

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 05.06.2022 15:54:37
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d0089

МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра автомобилей, транспортных процессов и систем



СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ

Методические указания к выполнению практической работы
для студентов направлений подготовки 23.03.03 и 23.03.01

Курск 2016

УДК 669.017(075.8)+ 621.762.227

Составители: Н.М. Хорьякова

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *А.Ю. Алтухов*

Силовые агрегаты : Методические указания к выполнению практической работы / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: Н.М. Хорьякова. Курск, 2016, 51 с. – Библиогр.: с.51.

Методические указания содержат задания к практической работе и необходимые пояснения для их выполнения. Предназначены для студентов ЮЗГУ механико-технологического факультета очной и заочной форм обучения направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.
Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 100 экз.
Заказ . Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ	5
ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ	6
Практическая работа №1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА	8
Практическая работа № 2. ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ВПУСКА	13
Практическая работа №3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОЕМКОСТИ РАБОЧЕЙ СМЕСИ	19
Практическая работа № 4. ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ	22
Практическая работа №5. РАСЧЁТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ	29
Практическая работа № 6. РАСЧЁТ ИНДИКАТОРНЫХ И ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА	23
Практическая работа №7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЦИЛИНДРА ДВИГАТЕЛЯ	28
Практическая работа № 8. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ	40
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	51

ВВЕДЕНИЕ

Целью методических указаний к выполнению практической работы является закрепление учебного материала по тепловому расчету двигателя внутреннего сгорания на примере двигателя с распределенным впрыском.

Тепловой расчет позволяет определить основные показатели работы ПДВС, проанализировать влияние различных факторов на эффективность работы двигателя в эксплуатации.

При выполнении работы необходимы знания по теплотехнике, гидравлике, математике, а также знания по конструкции и расчету двигателей.

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

Практические занятия состоят из восьми практических работ. Вариант задания (исходные данные) выбираются студентом из таблиц в соответствии с последней цифрой порядкового номера в журнале преподавателя.

Каждый студент выполняет практические занятия самостоятельно в соответствии с индивидуальным заданием, используя данные методические указания, учебники, учебные пособия, справочники, ГОСТы и др.

Отчет по практическим занятиям должен быть представлен в сброшюрованном виде на листах формата А4 (210x297). Он должен содержать следующие основные элементы: вариант исходных данных; методику решения задания, решение и выводы; список использованных источников. Изложение практической работы должно быть кратким, логичным, четким, призванным дать обоснование принятым решениям. Сокращение слов в тексте не допускается. Значение символов и числовых коэффициентов, входящих в формулы, должны быть приведены непосредственно под формулой.

ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ

Задание для практических работ приведено в таблице. Индивидуальное задание выбирается в соответствии с последней цифрой номера варианта.

Практическая работа выполняется на листах форматом А4.

Таблица 1 – Задание к тепловому расчету двигателя

Заданные параметры	Последняя цифра номера варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Автомобиль (марка)	BA321214	BA321103	FIAT	SKODA	BA32112	BMW	TOYOTA	HONDAS2000	ГАЗ 3110	MERCEDESC-180
Прототипы двигателя	BA321214	BA321103	FIAT	SKODA	BA32112	BMW	TOYOTA	HONDA S2000	ГАЗ 3110	MERCEDES C-180
Число и расположение цилиндров, порядок их работы	4P 1342	4P 1342	4P 1342	4P 1342	4P 1342	4P 1342	4P 1342	4P 1342	4P 1342	4P 1342
Мощность двигателя, кВт	59	68	59	74	68	77	63	177	110,2	94,85
Частота вращения коленвала, мин ⁻¹	5200	5600	5000	6000	5600	5800	6000	8300	5200	5500

Степень сжатия, ϵ	9,0	10,5	10,6	10,5	10,5	9,5	10,0	11,0	9,5	9,5
Диаметр \times ход поршня, мм	82 х 80	82 х 71	70,8 х 78,8	76,5 х 75,6	82 х 71	89 х 71	75 х 73,5	87 х 84	92 х 86	80 х 66
Площадь проходного сечения клапанов, см ²	9,5	9,7	9,6	9,8	9,65	9,85	9,62	10,5	9,95	9,93
Применяемое топливо	АИ- 95 бенз ин	АИ- 95 бенз ин	АИ- 95 бенз ин	АИ- 95 бенз ин	АИ- 95 бенз ин	АИ- 98 бенз ин	АИ- 95 бенз ин	АИ- 95 бенз ин	АИ-95 бензи н	АИ- 98 бензи н

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$.

Температура окружающей среды $T_0 = 293$ К.

Давление окружающей среды $P_0 = 0,1$ МПа.

Практическая работа № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Цель практической работы – найти массовый и мольный объём воздуха, средний элементарный состав воздуха, количество продуктов сгорания.

1.2 Расчёт массового и объёмного количества воздуха

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

$$\begin{aligned}L_O &= \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right); \\l_O &= \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right),\end{aligned}\tag{1.1}$$

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

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

Средний элементарный состав бензина дизельных топлив в массовых долях приведен в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Средний элементарный состав бензина

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

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

$$(C + H + O) \cdot 10^{-2} = 1. \quad (1.2)$$

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

$$M_1 = \alpha L_O + \frac{1}{\mu_T}, \quad (1.3)$$

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

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

$$M_1 = \alpha L_O. \quad (1.4)$$

1.3 Количество продуктов сгорания

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

При сгорании смесей $\alpha \geq 1$ углерод и водород топлива полностью окисляются. Количественное содержание продуктов сгорания (в киломолях на 1 кг топлива) будет иметь следующий состав:

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=4} M_i = M_{CO} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}. \quad (1.5)$$

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

$$\begin{aligned} M_{CO_2} &= \frac{C}{12}; \\ M_{H_2O} &= \frac{H}{2}; \\ M_{O_2} &= 0,208(\alpha - 1)L_0; \\ M_{N_2} &= 0,792\alpha L_0. \end{aligned} \quad (1.6)$$

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

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=5} M_i = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}. \quad (1.7)$$

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

$$\left. \begin{aligned} M_{CO_2} &= \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_0; \\ M_{CO} &= 0,42 \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_0; \\ M_{H_2O} &= \frac{H}{2} - 0,42K \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_0; \\ M_{H_2} &= 0,42K \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_0; \\ M_{N_2} &= 0,79 \alpha L_0. \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

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

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

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

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

$$\begin{aligned} \text{при } \alpha \geq 1 \quad M_2 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_O; \\ \text{при } \alpha < 1 \quad M_2 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_O. \end{aligned} \tag{1.9}$$

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

Практическая работа № 2

ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ВПУСКА И СЖАТИЯ

Цели практической работы:

1. Найти температуру и давление на такте впуска.
2. Найти плотность воздуха, коэффициенты остаточных газов и наполнения.
3. Найти температуру, давление и теплоемкость рабочего тела в процессе сжатия.

2.1 Параметры процесса впуска

В процессе наполнения в результате контакта свежего заряда с нагретыми стенками каналов системы впуска и цилиндра двигателя температура горючей смеси несколько повышается. На подогрев заряда ΔT влияет тип смесеобразования, теплонапряженность двигателя, а также конструкция и расположение впускного трубопровода. Обычно величиной ΔT задаются.

Величина ΔT для двигателей различных типов лежит в пределах:

для бензиновых двигателей $\Delta T = 0 \dots 20 \text{ К};$

для дизелей без наддува $\Delta T = 10 \dots 40 \text{ К};$

для дизелей с наддувом $\Delta T = -5 \dots +10 \text{ К}.$

При увеличении частоты вращения и степени сжатия величина ΔT будет увеличиваться. Меньшие значения ΔT для карбюраторных двигателей объясняются затратами теплоты на испарение топлива в

процессе поступления его в цилиндр двигателя.

В зависимости от параметров окружающей среды и подогрева меняется плотность заряда на впуске, кг/м³,

$$\rho_0 = \frac{P_0}{BT_0} 10^6, \quad (2.1)$$

где $B=287$ Дж/(кг·К) – удельная газовая постоянная для воздуха.

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

$$\Delta p = \left(\beta^2 + \xi \right) \frac{\omega_{ВП}^2}{2} \rho_0, \quad (2.2)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в цилиндре;

ξ – коэффициент сопротивления системы впуска;

$\omega_{ВП}$ – средняя скорость заряда на впуске, м/с.

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

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

Меньшие значения указанных параметров принимаются для малооборотных двигателей, большие – для быстроходных. Расчетные

значения величины Δp находятся в пределах:

для бензиновых двигателей без наддува $\Delta p = (0,05...0,20) p_0$ МПа;

для дизелей без наддува $\Delta p = (0,03...0,18) p_0$ МПа;

для двигателей с наддувом $\Delta p = (0,03...0,10) p_0$ МПа.

Таким образом, давление в конце впуска, МПа,

$$p_a = p_0 - \Delta p. \quad (2.3)$$

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

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\mathcal{E}P_a - p_r}. \quad (2.4)$$

Вероятные значения γ_r находятся в пределах:

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

для дизелей $\gamma_r = 0,02...0,05$.

При наличии наддува величина γ_r снижается.

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

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (2.5)$$

Расчетные значения величины T_a должны находиться в пределах:

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

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

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

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

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r) \cdot \frac{1}{P_0}. \quad (2.6)$$

Расчетные значения величины η_V для современных двигателей находятся в пределах:

для карбюраторных двигателей $\eta_V = 0,70...0,90$;

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

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

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

2.2 Параметры процесса сжатия

Процесс сжатия характеризуется показателем политропы сжатия, температурой, давлением и теплоемкостью рабочего тела в процессе

сжатия. Величина показателя политропы сжатия n_1 определяется на основании опытных данных в зависимости от степени сжатия двигателя и температуры в конце впуска T_a :

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

для дизелей $n_1 = (K_1 - 0,02) \dots (K_1 + 0,02)$,

где K_1 – показатель адиабаты сжатия.

Значение среднего показателя адиабаты сжатия определяется по номограмме, представленной на рисунке 2.1.

Давление в конце процесса сжатия определяется по формуле, МПа.

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}. \quad (2.7)$$

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

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (2.8)$$

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

для карбюраторных двигателей $p_c = 0,9 \dots 2,0$ МПа; $T_c = 600 \dots 800$ К,

для двигателей с

электронным впрыском $p_c = 1,0 \dots 2,5$ МПа; $T_c = 600 \dots 800$ К,

для дизелей $p_c = 3,5 \dots 5,5$ МПа; $T_c = 700 \dots 900$ К.

Для двигателей с наддувом данные значения повышаются, в

зависимости от степени наддува.

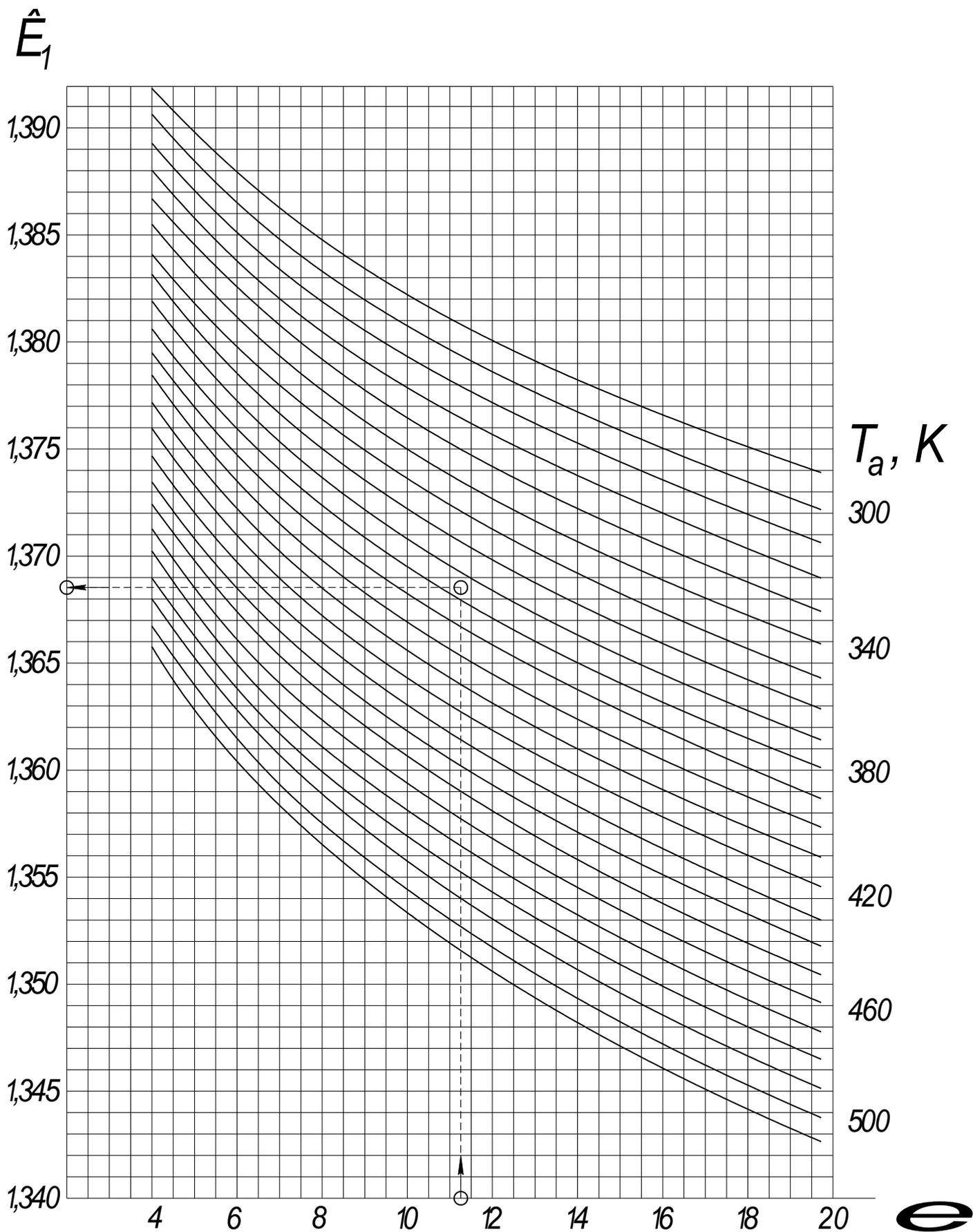


Рисунок 2.1 – Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия

K_1

Практическая работа №3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОЕМКОСТИ РАБОЧЕЙ СМЕСИ

Цель практической работы – найти среднюю молярную теплоёмкость рабочей смеси и теплоёмкость отдельных компонентов.

Для расчётов практической работы необходимо воспользоваться расчётами предыдущих работ, подставляя в формулы

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

$$\left(mC'_V\right)_{t_0}^{t_C} = \frac{1}{1+\gamma_r} \left(\left(mC_V\right)_{t_0}^{t_C} + \gamma_r \left(mC''_V\right)_{t_0}^{t_C} \right). \quad (3.1)$$

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

$$\left(mC_V\right)_{t_0}^{t_C} = 20,6 + 0,002638 t_C, \quad (3.2)$$

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

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

$$\begin{aligned} \left(mC_V''\right)_{t_0}^{t_C} = \frac{1}{M_2} & \left(M_{CO_2} \left(mC_{VCO_2}''\right)_{t_0}^{t_C} + M_{CO} \left(mC_{VCO}''\right)_{t_0}^{t_C} + M_{H_2O} \left(mC_{VH_2O}''\right)_{t_0}^{t_C} + \right. \\ & \left. + M_{H_2} \left(mC_{VH_2}''\right)_{t_0}^{t_C} + M_{O_2} \left(mC_{VO_2}''\right)_{t_0}^{t_C} + M_{N_2} \left(mC_{VN_2}''\right)_{t_0}^{t_C} \right), \end{aligned} \quad (3.3)$$

где mC_{VCO_2}'' , mC_{VCO}'' , mC_{VH_2O}'' , mC_{VH_2}'' , mC_{VO_2}'' , mC_{VN_2}'' – средние мольные теплоемкости отдельных компонентов продуктов сгорания в интервале температур $t_C - t_0$ кДж/(кмоль·К).

Значения величины mC_V'' процесса сжатия определяются по эмпирическим формулам, приведенным в таблице 3.1, для интервала температур $t_C - t_0 = 0 \dots 1500$ °С или по таблице Б.1, данные которой получены экспериментальным путем [1]. Расхождение между расчетными и экспериментальными данными не превышает 10%.

Полученные средние значения теплоемкости рабочей смеси

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

Таблица 3.1 – Формулы для расчета теплоемкости газов

Газ	Формула	$m C_V''$, кДж/(кмоль·К)
		0 ...1500 °С
Воздух	–	$20,6 + 0,002638 t_C$
Углекислый газ	CO ₂	$27,941 + 0,019 t_C - 5,487 \cdot 10^{-6} t_C^2$
Оксид углерода	CO	$20,597 + 0,00267 t_C$
Водяной пар	H ₂ O	$24,953 + 0,005359 t_C$
Водород	H ₂	$20,68 + 0,000206 t_C - 0,588 \cdot 10^{-6} t_C^2$
Кислород	O ₂	$20,93 + 0,004641 t_C - 0,84 \cdot 10^{-6} t_C^2$
Азот	N ₂	$20,398 + 0,0025 t_C$

Практическая работа № 4

ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

Цель практической работы – найти действительный коэффициент изменения рабочей смеси, потерю теплоты при сгорании топлива, низшую теплотворность топлива, определить среднюю мольную теплоёмкость в конце процесса сгорания.

Для расчётов практической работы необходимо воспользоваться расчётами предыдущих работ, подставляя в предложенные формулы.

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

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (4.1)$$

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

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_{\text{r}}}{1 + \gamma_{\text{r}}}. \quad (4.2)$$

При сгорании не обогащенных смесей ($\alpha < 1$) некоторое количество теплоты не выделяется при сгорании вследствие образования и выброса из цилиндра некоторого количества CO и H_2 . Потеря теплоты в результате химической неполноты сгорания топлива (ΔH_U) может быть определена по формуле, кДж/кг,

$$\Delta H_U = 119950 (1 - \alpha) L_0; \quad (4.3)$$

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

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

$$H_{P.CM} = \frac{1000 \cdot H_U - \Delta H_U}{M_1 (1 + \gamma_r)}. \quad (4.4)$$

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

$$H_U = 33,91C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,51(9H - W), \quad (4.5)$$

где $W = M_{H_2O}$ – количество водяных паров в продуктах сгорания массовой единицы топлива,

S – количество серы в массовой единице топлива.

Для определения температуры рабочего тела в конце процесса

сгорания определяем среднюю мольную теплоемкость продуктов сгорания кДж/(кмоль·К),

$$\begin{aligned} (m''_{CV})_{t_0}^{t_Z} = \frac{1}{M_2} & \left(M_{CO_2} \left(m''_{V_{CO_2}} \right)_{t_C}^{t_Z} + M_{CO} \left(m''_{V_{CO}} \right)_{t_C}^{t_Z} + M_{H_2O} \left(m''_{V_{H_2O}} \right)_{t_C}^{t_Z} + \right. \\ & \left. + M_{H_2} \left(m''_{V_{H_2}} \right)_{t_C}^{t_Z} + M_{O_2} \left(m''_{V_{O_2}} \right)_{t_C}^{t_Z} + M_{N_2} \left(m''_{V_{N_2}} \right)_{t_C}^{t_Z} \right), \end{aligned} \quad (4.6)$$

где $m''_{V_{CO_2}}$; $m''_{V_{CO}}$; $m''_{V_{H_2O}}$; $m''_{V_{H_2}}$; $m''_{V_{O_2}}$; $m''_{V_{N_2}}$ – средние мольные теплоемкости компонентов продуктов сгорания, определяемые по эмпирическим формулам, приведенным в таблице 4.1 для интервала температур $t_Z = 1501...2800$ °С.

Таблица 4.1 – Формулы для расчета теплоемкости газов

Газ	Формула	$m C_V''$, кДж/(кмоль·К)
		1501...2800 °С
Воздух	–	$22,387 + 0,001499 t_Z$
Углекислый газ	CO ₂	$39,523 + 0,003349 t_Z$
Оксид углерода	CO	$22,49 + 0,00143 t_Z$
Водяной пар	H ₂ O	$26,67 + 0,004438 t_Z$
Водород	H ₂	$19,678 + 0,001758 t_Z$
Кислород	O ₂	$23,723 + 0,00155 t_Z$
Азот	N ₂	$21,951 + 0,001457 t_Z$

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

$$\left(m C_V'' \right)_{t_C}^{t_Z} = A' + B'(T_Z - 273). \quad (4.7)$$

Для дизелей

$$\left(m C_V'' \right)_{t_C}^{t_Z} = A' + B'(T_Z - 273) + 8,315. \quad (4.8)$$

Температура в конце видимого процесса сгорания для карбюраторного двигателя может быть определена из выражения

$$\xi_Z H_{P.CM} + \left(m C_V' \right)_{t_0}^{t_C} (T_C - 273) = \mu \left(m C_V'' \right)_{t_C}^{t_Z} (T_Z - 273). \quad (4.9)$$

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

для карбюраторных двигателей $\xi_Z = 0,80 \dots 0,95;$

для двигателей с электронным впрыском $\xi_Z = 0,90 \dots 0,96;$

для быстроходных дизелей с

нераздельными камерами сгорания $\xi_Z = 0,70 \dots 0,88;$

для дизелей с отдельными камерами

сгорания

$$\xi_Z = 0,65 \dots 0,80.$$

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

$$\begin{aligned} \xi_Z H_{P.CM} + \left(\left(m C_V' \right)_{t_0}^{t_c} + 8,315 \right) (T_C - 273) + 2270 (\lambda - \mu) = \\ = \mu \left(m C_V'' \right)_{t_C}^{t_Z} (T_Z - 273), \end{aligned} \quad (4.10)$$

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

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

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

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

После подстановки в уравнение сгорания соответствующих числовых значений $H_{P.CM}$; $\left(m C_V'' \right)_{t_0}^{t_C}$ и $\left(m C_V'' \right)_{t_0}^{t_Z}$ и выполнения необходимых преобразований, уравнение сгорания примет вид

$$A T_Z^2 + B T_Z - C = 0. \quad (4.11)$$

Тогда

$$T_Z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (4.12)$$

Имея значение величины T_Z можно определить давление в конце видимого сгорания. Для карбюраторных двигателей, МПа

$$p_Z = p_C \mu \frac{T_Z}{T_C}; \quad (4.13)$$

для дизеля

$$p_Z = \lambda p_C. \quad (4.14)$$

Степень предварительного расширения для дизеля определяется на выражения

$$\rho = \mu \frac{p_C}{p_Z} \frac{T_Z}{T_C} = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_Z}{T_C}. \quad (4.15)$$

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

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

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

Действительные максимальные давления $p_{Z\delta}$ цилиндре карбюраторного двигателя обычно ниже расчетных значений p_Z , что

объясняется увеличением объема надпоршневого пространства к моменту реализации максимума давления. В современных карбюраторных двигателях максимальное давление $p_{Z_{\max}}$ реализуется при $5...15^\circ$ угла поворота коленвала после ВМТ. При этом

$$p_{Z_0} = 0,85 p_Z. \quad (4.16)$$

Для дизельных двигателей принимается $p_{Z_0} = p_Z$.

Практическая работа №5

РАСЧЁТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ

Цель практической работы – найти температуру и давление в конце процесса расширения, температуру остаточных газов.

Для расчётов практической работы необходимо воспользоваться расчётами предыдущих работ, подставляя в предложенные формулы.

5.1 Определение температуры и давления

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

Для карбюраторного двигателя

$$p_b = \frac{p_Z}{\varepsilon^{n_2}}; T_b = \frac{T_Z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}; \quad (5.1)$$

для дизеля

$$p_b = \frac{p_Z}{\delta^{n_2}}; T_b = \frac{T_Z}{\delta^{n_2 - 1}}; \quad (5.2)$$

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

Значение среднего показателя политропы расширения n_2 обычно

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

Значение величины K_2 в зависимости от указанных параметров определяется по номограммам, показанным на рисунках 5.1 и 5.2.

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

для карбюраторных двигателей $p_b=0,35..0,60$ МПа; $T_b=1200...1700$ К;

для дизелей $p_b=0,2...0,5$ МПа; $T_b=1000...1200$ К;

5.2 Параметры процесса выпуска

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

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \quad (5.3)$$

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

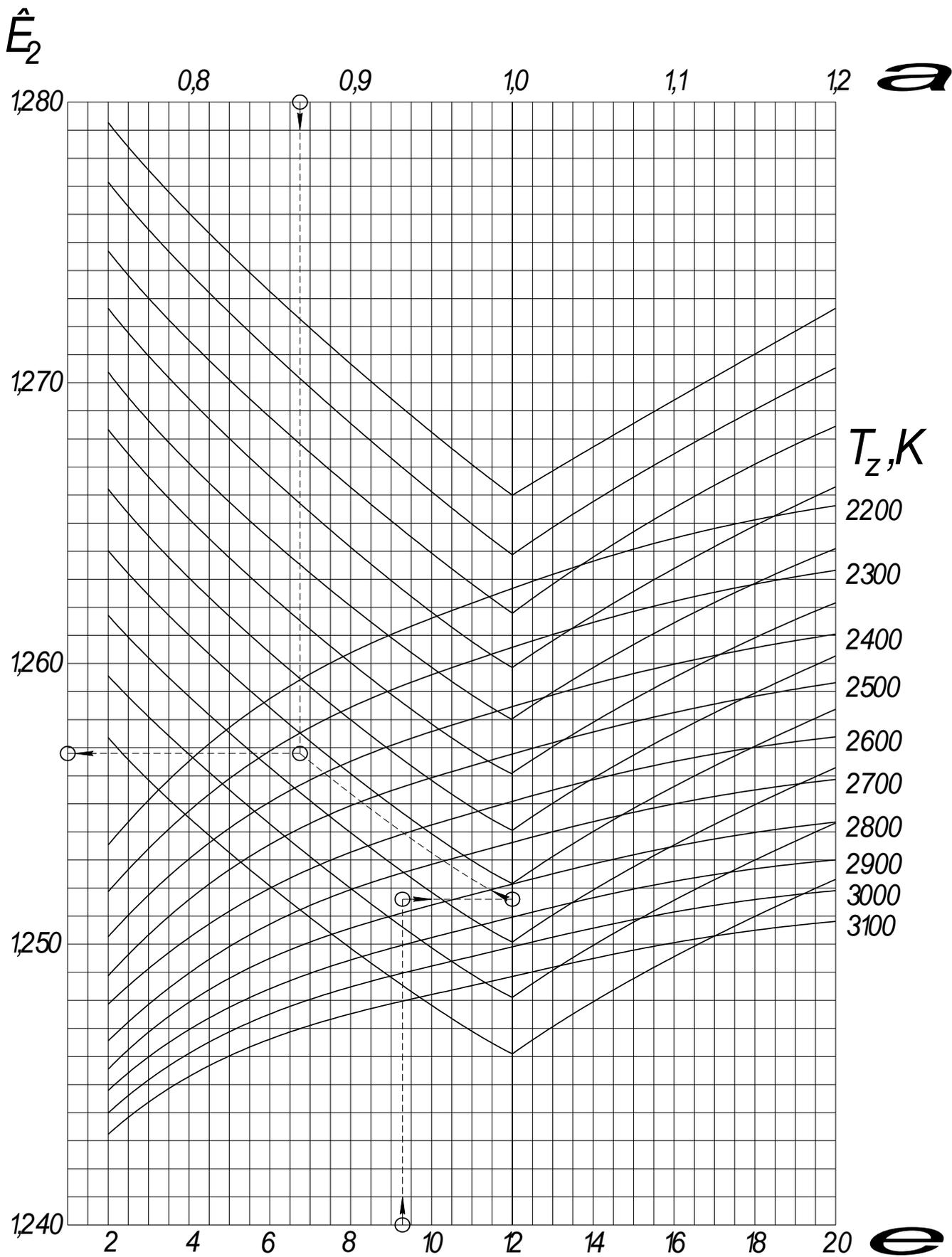


Рисунок 5.1 – Номограмма для определения показателя адиабаты расширения K_2 для бензинового двигателя

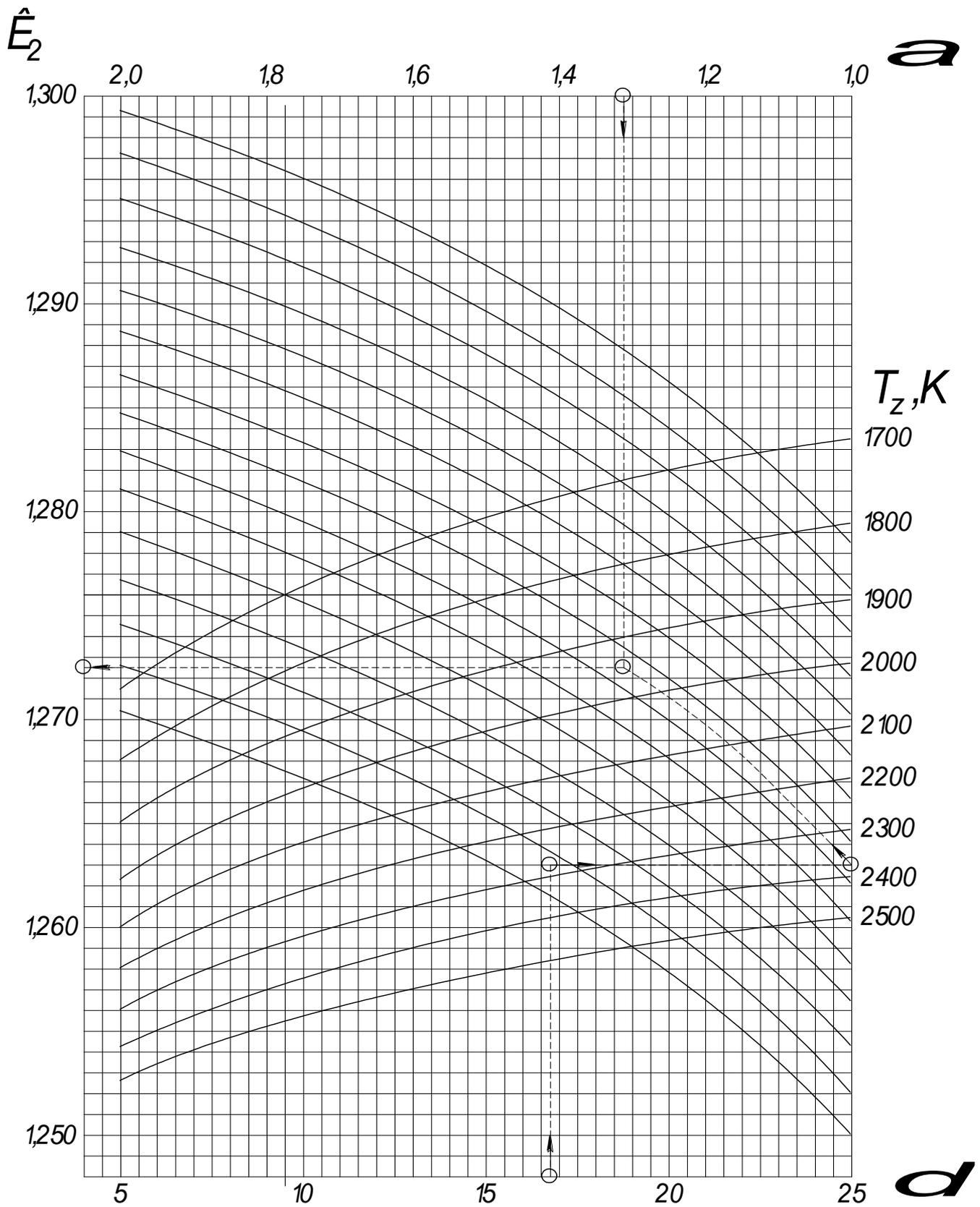


Рисунок 5.2 – Номограмма для определения показателя адиабаты расширения K_2 для дизельного двигателя

Практическая работа № 6

РАСЧЁТ ИНДИКАТОРНЫХ И ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Цель практической работы – найти индикаторное давление, индикаторный КПД, среднее эффективное давление, эффективный КПД и расход топлива.

Для расчётов практической работы необходимо воспользоваться расчётами предыдущих работ, подставляя в предложенные формулы.

6.1 Среднее индикаторное давление

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

для карбюраторного двигателя

$$p_i' = \frac{p_C}{\varepsilon - 1} \left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right), \quad (6.1)$$

для дизеля

$$p_i' = \frac{p_C}{\varepsilon - 1} \left(\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right). \quad (6.2)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла будет

отличаться от расчетных значений на величину, пропорциональную уменьшению площади расчетной диаграммы при ее скруглении.

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

для карбюраторных двигателей $\varphi_n = 0,94..0,97;$

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

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

Тогда

$$p_i = \varphi_n p_i' \quad (6.3)$$

6.2 Индикаторный КПД двигателя и расход топлива

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

$$\eta_i = \frac{p_i l_O \alpha}{H_U \rho_O \eta_v} \quad (6.4)$$

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

$$g_i = \frac{3600}{H_U \eta_i} \quad (6.5)$$

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

для карбюраторных двигателей $p_i = 0,6 \dots 1,4$ МПа; $\eta_i = 0,30...0,40;$

$$g_i = 210 \dots 275 \text{ г / кВт}\cdot\text{ч};$$

для двигателей с

электронным впрыском

$$p_i = 0,6 \dots 1,4 \text{ МПа}; \eta_i = 0,35 \dots 0,45;$$

$$g_i = 180 \dots 230 \text{ г / кВт}\cdot\text{ч};$$

для дизелей

$$p_i = 0,7 \dots 1,1 \text{ МПа}; \eta_i = 0,40 \dots 0,50;$$

$$g_i = 170 \dots 210 \text{ г / кВт}\cdot\text{ч}.$$

6.3 Среднее эффективное давление

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

$$p_e = p_i - p_M. \quad (6.6)$$

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

для карбюраторных двигателей

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

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

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

для двигателей с электронным впрыском

$$P_M = 0,024 + 0,0053 V_{ПСР} ;$$

для дизелей с нераздельными камерами

$$P_M = 0,089 + 0,0118 V_{ПСР} ;$$

для предкамерных дизелей

$$P_M = 0,103 + 0,0153 V_{ПСР} ;$$

для дизелей с вихревыми камерами

$$P_M = 0,089 + 0,0135 V_{ПСР} ;$$

Средние скорости движения поршня для автотракторных двигателей находятся в пределах:

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

грузовые $V_{ПСР} = 9...12$ м/с;

для дизелей $V_{ПСР} = 6,5...12$ м/с.

6.4 Эффективный КПД и расход топлива

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

$$\eta_e = \eta_i \eta_M . \quad (6.7)$$

Значение, механического КПД при известной величине P_M определяется по формуле:

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} \text{ или } \eta_M = 1 - \frac{P_M}{P_i} . \quad (6.8)$$

Удельный эффективный расход топлива, г / кВт·ч,

$$g_e = \frac{3600}{H_U \eta_e}. \quad (6.9)$$

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

для карбюраторных двигателей $p_e = 0,6 \dots 1,1$ МПа; $\eta_e = 0,25 \dots 0,38$;

$$g_e = 200 \dots 310 \text{ г/кВт·ч}; \eta_M = 0,75 \dots 0,92;$$

для дизелей без наддува $p_e = 0,65 \dots 0,85$ МПа; $\eta_e = 0,35 \dots 0,42$;

$$g_e = 200 \dots 260 \text{ г/кВт·ч}; \eta_M = 0,70 \dots 0,82.$$

для дизелей с наддувом $p_e = 0,4 \dots 0,75$ МПа; $\eta_e = 0,23 \dots 0,30$;

$$g_e = 200 \dots 260 \text{ г/кВт·ч}; \eta_M = 0,8 \dots 0,9.$$

Практическая работа №7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЦИЛИНДРА ДВИГАТЕЛЯ

Цель практической работы – рассчитать диаметр цилиндра, ход поршня, мощность, рабочий объём и крутящий момент двигателя.

Для расчётов практической работы необходимо воспользоваться расчётами предыдущих работ, подставляя в предложенные формулы

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

$$V_h = 30 \frac{N_e \tau}{p_e n_e}, \quad (7.1)$$

где τ – тактность двигателя.

Задаваясь числом цилиндров i , получим рабочий объём одного цилиндра:

$$V_h' = V_h / i. \quad (7.2)$$

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

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h'}{\pi k}} \cdot 10^2; \quad S = D \cdot k; \quad k = \frac{S}{D}. \quad (7.3)$$

Значениями $k = 0,8...1,2$ задаются исходя из типа двигателя и частоты

вращения коленчатого вала таким образом, чтобы значения $V_{ПР_{СР}}$ не превышали значения, выбранного ранее. Полученные значения D и S округляют до целых чисел, после чего окончательно уточняются основные показатели двигателя по формулам:

$$\left. \begin{aligned} V_h &= \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6}; & V_{n_{CP}} &= \frac{S n_e}{3 \cdot 10^4}; \\ N_e &= \frac{P_e V_h n_e}{30 \cdot \tau}; & G_T &= 10^{-3} g_e N_e; \\ M_e &= 3 \cdot 10^4 \frac{N_e}{\pi \cdot n_e}. \end{aligned} \right\} \quad (7.4)$$

где M_e – эффективный крутящий момент, Н·м.

Практическая работа № 8

ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Цель практической работы – построение индикаторной диаграммы по заданным точкам с учётом расчётных точек скругления и поправки Брикса.

Для расчётов практической работы необходимо воспользоваться расчётами предыдущих работ, подставляя в предложенные формулы

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

8.1 Выбор масштабов и определение координат основных точек

Масштаб индикаторной диаграммы выбирается с таким расчетом, чтобы ее высота была в 1,5 – 1,7 раза больше ее основания. Масштаб полосы абсцисс целесообразно принимать с таким расчетом, чтобы отрезок АВ соответствующий значению V_h и S (рисунки 8.1, 8.2), был приблизительно равен 100 мм. При $S = 80...120$ мм рекомендуется принимать $M_S = 1$ мм/мм.

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

$$V_C = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \Rightarrow OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}. \quad (8.1)$$

Максимальная высота индикаторной диаграммы, мм,

$$AZ = PZ / MP. \quad (8.2)$$

При выполнении расчета были получены или приняты значения давления и объемов для характерных точек индикаторной диаграммы $p_0, p_a, p_c, p_z, p_b, p_r$. Ординаты этих точек в выбранном масштабе откладываются на перпендикулярах к оси абсцисс, восстановленных к точкам A и B на графике индикаторной диаграммы.

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

$$ZZ' = OA (\rho - 1). \quad (8.3)$$

8.2 Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом

Координаты точек политропы сжатия рассчитываются на основании уравнения, МПа

$$P_{XСЖ} = P_a \left(\frac{V_a}{V_X} \right)^{\eta}. \quad (8.4)$$

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

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

$$\frac{V_a}{V_X} = \frac{OB}{OX} = 1 \dots \varepsilon. \quad (8.5)$$

Координаты точек политропы расширения для карбюраторного двигателя рассчитываются аналогично, МПа:

$$P_{XP} = P_b \left(\frac{V_a}{V_X} \right)^{n_2}. \quad (8.6)$$

Тогда

$$\begin{aligned} \frac{P_{XCЖ}}{M_P} &= \frac{P_a}{M_P} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1}; \\ \frac{P_{XP}}{M_P} &= \frac{P_b}{M_P} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2}. \end{aligned} \quad (8.7)$$

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

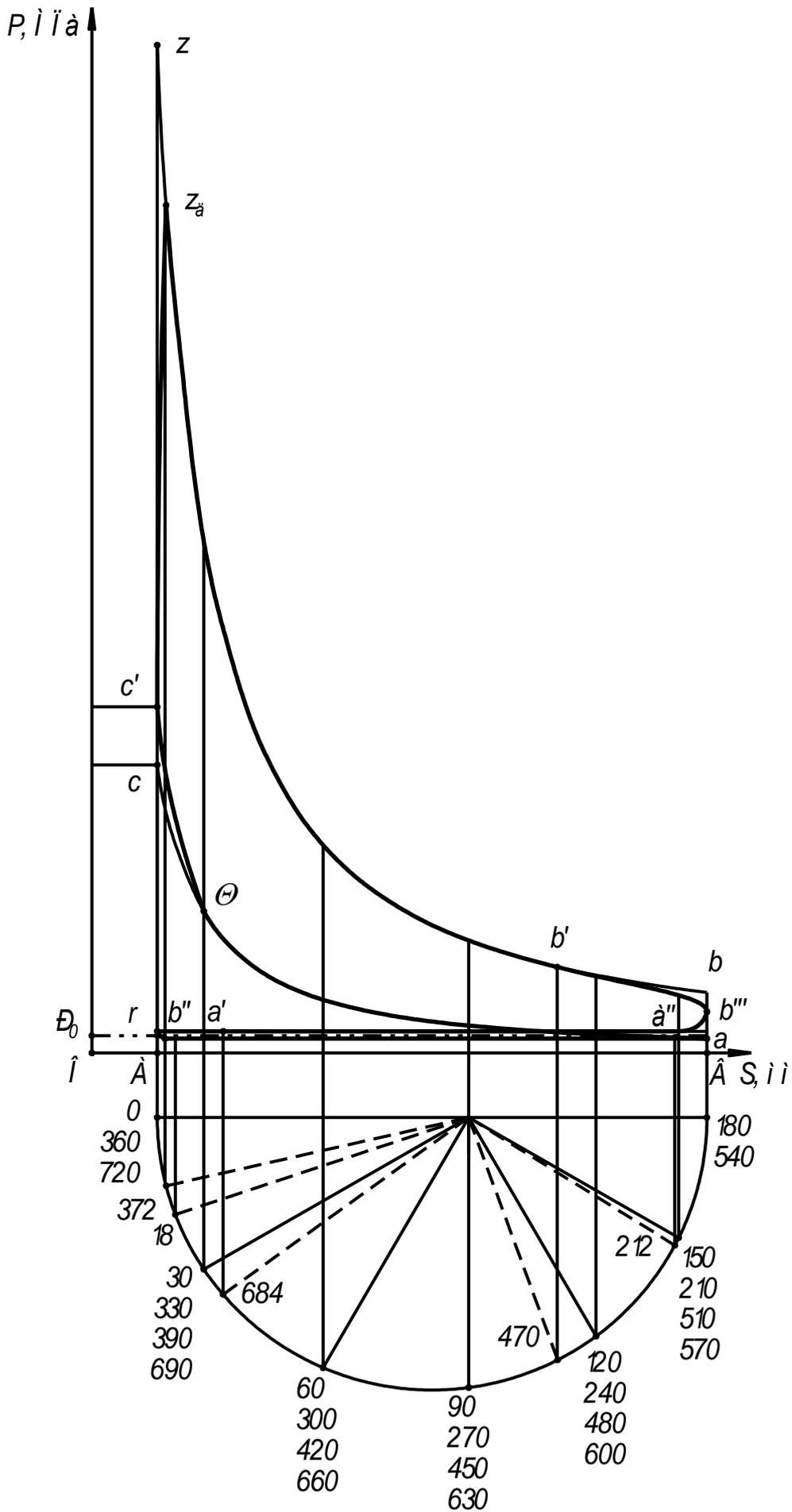


Рисунок 8.1 – Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя

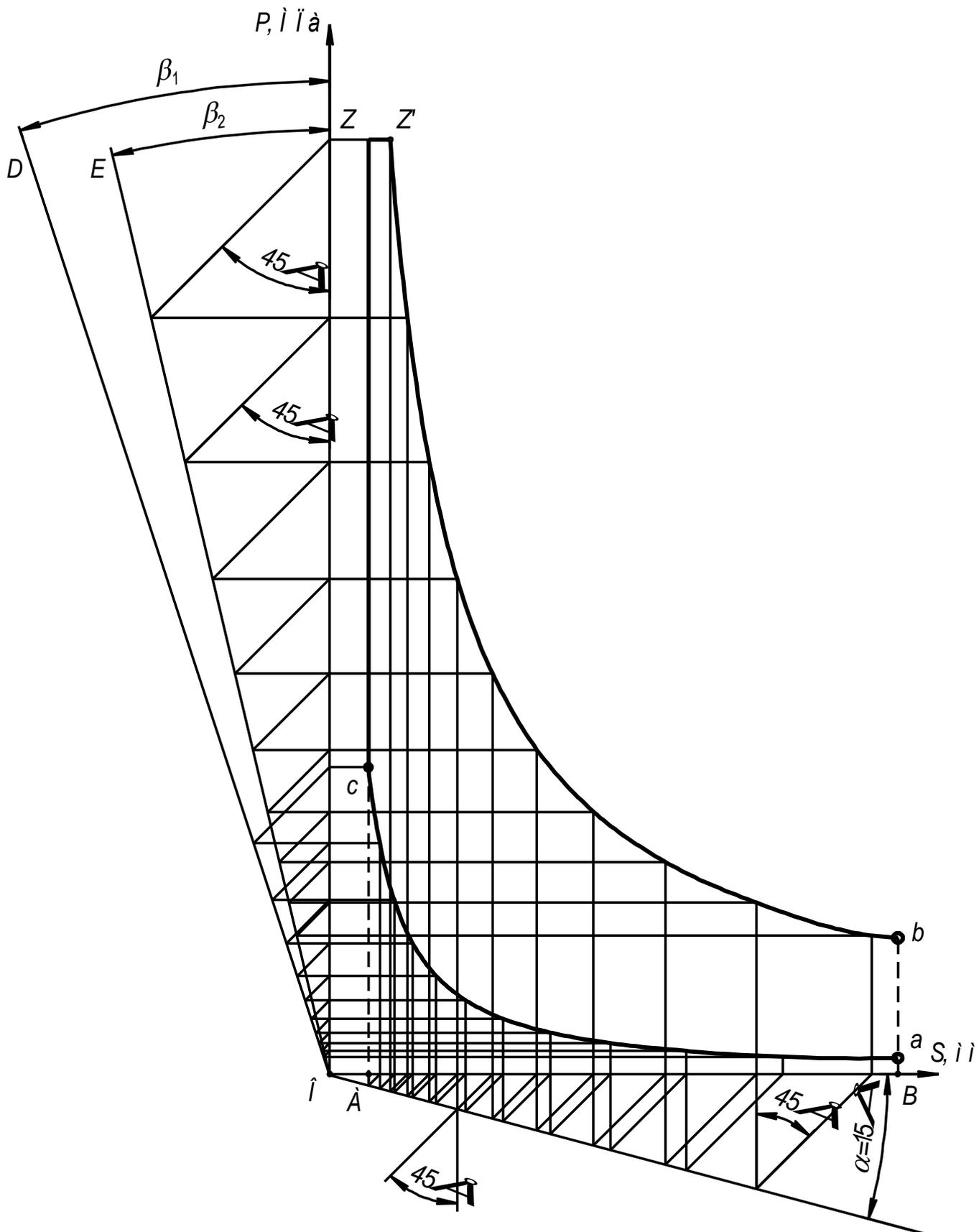


Рисунок 8.2 – Построение теоретических политроп сжатия и расширения для дизельного двигателя графическим методом

Задаваясь последовательно значениями V_X и решая уравнения относительно P_X для политроп расширения и сжатия, получаем координаты точек для их построения. Результаты расчета занести в таблицу 8.1.

Таблица 8.1 – Расчет координат точек политроп сжатия и расширения

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

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

8.3 Построение политроп сжатия и расширения графическим методом

При графическом построении теоретической диаграммы по методу Брауэра политропы сжатия и расширения строятся в следующем порядке. Из начала координат проводят луч OC под произвольным углом α (рекомендуется принимать $\alpha = 15^\circ$). Далее проводят лучи OD и OE под

углами β_1 и β_2 соответственно, которые определяются из выражений:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_1} - 1; \\ \operatorname{tg} \beta_2 &= (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_2} - 1. \end{aligned} \right\} \quad (8.8)$$

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

из точки c проводят горизонталь до пересечения с осью ординат;

из точки пересечения линию под углом 45° к вертикали до пересечения с лучом OD ;

из точки пересечения с лучом OD проводят вторую горизонтальную линию;

из точки c проводят вертикальную линию до пересечения с лучом OC ;

из точки пересечения линию под углом 45° к вертикали до пересечения с осью абцисс;

из точки пересечения с осью абцисс проводят вертикальную линию до пересечения со второй горизонтальной линией и получаем промежуточную точку $P_{сж1}$;

используя точку $P_{сж1}$ в качестве начальной повторить построения.

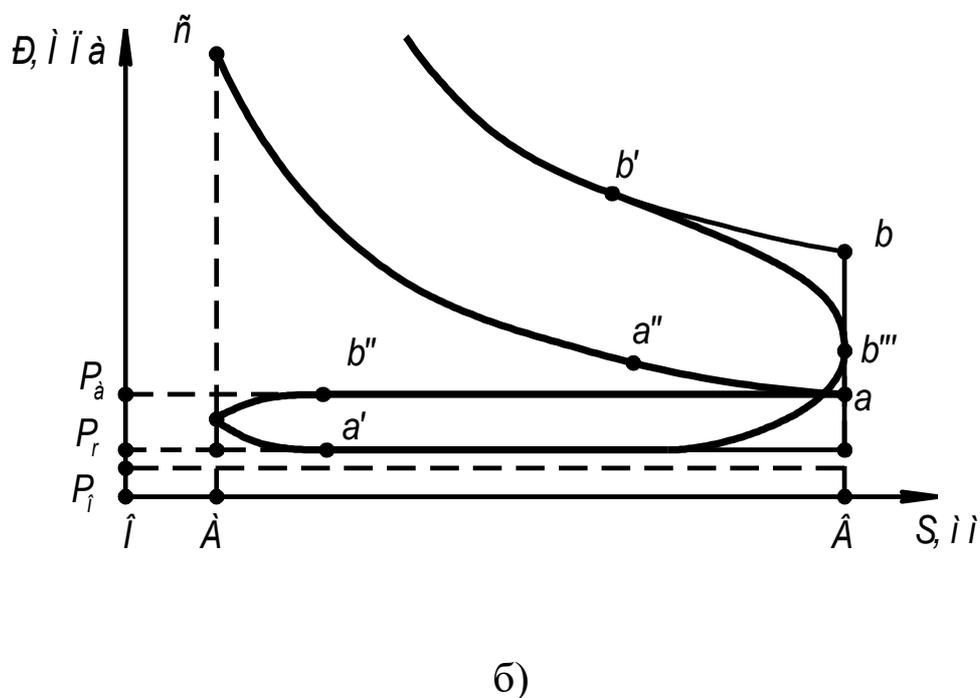
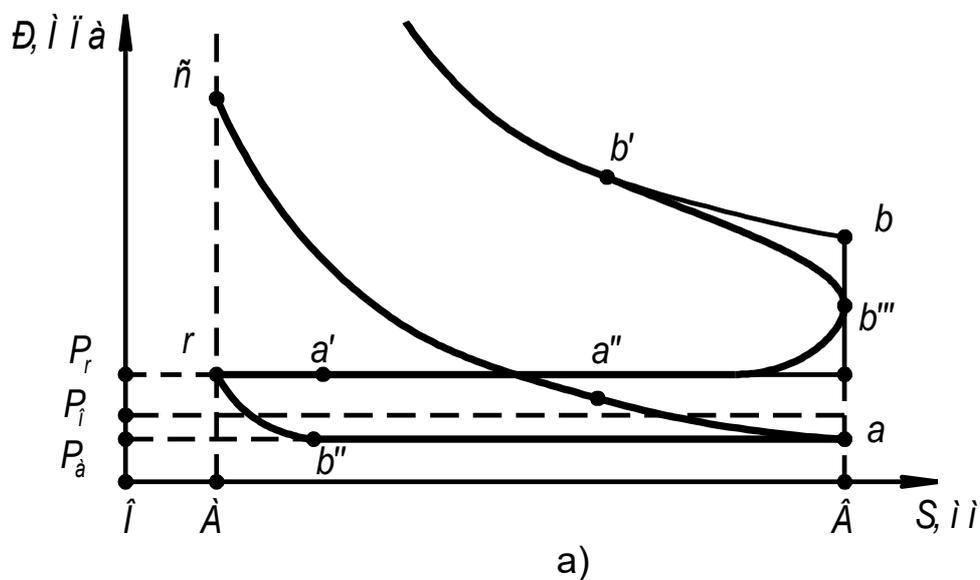
Политропу расширения строят аналогично с помощью лучей OC и OE , используя в качестве начальной точку Z (рисунок 3.5).

8.4 Изменение давления на тактах впуска и выпуска

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

Такт впуска и выпуска для двигателей с наддувом и без показаны на

рисунке 8.3.



а) двигатель без наддува; б) двигатель с наддувом

Рисунок 8.3 – Изменение давления на тактах впуска и выпуска

8.5 Скругление индикаторной диаграммы

Для учета влияния фаз газораспределения и угла опережения

зажигания (впрыска) на характер изменения индикаторной диаграммы задаются фазами газораспределения двигателя (рекомендуется принимать по прототипу). Значения фаз газораспределения современных автотракторных двигателей приведены в таблице 8.2.

Таблица 8.2 – Значения фаз газораспределения

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

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

$$\Delta = \frac{\frac{S}{2} \lambda_{III}}{2}, \quad (8.9)$$

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

Пример построения приведен на рисунке 3.4.

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

$$P_c' = (1,15 \dots 1,25) P_c. \quad (8.10)$$

Ордината точки C'' определяется как $A_C'' = \frac{P_c''}{M_P}$ [мм].

Ордината точки b'' определяется как $P_b''' = 0,5(P_b + P_r)$ [МПа].

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

Для карбюраторного двигателя действительное давление сгорания будет меньше расчетного:

$$P_{Z\partial} = 0,85 P_Z. \quad (8.11)$$

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

После скругления диаграммы определяется ее площадь F_i (

$a\Theta c'z_{\partial}b'b''a$ для бензиновых двигателей и $a\Theta c'zz'b'b''a$ для дизельных) и значение среднего индикаторного давления, МПа:

$$P_i = \frac{F_i M P}{A B}. \quad (8.12)$$

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов/ А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
2. Полянський С.К. Експлуатаційні матеріали: Підручник/ С. К. Полянський, В. М. Коваленко. – К.: Либідь, 2003. – 448 с.
3. Дубина А.Г. Машиностроительные расчеты в среде Excel 97/2000 / А. Г. Дубина. – СПб.: БХВ–Санкт-Петербург, 2000. – 416 с.
4. Вахламов В.К. Автомобили. Основы конструкции. – М.: Академия, 2008. – 528 с.
5. Пузанков А.Г. Автомобили: Конструкция, теория и расчёт. – М.: Академия, 2007. – 544 с.