

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет»
Институт механизации и технического сервиса**

Кафедра «Тракторы, автомобили и безопасность технологических
процессов»

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ
Методические указания
для выполнения самостоятельной работы по дисциплинам
«Тракторы и автомобили» и «Теория и расчет энергетических установок»

Казань, 2022

УДК 536 (07)
ББК 22. 317

Составитель: Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент кафедры «Тракторы, автомобили и безопасность технологических процессов».

Рецензенты:

Самойлов Д.Н. - д.т.н., доцент кафедры «Автомобильные двигатели и сервис» ФГБОУ ВО «КНИТУ-КАИ»,

Матяшин А.В. - к.т.н., доцент кафедры «Эксплуатация и ремонт машин» ФГБОУ ВО Казанский ГАУ.

Методические указания утверждены и рекомендованы к печати на заседании кафедры «Тракторы, автомобили и безопасность технологических процессов» ФГБОУ ВО «Казанский ГАУ» «10» января 2022 года (протокол № 8).

Методические указания обсуждены, одобрены и рекомендованы к печати на заседании методической комиссии Института механизации и технического сервиса ФГБОУ ВО «Казанский ГАУ» «24» февраля 2022 года (протокол № 7).

Халиуллин, Ф.Х. Тепловой расчет двигателя. Методические указания для выполнения самост. работ /Ф.Х. Халиуллин – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2022. – 35 с.

Методические указания предназначены для выполнения самостоятельных работ по дисциплинам «Тракторы и автомобили» и «Теория и расчет энергетических установок» и адресован студентам, обучающимся по направлениям подготовки: 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 35.03.06 «Агроинженерия», 20.03.01-«Техносферная безопасность» и 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

УДК 536 (07)
ББК 22. 317

© Казанский государственный аграрный университет, 2022 г.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение.....	4
1	Порядок выполнения теплового расчета.....	6
1.1	Используемое топливо.....	6
1.2	Параметры рабочего тела.....	6
1.3	Процесс впуска и газообмена.....	7
1.4	Процесс сжатия.....	10
1.5	Процесс сгорания.....	12
1.6	Процессы расширения и выпуска.....	14
1.7	Индикаторные параметры рабочего цикла.....	17
1.8	Эффективные показатели двигателя.....	17
1.9	Основные параметры цилиндра и двигателя.....	18
2	Построение внешней скоростной характеристики.....	19
3	Построение индикаторной диаграммы.....	21
4	Пример теплового расчета искрового двигателя.....	24
	Список использованной литературы.....	35

Введение

Цель теплового расчета двигателя: определение индикаторных и эффективных параметров рабочего цикла и основных размеров двигателя, оценка КПД и экономичности проектируемого двигателя.

Исходные данные:

1. Прототип двигателя.
2. Номинальная мощность проектируемого двигателя N_e ном (кВт).
3. Номинальная частота вращения коленчатого вала n ном (об/мин).
4. Степень сжатия ϵ .
5. Число и расположение цилиндров.
6. Коэффициент избытка воздуха α .

Задание на контрольную работу

Данные для выполнения теплового расчета двигателя студент выбирает по согласованию с преподавателем из таблиц 1 и 2. При этом выбор прототипа производится студентом самостоятельно из числа существующих двигателей отечественного или зарубежного производства. Число цилиндров рассчитываемого двигателя определяется по прототипу.

Таблица 1 - Исходные данные для теплового расчета бензинового двигателя

№	n (об/мин)	N_e (кВт)	ϵ	α
1	2	3	4	5
1	4500	55	9,1	0,85
2	4550	60	9,2	0,86
3	4600	65	9,3	0,87
4	4650	70	9,4	0,88
5	4700	75	9,5	0,89
6	4750	80	9,6	0,90
7	4800	85	9,7	0,91
8	4850	90	9,8	0,92
9	4900	95	9,9	0,93
10	4950	90	10,0	0,94
11	5000	85	10,1	0,95
12	5050	80	10,2	0,96
13	5150	75	10,3	0,97
14	5200	70	10,4	0,98
15	5250	65	10,5	0,99
16	5300	60	10,6	1,00
17	5350	55	10,7	0,99
18	5400	60	10,8	0,98
19	5450	65	10,9	0,97
20	5500	75	11,0	0,96
21	5550	80	10,0	0,95

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
22	5600	85	10,1	0,94
23	5650	90	10,2	0,93
24	5700	85	10,3	0,92
25	5750	80	10,4	0,91
26	5800	75	10,5	0,90
27	5850	70	10,6	0,89
28	5900	65	10,7	0,88
29	5950	75	10,8	0,87
30	6000	85	10,9	0,86

Таблица 2 - Исходные данные для теплового расчета дизельного двигателя

№	n (об/мин)	N_e (кВт)	ϵ	α
1	2	3	4	5
1	2100	50	19,0	1,41
2	2150	53	19,1	1,42
3	2200	55	19,2	1,43
4	2250	57	19,3	1,44
5	2300	60	19,4	1,45
6	2350	63	19,5	1,46
7	2400	65	19,6	1,47
8	2450	67	19,7	1,48
9	2500	70	19,8	1,49
10	2550	73	19,9	1,50
11	2600	75	20,0	1,49
12	2650	77	20,1	1,48
13	2700	80	20,2	1,47
14	2750	83	20,3	1,46
15	2800	85	20,4	1,45
16	2750	82	20,5	1,44
17	2700	79	20,6	1,43
18	2650	76	20,7	1,42
19	2600	72	20,8	1,41
20	2550	69	20,9	1,40
21	2500	66	21,0	1,41
22	2450	62	21,1	1,42
23	2400	59	21,2	1,43
24	2350	57	21,3	1,44
25	2300	54	21,4	1,45
26	2250	52	21,5	1,46

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
27	2200	74	21,6	1,47
28	2150	84	21,7	1,48
29	2100	64	21,8	1,49
30	2050	66	21,9	1,50

1 Порядок выполнения теплового расчета. Выбор исходных данных для теплового расчета

Одним из важных этапов выполнения теплового расчета двигателя является выбор параметров проектируемого двигателя. Правильный выбор этих параметров позволит получить высокие мощностные и экономические показатели, отвечающие современному уровню развития двигателестроения.

Основные данные современных автомобильных двигателей приведены в приложениях 4 и 5.

Исходные параметры рекомендуется выбирать, используя данные прототипа.

1.1 Используемое топливо

Перед выполнением теплового расчета двигателя необходимо по примеру аналогов выбрать используемое топливо в соответствии с ГОСТ Р 52368-2005 (ЕН 590:2009) Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия. и ГОСТ Р 51866-2002. Топлива моторные. Бензин неэтилированный. (таблица 3).

Таблица 3 - Химический состав топлива

Параметры	Бензин	Дизтопливо
Элементарный состав по массе: С	0,855	0,870
Н	0,145	0,126
О	-	0,004
Средняя молекулярная масса	110-120	180-200
Теплота сгорания топлива в МДж/кг	44	42,5
Теплота сгорания смеси при $\alpha=1$ в МДж/кмоль	83,9	86,0
L_0 для полного сгорания в кмоль	0,512	0,496

Низшая теплота сгорания топлива определяется по формуле:

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W), \quad (1.1)$$

где C , H , O , S и W – содержание в топливе соответственно углерода, водорода, кислорода, серы и воды, % масс.

1.2 Параметры рабочего тела

Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива определяется по его элементарному составу:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad \text{кмоль воздуха/кг топл.}; \quad (1.2)$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг воздуха/кг топл.} \quad (1.3)$$

Количество свежего заряда:

- для бензинового двигателя

$$M_1 = \alpha L_o + 1/m_T \text{ кмоль гор.см./кг топл.}, \quad (1.4)$$

где m_T – молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль;

- для дизельного двигателя

$$M_1 = \alpha L_o \text{ кмоль св.зар./кг топл.} \quad (1.5)$$

Количество компонентов продуктов сгорания:

- для бензинового двигателя

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_o \text{ кмоль/кг топл.}, \quad (1.6)$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_o \text{ кмоль / кг топл.}, \quad (1.7)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_o \text{ кмоль /кг топл.}, \quad (1.8)$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_o \text{ кмоль/кг топл.}, \quad (1.9)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_o \text{ кмоль /кг топл.}, \quad (1.10)$$

где K - отношение количества водорода к количеству угарного газа в продуктах сгорания ($K=0,45 - 0,5$).

- для дизельного двигателя

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \text{ кмоль/кг топл;} \quad (1.11)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \text{ кмоль/кг топл;} \quad (1.12)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_o \text{ кмоль/кг топл;} \quad (1.13)$$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_o \text{ кмоль/кг топл.} \quad (1.14)$$

Общее количество продуктов сгорания:

- для бензинового двигателя:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \text{ кмоль пр. сгор./кг топл.} \quad (1.15)$$

– для дизельного двигателя:

$$M_2 = M_{O_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} \text{ кмоль пр. сгор./кг топл.} \quad (1.16)$$

1.3 Процесс впуска и газообмена

Давление и температура окружающей среды. При впуске анализируется взаимодействие свежего заряда (p_0 , T_0) и остаточных газов предыдущего цикла (p_r , T_r).

В двигателях без наддува воздух в цилиндры поступает из атмосферы, и при расчете рабочего цикла давление окружающей среды принимается равным

$p_0 = 0,1$ МПа, а температура $T_0 = 288$ К. В двигателе с наддувом давление и температуру окружающей среды при расчете принимают равными давлению p_k и температуре T_k воздуха на выходе из нагнетателя.

В зависимости от степени наддува принимаются следующие значения давления p_k наддувочного воздуха:

- низкий наддув – $1,5 p_0$;
- средний наддув – $(1,5 \dots 2,2) p_0$;
- высокий наддув – $(2,2 \dots 2,5) p_0$.

Температура воздуха за компрессором:

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{(n_k - 1)}{n_k}}, \text{ К}, \quad (1.17)$$

где n_k — показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре.

По опытным данным в зависимости от типа наддувочного агрегата величину n_k принимают:

- для поршневых нагнетателей..... $1,4 - 1,6$;
- для объемных нагнетателей..... $1,55 - 1,75$;
- для осевых и центробежных нагнетателей..... $1,4 - 2,0$.

Давление и температура остаточных газов. Для автотракторных двигателей без наддува и с наддувом давление остаточных газов:

$$p_r = (1,05 - 1,25) p_0, \text{ МПа}. \quad (1.18)$$

Для двигателей с высокой частотой вращения принимают более высокие значения p_r .

Для двигателей с газотурбинным наддувом:

$$p_r = (0,75 - 0,98) p_k, \text{ МПа}. \quad (1.19)$$

Температура остаточных газов T_r в зависимости от конструктивных параметров и режимов работы для четырехтактных двигателей принимается в следующих пределах:

- | | |
|---|-----------------------|
| - карбюраторные двигатели и двигатели с распределенным впрыском топлива | - $900 \dots 1100$ К; |
| - газовые двигатели | - $750 \dots 1000$ К; |
| - дизели без наддува и с наддувом | - $600 \dots 900$ К. |

Температура подогрева свежего заряда. Температура подогрева заряда ΔT по опытным данным составляет:

- | | |
|---|-------------------------|
| - карбюраторные и газовые двигатели и двигатели с распределенным впрыском топлива | - $5 \dots 25^\circ$; |
| - дизели без наддува | - $20 \dots 40^\circ$; |
| - дизели с наддувом | - $0 \dots 10^\circ$. |

Давление и температура в конце впуска. Давление в конце впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \text{ МПа}, \quad (1.20)$$

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \text{ МПа}. \quad (1.21)$$

Современные автотракторные четырехтактные двигатели значения Δp_a имеют в следующих пределах:

- бензиновые и газовые двигатели - (0,05...0,20) p_0 ;
- дизели без наддува - (0,03...0,18) p_0 ;
- дизели с наддувом - (0,03...0,10) p_k .

Температура в конце впуска:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \quad (1.22)$$

где γ_r – коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}. \quad (1.23)$$

Для четырехтактных двигателей без наддува в расчетах принимают

$$T_k = T_0, \quad p_k = p_0.$$

Значения γ_r для современных автотракторных двигателей находятся в следующих пределах:

- карбюраторные и газовые двигатели - 0,04...0,08;
- двигатели с распределенным впрыском топлива - 0,03...0,05;
- дизели без наддува и с наддувом - 0,03...0,06.

Современные четырехтактные автотракторные двигатели имеют значение T_a в пределах:

- карбюраторные, газовые и двигатели с распределенным впрыском топлива - 320...380 К;
- дизели без наддува - 310...350 К;
- дизели с наддувом - 320...400 К.

Коэффициент наполнения. Представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при условии, что температура и давление в нем равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд.

$$\eta_v = \frac{T_0(\varepsilon p_a - p_r)}{(T_0 + \Delta T)(\varepsilon - 1)p_0}. \quad (1.24)$$

Значения коэффициента наполнения для различных типов двигателей при работе их с полной нагрузкой изменяются в пределах:

- для двигателей с электронным впрыском.....0,80 – 0,96;
- для карбюраторных двигателей.....0,70 – 0,90;
- для дизелей без наддува.....0,80 – 0,94;

- для дизелей с наддувом.....0,80 – 0,97.

1.4 Процесс сжатия

В период процесса сжатия в цилиндре двигателя повышаются температура и давление рабочего тела, что обеспечивает надежное воспламенение и эффективное сгорание топлива.

Расчет давления P_c и температуры T_c в конце сжатия проводят по уравнениям политропного процесса:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}, \quad (1.25)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К}, \quad (1.26)$$

где n_1 – средний показатель политропы сжатия.

Значения показателя политропы n_1 зависит от степени сжатия ε и температуры в конце впуска T_a и находится в пределах 1,33 – 1,42. Более точно значение n_1 можно определить через показатель адиабаты сжатия k_1 по соответствующей номограмме (Рис.1) (принимая $n_1 \approx k_1$).

Значения n_1 , P_c и T_c для современных автотракторных двигателей находятся в следующих пределах:

- карбюраторные и газовые двигатели:

$$n_1 = 1,34... 1,39; p_c = 0,9...1,6 \text{ МПа}; T_c = 650...800 \text{ К};$$

- двигатели с распределенным впрыском топлива:

$$n_1 = 1,36... 1,38; p_c = 2,0...2,6 \text{ МПа}; T_c = 780...820 \text{ К};$$

- дизели без наддува:

$$n_1 = 1,38... 1,42; p_c = 3,5...5,5 \text{ МПа}; T_c = 700...900 \text{ К};$$

- дизели с наддувом:

$$n_1 = 1,35...1,38; p_c = 6...8 \text{ МПа}; T_c = 900...1000 \text{ К}.$$

Теплоемкости. Средняя молярная теплоемкость в конце процесса сжатия (для температуры t_c):

- для бензинового двигателя:

а) свежей смеси (как воздуха)

$$(mc_V)_{\text{св.см}} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}, \quad (1.27)$$

б) остаточных газов (при полном сгорании топлива ($\alpha \geq 1$) продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа, оксида углерода, водяных паров, а при $\alpha > 1$ и кислорода).

При этом

$$(mc_V)_{\text{CO}_2} = 27,941 + 0,019 t_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}; \quad (1.28)$$

$$(mc_V)_{CO} = 20,597 + 2,670 \cdot 10^{-3} t_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}; \quad (1.29)$$

$$(mc_V)_{H_2O} = 24,953 + 5,359 \cdot 10^{-3} t_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}; \quad (1.30)$$

$$(mc_V)_{H_2} = 20,684 + 0,206 \cdot 10^{-3} t_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}; \quad (1.31)$$

$$(mc_V)_{N_2} = 20,398 + 2,50 \cdot 10^{-3} t_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}; \quad (1.32)$$

$$(mc_V)_{\text{ог}} = \frac{1}{M_2} (M_{CO_2} (mc_V)_{CO_2} + M_{CO} (mc_V)_{CO} + M_{H_2O} (mc_V)_{H_2O} + M_{H_2} (mc_V)_{H_2} + M_{N_2} (mc_V)_{N_2}). \quad (1.33)$$

в) рабочей смеси

$$(mc_V)_{\text{раб.см}} = \frac{1}{1 + \gamma_r} [(mc_V)_{\text{св.см}} + \gamma_r (mc_V)_{\text{ог}}] \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}; \quad (1.34)$$

- для дизельного двигателя

а) свежей смеси (как воздуха)

$$(mc_V)_{\text{св.см}} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}; \quad (1.35)$$

б) остаточных газов (при неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$) продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа, оксида углерода, водяного пара, свободного водорода и азота)

$$(mc_V)_{CO_2} = 27,941 + 0,019 t_c - 5,487 \cdot 10^{-6} t_c^2, \text{ кДж/кмоль град.}; \quad (1.36)$$

$$(mc_V)_{CO} = 20,597 + 2,670 \cdot 10^{-3} t_c, \text{ кДж/кмоль град.}; \quad (1.37)$$

$$(mc_V)_{H_2O} = 24,953 + 5,359 \cdot 10^{-3} t_c, \text{ кДж/кмоль град.}; \quad (1.38)$$

$$(mc_V)_{H_2} = 20,684 + 0,206 \cdot 10^{-3} t_c, \text{ кДж/кмоль град.}; \quad (1.39)$$

$$(mc_V)_{N_2} = 20,398 + 2,50 \cdot 10^{-3} t_c, \text{ кДж/кмоль град.}; \quad (1.40)$$

$$(mc_V)_{O_2} = 20,93 + 4,641 \cdot 10^{-3} t_c, \text{ кДж/кмоль град.}; \quad (1.41)$$

$$(mc_V)_{\text{ог}} = \frac{1}{M_2} (M_{CO_2} (mc_V)_{CO_2} + M_{CO} (mc_V)_{CO} + M_{H_2O} (mc_V)_{H_2O} + M_{H_2} (mc_V)_{H_2} + M_{N_2} (mc_V)_{N_2} + M_{O_2} (mc_V)_{O_2}), \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}; \quad (1.42)$$

в) рабочей смеси

$$(mc_V)_{\text{раб.см}} = \frac{1}{1 + \gamma_{\text{♦}}} [(mc_V)_{\text{св.см}} + \gamma_{\text{♦}} (mc_V)_{\text{ог}}], \text{ кДж/кмоль град.} \quad (1.43)$$

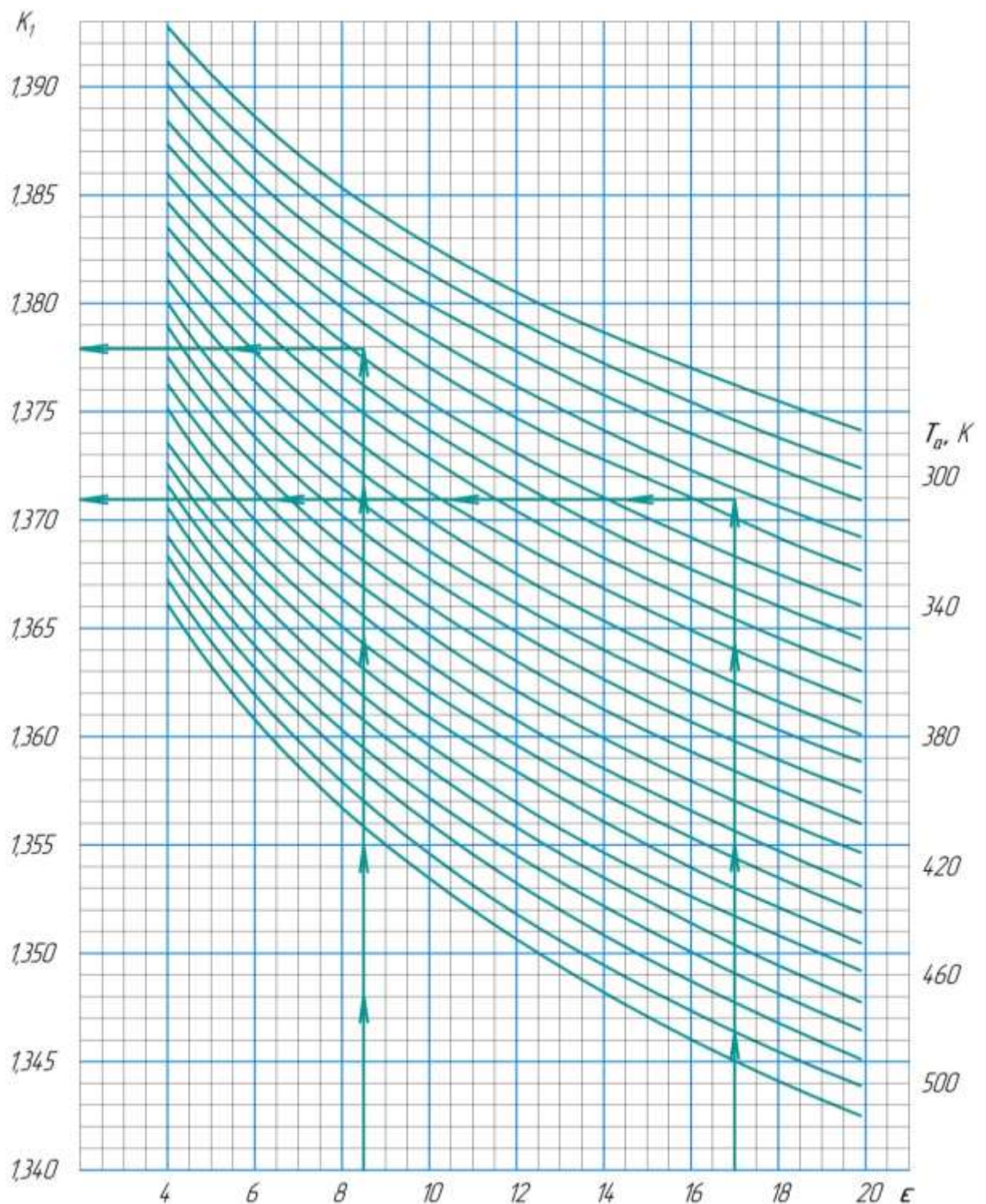


Рисунок 1 – Показатель адиабаты k_1 для процесса сжатия

1.5 Процесс сгорания

Процессы смесеобразования и сгорания являются основными в реализации рабочего цикла двигателя, в течение которого теплота, выделяющаяся при сгорании рабочей смеси, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы.

Коэффициент молекулярного изменения горючей и рабочей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}, \quad (1.44)$$

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (1.45)$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания:

- для бензинового двигателя:

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) L_O \text{ кДж/кг}; \quad (1.46)$$

- для дизельного двигателя $\Delta H_u = 0$.

Теплота сгорания рабочей смеси:

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} \text{ кДж/кмоль раб.см.} \quad (1.47)$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания (по формулам для температуры t_z):

- для бензинового двигателя

$$(mc_V)_{\text{пс}} = \frac{1}{M_2} (M_{CO_2} (mc_V)_{CO_2} + M_{CO} (mc_V)_{CO} + M_{H_2O} (mc_V)_{H_2O} + \\ + M_{H_2} (mc_V)_{H_2} + M_{N_2} (mc_V)_{N_2}), \text{ кДж/кмоль град.,} \quad (1.48)$$

- для дизельного двигателя

$$(mc_V)_{\text{пс}} = \frac{1}{M_2} (M_{CO_2} (mc_V)_{CO_2} + M_{CO} (mc_V)_{CO} + M_{H_2O} (mc_V)_{H_2O} + \\ + M_{H_2} (mc_V)_{H_2} + M_{N_2} (mc_V)_{N_2} + M_{O_2} (mc_V)_{O_2}), \text{ кДж/кмоль град.} \quad (1.49)$$

Температура в конце видимого процесса сгорания:

- для бензинового двигателя

$$\xi_z H_{\text{раб.см.}} + (mc_V)_{\text{раб.см.}} \cdot t_c = \mu (mc_V)_{\text{пс}} t_z; \quad (1.50)$$

- для дизельного двигателя

$$\xi_z H_{\text{раб.см.}} + [(mc_V)_{\text{раб.см.}} + 8,315\lambda] \cdot t_c + 2270 \cdot (\lambda - \mu) = \mu (mc_P)_{\text{пс}} t_z, \quad (1.51)$$

где $(mc_P)_{\text{пс}}$ средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении;

ξ — коэффициент использования тепла, значение которого находится в пределах:

- д.в.с. с распределенным впрыском топлива - 0,88...0,98;
- карбюраторные двигатели - 0,85...0,95;
- газовые двигатели - 0,80...0,85;
- дизели - 0,70...0,90.

В свою очередь $(mc_P)_{\text{пс}} = (mc_V)_{\text{пс}} + 8,315$ после преобразования имеем квадратичное уравнение:

$$A \cdot t_z^2 + B \cdot t_z + C = 0. \quad (1.52)$$

Решая полученное уравнение, вычислим температуру в точке z - $t_z, ^\circ\text{C}$.

Для дальнейших расчетов переведем в градусы $T_z = t_z + 273 \text{ K}$.

Теоретическое максимальное давление сгорания определяют по формулам:

- искровые двигатели

$$p_z = \mu \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c}, \text{ МПа}; \quad (1.53)$$

- дизели

$$p_z = \lambda \cdot p_c, \text{ МПа}, \quad (1.54)$$

где λ – степень повышения давления.

Степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}. \quad (1.55)$$

Значение λ для автотракторных двигателей составляет:

- | | |
|---|--------------|
| - карбюраторные двигатели | - 3...4; |
| - газовые двигатели и двигатели с распределенным впрыском топлива | - 3...5; |
| - дизели | - 1,2...2,5. |

Действительное максимальное давление сгорания:

$p_{zo} = (0,85 - 0,9) \cdot p_z$ - для искрового двигателя, и $p_{zo} = p_z$ - для дизельного.

Значения температуры и давления газов в конце сгорания для современных автотракторных двигателей при работе с полной нагрузкой составляют:

- для карбюраторных двигателей:
 $T_z = 2400 \dots 2900 \text{ K}; P_z = 3,5 \dots 6,5 \text{ МПа};$
- для двигателей с распределенным впрыском топлива:
 $T_z = 2700 \dots 3100 \text{ K}; P_z = 8 \dots 10 \text{ МПа};$
- для дизелей:
 $T_z = 1800 \dots 2300 \text{ K}; P_z = 5 \dots 12 \text{ МПа};$
- для газовых двигателей:
 $T_z = 2200 \dots 2500 \text{ K}; P_z = 3 \dots 5 \text{ МПа}.$

1.6 Процессы расширения и выпуска

Значения давления p_b и температуры T_b газов в конце процесса расширения рассчитывают по уравнениям политропного процесса

- для искровых двигателей:

$$p_b = \frac{p_{zp}}{\epsilon^{n_2}}, \text{ МПа}, \quad (1.56)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}, \text{ K}. \quad (1.57)$$

- для дизельных двигателей:

$$P_b = P_z / \delta^{n_2}, \text{ МПа,} \quad (1.58)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1}, \text{ К,} \quad (1.59)$$

где δ – степень последующего расширения;

$$\delta = \varepsilon / \rho. \quad (1.60)$$

Показатель политропного процесса n_2 принимается равным показателю адиабаты k_2 и определяется по номограмме для искрового двигателя по рисунку 2 и для дизельного двигателя по рисунку 3.

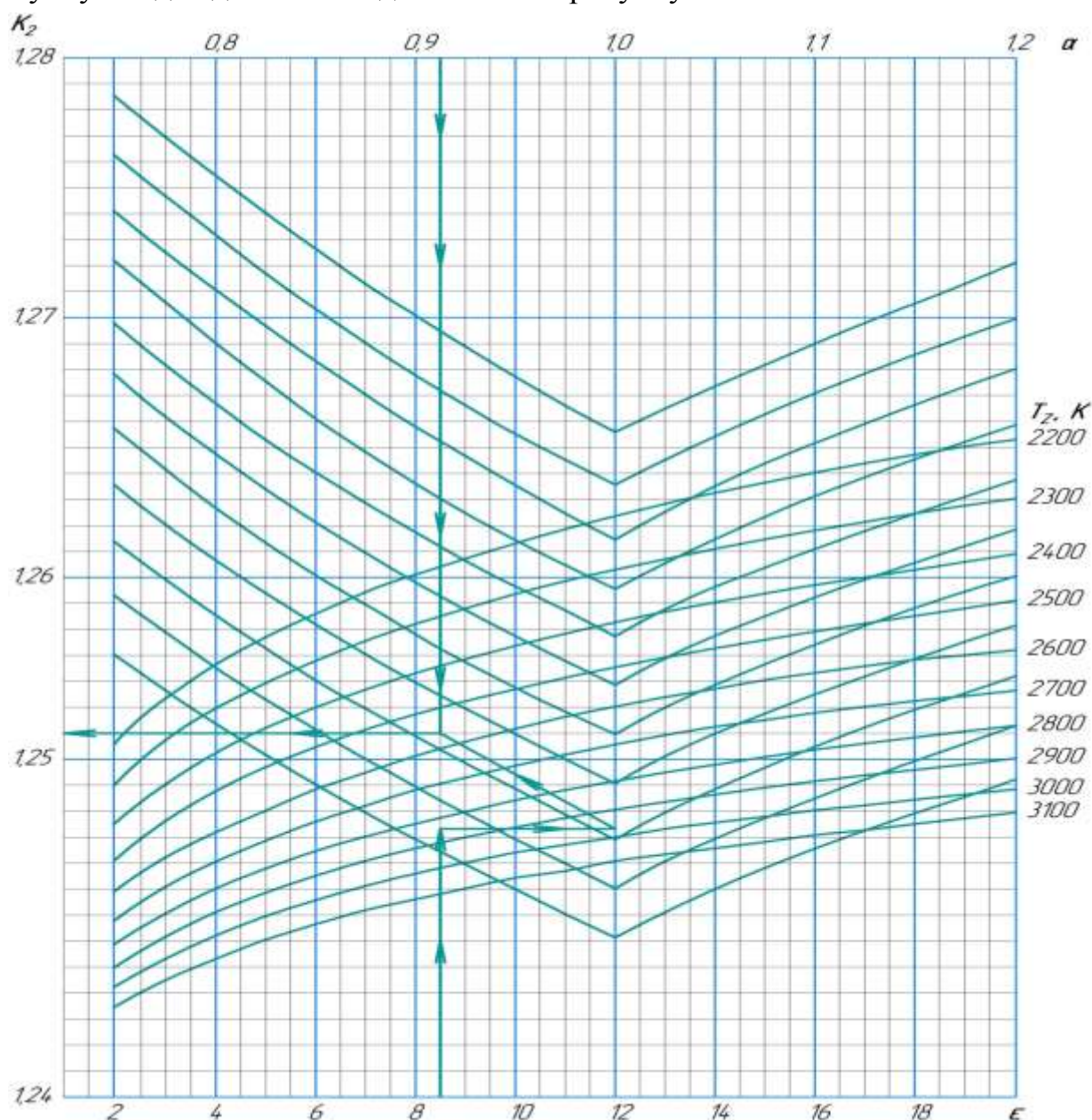


Рисунок 2 – Определение показателя адиабаты процесса сжатия k_2 для искрового двигателя

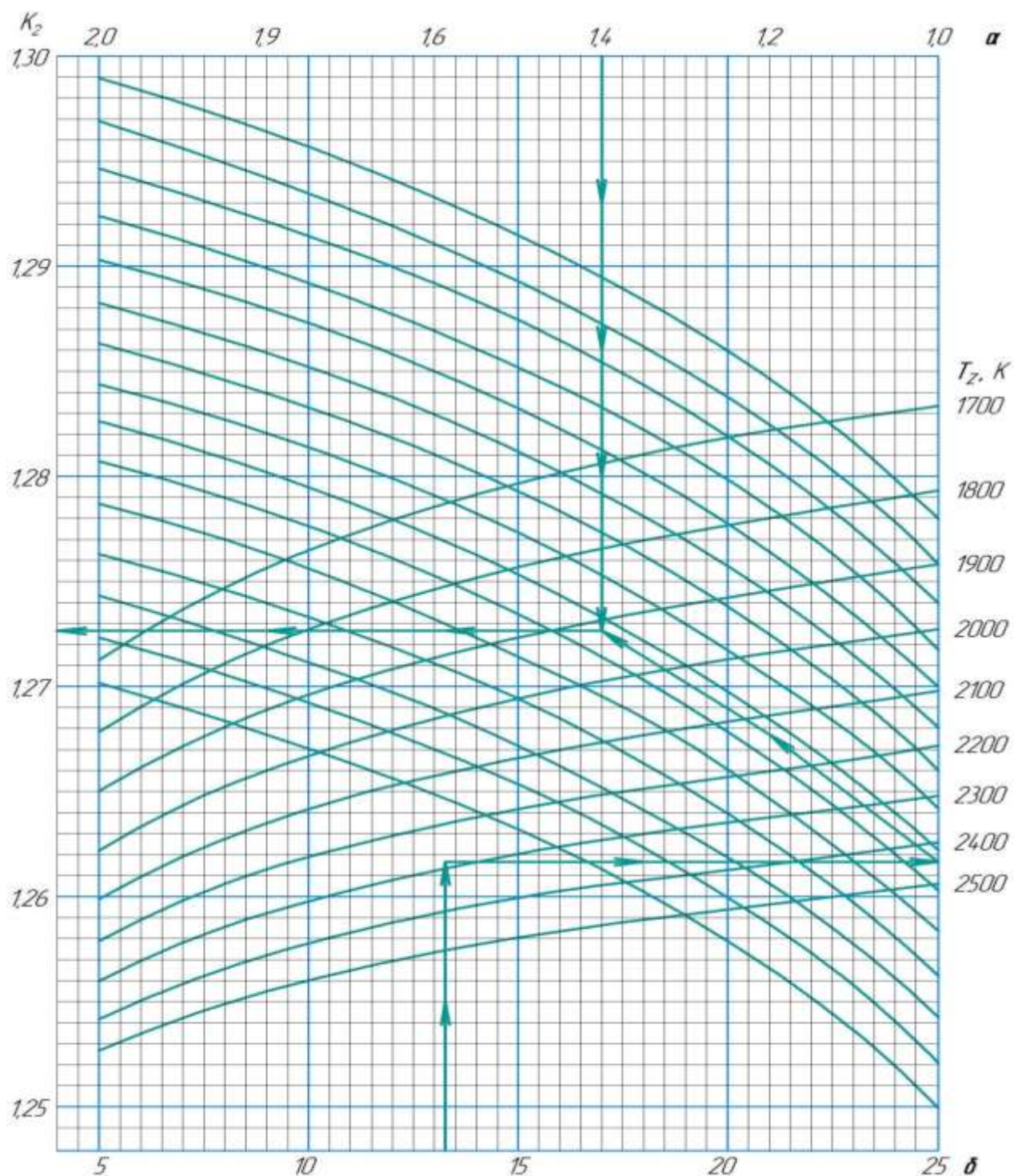


Рисунок 3 – Определение показателя адиабаты процесса сжатия k_2 для дизельного двигателя

Значения давления и температуры для современных автотракторных двигателей составляют:

- для бензиновых и газовых двигателей:

$$p_b = 0,35 \dots 0,60 \text{ МПа}, T_b = 1400 \dots 1700 \text{ К};$$

- для дизелей:

$$p_b = 0,2 \dots 0,5 \text{ МПа}, T_b = 1000 \dots 1400 \text{ К}.$$

Для проверки теплового расчета и правильности выбора параметров

процесса выпуска можно использовать формулу профессора Е.К. Мазинга:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}}, \text{ К.} \quad (1.61)$$

Если полученная величина T_r значительно отличается от ранее выбранной температуры (более 15%), то необходимо внести уточнения в тепловой расчет.

1.7 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление:

- искрового двигателя

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа,} \quad (1.62)$$

- для дизельного двигателя

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.} \quad (1.63)$$

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = p'_i \cdot \varphi_i, \text{ МПа,} \quad (1.64)$$

где φ_i коэффициент полноты диаграммы $\varphi_i = 0,95 - 0,98$.

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{p_i l_o \alpha}{H_u \rho_0 \eta_v}. \quad (1.65)$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}, \text{ г/кВт ч.} \quad (1.66)$$

1.8 Эффективные показатели двигателя

Среднее давление механических потерь:

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot v_{n.c.p.}, \text{ МПа,} \quad (1.67)$$

где средняя скорость поршня $v_{n.c.p.}$.

Средняя скорость поршня:

- | | |
|--|----------------|
| - карбюраторные и газовые двигатели | - 9...15 м/с; |
| - д.в.с. с распределенным впрыском топлива | - 10...20 м/с; |
| - дизели | - 5...12 м/с. |

Среднее эффективное давление:

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.} \quad (1.68)$$

Механический КПД:

$$\eta_m = p_e / p_i. \quad (1.69)$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (1.70)$$

Эффективный удельный расход топлива:

$$g_e = 3600 / (H_u \cdot \eta_e), \text{ г/кВт ч.} \quad (1.71)$$

1.9 Основные параметры цилиндра и двигателя

Литраж двигателя:

$$V_l = 30 \cdot \tau \cdot N_e / (p_e \cdot n_N), \text{ л.} \quad (1.72)$$

Рабочий объем цилиндра:

$$V_h = V_l / i, \text{ дм}^3, \quad (1.73)$$

где i - число цилиндров.

Диаметр цилиндра:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{4 \cdot V_h / (\pi \cdot S / D)}, \text{ мм,} \quad (1.74)$$

где S/D - отношение хода поршня к диаметру цилиндра, $S/D = 0,9-1,1$.

Полученное значение диаметра цилиндра округляем до ближайшего целого числа.

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

- литраж двигателя

$$V_l = \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i / 4 \cdot 10^6, \text{ дм}^3, \quad (1.75)$$

- площадь поршня

$$F_n = \pi \cdot D^2 / 4, \text{ мм}^2, \quad (1.76)$$

- скорость поршня

$$v_{n.c.p.} = S \cdot n_N / 3 \cdot 10^4, \text{ м/с.} \quad (1.77)$$

Эффективная мощность:

$$N_e = p_e \cdot V_l \cdot n / 30 \cdot \tau, \text{ кВт,} \quad (1.78)$$

где τ - коэффициент тактности, $\tau = 4$ для 4-х тактных двигателей.

Эффективный крутящий момент:

$$M_e = 3 \cdot 10^4 \cdot N_e / (\pi \cdot n), \text{ Нм.} \quad (1.79)$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = N_e \cdot g_e, \text{ кг/ч.} \quad (1.80)$$

Литровая мощность:

$$N_l = N_e / V_l, \text{ кВт/л.} \quad (1.81)$$

2 Построение внешней скоростной характеристики

С достаточной степенью точности внешнюю скоростную характеристику можно построить по результатам теплового расчета, проведенного для одного режима работы двигателя и использования эмпирических зависимостей.

Построение кривых скоростной характеристики ведется в интервале:

а) для бензиновых двигателей от $n_{\min}=600 - 1000$ об/мин до $n_{\max}=(1,05 - 1,20)n_{\text{НОМ}}$,

б) для дизелей от $n_{\min}= 300 - 800$ об/мин до $n_{\text{НОМ}}$, где $n_{\text{НОМ}}$ - частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности.

Расчетные точки кривой эффективной мощности определяются по следующим эмпирическим зависимостям через каждые 500 – 1000 об/мин:

- для бензиновых двигателей

$$Ne_x = Ne_{\text{НОМ}} \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \left[1 + \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} - \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

- для дизелей с неразделенными камерами

$$Ne_x = Ne_{\text{НОМ}} \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} - \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (2.2)$$

- для дизелей с предкамерой

$$Ne_x = Ne_{\text{НОМ}} \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \left[0,6 + 1,4 \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} - \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (2.3)$$

- для дизелей с вихревой камерой

$$Ne_x = Ne_{\text{НОМ}} \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \left[0,7 + 1,3 \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} - \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (2.4)$$

где $Ne_{\text{НОМ}}$ – номинальная эффективная мощность (кВт);

Ne_x , n_x – эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала в искомой точке скоростной характеристики двигателя.

Точки кривой эффективного крутящего момента Me_x определяют по формуле:

$$Me_x = 3 \cdot 10^4 \frac{Ne_x}{\pi \cdot n_x}, \text{ Нм}. \quad (2.5)$$

Удельный эффективный расход топлива g_{ex} ($\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$), в искомой точке скоростной характеристики:

- для бензиновых двигателей

$$g_{ex} = g_{e\text{НОМ}} \cdot \left[1,2 - 1,2 \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} + \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (2.6)$$

- для дизелей с неразделенными камерами

$$g_{ex} = g_{e\text{НОМ}} \cdot \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} + \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (2.7)$$

где $g_{e\text{НОМ}}$ - удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности.

Часовой расход топлива

$$G_{\text{чх}} = g_{ex} \cdot Ne_x \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.} \quad (2.8)$$

Пример построения внешней скоростной характеристики приведен на рисунке 4.

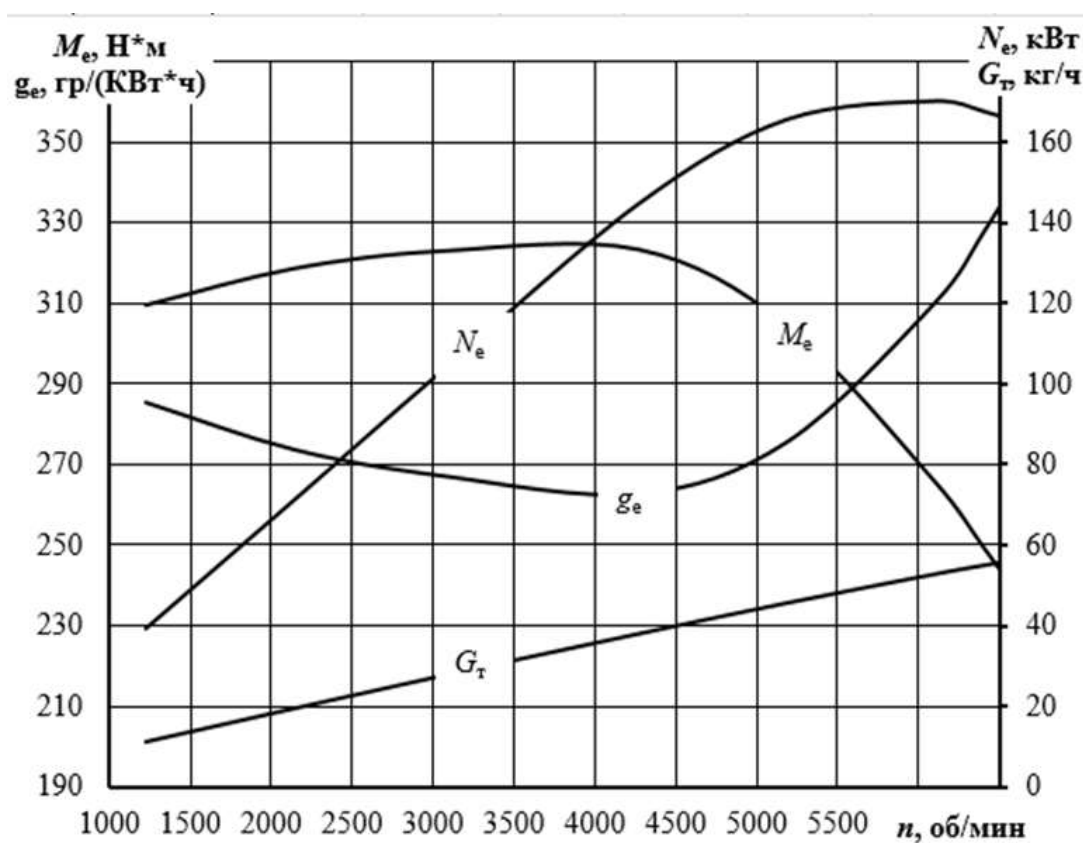


Рисунок 4 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

3 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма эта зависимость давления газов в надпоршневой полости от положения поршня, т.е. $P=f(\varphi)$ или $P=f(S)$ или $P=f(V)$. Она строится с использованием данных расчета рабочего процесса. При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту равной 1,2 – 1,7 ее основания. В начале построения на оси абсцисс откладывается отрезок S_c , соответствующей высоте камеры сгорания:

$$S_c = \frac{S}{(\varepsilon - 1)}$$

и отрезок $Z'Z$ для дизельных двигателей:

$$Z'Z = S \cdot (\rho - 1).$$

Затем вычисляется ход поршня с шагом $\Delta\varphi = 10^\circ$ по формуле:

$$S_\varphi = \frac{S}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

где S – ход поршня, мм;

$$\lambda = 2,4 - 3,2;$$

φ - угол поворота коленчатого вала от положения ВМТ поршня в начале такта впуска.

Результаты оформляются в виде таблицы 4. Значения давлений газов в начале тактов впуска и выпуска, а также в конце расширения скругляются в соответствии с фазами газораспределения.

Таблица 4 – Характерные точки индикаторной диаграммы

Впуск			Сжатие			Раб. ход			Выпуск		
φ , град	S_φ , мм	p_φ , МПа	φ , град	S_φ , мм	p_φ , МПа	φ , град	S_φ , мм	p_φ , МПа	φ , град	S_φ , мм	p_φ , МПа
0	0	p_a	180	S	p_a	360	0	p_z	540	S	p_r
10		p_a	190			370			550		p_r
20		p_a	200			380			560		p_r
160		p_a	340			520			700		p_r
170		p_a	350			530			710		p_r
180	S	p_a	360	0	p_c	540	S	p_b	720	0	p_r

При построении расчетной индикаторной диаграммы необходимо учитывать:

- 1) на такте впуска давление постоянное p_a ;

2) на такте сжатия давление зависит от текущего положения поршня следующим образом:

$$p_{\varphi} = p_a \left(\frac{S_c + S}{S_c + S_{\varphi}} \right)^{n_1}, \quad (3.1)$$

3) на такте расширения давление зависит от текущего объема следующим образом:

$$\text{- для искрового двигателя } p_{\varphi} = p_b \left(\frac{S_c + S}{S_c + S_{\varphi}} \right)^{n_2}, \quad (3.2)$$

$$\text{- для дизельного двигателя } p_{\varphi} = p_b \left(\frac{\rho \cdot S_c + S}{\rho \cdot S_c + S_{\varphi}} \right)^{n_2}. \quad (3.3)$$

4) на такте выпуска давление постоянное p_r .

Для скругления индикаторной диаграммы используются следующие точки:

1) момент открытия впускного клапана (точка r' - за $10 - 35^\circ$ до в.м.т., обозначается как угол $\varphi_{r'}$):

$$S_{\varphi_{r'}} = \frac{S}{2} \left[(1 - \cos \varphi_{r'}) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_{r'}) \right], \quad (3.4)$$

2) момент закрытия впускного клапана (точка a'' - через $40 - 85^\circ$ после н.м.т., обозначается как угол $\varphi_{a''}$):

$$S_{\varphi_{a''}} = \frac{S}{2} \left[(1 - \cos(180 + \varphi_{a''})) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_{a''}) \right], \quad (3.5)$$

3) момент искрообразования (впрыска топлива) (точка c' - $30 - 40^\circ$ ($15 - 25^\circ$) до в.м.т., обозначается как угол $\varphi_{c'}$):

$$S_{\varphi_{c'}} = \frac{S}{2} \left[(1 - \cos \varphi_{c'}) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_{c'}) \right], \quad (3.6)$$

4) момент открытия выпускного клапана (точка b' - за $40 - 80^\circ$ до н.м.т.; обозначается как угол $\varphi_{b'}$):

$$S_{\varphi_{b'}} = \frac{S}{2} \left[(1 - \cos(180 - \varphi_{b'})) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_{b'}) \right], \quad (3.7)$$

5) момент закрытия выпускного клапана (точка r'' через $10 - 50^\circ$ после в.м.т.; обозначается как угол $\varphi_{r''}$):

$$S_{\varphi_{r''}} = \frac{S}{2} \left[(1 - \cos \varphi_{r''}) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_{r''}) \right]. \quad (3.8)$$

б) скругления индикаторной диаграммы в выбранных точках проводят методом подбора значений до получения гладкой кривой.

Индикаторные диаграммы искрового (рисунок 5) и дизельного (рисунок 6) двигателя приведены ниже.

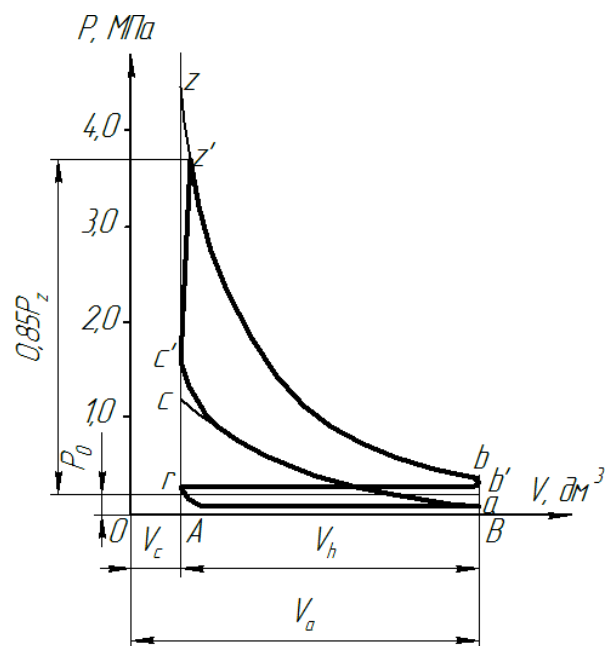


Рисунок 5 – Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с искровым зажиганием

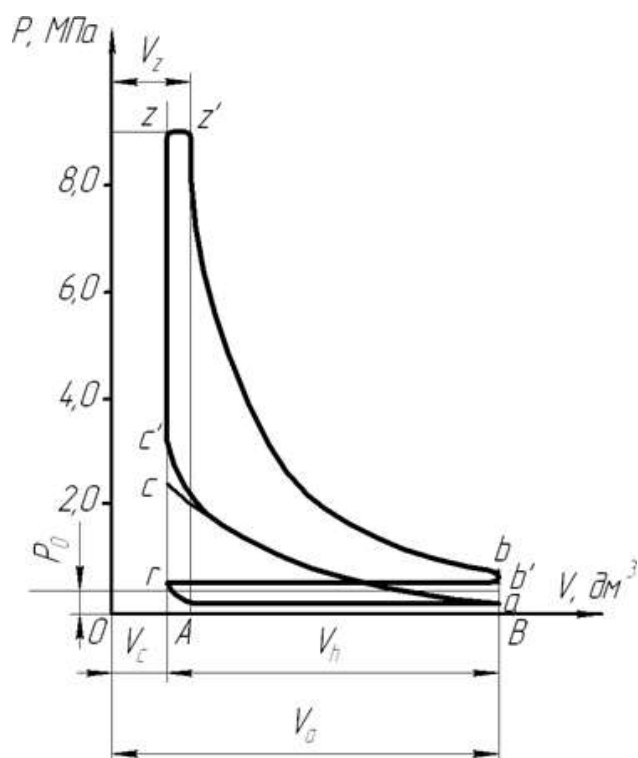


Рисунок 6 – Индикаторная диаграмма четырехтактного дизельного двигателя

4 Пример теплового расчета искрового двигателя

Проведем тепловой расчет, целью которого являются получение основных геометрических размеров ДВС, индикаторной диаграммы рабочего цикла, внешней скоростной характеристики ДВС и данных для последующего кинематического и динамического расчетов.

Исходные данные :

1. Номинальная мощность $N_e = 170$ кВт;
2. Номинальная частота вращения $n_{ном} = 6100$ об/мин;
3. Степень сжатия $\varepsilon = 10,6$;
4. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,96$.

Подбор аналогов

Для проведения теплового расчета необходимо подобрать двигатели аналоги. Их поиск осуществлен мною на основании информации, имеющейся в интернете. В качестве аналогов выбраны 4 двигателя легковых автомобилей, параметры которых близки к заданным (таблица 5).

Таблица 5 – Показатели аналогов

Марка двигателя/ модель авто	2MZ-FE Toyota Mark II	3MZ-FE Toyota Highlander	VQ35DE Infiniti QX60	C35A Honda Legend	Проект
N_e/n , кВт/(об/мин)	147/6000	158/5600	162/6000	158/5200	170/6100
M_{max}/n , H^*M /(об/мин)	245/4600	301/3600	312/4000	312/2800	323/4270
V_l , см ³	2496	3310	3498	3473	3712
$D \times S$, мм	87,5x69,2	92x83	95,5x81,4	90x91	93x91
ε	10,8	10,8	10,6	9,6	10,6
Компоновка	V6	V6	V6	V6	V6
N_l , кВт/л	58,9	47,1	46,3	45,5	45,8
топливо	Супер 98	Премиум 95	Премиум 95	Супер 98	Премиум 95
Система охлаждения	Жидкостная	Жидкостная	Жидкостная	Жидкостная	Жидкостная
Наддув	нет	нет	нет	нет	нет
Топливоподача	НВ	НВ	РВ	РВ	РВ
Число клапанов на цилиндр	4	4	4	4	4

4.1 Используемое топливо

Предполагается использовать бензин марки Премим-95.

Средний элементный состав и молекулярная масса топлива:

$$C = 0,855; H = 0,145; m_T = 115 \text{ кг/кмоль.}$$

Низшая теплота сгорания топлива:

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,60 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93 \text{ МДж/кг} = 43930 \\ &\text{кДж/кг.} \end{aligned}$$

4.2 Параметры рабочего тела

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ кмоль возд./кг топл.}$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,956 \text{ кг возд./кг топл.}$$

Ниже следует расчет для номинального режима. Результаты расчетов параметров по другим режимам представлены в табличной форме.

Количество свежего заряда:

$$M_1 = \alpha L_o + 1/m_T = 0,96 \cdot 0,516 + 1/115 = 0,5041 \text{ кмоль гор.см./кг топл.}$$

Принимаем отношение количества водорода к количеству угарного газа в продуктах сгорания $K=0,5$.

Количество компонентов продуктов сгорания:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_o = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = 0,0655 \text{ кмоль/кг топл.};$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_o = 2 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = 0,0057 \text{ кмоль / кг топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_o = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = 0,0696 \text{ кмоль / кг топл.}$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_o = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = 0,0029 \text{ кмоль/кг топл.}$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_o = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,516 = 0,3923 \text{ кмоль /кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \\ &= 0,0655 + 0,0057 + 0,0696 + 0,0029 + 0,3923 = 0,5361 \text{ кмоль пр.сг./кг топл.} \end{aligned}$$

4.3 Процесс впуска и газообмена

Параметры окружающей среды

Атмосферные условия:

давление: $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; температура: $T_0 = 293 \text{ К}$.

Параметры остаточных газов

По рекомендации работы [1] принимаем:

На номинальном режиме давление: $p_{rN} = 1,23p_0 = 1,23 \cdot 0,1 = 0,123$ МПа;

Принимаем параметры перед впускным клапаном.

Давление: $p_0 = 0,1$ МПа; температура: $T_0 = 293$ К.

Рассчитываем плотность свежего заряда на впуске:

$$\rho_k = p_0 / RT_0 = 0,1 \cdot 10^6 / (287,3 \cdot 293) = 1,187 \text{ кг/м}^3.$$

Принимаем на номинальном режиме подогрев свежего заряда $\Delta T_N = 3^\circ$.

Снижение давления при впуске зависит от гидравлического сопротивления впускного тракта оцениваемого суммой коэффициентов: $\beta^2 + \zeta_{вп}$, и средней скорости газа в клапанной щели $w_{вп}$. Для нашего случая выбираем $\beta^2 + \zeta_{вп} = 2,9$, $w_{впN} = 85$ м/с. Тогда на номинальном режиме имеем:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \zeta_{вп}) \rho_k w_{впN}^2 / 2 = 2,9 \cdot 1,187 \cdot 85^2 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,0126 \text{ Мпа.}$$

Давление в конце процесса впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a = 0,1 - 0,0126 = 0,0887 \text{ МПа.}$$

Коэффициент остаточных газов с учетом $\varphi_{оч} = 1$:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \varphi_{доз} p_a - p_r} = \frac{293 + 3}{978} \cdot \frac{0,1246}{10,6 \cdot 1,10 \cdot 0,0887 - 0,1246} = 0,0415,$$

где коэффициент дозарядки на номинальном режиме $\varphi_{доз} = 1,10$ принят согласно скоростному режиму работы двигателя.

Температура в конце процесса впуска:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) = (293 + 3 + 0,0415 \cdot 978) / (1 + 0,0415) = 323 \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\varphi_{доз} \varepsilon p_a - p_r}{p_0} = \frac{293}{293 + 3} \cdot \frac{1}{10,6 - 1} \cdot \frac{1,10 \cdot 10,6 \cdot 0,0887 - 0,1246}{0,1} = 0,9258.$$

4.4 Процесс сжатия

Давление и температура в конце процесса сжатия составят:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,0887 \cdot 10,6^{1,3678} = 2,2407 \text{ МПа};$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 323,2 \cdot 10,6^{1,3678 - 1} = 770 \text{ К.}$$

$$t_c = T_c - 273 = 770 - 273 = 497^\circ \text{C.}$$

Средняя молярная теплоемкость в конце процесса сжатия:

а) свежей смеси (как воздуха)

$$(mc_v)_{св.см} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 497 = 21,91 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.},$$

б) остаточных газов:

$$\begin{aligned} (mc_v)_{CO_2} &= 27,941 + 0,019 t_c - 5,487 \cdot 10^{-6} t_c^2 = \\ &= 27,941 + 0,019 \cdot 497 - 5,487 \cdot 10^{-6} \cdot 497^2 = 36,0286 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

$$(mc_V)_{CO} = 20,597 + 2,670 \cdot 10^{-3} t_c = 20,597 + 2,670 \cdot 10^{-3} \cdot 497 = 21,924 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

$$(mc_V)_{H_2O} = 24,953 + 5,359 \cdot 10^{-3} t_c = 24,953 + 5,359 \cdot 10^{-3} \cdot 497 = 27,616 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

$$(mc_V)_{H_2} = 20,684 + 0,206 \cdot 10^{-3} t_c + 0,588 \cdot 10^{-6} t_c^2 =$$

$$= 20,684 + 0,206 \cdot 10^{-3} \cdot 497 + 0,588 \cdot 10^{-6} \cdot 497^2 = 20,932 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

$$(mc_V)_{N_2} = 20,398 + 2,50 \cdot 10^{-3} t_c = 20,398 + 2,50 \cdot 10^{-3} \cdot 497 = 21,641 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

$$\begin{aligned} (mc_V)_{ог} &= \frac{1}{M_2} (M_{CO_2} (mc_V)_{CO_2} + M_{CO} (mc_V)_{CO} + M_{H_2O} (mc_V)_{H_2O} + M_{H_2} (mc_V)_{H_2} + M_{N_2} (mc_V)_{N_2}) = \\ &= \frac{1}{0,5361} (0,0655 \cdot 36,029 + 0,0057 \cdot 21,924 + 0,0696 \cdot 27,616 + 0,0029 \cdot 20,932 + 0,392 \cdot 21,641) = \\ &= 24,175 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \end{aligned}$$

в) рабочей смеси

$$\begin{aligned} (mc_V)_{раб.см} &= \frac{1}{1 + \gamma_r} [(mc_V)_{св.см} + \gamma_r (mc_V)_{ог}] = \\ &= \frac{1}{1 + 0,0415} [21,911 + 0,0415 \cdot 24,175] = 22,001 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

4.5 Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения горючей и рабочей смеси:

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 0,5361/0,5041 = 1,0635,$$

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r) = (1,0635 + 0,0415)/(1 + 0,0415) = 1,061.$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания:

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) L_o = 119950 \cdot (1 - 0,96) \cdot 0,516 = 2475,77 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота сгорания рабочей смеси:

$$H_{раб.см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{43930 - 2475,77}{0,5041 \cdot (1 + 0,0415)} = 78967,42 \text{ кДж/кмоль раб.см.}$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} (mc_V)_{пс} &= \frac{1}{M_2} (M_{CO_2} (mc_V)_{CO_2} + M_{CO} (mc_V)_{CO} + M_{H_2O} (mc_V)_{H_2O} + M_{H_2} (mc_V)_{H_2} + M_{N_2} (mc_V)_{N_2}) = \\ &= \frac{1}{0,5361} [0,0655 \cdot (39,123 + 0,003349 t_z) + 0,0057 \cdot (22,49 + 0,00143 t_z) + \\ &\quad + 0,0696 \cdot (26,67 + 0,004438 t_z) + 0,0029 \cdot (19,678 + 0,001758 t_z) + \\ &\quad + 0,3923 \cdot (21,951 + 0,001457 t_z)] = 24,657 + 0,0021 t_z \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

Коэффициент использования теплоты примем $\xi_z = 0,86$.

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$\xi_z H_{раб.см.} + (mc_V)_{раб.см} \cdot t_c = \mu (mc_V)_{пс} t_z.$$

$$0,86 \cdot 78967,42 + 21,001 \cdot 497 = 1,061 \cdot (24,657 + 0,0021 t_z) t_z$$

после преобразования имеем:

$$0,002204 t_z^2 + 26,1605 t_z - 78846,54 = 0.$$

Решая уравнение получаем $t_z = 2491,21^\circ\text{C}$

$$T_z = t_z + 273 = 2491,21 + 273 = 2764,21 \text{ К.}$$

Теоретическое максимальное давление сгорания:

$$p_{zp} = p_c \mu T_z / T_c = 2,2407 \cdot 1,061 \cdot 2764,21 / 770 = 8,5346 \text{ МПа.}$$

Действительное максимальное давление сгорания:

$$p_z = 0,88 p_{zp} = 0,88 \cdot 8,5346 = 7,5104 \text{ МПа.}$$

Степень повышения давления при сгорании:

$$\lambda = \frac{p_{zp}}{p_c} = \frac{8,5346}{2,2407} = 3,8089.$$

4.6 Процессы расширения и выпуска

Средний показатель политропы расширения $n_2 = 1,265$

Давление и температура в конце процесса расширения:

$$p_b = \frac{p_{zp}}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{8,5346}{10,6^{1,265}} = 0,4307 \text{ МПа;}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2764,21}{10,6^{1,265-1}} = 1478,65 \text{ К.}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} = \frac{1478,65}{\sqrt[3]{0,4307 / 0,1246}} = 978 \text{ К.}$$

$$\Delta T_r = |978 - 978| \cdot 100 / 978 = 0 \text{ \%}.$$

4.7 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{2,2407}{10,6 - 1} \left[\frac{3,8089}{1,265 - 1} \left(1 - \frac{1}{10,6^{1,265-1}} \right) - \frac{1}{1,3678 - 1} \left(1 - \frac{1}{10,6^{1,3678-1}} \right) \right] = 1,1919 \text{ МПа.}$$

Среднее индикаторное давление при коэффициенте полноты индикаторной диаграммы $\varphi_i = 0,96$ составляет:

$$p_i = \varphi_i p'_i = 0,96 \cdot 1,1919 = 1,1442 \text{ МПа.}$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{p_i l_o \alpha}{H_u \rho_0 \eta_v} = \frac{1,1442 \cdot 14,956 \cdot 0,96}{43,93 \cdot 1,187 \cdot 0,9258} = 0,3356.$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{43,93 \cdot 0,3356} = 244,18 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)} .$$

4.8 Эффективные показатели двигателя

Примем среднюю скорость поршня на номинальном режиме:

$$c_{pN} = 18,52 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость поршня на других режимах определяется как:

$$c_p = c_{pN} \frac{n}{n_N} .$$

Среднее давление механических составляет:

$$p_m = 0,034 + 0,0113c_p = 0,034 + 0,0113 \cdot 18,52 = 0,2431 \text{ МПа}.$$

Механический кпд:

$$\eta_m = \frac{p_i - p_m}{p_i} = \frac{1,1442 - 0,2432}{1,1442} = 0,7876 .$$

Среднее эффективное давление:

$$p_e = p_i - p_m = 1,1442 - 0,2432 = 0,9012 \text{ МПа}.$$

Эффективный кпд:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,3356 \cdot 0,7874 = 0,2643 .$$

Эффективный удельный расход топлива:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{43,93 \cdot 0,2643} = 310,05 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)} .$$

4.9 Основные размеры цилиндра и двигателя

Определяем литраж двигателя:

$$iV_h = \frac{30\tau N_{e\max}}{p_{eN} n_N} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 170}{0,9012 \cdot 6100} = 3,7117 \text{ дм}^3 .$$

Рабочий объем одного цилиндра:

$$V_h = \frac{iV_h}{i} = \frac{3,7117}{6} = 0,6186 \text{ дм}^3 .$$

Принимаем диаметр цилиндра $D = 93 \text{ мм}$.

Тогда ход поршня составит:

$$S = \frac{4 \cdot 10^6 V_h}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,6186}{\pi \cdot 93^2} \approx 91 \text{ мм} .$$

Уточняем рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \times S = \frac{\pi \cdot 93^2}{4} \times 0,91 = 0,6181 \text{ дм}^3 .$$

Уточняем среднюю скорость поршня:

$$c_p = \frac{Sn}{3 \cdot 10^4} = \frac{91 \cdot 6100}{3 \cdot 10^4} = 18,503 \text{ м/с} .$$

Разница первоначально заданной средней скорости и уточненной незначительная, что указывает на достоверность результата расчета.

4.10 Построение внешней скоростной характеристики

Эффективная мощность двигателя:

$$N_e = \frac{p_e \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 10^6} \cdot i \cdot S \cdot n}{30\tau} = \frac{0,9012 \cdot \frac{\pi \cdot 93^2}{4 \cdot 10^6} \cdot 6 \cdot 91 \cdot 6100}{30 \cdot 4} = 169,9 \text{ кВт}.$$

Крутящий момент двигателя:

$$M_e = \frac{30N_e}{\pi n} = \frac{30 \cdot 169,9}{\pi \cdot 6100} = 265,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Часовой расход топлива:

$$G_{\text{т час}} = g_e N_e / 1000 = 310 \cdot 169,9 / 1000 = 52,68 \text{ кг/ч}.$$

Литровая мощность двигателя:

$$N_{\text{л}} = N_e / iV_h = 169,9 / 3,7117 = 45,81 \text{ кВт/л}.$$

Данные приведены в таблице 6.

Таблица 6 – Скоростная характеристика двигателя

n , об/мин	1220	2135	3050	4270	5185	6100	6405	6710
N_e , кВт	39,53	71,20	103,09	144,50	165,32	169,90	167,38	163,68
M_e , Нм	309,44	318,46	322,77	323,17	304,48	265,97	249,56	232,94
$G_{\text{т час}}$, кг/ч	11,28	19,49	27,55	37,96	45,54	52,68	54,86	56,93

По результатам расчета строится внешняя скоростная характеристика (рисунок 7).

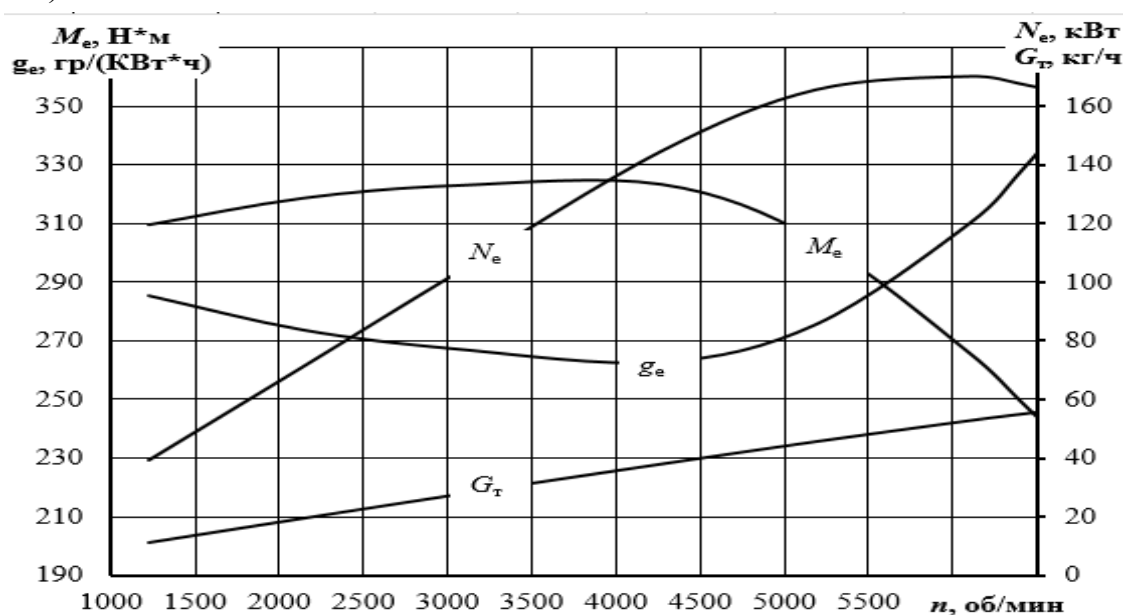


Рисунок 7 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

4.11 Построение индикаторной диаграммы

Для построения индикаторной диаграммы необходимо знать объем камеры сгорания и полный объем цилиндра:

$$V_c = V_h / (\epsilon - 1) = 0,6181 / (10,6 - 1) = 0,0644 \text{ дм}^3$$

$$V_a = V_h + V_c = 0,6181 + 0,0644 = 0,6825 \text{ дм}^3$$

Для построения индикаторной диаграммы необходимо знать объем пространства цилиндра над поршнем и давление, соответствующее этому объему. Объем надпоршневого пространства зависит от текущего хода поршня от положения ВМТ и от объема камеры сгорания:

$$V = V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot x \cdot 10^{-6},$$

где x – текущий ход поршня от ВМТ, определяемый по формуле

$$x = \frac{S}{2} \left\{ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right\},$$

где S – ход поршня, мм,

φ - угол поворота коленчатого вала от положения ВМТ поршня в начале такта впуска, град,

λ - конструктивный параметр кинематического подобия, определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{R}{L_{III}} = 0,28.$$

При построение расчетной индикаторной диаграммы учтем, что:

1) на такте впуска давление постоянное P_a ,

2) на такте сжатия давление зависит от текущего объема следующим образом:

$$P_{CЖ} = \frac{P_a \cdot V_a^{n_1}}{V^{n_1}},$$

3) на такте расширения давление зависит от текущего объема следующим образом:

$$P_{PAC} = \frac{P_c \cdot V_a^{n_2}}{V^{n_2}},$$

4) на такте выпуска давление постоянное P_b .

Положение характерных точек приведены в таблице 7.

Таблица 7 - Положение характерных точек цикла

точка	Положение точки	φ^0	$V_x, \text{дм}^3$	$P_x, \text{МПа}$
r'	20^0 до НМТ	700	0,0879	0,1246
a'	65^0 после ВМТ	245	0,5383	0,1227
f	35^0 до ВМТ	325	0,1340	0,8222
c'	25^0 до ВМТ	335	0,1008	1,2138
c''	ВМТ	360	0,0644	2,6889
z_0	10^0 после ВМТ	370	0,0703	7,5104
b'	60^0 до НМТ	480	0,5593	0,5541
b''	НМТ	540	0,6825	0,4307
r''	25^0 после ВМТ	25	0,1008	0,0887

Для определения объема надпоршневого пространства зададимся различными положениями коленчатого вала с шагом в 10^0 на протяжении двух оборотов коленчатого вала. Результаты расчета представлены в таблице 8. Скругление индикаторной диаграммы проводится графически.

Таблица 8 – Параметры индикаторной диаграммы

φ^0	$V_x, \text{дм}^3$	$P_{\text{расч}}, \text{МПа}$	$P_{\text{скругл}}, \text{МПа}$	φ^0	$V_x, \text{дм}^3$	$P_{\text{расч}}, \text{МПа}$	$P_{\text{скругл}}, \text{МПа}$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,0644	0,0887	0,1000	360	0,0644	8,5346	2,6889
10	0,0703	0,0887	0,0920	370	0,0703	7,6313	7,5104
20	0,0879	0,0887	0,0890	380	0,0879	5,7561	5,7561
30	0,1162	0,0887	0,0887	390	0,1162	4,0431	4,0431
40	0,1539	0,0887	0,0887	400	0,1539	2,8336	2,8336
50	0,1993	0,0887	0,0887	410	0,1993	2,0442	2,0442
60	0,2502	0,0887	0,0887	420	0,2502	1,5327	1,5327
70	0,3046	0,0887	0,0887	430	0,3046	1,1952	1,1952
80	0,3603	0,0887	0,0887	440	0,3603	0,9665	0,9665
90	0,4152	0,0887	0,0887	450	0,4152	0,8077	0,8077
100	0,4676	0,0887	0,0887	460	0,4676	0,6949	0,6949
110	0,5160	0,0887	0,0887	470	0,5160	0,6135	0,6135
120	0,5593	0,0887	0,0887	480	0,5593	0,5541	0,5541
130	0,5966	0,0887	0,0887	490	0,5966	0,5106	0,5000
140	0,6275	0,0887	0,0887	500	0,6275	0,4791	0,4400
150	0,6515	0,0887	0,0887	510	0,6515	0,4568	0,4100

Продолжение таблицы 8

1	2	3	4	5	6	7	8
160	0,6688	0,0887	0,0887	520	0,6688	0,4419	0,3800
170	0,6791	0,0887	0,0887	530	0,6791	0,4335	0,3200
180	0,6825	0,0887	0,0887	540	0,6825	0,4307	0,2597
190	0,6791	0,0893	0,0893	540	0,6825	0,1246	0,2597
200	0,6688	0,0912	0,0912	550	0,6791	0,1246	0,1800
210	0,6515	0,0945	0,0945	560	0,6688	0,1246	0,1600
220	0,6275	0,0995	0,0995	570	0,6515	0,1246	0,1350
230	0,5966	0,1066	0,1066	580	0,6275	0,1246	0,1246
240	0,5593	0,1165	0,1165	590	0,5966	0,1246	0,1246
250	0,5160	0,1301	0,1301	600	0,5593	0,1246	0,1246
260	0,4676	0,1488	0,1488	610	0,5160	0,1246	0,1246
270	0,4152	0,1751	0,1751	620	0,4676	0,1246	0,1246
280	0,3603	0,2126	0,2126	630	0,4152	0,1246	0,1246
290	0,3046	0,2675	0,2675	640	0,3603	0,1246	0,1246
300	0,2502	0,3500	0,3500	650	0,3046	0,1246	0,1246
310	0,1993	0,4779	0,4779	660	0,2502	0,1246	0,1246
320	0,1539	0,6802	0,6802	670	0,1993	0,1246	0,1246
330	0,1162	0,9990	0,9990	680	0,1539	0,1246	0,1246
340	0,0879	1,4636	1,4800	690	0,1162	0,1246	0,1246
350	0,0703	1,9854	2,1000	700	0,0879	0,1246	0,1246
360	0,0644	2,2407	2,6889	710	0,0703	0,1246	0,1246
360	0,0644	8,5346	2,6889	720	0,0644	0,1246	0,1000

По результатам вычислений строится индикаторная диаграмма цикла (Рисунок 8).

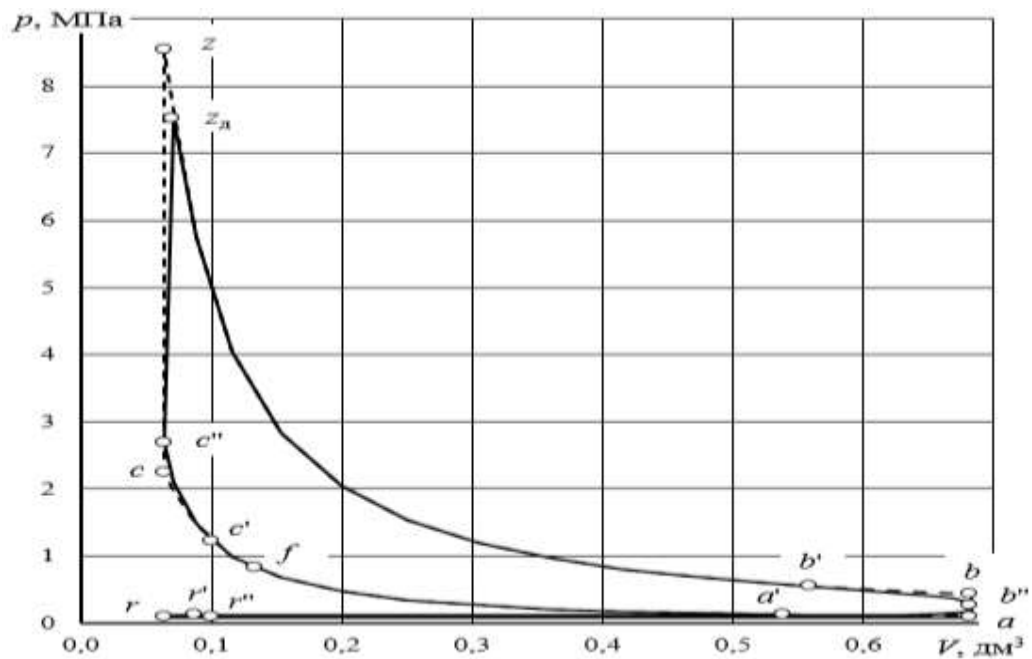


Рисунок 8 – Индикаторная диаграмма

Выводы. Проведенный тепловой расчет двигателя позволил определить размеры цилиндра двигателя, построить индикаторную диаграмму и определить внешнюю скоростную характеристику.

Согласно расчетам двигатель должен иметь диаметр цилиндров 93 мм и ход поршня 91 мм. При рабочем объеме двигателя 3,71 дм³ двигатель развивает эффективную мощность 169,9 кВт. Литровая мощность мотора составила 45,81 кВт.

Список литературы

1. Суркин, В.И. Основы теории и расчёта автотракторных двигателей / В.И. Суркин - 2-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Лань, 2022. - 304 с.
2. Прокопенко, Р.И. Экспериментальные исследования двигателей внутреннего сгорания / Р.И. Прокопенко - СПб.: Лань, 2022. - 592 с.
3. Хорош, А. И. Дизельные двигатели транспортных и технологических машин / А.И. Хорош, И.А. Хорош - 2-е изд., испр. - СПб.: Лань, 2022. - 704 с.
4. Баширов, Р.М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета / Р.М. Баширов - 4-е изд., стер. - СПб.: Лань, 2022. - 336 с.
5. Колчин, А.И. – Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов – 4-е изд., испр., - М.: Высш. школа, 2008. – 496с.