

В.А. ЛИХАНОВ, Р.Р. ДЕВЕТЬЯРОВ, А.В. РОССОХИН

**ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ.
УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ
РАБОТЫ**

КИРОВ 2021

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВЯТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**КАФЕДРА ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ,
АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ**

В.А. ЛИХАНОВ, Р.Р. ДЕВЕТЬЯРОВ, А.В. РОССОХИН

**ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ.
УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ
РАБОТЫ**

Учебное пособие

КИРОВ 2021

УДК 631.372

Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р., Россохин А.В. Тракторы и автомобили. Учебное пособие для выполнения контрольной работы: Учебное пособие. – Киров: Вятский ГАТУ, 2021. – 72 с.

Пособие рассмотрено и рекомендовано к печати учебно-методической комиссией инженерного факультета Вятского ГАТУ.

Рецензенты: профессор кафедры эксплуатации мобильных энергетических средств и сельскохозяйственных машин, кандидат технических наук Л.А. Жолобов (ФГБОУ ВО Нижегородская ГСХА);
заведующий кафедрой эксплуатации и ремонта машинно-тракторного парка, кандидат технических наук, доцент А.В. Созонтов (ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ)

В пособии приведены необходимые исходные данные для выполнения контрольной работы по дисциплине «Тракторы и автомобили», указаны алгоритм и методики расчетов, примеры расчетов, объем и сроки выполнения, а также необходимые справочные данные, включающие типовой образец оформления работы.

Учебное пособие предназначено для обучающихся инженерного факультета по направлению подготовки 35.03.06 Агроинженерия.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1. Выбор исходных данных	5
2. Тепловой расчет двигателя	8
2.1. Тепловой расчет дизеля	8
2.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя	16
2.3. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива	24
2.4. Тепловой баланс двигателя	32
3. Примеры теплового расчета двигателей	35
3.1. Тепловой расчет дизеля без наддува	35
3.2. Тепловой расчет дизеля с турбонаддувом	41
3.3. Тепловой расчет карбюраторного двигателя	48
3.4. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива	55
3.5. Пример расчета теплового баланса дизеля	63
Литература	66
Приложения	67

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие по дисциплине тракторы и автомобили предназначено для обучающихся инженерного факультета по направлению 35.03.06 Агроинженерия.

В пособии приведены необходимые исходные данные для выполнения контрольной работы по расчету двигателей внутреннего сгорания, указаны алгоритм и методики расчетов, необходимые справочные данные и примеры тепловых расчетов двигателей.

Первый раздел пособия посвящен выбору исходных данных для последующих расчетов. Второй раздел содержит методики тепловых расчетов дизеля, дизеля с наддувом и двигателя с искровым зажиганием, а также методику построения индикаторных диаграмм. В третьем разделе приведены примеры тепловых расчетов двигателей: тепловой расчет дизеля без наддува, тепловой расчет дизеля с турбонаддувом, тепловой расчет карбюраторного двигателя и тепловой расчет двигателя со впрыском топлива. В приложениях приводятся параметры рассчитываемых двигателей.

1. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Пользуясь номером зачетной книжки и таблицей 1.1, произведите выбор исходных данных в следующей последовательности:

- выберите марку двигателя в горизонтальной строке таблицы 1.1 согласно последней цифре номера зачетной книжки;
- выберите значение частоты вращения коленчатого вала, мощности двигателя и коэффициента избытка воздуха в вертикальной строке таблицы 1.1 согласно предпоследней цифре номера зачетной книжки (**по согласованию с преподавателем**);
- установите тип выбранного Вами двигателя (дизель, карбюраторный или с распределенным впрыском топлива);
- определите значение давления наддува в случае, если выбранный Вами двигатель – дизель, на котором согласно технической характеристике завода-изготовителя устанавливается турбонаддув;
- используйте в расчетах стандартное для двигателя значение степени сжатия ε (приложение);
- используйте в расчетах стандартные показатели состава и качества топлива в соответствии с ГОСТом;
- неуказанные эмпирические значения параметров выбирайте из предложенного ряда или справочных данных с учетом скоростного режима работы двигателя;
- необходимые конструктивные соотношения и характеристики деталей выбирайте из предложенных данных или справочной литературы для **Вашего двигателя**.

Ряд необходимых параметров двигателей внутреннего сгорания приведен в приложении.

Во всех спорных вопросах необходимо отдавать предпочтение наиболее новым способам решения задач.

Таблица 1.1 – Выбираемые двигатели, значения частоты вращения коленчатого вала, эффективной мощности и коэффициента избытка воздуха

Предпоследняя цифра № зачетной книжки	Значение частоты вращения, мин ⁻¹ , и номинальной мощности, кВт, для двигателя																
	Последняя цифра № зачетной книжки																
	0			1				2				3			4		
	УМЗ-4218.10 (карбюрат.)			ЗМЗ-5143.10 (дизель)				Д-260 (дизель)				ЗМЗ-511.10 (карбюрат.)			ЗИЛ-645 (дизель)		
	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α	Рк, МПа	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α	Рк, МПа	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α
0	2500	48	0,87	2100	47	1,50	0,152	1400	83	1,40	0,152	1800	54	0,87	1900	109	1,22
1	2550	50	0,88	2300	50	1,55	0,154	1450	88	1,45	0,154	1900	58	0,88	2000	113	1,24
2	2600	53	0,89	2500	57	1,60	0,156	1500	92	1,50	0,156	2000	63	0,89	2100	117	1,26
3	2800	57	0,90	2800	61	1,65	0,158	1550	96	1,55	0,158	2200	68	0,90	2200	121	1,28
4	3000	61	0,91	3000	63	1,70	0,160	1600	100	1,60	0,160	2400	75	0,91	2300	125	1,30
5	3200	62	0,92	3200	65	1,75	0,162	1700	105	1,65	0,162	2600	80	0,92	2400	128	1,32
6	3400	66	0,93	3400	67	1,80	0,164	1800	108	1,70	0,164	2800	86	0,93	2500	131	1,34
7	3600	68	0,93	3600	69	1,85	0,166	1900	110	1,75	0,166	3000	88	0,93	2600	133	1,36
8	3800	70	0,94	3800	71	1,90	0,168	2000	112	1,80	0,168	3200	91	0,94	2700	135	1,38
9	4000	72	0,95	4000	72	1,95	0,170	2100	114	1,85	0,170	3400	92	0,95	2800	136	1,40

Продолжение таблицы 1.1

Предпоследняя цифра № зачетной книжки	Значение частоты вращения, мин ⁻¹ , и номинальной мощности, кВт, для двигателя																
	Последняя цифра № зачетной книжки																
	5			6			7				8				9		
	ЗМЗ-40524.10 (инжектор)			КамАЗ-740.10 (дизель)			КамАЗ-740.13 (дизель)				ЯМЗ-238Б (дизель)				ВАЗ-21128 (инжектор)		
	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α	pк, МПа	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α	pк, МПа	п, мин ⁻¹	Ne, кВт	α
0	2700	56	0,97	1700	115	1,22	1400	140	1,40	0,152	1250	168	1,40	0,152	2800	39	0,98
1	2900	60	0,98	1800	122	1,24	1450	144	1,45	0,154	1300	175	1,45	0,154	3100	45	0,98
2	3100	64	0,99	1900	127	1,26	1500	148	1,50	0,156	1350	180	1,50	0,156	3400	49	0,99
3	3300	70	1,00	2000	132	1,28	1600	156	1,55	0,158	1400	185	1,55	0,158	3700	53	1,00
4	3500	76	1,00	2100	138	1,30	1700	163	1,60	0,160	1500	195	1,60	0,160	4000	57	1,00
5	3700	82	1,00	2200	142	1,32	1800	170	1,65	0,162	1600	202	1,65	0,162	4200	61	1,00
6	3900	88	1,00	2300	147	1,34	1900	177	1,70	0,164	1700	209	1,70	0,164	4400	66	1,00
7	4100	91	1,00	2400	150	1,36	2000	182	1,75	0,166	1800	214	1,75	0,166	4600	70	1,00
8	4300	95	0,99	2500	152	1,38	2100	186	1,80	0,168	1900	218	1,80	0,168	4800	73	0,99
9	4500	98	0,98	2600	154	1,40	2200	191	1,85	0,170	2000	220	1,85	0,170	5000	75	0,98

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Тепловой расчет дизеля

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- наличие турбонаддува и давление наддувного воздуха p_k , МПа;
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- степень сжатия ε ;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива - дизельное топливо марки ДТ-Л-К5 по ТР ТС 013/2011, средний элементарный состав: $C = 85,7\%$, $H = 13,3\%$, $O = 1\%$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_n = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг, или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B}, \text{ кмоль,}$$

$$\mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха.}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}, \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия: $p_o = 0,1$ МПа,

$$T_o = 283...293 \text{ К.}$$

Давление надувочного воздуха принимаем в соответствии с заданием p_k , МПа.

Принимаем показатель политропы сжатия в компрессоре $n_k = 1,5...1,7$.

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}}, \text{ К.}$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (0,75...0,95) \cdot p_k \text{ или } p_r = (1,05...1,25) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Принимаем $T_r = 700...900 \text{ К.}$

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 0...40^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_v \cdot T_k}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_v = 287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5...4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50...130 \text{ м/с}$.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

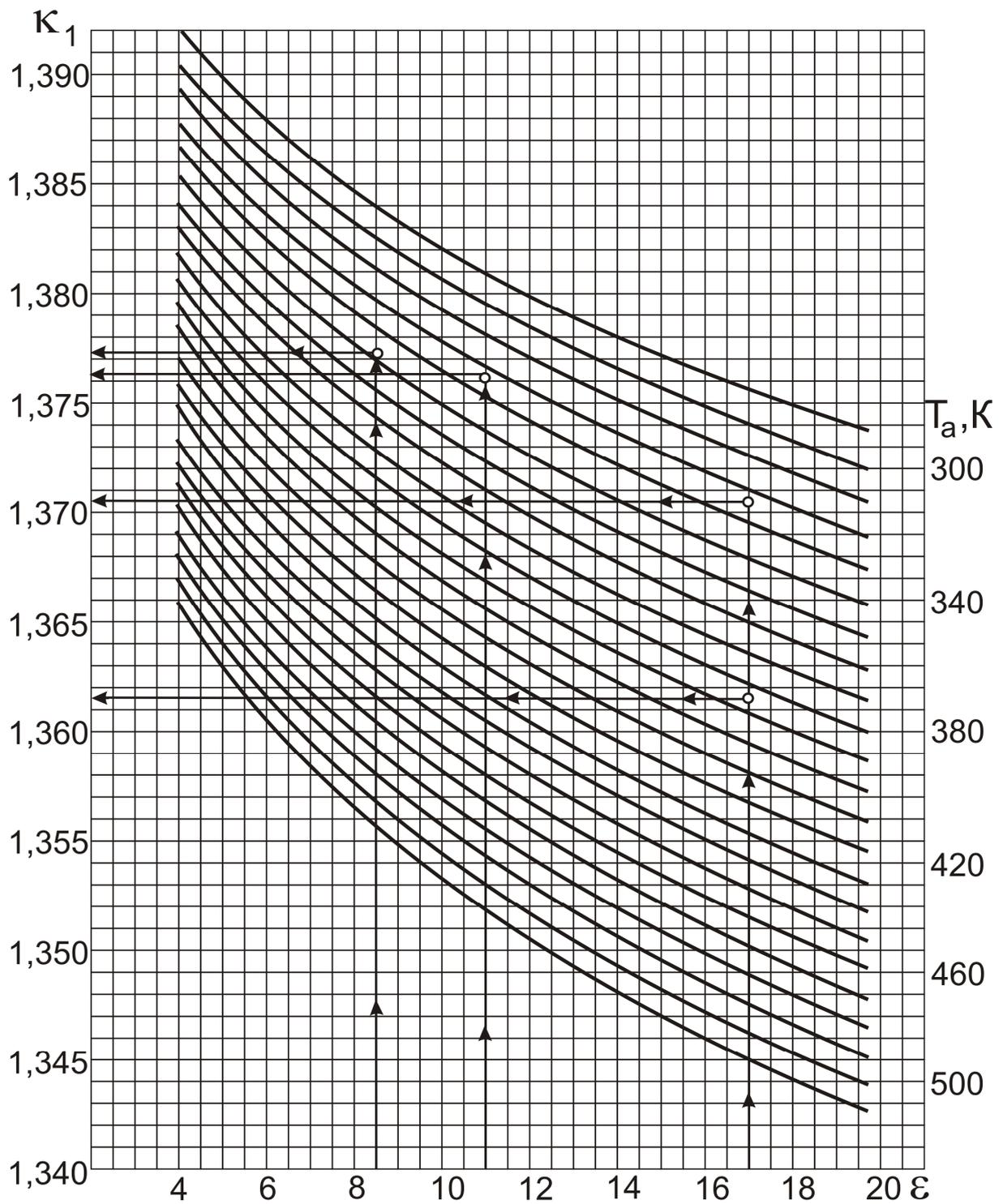


Рисунок 2.1 - Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

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

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_1 в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 , который устанавливается в пределах $n_1 = (k_1 + 0,02) \dots (k_1 - 0,02)$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль·град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\overline{\mu C_{pz}} = \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314,$$

кДж/(кмоль·град).

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,7 \dots 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива определится как

$$Q = \xi \cdot Q_H, \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления в пределах $\lambda = 1,2 \dots 2,5$. В дизелях с наддувом для ограничения максимального давления сгорания берутся меньшие значения λ , чем в дизелях без наддува.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \overline{\mu C_{pz}} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\overline{\mu C_{vc}} + 8,314 \cdot \lambda).$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda, \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}.$$

Процесс расширения.

Определяем степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Показатель политропы расширения n_2 для дизеля определяем по номограмме (рис. 2.2), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 , $n_2 \approx k_2$.

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом.

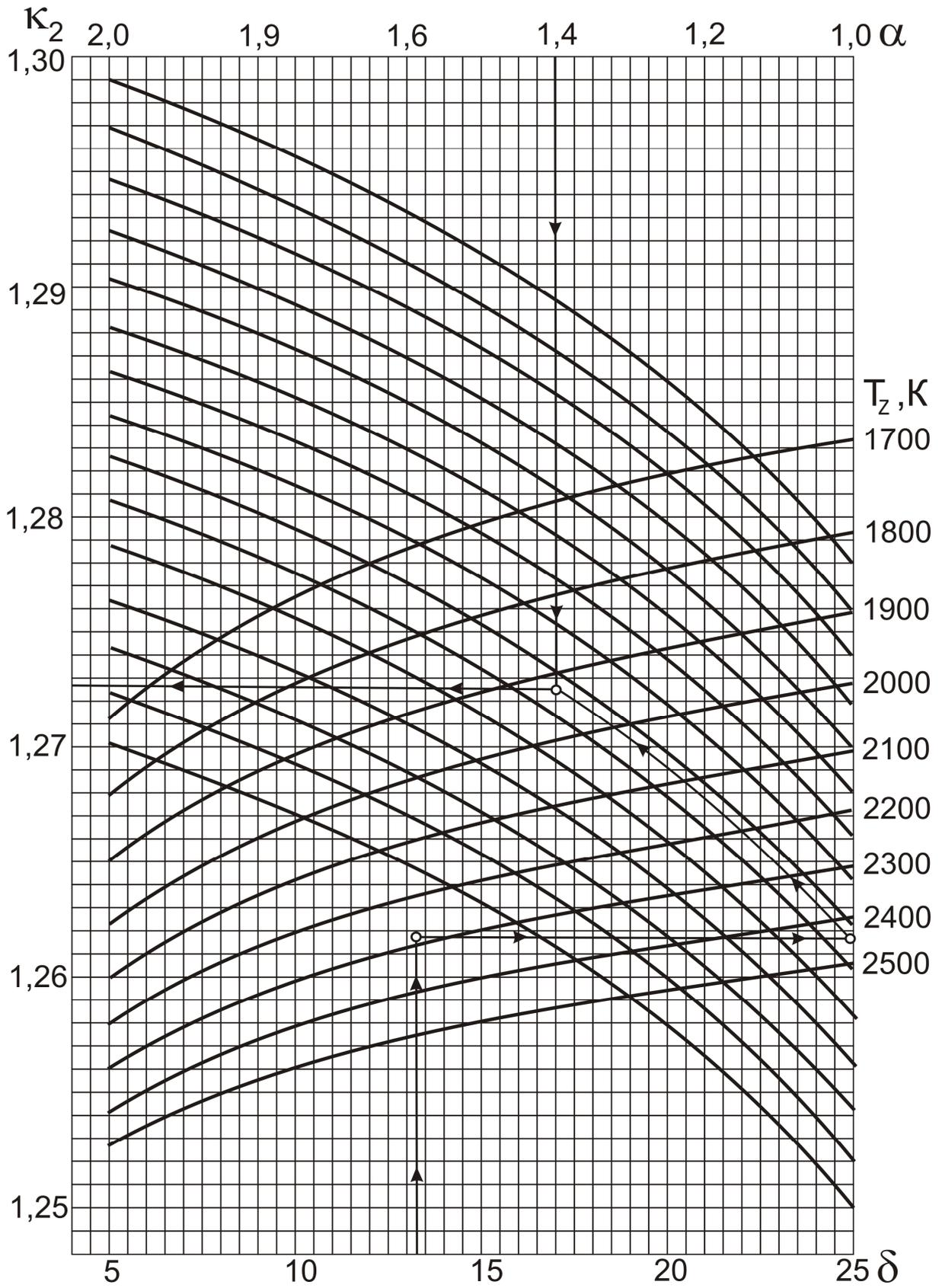


Рисунок 2.2 - Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизеля

По имеющимся значениям δ и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_e}{\sqrt[3]{\frac{p_e}{p_r}}}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\% .$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

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

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,92 \dots 0,95$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_H \cdot \rho_K \cdot \eta_\nu}$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Эффективные показатели дизеля.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.cр.}$ в пределах 7,0...13,0 м/с для автомобильного дизеля и 6,0...11,0 м/с для тракторного дизеля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.cр.}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,089$, $b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС и $a = 0,089$, $b = 0,0135$ для дизелей с разделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров, определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D}$ в соответствии со стандарт-

ным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение).

Определяем диаметр цилиндра $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$, мм, а затем

округляем его.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho$, мм, округляем до целого.

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, см².

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$, л.

Определяем среднюю скорость поршня $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$, м/с,

сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5 %.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

2.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- степень сжатия ε ;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива - бензин АИ-92-К5 по ТР ТС 013/2011, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115$ кг/кмоль.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_n = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг, или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B}, \text{ кмоль,}$$

$\mu_B = 28,96$ - для воздуха.

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot L_o \cdot (1 - \alpha), \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов

$$p_r = (1,02 \dots 1,15) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Принимаем $Tr = 900 \dots 1100 \text{ К.}$

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда

$$\Delta t = -5 \dots + 25^\circ.$$

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_v \cdot T_o}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_v = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэф-

коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50 \dots 130$ м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_o + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_o}.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_I в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_I в зависимости от k_I , который устанавливается в пределах $n_I = (k_I - 0,01) \dots (k_I - 0,04)$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_I}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_I - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в карбюраторном двигателе при постоянном объеме, при $\alpha \leq 1$

$$\overline{\mu C_{vz}} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \text{ кДж/(кмоль град).}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,7 \dots 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке sz индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива, определится как

$$Q = \xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H), \text{ кДж/кг.}$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o, \text{ кДж/кг.}$$

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \overline{\mu C_{vz}} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + \overline{\mu C_{vc}} \cdot T_c.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное уравнение относительно T_z и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \beta \cdot T_z}{T_c}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z, \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

Процесс расширения.

Показатель политропы расширения карбюраторного двигателя определяем по номограмме (рис. 2.3), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 , $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

$$p_\varepsilon = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_\varepsilon = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_\varepsilon}{\sqrt[3]{\frac{p_\varepsilon}{p_r}}}, \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

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

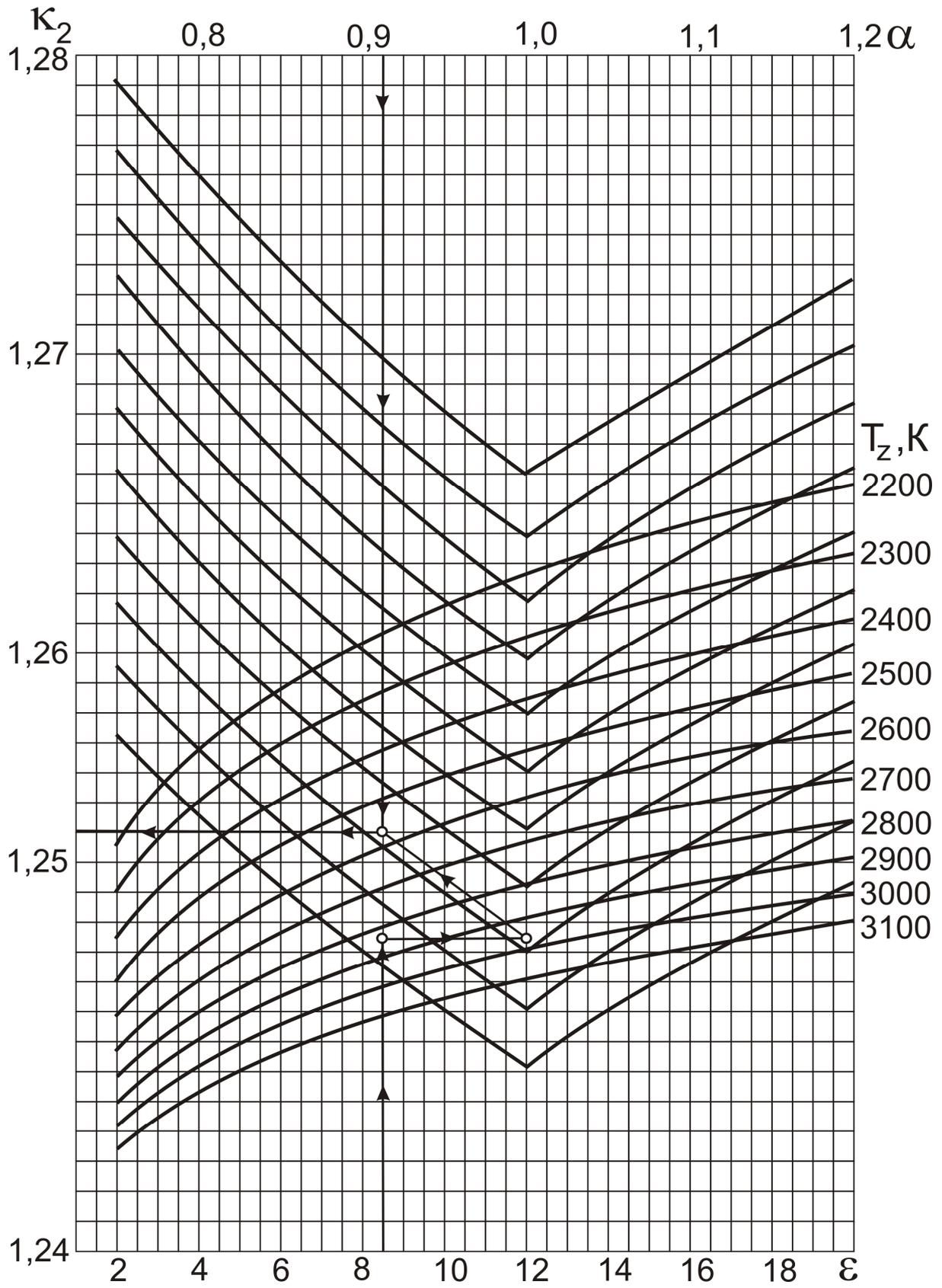


Рисунок 2.3 - Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для бензинового двигателя

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,94...0,97$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.cр}$ в пределах 12...20 м/с для двигателя легкового автомобиля и 9...16 м/с для двигателя грузового автомобиля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.cр}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,049$, $b = 0,0152$ - для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} > 1$;

$a = 0,039$, $b = 0,0132$ - для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением $\frac{S}{D} < 1$;

$a = 0,034$, $b = 0,0113$ - для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} \leq 1$.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров, определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D}$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение).

Определяем диаметр цилиндра $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$, мм, а затем округляем его.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho$, мм (округляем до целого).

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, см².

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$, л.

Определяем среднюю скорость поршня $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$, м/с, сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\% .$$

2.3. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- степень сжатия ε ;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива - бензин АИ-95-К5 по ТР ТС 013/2011, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115$ кг/кмоль.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_n = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль возд./кг топл.,}$$

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

Определяем количество свежего заряда (горючей смеси)

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль гор. см./кг топл.}$$

Определяем количество отдельных компонентов продуктов сгорания

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

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

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

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

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

где K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания, $K = 0,45 \dots 0,50$ – для бензина.

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2},$$

кмоль пр. сг./кг топл.

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1, \text{ МПа, и } T_k = T_o = 293, \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов для номинального режима работы

$$p_{rn} = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Большие значения p_{rn} принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала. Меньшие значения p_{rn} принимаются для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системы питания.

Для различных скоростных режимов работы двигателя давление остаточных газов определяем по формуле

$$p_r = p_o \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2), \text{ МПа,}$$

$$\text{где } A_p = \frac{(p_{rn} - 1,035 \cdot p_o) \cdot 10^8}{n_n^2 \cdot p_o};$$

n – частота вращения коленчатого вала двигателя (принимается из задания), мин^{-1} ;

p_{rn} - давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа;

n_n - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя (определяется из технической характеристики прототипа рассчитываемого двигателя), мин^{-1} .

Температуру остаточных газов T_r для двигателей с распределенным впрыском определяем по номограмме (рис. 2.4).

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда для номинального скоростного режима

$$\Delta T_n = 0 \dots 20^\circ.$$

Для различных скоростных режимов работы двигателя температуру подогрева свежего заряда определяем по формуле

$$\Delta T = A_T \cdot (110 - 0,0125 \cdot n),$$

где $A_T = \frac{\Delta T_n}{(110 - 0,0125 \cdot n_n)}$.

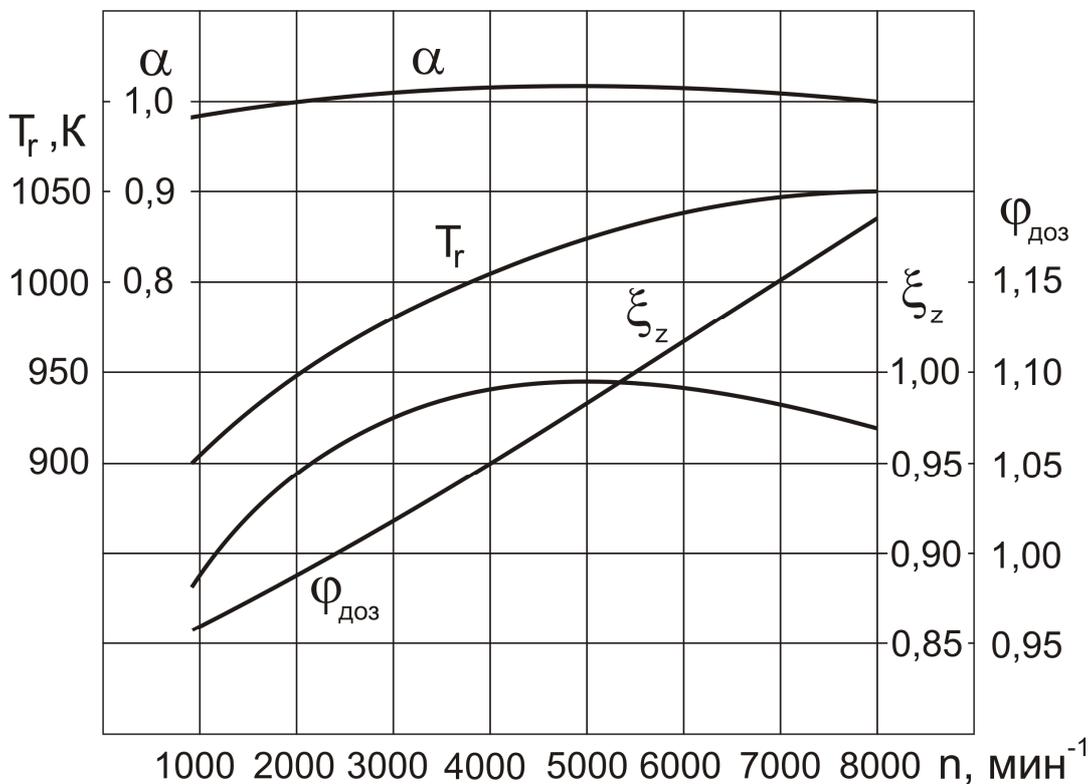


Рисунок 2.4 - Исходные параметры для теплового расчета двигателя с распределенным впрыском топлива

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g=287$ Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50 \dots 130$ м/с.

Для двигателей с электронным впрыском значения $(\beta^2 + \xi_{en})$ принимаются пониженными в связи с отсутствием карбюратора.

Определяем потери давления на впуске в двигатель на различных скоростных режимах

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа},$$

$$\text{где } A_n = \frac{\omega_{en}}{n_n}.$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r},$$

где $\varphi_{оч}$ - коэффициент очистки, $\varphi_{оч} = 1$ - с учетом продувки цилиндра;

$\varphi_{доз}$ - коэффициент дозарядки цилиндра, зависит от скоростного режима работы двигателя, определяется по номограмме (рис. 2.4).

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К}.$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o}{(T_o + \Delta T)} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \cdot p_o} \cdot (\varepsilon \cdot \varphi_{\text{доз}} \cdot p_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot p_r).$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_I в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_I в зависимости от k_I , который устанавливается в пределах $n_I = (k_I - 0,01) \dots (k_I - 0,04)$, при этом необходимо учитывать, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, и, следовательно, n_I уменьшается.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_I}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_I - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость в конце сжатия:

- свежей смеси (воздуха)

$$(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град),}$$

где $t_c = T_c - 273 \text{ }^\circ\text{C}$;

- остаточных газов $(\mu_{c_v}^{\prime\prime})_{t_o}^{t_c}$, кДж/(кмоль·град) - определяется методом интерполяции по таблице 3 (приложение) в зависимости от t_c и α ;

- рабочей смеси

$$(\mu_{c_v}^{\prime})_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_c} + \gamma_r \cdot (\mu_{c_v}^{\prime\prime})_{t_o}^{t_c}], \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Процесс сгорания.

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

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

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o, \text{ кДж/кг.}$$

Определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$Q_{\text{раб.см}} = \frac{Q_H - \Delta Q_H}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}, \text{ кДж/(кмоль раб. см).}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания

$$(\mu c_v'')_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{CO_2} \cdot (\mu c_{vCO_2}'')_{t_o}^{t_z} + M_{CO} \cdot (\mu c_{vCO}'')_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} \cdot (\mu c_{vH_2O}'')_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} \cdot (\mu c_{vH_2O}'')_{t_o}^{t_z} + M_{H_2} \cdot (\mu c_{vH_2}'')_{t_o}^{t_z} + M_{N_2} \cdot (\mu c_{vN_2}'')_{t_o}^{t_z}],$$

где $(\mu c_{vCO_2}'')_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{vCO}'')_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{vH_2O}'')_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{vH_2}'')$, $(\mu c_{vN_2}'')_{t_o}^{t_z}$ - средние молярные теплоемкости отдельных газов при постоянном объеме. Определяются по формулам из таблицы 2 (приложение) для интервала температур 1501 до 2800 °С.

Определяем коэффициент использования теплоты ξ_z по опытным данным из номограммы (рис. 2.4).

Температура в конце процесса сгорания определяем из уравнения сгорания

$$\xi_z \cdot Q_{\text{раб.см}} + (\mu c_v')_{t_o}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (\mu c_v'')_{t_o}^{t_z} \cdot t_z.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно t_z и находим его значение, К,

$$T_z = t_z + 273, \text{ К.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c}, \text{ МПа.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z, \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

Процесс расширения.

Показатель адиабаты расширения для двигателя с впрыском топлива определяем по номограмме (рис. 2.3) при заданном ε для соответствующих значений α и T_z , а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты, $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

$$p_\varepsilon = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_\varepsilon = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_\varepsilon}{\sqrt[3]{\frac{p_\varepsilon}{p_r}}}, \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\% .$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем теоретическое среднее индикаторное давление цикла

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

Определяем среднее индикаторное давление цикла

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа,}$$

где ν - коэффициент полноты индикаторной диаграммы,
 $\nu = 0,95 \dots 0,98$ для двигателей с электронным впрыском топлива.

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_o \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,024$, $b = 0,0053$ для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением.

Для двигателя с впрыском топлива предварительно принимаем ход поршня S в соответствии с прототипом двигателя (приложение) и определяем среднюю скорость поршня

$$W_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}, \text{ м/с.}$$

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров, определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Определяем диаметр цилиндра $D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}}$, мм, а затем округляем его.

$$\text{Определяем площадь поршня } F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100}, \text{ см}^2.$$

$$\text{Определяем рабочий объем цилиндра } V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6}, \text{ л.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%$$

2.4. Тепловой баланс двигателя

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя определяется из следующих составляющих

$$Q_o = Q_e + Q_z + Q_v + Q_{н.с.} + Q_{ост.},$$

где Q_o - общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Дж/с;

Q_e - теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за время 1 с, Дж/с;

Q_z - теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с;

Q_v - теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с;

$Q_{н.с.}$ - теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с;

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

Общее количество теплоты определится по формуле

$$Q_o = \frac{Q_H \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с};$$

где G_m - часовой расход топлива, $G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}$, кг/ч.

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, определится по формуле

$$Q_e = 1000 \cdot N_e, \text{ Дж/с}.$$

Теплота, потерянная с отработавшими газами, определится по формуле

$$Q_z = \frac{G_m}{3,6} \cdot \left[M_2 \cdot \left[(\mu c_v)_{t_o}^{t_r} + 8,315 \right] \cdot t_r - M_1 \cdot \left[(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} + 8,315 \right] \cdot t_k \right], \text{ Дж/с},$$

где $t_r = T_r - 273$, °С;

- $(\mu c_v)_{t_o}^{t_r}$ - теплоемкость отработавших газов (определяется из приложения таблицы 3 для двигателей с искровым зажиганием и таблицы 4 для дизелей), кДж/(кмоль·град);

- $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k}$ - теплоемкость свежего заряда. Определяется методом интерполяции исходя из следующих значений:

- при температуре $t_k = 0^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,759$ кДж/(кмоль·град);

- при температуре $t_k = 100^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,839$ кДж/(кмоль·град).

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, определится по формуле:

- для двигателей с искровым зажиганием

$$Q_v = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \frac{(Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot Q_H}, \text{ Дж/с};$$

- для дизелей $Q_v = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha} \right), \text{ Дж/с};$

где c - коэффициент пропорциональности, $c = 0,45 \dots 0,53$ для

четырехтактных двигателей;

i - число цилиндров;

D - диаметр цилиндра, см;

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

m - показатель степени, $m = 0,5 \dots 0,7$ для четырехтактных двигателей.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, определится по формуле

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta Q_n \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с.}$$

Неучтенные потери теплоты определяются по формуле

$$Q_{ост.} = Q_o - (Q_e + Q_2 + Q_в + Q_{н.с.}), \text{ Дж/с.}$$

Составляющие теплового баланса сводятся в таблицу 2.1, приведенной в расчетно-пояснительной записке.

Таблица 2.1 - Основные величины теплового баланса двигателя

Составляющие теплового баланса	Q , Дж/с
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом	
Теплота, эквивалентная эффективной работе	
Теплота, потерянная с отработавшими газами	
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	
Неучтенные потери теплоты	

3. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЕЙ

3.1. Тепловой расчет дизеля без наддува

Исходные данные:

- тип двигателя - четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный, без наддува;
- частота вращения коленчатого вала $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 17$;
- эффективная мощность $N_e = 154 \text{ кВт}$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,40$;
- вид топлива - дизельное топливо марки ДТ-Л-К5 по ТР ТС 013/2011, средний элементарный состав: $C = 85,7\%$, $H = 13,3\%$, $O = 1\%$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$\begin{aligned} Q_n &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,857 + 125,60 \cdot 0,133 - 10,89 \cdot 0,01 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,133 = \\ &= 42,5 \text{ МДж/кг} = 42500 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} l_o &= \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01 \right) = 14,52 \text{ кг}, \\ L_o &= \frac{l_o}{\mu_B} = \frac{14,52}{28,96} = 0,501 \text{ кмоль}, \mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха}. \end{aligned}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o = 1,40 \cdot 0,501 = 0,702 \text{ кмоль}.$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = 1,40 \cdot 0,501 + \frac{0,133}{4} + \frac{0,01}{32} = 0,735 \text{ кмоль}.$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия: $p_o = 0,1 \text{ МПа}$, $T_o = 293 \text{ К}$.

Принимаем давление наддувочного воздуха
 $p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа}$.

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o = 1,1 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ МПа.}$$

Принимаем $T_r = 800 \text{ К.}$

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 30^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 80 \text{ м/с}$.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{2,5 \cdot 80^2 \cdot 1,19 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0095 \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,1 - 0,0095 = 0,0905 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{293 + 30}{800} \cdot \frac{0,11}{17 \cdot 0,0905 - 0,11} = 0,0311.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 30 + 0,0311 \cdot 800}{1 + 0,0311} = 337,4 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_k \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_k + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_k} = \frac{293 \cdot (17 \cdot 0,0905 - 0,11)}{(293 + 30) \cdot (17 - 1) \cdot 0,1} = 0,81.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_I в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 , который устанавливается в пределах $k_1=1,369$,

$$n_1=(k_1+0,02)...(k_1-0,02)=1,368.$$

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,0905 \cdot 17^{1,368} = 4,36 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 337,4 \cdot 17^{1,368-1} = 957 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 957 = 21,83$$

кДж/(кмоль·град).

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o = 1,40 \cdot 0,0311 \cdot 0,501 = 0,0218 \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r = 0,702 + 0,0218 = 0,724 \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\overline{\mu C_{pz}} = \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314$$

кДж/(кмоль·град).

$$\begin{aligned} \overline{\mu C_{pz}} &= \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{1,40} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{1,40} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314 = \\ &= 0,0025 \cdot T_z + 29,17. \end{aligned}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r = 0,735 + 0,0218 = 0,757.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,757}{0,724} = 1,046.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива, определит-

ся как

$$Q = \xi \cdot Q_H = 0,8 \cdot 42500 = 34000 \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления $\lambda = 2,2$.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\begin{aligned} \beta \cdot \overline{\mu C_{pz}} \cdot T_z &= \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\overline{\mu C_{vc}} + 8,314 \cdot \lambda). \\ 1,046 \cdot (0,0025 \cdot T_z + 29,17) \cdot T_z &= \\ &= \frac{34000}{1,40 \cdot 0,501 \cdot (1 + 0,0311)} + 957 \cdot (21,83 + 8,314 \cdot 2,2). \\ 0,0026 \cdot T_z^2 + 30,51 \cdot T_z - 85408 &= 0. \end{aligned}$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, $T_z = 2336,72 \text{ К}$.

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 4,36 \cdot 2,2 = 9,60 \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,046 \cdot 2336,72}{2,2 \cdot 957} = 1,161.$$

Процесс расширения.

Определяем степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1,161} = 14,64.$$

Показатель политропы расширения для дизеля определяем по номограмме (рис. 2.2), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 .

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом.

По имеющимся значениям δ и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

$$n_2 = k_2 = 1,273.$$

Определяем давление процесса расширения

$$p_6 = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{9,60}{14,64^{1,273}} = 0,315 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_6 = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2336,72}{14,64^{1,273-1}} = 1123,1 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5 % для номинального скоростного режима).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}} = \frac{1123,1}{\sqrt[3]{\frac{0,325}{0,11}}} = 783 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\% = \frac{800 - 783}{800} \cdot 100\% = 2,1\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

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

$$p'_i = \frac{4,36}{17 - 1} \cdot \left[2,2 \cdot (1,161 - 1) + \frac{2,2 \cdot 1,161}{1,273 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14,64^{1,273 - 1}} \right) - \frac{1}{1,368 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1,368 - 1}} \right) \right] = 0,941 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,92$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu = 0,941 \cdot 0,92 = 0,87 \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_H \cdot \rho_K \cdot \eta_\nu} = \frac{0,87 \cdot 1,40 \cdot 14,52}{42,5 \cdot 0,81 \cdot 1,19} = 0,432.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,432} = 196,1 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Эффективные показатели дизеля.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.cр} = 9$ м/с для тракторного дизеля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.cр} = 0,089 + 0,0118 \cdot 9 = 0,195 \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,089$, $b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,87 - 0,195 = 0,675 \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,675}{0,870} = 0,776.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,432 \cdot 0,776 = 0,335.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,335} = 252,85 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров, определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 154}{0,675 \cdot 8 \cdot 2600} = 1,323 \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D} = \frac{120}{120} = 1,0$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня.

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,323}{3,14 \cdot 1,0}} = 119,0 \text{ мм.}$$

Округляем диаметр до $D = 120$ мм.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho = 120 \cdot 1,0 = 120$ мм.

Определяем площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2}{4} = 11304 \text{ мм}^2 = 113 \text{ см}^2.$$

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2 \cdot 120}{4} = 1,36 \text{ л.}$$

Определяем среднюю скорость поршня

$$W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{120 \cdot 2600}{3 \cdot 10^4} = 10,4 \text{ м/с.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{де}}} = \frac{0,675 \cdot 8 \cdot 1,36 \cdot 2600}{30 \cdot 4} = 159 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{159 - 154}{159} \cdot 100\% = 3,1\%.$$

3.2. Тепловой расчет дизеля с турбонаддувом

Исходные данные:

- тип двигателя - четырехтактный, шестицилиндровый, V-образный, с турбонаддувом;
- давление надувного воздуха $p_k = 0,17$ МПа;
- частота вращения коленчатого вала $n = 2100$, мин⁻¹;
- степень сжатия $\varepsilon = 15$;
- эффективная мощность $N_e = 128$ кВт;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,95$;
- вид топлива - дизельное топливо марки ДТ-Л-К5 по ТР ТС 013/2011, средний элементарный состав: $C = 85,7\%$, $H = 13,3\%$, $O = 1\%$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$\begin{aligned}
 Q_H &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) = \\
 &= 33,91 \cdot 0,857 + 125,60 \cdot 0,133 - 10,89 \cdot 0,01 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,133 = \\
 &= 42,5 \text{ МДж/кг} = 42500 \text{ кДж/кг}.
 \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01 \right) = 14,52 \text{ кг},$$

$$\text{или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B} = \frac{14,52}{28,96} = 0,501 \text{ кмоль}, \mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха.}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o = 1,95 \cdot 0,501 = 0,977 \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = 1,95 \cdot 0,501 + \frac{0,133}{4} + \frac{0,01}{32} = 1,011 \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия: $p_o = 0,1$ МПа, $T_o = 288$ К.

Принимаем давление надувочного воздуха (в соответствии с заданием) $p_k = 0,17$ МПа.

Принимаем показатель политропы сжатия в компрессоре $n_k = 1,65$.

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}} = 288 \cdot \left(\frac{0,17}{0,1} \right)^{\frac{1,65-1}{1,65}} = 355 \text{ К.}$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (0,75 \dots 0,95) \cdot p_k = 0,8 \cdot 0,17 = 0,136 \text{ МПа.}$$

Принимаем $T_r = 790$ К.

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 40^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k} = \frac{0,17 \cdot 10^6}{287 \cdot 355} = 1,67 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287$ Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,3$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 90$ м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{3,3 \cdot 90^2 \cdot 1,67 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0223 \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,17 - 0,0223 = 0,148 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{355 + 40}{790} \cdot \frac{0,136}{15 \cdot 0,148 - 0,136} = 0,0327.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{355 + 40 + 0,0327 \cdot 790}{1 + 0,0327} = 407,5 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_k \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_k + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_k} = \frac{355 \cdot (15 \cdot 0,148 - 0,136)}{(355 + 40) \cdot (15 - 1) \cdot 0,17} = 0,79.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_l в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_l в зависимости от k_l , который устанавливается в пределах $n_l = (k_l + 0,02) \dots (k_l - 0,02) = 1,381$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_l} = 0,148 \cdot 15^{1,381} = 6,22 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1} = 407,5 \cdot 15^{1,381 - 1} = 1143,4 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 1143,4 = 22,15$$

кДж/(кмоль·град).

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o = 1,95 \cdot 0,0327 \cdot 0,501 = 0,032 \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r = 0,977 + 0,032 = 1,01 \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\begin{aligned} \overline{\mu C_{pz}} &= \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314 = \\ &= \left(20,2 + \frac{0,92}{1,95} \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{1,95} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314 = \\ &= 28,99 + 0,0023 \cdot T_z \text{ кДж/(кмоль·град).} \end{aligned}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r = 1,011 + 0,032 = 1,043 \text{ кмоль.}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{1,043}{1,010} = 1,033.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива, определится как

$$Q = \xi \cdot Q_H = 0,9 \cdot 42500 = 38250 \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления в пределах $\lambda = 1,7$. В дизелях с наддувом для ограничения максимального давления сгорания берутся меньшие значения λ , чем в дизелях без наддува.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\begin{aligned} \beta \cdot \overline{\mu C_{pz}} \cdot T_z &= \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\overline{\mu C_{vc}} + 8,314 \cdot \lambda); \\ 1,033 \cdot (28,99 + 0,0023 \cdot T_z) \cdot T_z &= \end{aligned}$$

$$= \frac{38250}{1,95 \cdot 0,501 \cdot (1 + 0,0327)} + 1143,4 \cdot (22,15 + 8,314 \cdot 1,7);$$

$$0,0023 \cdot T_z^2 + 29,95 \cdot T_z - 79399,6 = 0.$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, $T_z = 2259,1$ К.

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 6,22 \cdot 1,7 = 10,57 \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,033 \cdot 2259,1}{1,7 \cdot 1143,4} = 1,20.$$

Процесс расширения.

Определяем степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,20} = 12,50.$$

Показатель политропы расширения n_2 для дизеля определяем по номограмме (рис. 2.2), учитывая, что значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 .

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом.

По имеющимся значениям δ и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

$$n_2 = k_2 = 1,28.$$

Определяем давление процесса расширения

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{10,57}{12,5^{1,28}} = 0,416 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2259,1}{12,5^{1,28-1}} = 1114 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для номинального скоростного режима).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}} = \frac{1114}{\sqrt[3]{\frac{0,416}{0,136}}} = 767,4 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\% = \frac{790 - 767,4}{790} \cdot 100\% = 2,8\% .$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

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

$$p'_i = \frac{6,22}{15 - 1} \cdot \left[1,7 \cdot (1,20 - 1) + \frac{1,7 \cdot 1,20}{1,28 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,28 - 1}} \right) - \frac{1}{1,381 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1,381 - 1}} \right) \right] = 1,041 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,96$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu = 0,96 \cdot 1,041 = 0,999 \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{0,999 \cdot 1,95 \cdot 14,52}{42,5 \cdot 1,67 \cdot 0,79} = 0,504 .$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,504} = 168,1 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Эффективные показатели дизеля.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.c.p.} = 8 \text{ м/с}$ для тракторного дизеля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.} = 0,089 + 0,0118 \cdot 8 = 0,183 \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,089$, $b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,999 - 0,183 = 0,816 \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,816}{0,999} = 0,816.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,504 \cdot 0,816 = 0,411.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,411} = 206,1 \text{ г/кВт·ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров, определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\partial\partial} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 128}{0,816 \cdot 6 \cdot 2100} = 1,494 \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D} = \frac{130}{120} = 1,08$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня.

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,494}{3,14 \cdot 1,08}} = 120,78 \text{ мм.}$$

Округляем диаметр до $D = 120$ мм.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho = 120 \cdot 1,08 = 129,6$ мм.

Принимаем ход поршня $S = 130$ мм.

Определяем площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2}{4} = 11304 \text{ мм}^2 = 113 \text{ см}^2.$$

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2 \cdot 130}{4} = 1,47 \text{ л.}$$

Определяем среднюю скорость поршня

$$W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{130 \cdot 2100}{3 \cdot 10^4} = 9,1 \text{ м/с.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}} = \frac{0,816 \cdot 6 \cdot 1,47 \cdot 2100}{30 \cdot 4} = 126 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{128 - 126}{128} \cdot 100\% = 1,5\%.$$

3.3. Тепловой расчет карбюраторного двигателя

Исходные данные:

- тип двигателя - четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный, без наддува;
- частота вращения коленчатого вала $n = 3200 \text{ мин}^{-1}$;
- эффективная мощность $N_e = 96 \text{ кВт}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 7,6$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,95$;
- вид топлива - бензин АИ-92-К5 по ТР ТС 013/2011, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115 \text{ кг/кмоль}$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

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

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,96 \text{ кг},$$

$$\text{или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B} = \frac{14,96}{28,96} = 0,516 \text{ кмоль, } \mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха.}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T} = 0,95 \cdot 0,516 + \frac{1}{115} = 0,499 \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$\begin{aligned} M_2 &= \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot L_o \cdot (1 - \alpha) = \\ &= 0,95 \cdot 0,516 + \frac{0,145}{4} + 0,21 \cdot 0,516 \cdot (1 - 0,95) = 0,532 \text{ кмоль.} \end{aligned}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа, } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов

$$p_r = (1,02 \dots 1,15) \cdot p_o = 1,15 \cdot 0,1 = 0,115 \text{ МПа.}$$

Принимаем $Tr = 1000 \text{ К}$.

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда

$$\Delta t = 10^\circ.$$

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,25$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 85 \text{ м/с}$.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{3,25 \cdot 85^2 \cdot 1,19 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,014 \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a = 0,1 - 0,014 = 0,086 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{293 + 10}{1000} \cdot \frac{0,115}{7,6 \cdot 0,086 - 0,115} = 0,0647.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0,0647 \cdot 1000}{1 + 0,0647} = 345,3 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_o + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) p_o} = \frac{293 \cdot (7,6 \cdot 0,086 - 0,115)}{(293 + 10) \cdot (7,6 - 1) \cdot 0,1} = 0,79.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_I в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_I в зависимости от k_I , который устанавливается в пределах $n_I = (k_I - 0,01) \dots (k_I - 0,04) = 1,377$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_I} = 0,086 \cdot 7,6^{1,377} = 1,40 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_I - 1} = 345,3 \cdot 7,6^{1,377 - 1} = 741,8 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 741,8 \cdot 10^{-3} = 21,45 \text{ кДж/(кмоль·град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o = 0,95 \cdot 0,0647 \cdot 0,516 = 0,0317 \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r = 0,499 + 0,0317 = 0,531 \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в карбюраторном двигателе при постоянном объеме при $\alpha \leq 1$

$$\begin{aligned}\overline{\mu C_{vz}} &= (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = \\ &= (18,4 + 2,6 \cdot 0,95) + (15,5 + 13,8 \cdot 0,95) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = 20,87 + 0,00286 \cdot T_z, \\ &\text{кДж/(кмоль град)}.\end{aligned}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r = 0,532 + 0,0317 = 0,564.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,564}{0,531} = 1,062.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке sz индикаторной диаграммы при сгорании 1кг топлива, определится как

$$Q = \xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H) = 0,8 \cdot (43930 - 3094,71) = 32668,1 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950 \cdot (1 - 0,95) \cdot 0,516 = 3094,71 \text{ кДж/кг}.$$

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\begin{aligned}\beta \cdot \overline{\mu C_{vz}} \cdot T_z &= \frac{\xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + \overline{\mu C_{vc}} \cdot T_c; \\ 1,062 \cdot (20,87 + 0,00286 \cdot T_z) \cdot T_z &= \frac{32668,1}{0,95 \cdot 0,516 \cdot (1 + 0,0647)} + 21,45 \cdot 741,8; \\ 0,003 \cdot T_z^2 + 22,164 \cdot T_z - 78504,26 &= 0.\end{aligned}$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное уравнение относительно T_z и находим его значение, $T_z = 2615,8 \text{ К}$.

Определяем давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \beta \cdot T_z}{T_c} = \frac{1,40 \cdot 1,062 \cdot 2615,8}{741,8} = 5,24 \text{ МПа}.$$

Определяем давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 5,25 = 4,45 \text{ МПа}.$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{5,24}{1,40} = 3,74.$$

Процесс расширения.

Показатель политропы расширения карбюраторного двигателя определяем по номограмме (рис. 2.3), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 .

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2

$$n_2 = k_2 = 1,253.$$

Определяем давление процесса расширения

$$p_e = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{5,24}{7,6^{1,253}} = 0,41 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_e = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2615,8}{7,6^{1,253-1}} = 1565,8 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для номинального скоростного режима).

$$T_r = \frac{T_e}{\sqrt[3]{\frac{p_e}{p_r}}} = \frac{1565,8}{\sqrt[3]{\frac{0,41}{0,115}}} = 1024 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\% = \frac{1024 - 1000}{1024} \cdot 100\% = 2,3\% .$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для не-скругленной индикаторной диаграммы

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

$$p'_i = \frac{1,40}{7,6 - 1} \cdot \left[\frac{3,74}{1,253 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7,6^{1,253 - 1}} \right) - \frac{1}{1,377 - 1} \cdot \left(\frac{1}{7,6^{1,377 - 1}} \right) \right] = 0,997 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,95$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu = 0,997 \cdot 0,95 = 0,947 \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{0,947 \cdot 0,95 \cdot 14,96}{43,93 \cdot 1,19 \cdot 0,79} = 0,326.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,326} = 251,4 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.cр} = 10$ м/с для двигателя грузового автомобиля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.cр} = 0,039 + 0,0132 \cdot 10 = 0,171 \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,039$, $b = 0,0132$ для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением $\frac{S}{D} < 1$;

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,947 - 0,171 = 0,776 \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,776}{0,947} = 0,819.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,326 \cdot 0,819 = 0,267.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,267} = 306,9 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров, определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 96}{0,776 \cdot 8 \cdot 3200} = 0,579 \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D} = \frac{88}{92} = 0,95$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня.

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,579}{3,14 \cdot 0,95}} = 91,91 \text{ мм.}$$

Округляем диаметр до $D = 92$ мм.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho = 92 \cdot 0,95 = 87,4$ мм.

Округляем ход поршня до $S = 88$ мм.

Определяем площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 92^2}{4} = 6644 \text{ мм}^2 = 66,44 \text{ см}^2.$$

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{3,14 \cdot 92^2 \cdot 88}{4} = 0,585 \text{ л.}$$

Определяем среднюю скорость поршня

$$W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{88 \cdot 3200}{3 \cdot 10^4} = 9,39 \text{ м/с.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}} = \frac{0,776 \cdot 8 \cdot 0,585 \cdot 3200}{30 \cdot 4} = 96,85 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{96,85 - 96}{96,85} \cdot 100\% = 0,9\%.$$

3.4. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива

Исходные данные:

- тип двигателя - четырехтактный, четырехцилиндровый, с рядным расположением цилиндров;
- частота вращения коленчатого вала $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$;
- эффективная мощность $N_e = 69 \text{ кВт}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 11$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$;
- вид топлива - бензин АИ-95-К5 по ТР ТС 013/2011, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115 \text{ кг/кмоль}$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

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

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} L_o &= \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = \\ &= 0,516 \text{ кмоль возд./кг топл.}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_o &= \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = \\ &= 14,957 \text{ кг возд./кг топл.} \end{aligned}$$

Определяем количество свежего заряда (горючей смеси)

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T} = 1 \cdot 0,516 + \frac{1}{115} = 0,5247 \text{ кмоль гор.см./кг топл.}$$

Определяем количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = \frac{0,855}{12} + 2 \cdot \frac{1-1}{1+0,48} =$$

$$= 0,0712 \text{ кмоль } \text{CO}_2/\text{кг топл.};$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} + 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = \frac{0,145}{2} + 2 \cdot 0,48 \cdot \frac{1-1}{1+0,48} = \\ = 0,0725 \text{ кмоль } \text{H}_2\text{O}/\text{кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = 0 \text{ кмоль } \text{H}_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o = 0,792 \cdot 1 \cdot 0,516 \text{ кмоль } \text{N}_2/\text{кг топл.},$$

где K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания, принимаем $K = 0,48$ для бензина.

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2} = \\ = 0,0712 + 0 + 0,0725 + 0 + 0,4087 = 0,5524 \text{ кмоль пр. сг./кг топл.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов для номинального режима работы

$$p_{rn} = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o = 1,10 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ МПа.}$$

Для заданного скоростного режима работы двигателя давление остаточных газов определится по формуле

$$p_r = p_o \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) = 0,11 \cdot (1,035 + 0,1327 \cdot 10^{-8} \cdot 4000^2) = \\ = 0,1056 \text{ МПа,}$$

$$\text{где } A_p = \frac{(p_{rn} - 1,035 \cdot p_o) \cdot 10^8}{n_n^2 \cdot p_o} = \frac{(0,11 - 1,035 \cdot 0,1) \cdot 10^8}{7000^2 \cdot 0,1} = 0,1327;$$

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$;

p_{rn} – давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа;

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, $n_n = 7000 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем температуру остаточных газов T_r по номограмме (рис. 2.4), $T_r = 1000$ К.

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда для номинального скоростного режима

$$\Delta T_n = 6^\circ.$$

Для заданного скоростного режима работы двигателя температура подогрева свежего заряда определится по формуле

$$\Delta T = A_T \cdot (110 - 0,0125 \cdot n) = 0,2667 \cdot (110 - 0,0125 \cdot 4000) = 16^\circ,$$

$$\text{где } A_T = \frac{\Delta T_n}{(110 - 0,0125 \cdot n_n)} = \frac{6}{110 - 0,0125 \cdot 7000} = 0,2667.$$

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287$ Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 95$ м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель на различных скоростных режимах

$$\begin{aligned} \Delta p_a &= \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \\ &= \frac{2,5 \cdot (0,01357^2 \cdot 4000^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6})}{2} = 0,0044 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\text{где } A_n = \frac{\omega_{en}}{n_n} = \frac{95}{7000} = 0,01357.$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a = 0,1 - 0,0044 = 0,0956 \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доz} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r} =$$

$$= \frac{293+16}{1000} \cdot \frac{1 \cdot 0,1056}{11 \cdot 1,055 \cdot 0,0956 - 1 \cdot 0,1056} = 0,0325,$$

где $\varphi_{оч}$ - коэффициент очистки, $\varphi_{оч} = 1$ с учетом продувки цилиндра;

$\varphi_{доз}$ - коэффициент дозарядки. Определяем по номограмме (рис. 2.4), $\varphi_{доз} = 1,055$.

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 16 + 0,0325 \cdot 1000}{1 + 0,0325} = 331 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{T_o}{(T_o + \Delta T)} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \cdot p_o} \cdot (\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r) = \\ &= \frac{293}{(293 + 16)} \cdot \frac{1}{(11 - 1) \cdot 0,1} \cdot (11 \cdot 1,055 \cdot 0,0956 - 1 \cdot 0,1056) = 0,9519. \end{aligned}$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_I в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_I в зависимости от k_I , который устанавливается в пределах $n_I = (k_I - 0,01) \dots (k_I - 0,04) = 1,375$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_I} = 0,0956 \cdot 11^{1,375} = 2,5844 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_I - 1} = 331 \cdot 11^{1,375 - 1} = 813 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость в конце сжатия:

- свежей смеси (воздуха)

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c =$$

$$= 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 540 = 22,025 \text{ кДж/(кмоль·град),}$$

где $t_c = T_c - 273^\circ\text{C} = 813 - 273 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$;

- остаточных газов $(\mu c_v)_{t_o}^{t_c}$. Определяется методом интерполяции по таблице 3 (приложение).

$$(\mu_{\nu}'')_{t_o}^{t_c} = 24,150 + (24,586 - 24,150) \cdot \frac{40}{100} = 24,324 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)};$$

- рабочей смеси

$$\begin{aligned} (\mu_{\nu}')_{t_o}^{t_c} &= \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(\mu_{\nu})_{t_o}^{t_c} + \gamma_r \cdot (\mu_{\nu}'')_{t_o}^{t_c}] = \\ &= \frac{1}{1 + 0,0325} \cdot (22,025 + 0,0325 \cdot 24,324) = 22,097 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)}. \end{aligned}$$

Процесс сгорания.

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,5524}{0,5247} = 1,0528.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{(\mu_o + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)} = \frac{1,0528 + 0,0325}{1 + 0,0325} = 1,0511.$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

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

Определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$Q_{\text{раб.см}} = \frac{Q_H - \Delta Q_H}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{43930 - 0}{0,5247 \cdot (1 + 0,0325)} = 81089 \text{ кДж/(кмоль раб. см).}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания

$$\begin{aligned} (\mu_{\nu}'')_{t_o}^{t_z} &= \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot (\mu_{\nu\text{CO}_2}'')_{t_o}^{t_z} + M_{\text{CO}} \cdot (\mu_{\nu\text{CO}}'')_{t_o}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (\mu_{\nu\text{H}_2\text{O}}'')_{t_o}^{t_z} + \\ &\quad + M_{\text{H}_2} \cdot (\mu_{\nu\text{H}_2}'')_{t_o}^{t_z} + M_{\text{N}_2} \cdot (\mu_{\nu\text{N}_2}'')_{t_o}^{t_z}] = \\ &= \frac{1}{0,5524} \cdot [0,0712 \cdot (39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0 + \\ &\quad + 0,0725 \cdot (26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0 + 0,4087 \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = \\ &= 24,784 + 0,002091 \cdot t_z, \end{aligned}$$

где $(\mu_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z}$, $(\mu_{vCO}'')_{t_0}^{t_z}$, $(\mu_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z}$, (μ_{vH_2}'') , $(\mu_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z}$ - средние молярные теплоемкости отдельных газов при постоянном объеме. Определяются по формулам из таблицы 2 (приложение) для интервала температур от 1501 до 2800 °С.

Определяем коэффициент использования теплоты ξ_z по номограмме (рис. 2.4), $\xi_z = 0,988$.

Температуру в конце процесса сгорания определяем из уравнения сгорания

$$\xi_z \cdot Q_{\text{раб.см}} + (\mu_v')_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (\mu_v'')_{t_0}^{t_z} \cdot t_z.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин

$$\begin{aligned} 0,988 \cdot 81089 + 22,025 \cdot 540 &= 1,0511 \cdot (24,784 + 0,002091 \cdot t_z) \cdot t_z; \\ 0,002198 \cdot t_z^2 + 26,0505 \cdot t_z - 92009 &= 0. \end{aligned}$$

Решаем полученное квадратное уравнение относительно t_z и находим его значение, $t_z = 2849$ °С.

$$T_z = t_z + 273 = 2849 + 273 = 3122 \text{ К.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c} = \frac{2,5844 \cdot 1,0511 \cdot 3122}{813} = 10,4315 \text{ МПа.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 10,4315 = 8,8668 \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{10,4315}{2,5844} = 4,036.$$

Процесс расширения.

Показатель адиабаты расширения для двигателя с впрыском топлива определяем по номограмме (рис. 2.3) при заданном ε для соответствующих значений α и T_z , а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты, $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

$$k_2 = n_2 = 1,248.$$

Определяем давление процесса расширения

$$p_6 = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{10,4315}{11^{1,248}} = 0,5232 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_6 = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{3122}{11^{1,248-1}} = 1723 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}} = \frac{1723}{\sqrt[3]{\frac{0,5232}{0,1056}}} = 1011 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\% = \frac{1011 - 1000}{1011} \cdot 100\% = 1,1\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем теоретическое среднее индикаторное давление цикла

$$\begin{aligned} p'_i &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = \\ &= \frac{2,5844}{11 - 1} \cdot \left[\frac{4,036}{1,248 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11^{1,248-1}} \right) - \frac{1}{1,375 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11^{1,375-1}} \right) \right] = \\ &= 1,4768 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Определяем среднее индикаторное давление цикла

$$p_i = p'_i \cdot \nu = 1,4768 \cdot 0,98 = 1,4473 \text{ МПа,}$$

где ν - коэффициент полноты индикаторной диаграммы, $\nu = 0,98$.

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_o \cdot \eta_v} = \frac{1,4473 \cdot 1 \cdot 14,957}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,9519} = 0,4354.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,4354} = 188 \text{ г/кВт ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.} = 0,024 + 0,0053 \cdot 10,267 = 0,0784 \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,024$, $b = 0,0053$ для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением.

Для двигателя с впрыском топлива предварительно принимаем ход поршня $S = 77$ мм в соответствии с прототипом двигателя и определяем среднюю скорость поршня

$$W_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{77 \cdot 4000}{3 \cdot 10^4} = 10,267 \text{ м/с.}$$

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,4473 - 0,0784 = 1,3689 \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,3689}{1,4473} = 0,9458.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4354 \cdot 0,9458 = 0,4118.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,4118} = 199 \text{ г/кВт ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров, определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 69}{1,3689 \cdot 4 \cdot 4000} = 0,378 \text{ л.}$$

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}} = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{0,378}{3,14 \cdot 77}} = 79,08 \text{ мм.}$$

Округляем диаметр до $D = 80$ мм.

Определяем площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100} = \frac{3,14 \cdot 80^2}{4 \cdot 100} = 50,24 \text{ см}^2.$$

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6} = \frac{3,14 \cdot 80^2 \cdot 77}{4 \cdot 10^6} = 0,3868 \text{ л.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}} = \frac{1,3689 \cdot 4 \cdot 0,3868 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 70,59 \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{70,59 - 69}{70,59} \cdot 100\% = 2,25\% .$$

3.5. Пример расчета теплового баланса дизеля

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя определяется из следующих составляющих

$$Q_o = Q_e + Q_2 + Q_в + Q_{н.с.} + Q_{ост.},$$

где Q_o - общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Дж/с;

Q_e - теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за время 1 с, Дж/с;

Q_2 - теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с;

$Q_в$ - теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с;

$Q_{н.с.}$ - теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с;

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

Определяем часовой расход топлива

$$G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 159 \cdot 252,85 \cdot 10^{-3} = 40,20 \text{ кг/ч.}$$

Определяем общее количество теплоты

$$Q_o = \frac{Q_n \cdot G_m}{3,6} = \frac{42500 \cdot 40,20}{3,6} = 474583 \text{ Дж/с.}$$

Определяем теплоту, эквивалентную эффективной работе двигателя,

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 159 = 159000 \text{ Дж/с.}$$

Определяем теплоту, потерянную с отработавшими газами,

$$\begin{aligned} Q_z &= \frac{G_m}{3,6} \cdot \left[M_2 \cdot \left[(\mu c_v)_{t_o}^{t_r} + 8,315 \right] \cdot t_r - M_1 \cdot \left[(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} + 8,315 \right] \cdot t_k \right] = \\ &= \frac{40,20}{3,6} \cdot \left[0,735 \cdot [23,574 + 8,315] \cdot 510 - 0,702 \cdot [20,775 + 8,315] \cdot 20 \right] = \\ &= 128921 \text{ Дж/с,} \end{aligned}$$

где $(\mu c_v)_{t_o}^{t_r}$ определено по таблице 4 приложения (для дизелей) методом интерполяции при $\alpha = 1,40$ и

$$t_r = T_r - 273 = 783 - 273 = 510 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_r} = 23,533 + (23,938 - 23,533) \cdot \frac{10}{100} = 23,574 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град);}$$

$(\mu c_v)_{t_o}^{t_k}$ определяется методом интерполяции при $t_k = t_0 = T_0 - 273 = 293 - 273 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и исходя из следующих значений:

- при температуре $t_k = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,759 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град);}$

- при температуре $t_k = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,839 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град);}$

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,759 + (20,839 - 20,759) \cdot \frac{20}{100} = 20,775 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град).}$$

Определяем теплоту, передаваемую охлаждающей среде для дизеля,

$$Q_e = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha} \right) =$$

$$= 0,48 \cdot 8 \cdot 12,0^{1+2 \cdot 0,67} \cdot 2600^{0,67} \cdot \left(\frac{1}{1,4} \right) = 178451 \text{ Дж/с};$$

где c - коэффициент пропорциональности, $c = 0,48$;

i - число цилиндров, $i = 8$;

D - диаметр цилиндра, $D = 12,0$ см;

n - частота вращения коленчатого вала двигателя,
 $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$;

m - показатель степени, $m = 0,67$.

Определяем теплоту, потерянную из-за химической неполноты сгорания топлива,

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta Q_n \cdot G_m}{3,6} = 0 \text{ Дж/с.}$$

Определяем неучтенные потери теплоты, которые определяются по формуле

$$Q_{ост.} = Q_o - (Q_e + Q_2 + Q_6 + Q_{н.с.}) =$$

$$= 474583 - (159000 + 128921 + 178451) = 8211 \text{ Дж/с.}$$

Результаты расчета теплового баланса сводятся в таблицу 2.1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артамонов М.Д., Морин М.М., Скворцов Г.А. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. - М.: Высшая школа, 1978. - 134 с.
2. Архангельский В.М и др. Автомобильные двигатели / Под. ред М.С. Ховаха. - М.: Машиностроение, 1977. - 591 с.
3. Вихерт М.М. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / Под ред. Ю.А. Степанова. - М.: Машиностроение, 1964. – 324 с.
4. Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Пугачев Г.П. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под. ред. Н.Х.Дьяченко. - Л.: Машиностроение, 1974. - 551 с.
5. Журавлев В.Н., Николаева О.И. Машиностроительные стали: Справочник. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992. – 480 с.
6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высшая школа, 1971. - 365 с.
7. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высшая школа, 2002. - 496 с.
8. Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Расчет двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие. - 3-е изд., испр. и доп. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 69 с.
9. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Колос, 1992. - 414 с.
10. Орлин А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / Под. ред. А.С. Орлина. - М.: Машиностроение, 1972. - 464 с.
11. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и механика машин. - М.: Высшая школа, 1998. - 496 с.

П Р И Л О Ж Е Н И Я

Таблица 1 - ПАРАМЕТРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Параметр	Марка двигателя									
	УМЗ-4218.10	ЗИЛ-645	Д-260	ЗМЗ-5143.10	ЗМЗ-511.10	КамАЗ-740.13	ЯМЗ-238ДЕ	ВАЗ-21128	ЗМЗ-40524.10	КамАЗ-740.10
Ход поршня S, мм	92	115	125	94	80	120	140	84	86	120
Диаметр цилиндра D, мм	100	110	110	87	92	120	130	82,5	95,5	120
Литраж двигателя V _л , л	2,89	8,74	7,12	2,24	4,25	10,85	14,86	1,796	2,464	10,85
Степень сжатия ε	7,0	18,5	15,1	19,5	7,6	16,5	16,0	11,5	9,4	17,0
Фазы газораспределения:										
открытие впускного клапана;	12	11	16	14	24	10	20	29	14	10
закрытие впускного клапана;	60	51	42	45	64	46	46	73	46	46
открытие выпускного клапана;	54	66	52	50	50	66	66	71	14	66
закрытие выпускного клапана	18	10	18	11	22	10	20	31	46	10
λ	0,295	0,280	0,276	0,298	0,282	0,270	0,267	0,325	0,271	0,270
Масса поршня, кг	0,610		1,670		0,552	1,950	2,850	0,405		2,040
Масса пальца, кг	0,148		0,567		0,148	0,903	1,105	0,104		0,815
Масса шатуна, кг					0,950		5,000	0,770		

ТАБЛИЦЫ ТЕПЛОЕМКОСТЕЙ

Таблица 2

Наименование газа	Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град), для интервала температур 1501...2800 °С
Азот N ₂	$\mu_{c_{vN_2}} = 21,951 + 0,001457 \cdot t$
Водород H ₂	$\mu_{c_{vH_2}} = 19,678 + 0,001758 \cdot t$
Оксид углерода CO	$\mu_{c_{vCO}} = 22,490 + 0,001430 \cdot t$
Углекислый газ CO ₂	$\mu_{c_{vCO_2}} = 39,123 + 0,003349 \cdot t$
Водяной пар H ₂ O	$\mu_{c_{vH_2O}} = 26,670 + 0,004438 \cdot t$

Таблица 3

Температура, °С	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,836	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Таблица 4

Температура, °С	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при α											
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978

**Таблица 5 - ПРЕДЕЛЫ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ
РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Параметр	Тип двигателя			
	дизель без наддува	дизель с наддувом	карбюраторный	с впрыском топлива
p_a , МПа	0,075...0,092		0,075...0,090	-
T_a , К	310...350	320...340	340...390	320...370
ΔT	10°...40°	-5°...+10°	0°...20°	
γ_r	0,02...0,05		0,04...0,10	
η_v	0,8...0,94	0,8...0,97	0,7...0,9	0,8..0,96
p_c , МПа	3,5...5,50	-	0,9...2,0	1,0...2,5
T_c , К	700...900	-	600...800	-
p_z , МПа	5,0...12,0	-	3,5...7,5	
$p_{zД}$, МПа	-	-	3,0...6,5	
T_z , К	1800...2300	-	2400...3100	
p_b , МПа	0,25...0,50		0,35...0,60	
T_b , К	1000...1200		1200...1700	
p_i , МПа	0,7...1,1	До 2,2	0,6...1,4	
η_i	0,4...0,5		0,3...0,4	0,35...0,45
g_i , г/кВт·ч	170...210		210...275	180...230
η_m	0,7...0,82	0,8...0,9	0,75...0,92	
p_e , МПа	0,65...0,85	До 2,0	0,6...1,1	До 1,3
η_e	0,28...0,35	0,35...0,42	0,25...0,38	
g_e , г/кВт·ч	200...235		230...310	200...290

Учебное издание

Лиханов Виталий Анатольевич,
Деветьяров Руслан Раифович,
Россохин Алексей Валерьевич

**ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ.
УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ**

Учебное пособие

Редактор И.В. Окишева

Заказ № . Подписано к печати 2021 г.
Формат 210x297 1/16. Объем усл. печ. л. 4,50. Тираж 500 экз.
Бумага офсетная. Цена договорная.

ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, 610017, г. Киров, Октябрьский проспект, 133.
Отпечатано в типографии ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ.