600	279	180	АИ-93
ЗМЗ-505.10	БЖ	V8	100x88	5,53	8,5	143,0	4000	397	2000-2500	265	265	АИ-93
ЗМЗ-53-11	БЖ	V8	92x80	4,25	7,0	88,3	3200	284,4	2000-2500	300	262	А-76
ЗИЛ-508.10	БЖ	V8	100x95	6,0	7,1	110	3200	402	1800-2000	299	490	А-76
ЗИЛ-114	БЖ	V8	108x95	7,0	9,3	202,3	4000	559	2700-2900	292,4	265	АИ-95
ЗИЛ-645	ДЖ	V8	110x115	8,74	18,5	136	2800	509	1400-1600	217	650	ДТ
ЯМЗ-642.10	ДЖ	V6	120x120	8,14	17,0	117	2600	480	1600-1800	220	590	ДТ
КамАЗ-740.10	ДЖ	V8	120x120	10,85	17,0	154	2600	637	1600-1800	220	590	ДТ
КамАЗ-7403.10	ДЖТ	V8	120x120	10,85	16,0	191	2600	785	1600-1800	217,6	780	ДТ
ЯМЗ-236М	ДЖ	V6	130x140	11,15	16,5	132	2100	677	1600	216	890	ДТ
ЯМЗ-238М	ДЖ	V8	130x140	14,86	16,5	176	2100	883	1450-1600	216	1075	ДТ
ЯМЗ-238Б	ДЖТ	V8	130x140	14,85	15,2	220	2000	1180	1200-1400	204	1130	ДТ

Продолжение таблицы Г.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ЯМЗ-240 ПМ	ДЖТ	V12	130x140	22,3	15,2	309	2100	1491	1500-1600	220	1770	ДТ
STEYR WD 615.42	ДЖТ	P6	126x130	9,726	15,5	200	2200	1100	1200-1400	-	-	ДТ
STEYR WD 815.72	ДЖТ	P8	126x130	11,97	16	306	2200	1650	1300-1500	-	-	ДТ
Volkswagen 1,8I90	БЖ	P4	81x86,4	1,781	9	66	5500	-	-	-	-	АИ-95
Ford Granada EFI	БЖ	V6	93x72	2,935	9,7	143	5750	275	-	-	-	АИ-95
Audi V8	БЖ	V8	81x86,4	3,56	10,6	184	5600	340	4000	-	-	АИ-95
Toyota 1G-GTE	БЖ	P6	75x75	1,988	8,5	136	6200	240	3200	-	-	АИ-95
Volvo B230ET	БЖ	P4	96x80	2,316	9	134	5800	260	3400	-	-	АИ-95
BMW-525d	ДЖ	P6	80x81	2,497	22	63	4600	152	2500	-	-	ДТ
Daimler-Benz OM603	ДЖ	P6	87x84	2,443	22	80	4600	185	2800	-	-	ДТ
Д12А	ДЖ	V12	150x180	38,8	14,5	220	1500	1475	1100-1200	217	-	ДТ
AVIA 712.18	ДЖ	P4	102x110	3,596	17,5	61	3000	213	1800	-	368	ДТ
RAVA-MAN D2156 HM6U	ДЖ	P6	121x150	10,35	17	142	2100	697	1300	-	980	ДТ
RAVA-MAN D2156 HM6UT	ДЖТ	P6	121x150	10,35	17	162	2100	815	1300	-	980	ДТ
Mercedes-Benz OM422 482.9	ДЖ	V8	128x142	14,618	16,5	206	2300	1040	1200	-	900	ДТ
Mercedes-Benz OM442А	ДЖТ	V8	128x142	14,618	16,3	269	2100	1619	1500	-	-	ДТ
MIDR 06.35.40 Н	ДЖТ	P6	135x140	12,0	16,3	283	2000	1700	1200	-	-	ДТ
ТД-122FH	ДЖТО	P6	130x150	12,0	15,0	262	1900	1570	1200	-	-	ДТ
ТАМ F8L413F	ДЖ	V8	125x130	12,763	17	188	2500	817	1400-1600	-	820	ДТ
MS640	ДЖТО	P6	135x150	11,94	-	235	2000	1290	1250	-	-	ДТ
IVECO-8210.42	ДЖТО	P6	137x156	13,798	17,1	2775	1800	1800	1000	-	-	ДТ
ТЗА-929-13	ДВ	V10	120x140	15,825	16,5	210	2200	1030	1400	-	-	ДТ
Deutz BF8L513	ДВТ	V8	125x130	12,763	-	225	2300	1120	1400	-	-	ДТ

Условные обозначения: Б - бензиновый; Д - дизельный; Ж - жидкостное охлаждение; В – воздушное охлаждение; Т - турбонаддув; ТО – турбонаддув с промежуточным охлаждением; Р – рядное расположение цилиндров; V - образное

Приложение Д (справочное)

Оформление первого листа графической части проекта

На первом листе графической части необходимо представить:

- 1) индикаторную диаграмму.
- 2) развернутые диаграммы сил в единых координатах:
 - давления газов ΔP_z ;
 - инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j ;
 - суммарной силы P .
- 3) развернутые диаграммы сил в единых координатах:
 - нормальной N ;
 - действующей на шатунную шейку $S_{ш}$.
- 4) развернутые диаграммы сил в единых координатах:
 - радиальной K ;
 - тангенциальной T .
- 5) график суммарного индикаторного крутящего момента $\Sigma M_{кр}$.
- 6) полярную диаграмму силы, действующую на шатунную шейку $R_{ш.ш}$.
- 7) развернутую диаграмму силы, действующую на шатунную шейку

$R_{ш.ш}$.

- 8) схему действия сил в КШМ.

Все диаграммы должны иметь следующие компоненты:

- заголовок;
- обозначения, размерности и масштабные коэффициенты показателей по осям;
- равномерную и удобную шкалу делений на осях.

Рекомендуемое размещение диаграмм и схемы на листе приведено ниже на рисунке.

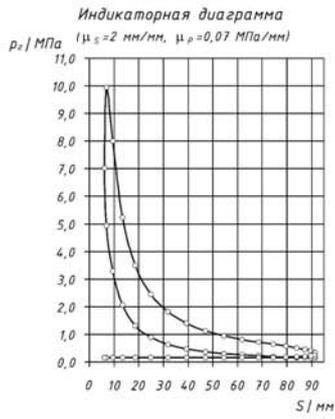
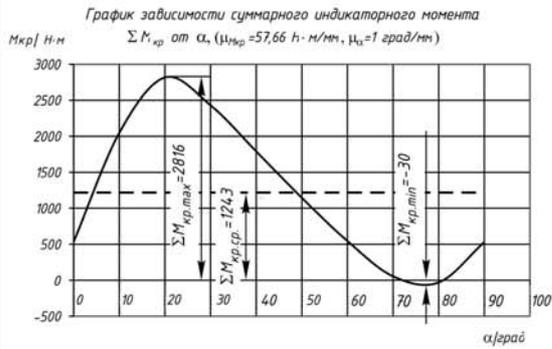
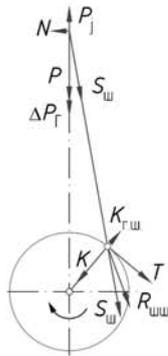
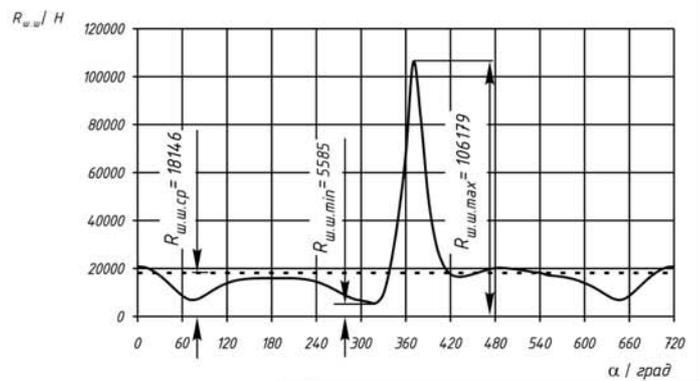
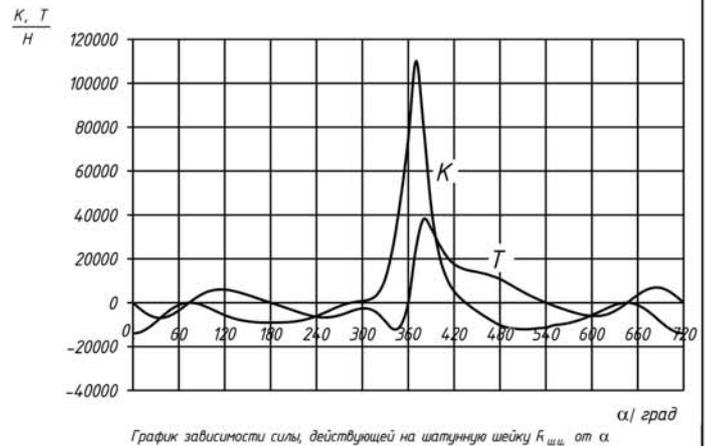
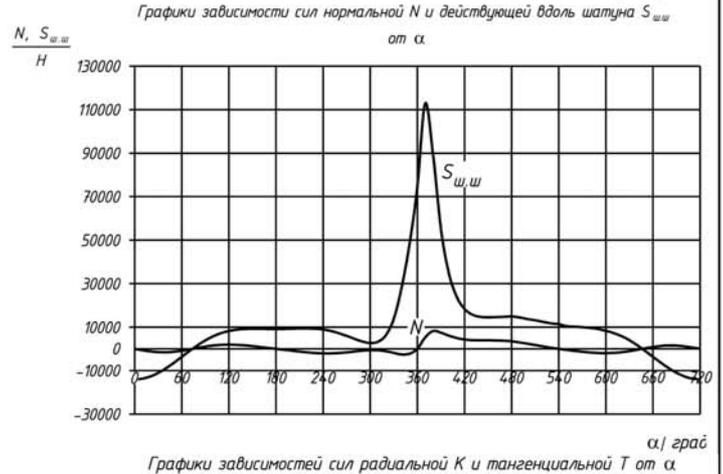
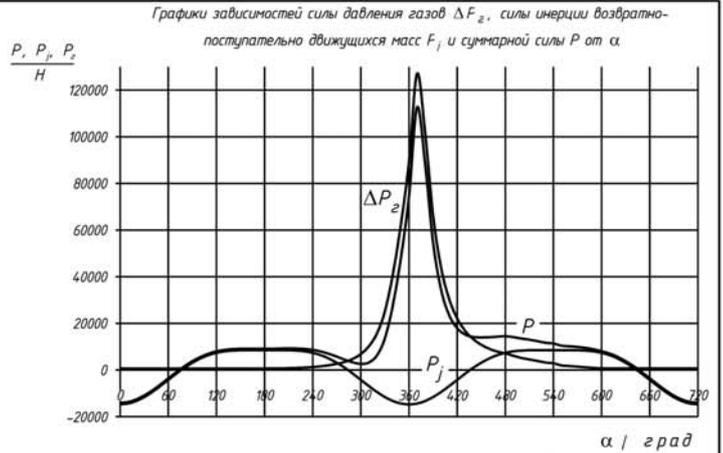
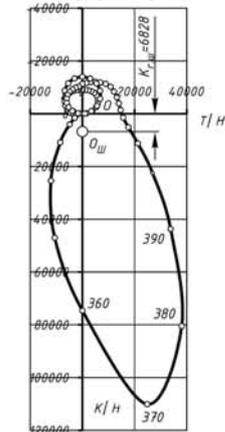


Схема сил, действующих в КШМ при $\alpha = 400^\circ$



Полярная диаграмма силы, действующей на шатунную шейку $R_{ш,ш}$



				ГОУ ОГУ 150200.4.104.10.00			
Исполн.	Провер.	Испыт.	Подпись	Дата	Лист	Кол-во	Рисунки
Селиванов	Иванов	Иванов	Иванов	Иванов	1	1	1
Динамический анализ КШМ				Кафедра АТ			
				ГОУ ОГУ, 01ААХ1			