

Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический
университет



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению контрольной работы
«Определение основных показателей
рабочего цикла и
построение внешней скоростной
характеристики двигателя внутреннего
сгорания»
по дисциплине «Автомобильные двигатели»
направления 6.070106 «Автомобильный
транспорт»
заочной формы обучения

Севастополь
2013

Методические указания к выполнению контрольной работы/
Сост. П.К. Сопин, С.В. Огрызков, А.А. Ветрогон, И.Ю. Чуйко – Севастополь:
Изд-во СевНТУ, 2013. – 22 с.

Цель методических указаний – оказание помощи студентам при выполнении контрольной работы по курсу "Автомобильные двигатели".

Методические указания предназначены для студентов направления «Автомобильный транспорт» заочной формы обучения.

Методические рекомендации рассмотрены и утверждены на заседании кафедры Автомобильного транспорта (протокол № 5 от 17.12. 2013 г.).

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

Рецензент: Лисняк Ю. А.. доцент кафедры ЭМСС.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Определение основных показателей рабочего цикла и характеристик двигателя внутреннего сгорания.
 - 1.1 Тепловой расчёт двигателя.
 - 1.2 Показатели рабочего цикла.
 - 1.3 Геометрические характеристики двигателя и цилиндра двигателя.
 2. Расчёт параметров внешней скоростной характеристики
 3. Расчётная часть.
 - 3.1 Исходные данные.
 - 3.2 Задание к расчётной части.
- Библиографический список

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.

1.1 Тепловой расчёт двигателя.

При тепловом расчете двигателя задаются давлением и температурой окружающей среды. Если двигатель работает без наддува, можно принимать

$$\begin{aligned} p_0 = p_{атм} &= 0,1 \text{ МПа}; \\ t_0 = t_{атм} &= 20 \text{ }^\circ\text{C} \text{ или } T_0 = 273 + t_0 = 293 \text{ К.} \end{aligned}$$

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

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) p_0,$$

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

Температура остаточных газов T_r зависит также от типа смесеобразования, коэффициента избытка воздуха, коэффициента наполнения двигателя и др. Расчетное значение величины T_r рекомендуется принимать в пределах:

для бензиновых двигателей

$$T_r = 900 \dots 1100 \text{ К};$$

для дизелей

$$T_r = 600 \dots 900 \text{ К}.$$

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

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

$$\Delta p = \left(\beta^2 + \xi \right) \frac{\omega_{ВП}^2}{2} \rho_0, \quad (1.1)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в цилиндре;
 ξ – коэффициент сопротивления системы впуска;

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

ρ_0 - плотность заряда на впуске, кг/м³.

На начальном этапе расчёта для автомобильных двигателей принимают следующие значения величин:

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

$$\rho_0 = \frac{P_0}{BT_0} 10^6;$$

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

Таким образом, давление в конце впуска, МПа,

$$p_a = p_0 - \Delta p \quad (1.2)$$

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

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (1.3)$$

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

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (1.4)$$

Величина, характеризующая качество процесса впуска, – коэффициент наполнения двигателя η_v , определяющий степень заполнения объема цилиндра двигателя свежим зарядом в процессе впуска. Коэффициент наполнения может быть рассчитан по следующей формуле:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} (\varepsilon \cdot p_a - p_r) \frac{1}{p_0}. \quad (1.5)$$

Процесс сжатия характеризуется показателем политропы сжатия, температурой, давлением и теплоемкостью рабочего тела в процессе сжатия. Величина показателя политропы сжатия n_1 определяется на основании опытных данных в зависимости от степени сжатия двигателя и температуры в конце впуска T_a :

для бензиновых двигателей

$$n_1 = K_1 \dots (K_1 - 0,04);$$

для дизелей

$$n_1 = (K_1 - 0,02) \dots (K_1 + 0,2);$$

где K_1 – показатель адиабаты сжатия (принимается по номограмме рис.1.1).

K_1

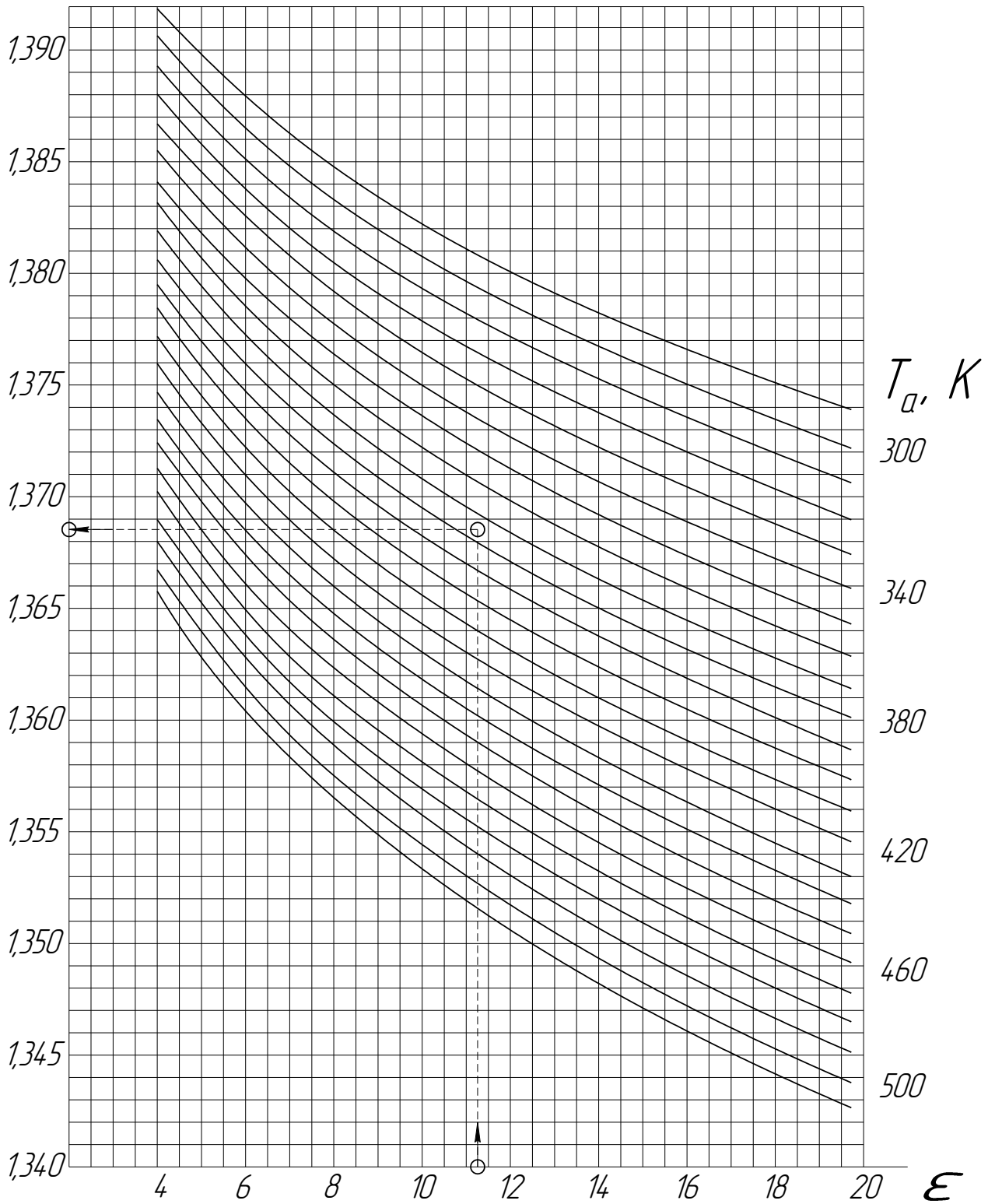


Рисунок 1.1 Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия K_1 .

Давление в конце процесса сжатия определяется по формуле, МПа.

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}. \quad (1.6)$$

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

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (1.7)$$

В результате сгорания горючей смеси в надпоршневом пространстве за короткий промежуток времени значительно повышаются давление и температура, значения которых для данного расчёта можно принять в таких пределах:

- для бензиновых двигателей $T_z = 2400 \dots 3100 \text{ K}; p_z = 3,5 \dots 7,5 \text{ МПа};$
- для дизельных двигателей $T_z = 1800 \dots 2300; p_z = 5 \dots 12 \text{ МПа}.$

Степень повышения давления в надпоршневом пространстве может быть определена по следующей зависимости:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}. \quad (1.8)$$

Значение температуры и давления в конце процесса расширения определяется исходя из политропного характера процесса расширения.

Для карбюраторного двигателя

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}; T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}; \quad (1.9)$$

для дизеля

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}; T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}; \quad (1.10)$$

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

Степень предварительного расширения ρ для дизеля можно принять из диапазона:

$$\rho = 1,2 \dots 1,7. \quad (1.11)$$

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

Значение величины K_2 в зависимости от указанных параметров определяется по номограммам, показанным на рисунках 1.2 и 1.3.

1.2 Показатели рабочего цикла.

На основании исходных данных и полученных по предыдущим расчетам значений можно определить основные показатели рабочего цикла.

Среднее индикаторное давление цикла p_i (МПа), которое характеризует механическую отдачу цикла, может быть определено по индикаторной диаграмме цикла или рассчитано по следующим зависимостям:

- для бензиновых двигателей

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (1.12)$$

- для дизельных двигателей

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (1.13)$$

Индикаторная мощность двигателя N_i (кВт) рассчитывается по формуле:

$$N_i = \frac{p_i V_h n \cdot i}{30\tau}; \quad (1.14)$$

где i - количество цилиндров двигателя;

τ - тактность двигателя.

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

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_U \rho_0 \eta_V}; \quad (1.15)$$

где l_0 – количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива (для предварительного расчёта принять $l_0 = 14,5$ кг/кг; низшую теплоту сгорания бензина $H_U = 44$ мДж/кг; дизельного топлива $H_U = 42,5$ мДж/кг).

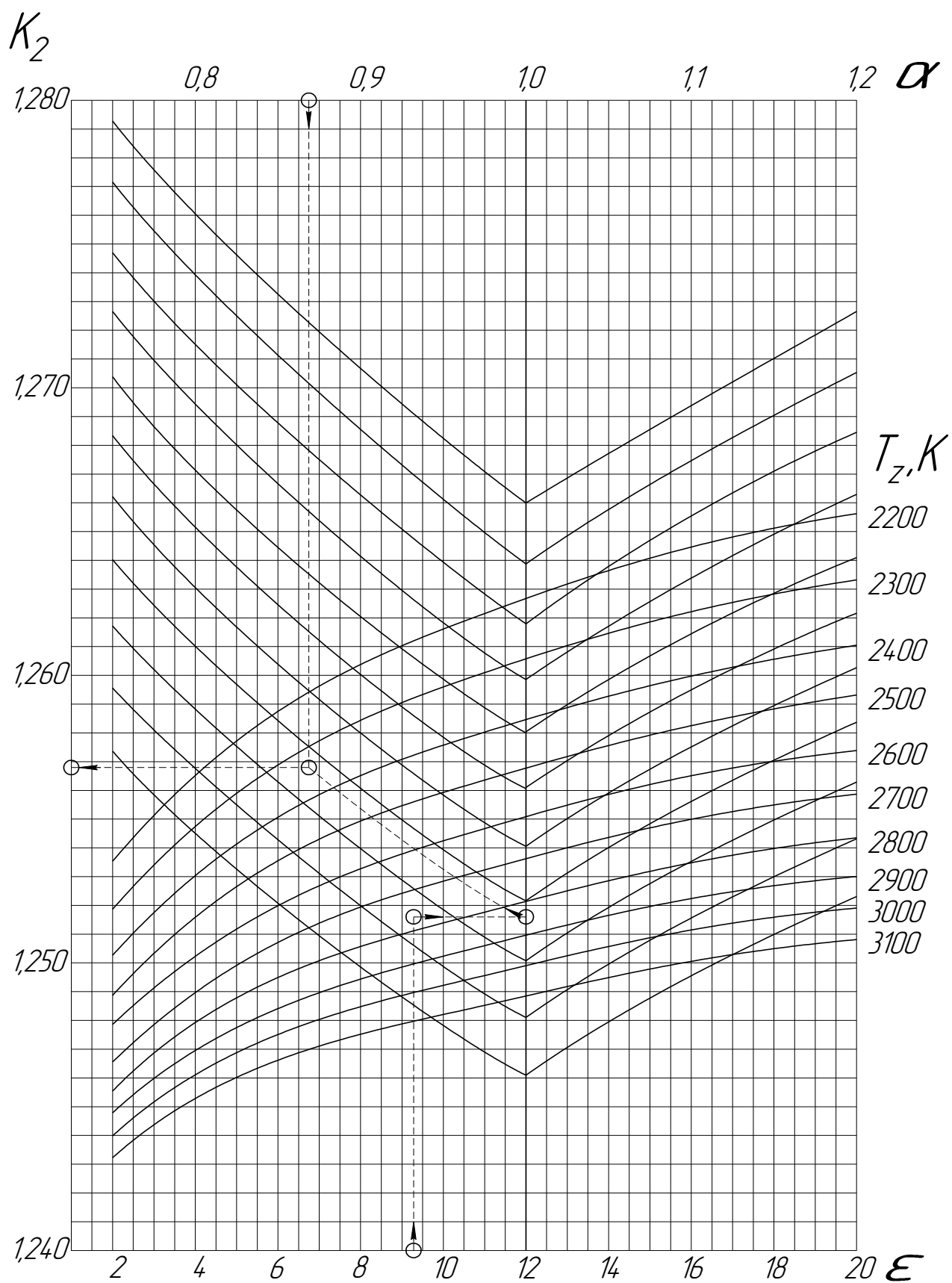


Рисунок 1.2 Номограмма для определения показателя адиабаты расширения K_2 для бензинового двигателя.

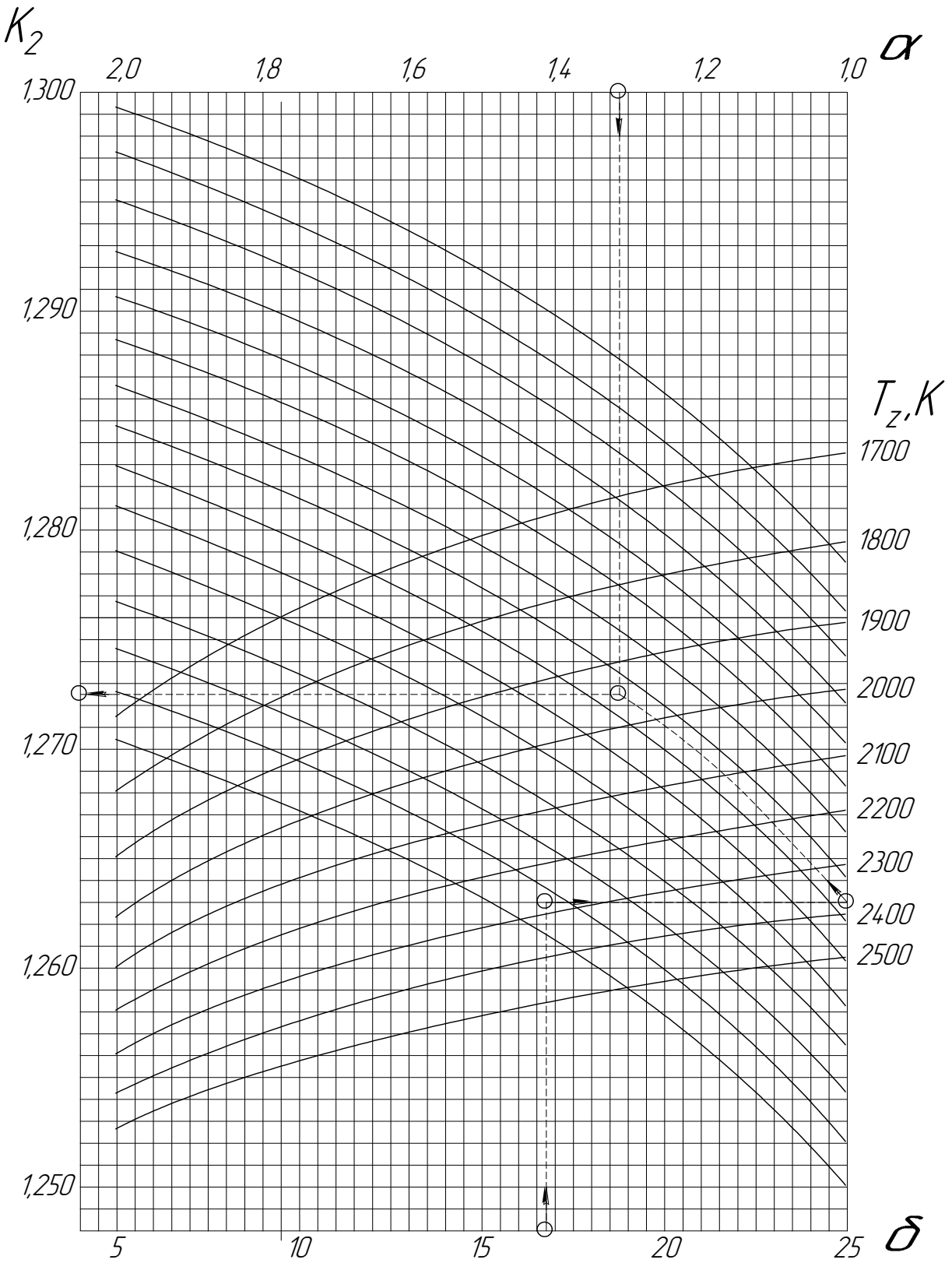


Рисунок 1.3 Номограмма для определения показателя адиабаты расширения K_2 для дизельного двигателя

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

$$\eta_e = \eta_i \eta_M \cdot \quad (1.16)$$

На этом этапе расчёта можно принять η_M в пределах $\eta_M = 0,7...0,9$.

Значение, механического КПД при известной величине давления механических потерь p_M (МПа) определяется по формуле:

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} \text{ или } \eta_M = 1 - \frac{p_M}{p_i}. \quad (1.17)$$

При известном эффективном КПД двигателя могут быть определены его эффективные показатели, учитывающие механические потери в самом двигателе:

- **среднее эффективное давление** (МПа)

$$p_e = p_i \cdot \eta_M; \quad (1.18)$$

- **эффективная мощность двигателя** (кВт)

$$N_e = \frac{p_e V_h n_e}{30\tau} \quad (1.19)$$

1.3 Геометрические характеристики двигателя и цилиндра двигателя.

Рабочий объем двигателя можно определить по формуле:

$$V_h = 30 \frac{N_e \tau}{p_e n_e}, \quad (1.20)$$

где τ – тактность двигателя.

Задаваясь числом цилиндров i , получим рабочий объем одного цилиндра:

$$V_h' = V_h / i. \quad (1.21)$$

Задавшись величиной короткоходности k $k = (0,8...1,2)$ можно определить основные размеры цилиндра по формулам:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h'}{\pi k}} \cdot 10^2; \quad S = D \cdot k; \quad k = \frac{S}{D}. \quad (1.22)$$

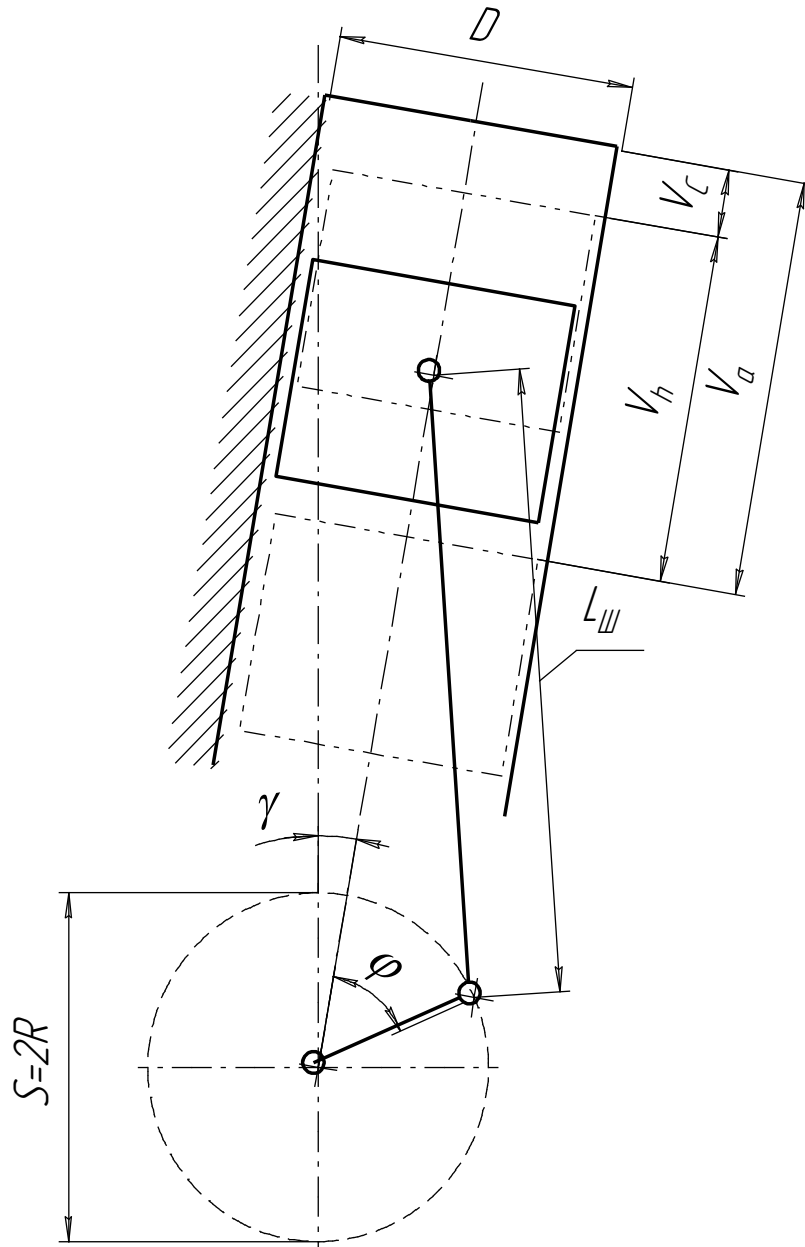


Рисунок 1.4 Основные геометрические характеристики КШМ и ЦПГ

Величина объема камеры сгорания (камеры сжатия), мм,

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \quad (1.23)$$

Рабочий объем цилиндра:

$$V_h = S \cdot F_{II} \quad (1.24)$$

2. РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

Внешняя скоростная характеристика двигателя внутреннего сгорания строится на основании проведенных испытаний на тормозных стендах при полностью открытой дроссельной заслонке (рейки управления топливным насосом высокого давления). Представляет собой зависимости различных характеристик двигателя (мощность, крутящий момент, расход топлива и др.) от частоты вращения коленчатого вала (КВ).

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

Построение кривых внешней скоростной характеристики ведется в интервале:

$$\text{от } n_{e\min} = 400 \dots 1200 \text{ мин}^{-1}$$

$$\text{до } n_{e\max} = (1,1 \dots 1,2) n_N$$

для карбюраторных двигателей и

$$\text{от } n_{e\min} = 350 \dots 700 \text{ мин}^{-1}$$

$$\text{до } n_N$$

для дизелей, где n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при номинальной мощности.

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

Расчетные точки кривой эффективной мощности, N_e (кВт) определяются по следующим эмпирическим зависимостям через каждые 500 ... 1000 мин^{-1} :

- для карбюраторных двигателей

$$N_{e_x} = \frac{N_{e_N} n_x}{n_N} \left(1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right), \quad (1.25)$$

- для дизелей с неразделенными камерами

$$N_{e_x} = \frac{N_{e_N} n_x}{n_N} \left(0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right), \quad (1.26)$$

где N_{e_x} ; n_x – эффективная мощность и частота вращения в расчетной точке характеристики;

N_{e_N} n_{e_N} – номинальная эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала двигателя при номинальной мощности.

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

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_{e_x}}{\pi n_x}. \quad (1.27)$$

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

$$P_{e_x} = \frac{30 \tau N_{e_x}}{V_h n_x}. \quad (1.28)$$

где τ – тактность двигателя;

V_h – объем двигателя, л.

Точки кривой среднего индикаторного давления, P_i (МПа),

$$P_{i_x} = P_{e_x} + P_{M_x}, \quad (1.29)$$

где P_{M_x} – среднее давление механических потерь двигателя, определяется по уравнениям 1.17, приведенным в разделе 1.2, в зависимости от типа и конструкции двигателя.

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

$$M_{i_x} = \frac{P_{i_x} V_h 10^3}{\pi \tau}. \quad (1.30)$$

Удельный эффективный расход топлива, g_e (г/КВт·ч):

- для карбюраторных двигателей:

$$g_{e_x} = g_{e_N} \left(1,2 - \frac{n_x}{n_N} + 0,8 \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right); \quad (1.31)$$

- для дизелей с неразделенными камерами:

$$g_{e_x} = g_{e_N} \left(1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right); \quad (1.32)$$

где g_{e_N} и g_{e_x} – удельный эффективный расход топлива соответственно при номинальной мощности и в расчетной точке характеристики. Для данного построения можно принять:

- для карбюраторных двигателей:

$$g_{e_N} = 210...275 \text{ г / кВт}\cdot\text{ч};$$

- для дизелей:

$$g_{e_N} = 170...210 \text{ г / кВт}\cdot\text{ч}.$$

Часовой расход топлива G_T , кг/ч,

$$G_{T_x} = 10^{-3} g_{e_x} N_{e_x}. \quad (1.33)$$

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

$$\alpha_{\min} = (0,7...0,8)\alpha_N. \quad (1.34)$$

При выбранном законе изменения α коэффициент наполнения

$$\eta_{V_x} = \frac{P_e \alpha_x g_{e_x} l_0}{3600 \rho_0}, \quad (1.35)$$

где l_0 - количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива, определяется на основании расчёта; в этом построении можно принять:

- для карбюраторных двигателей $l_0 = 15$ кг/кг;

- для дизелей $l_0 = 14,5$ кг/кг.

По скоростной характеристике можно определить коэффициент приспособляемости двигателя, характеризующий способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки, представляющий собой отношение:

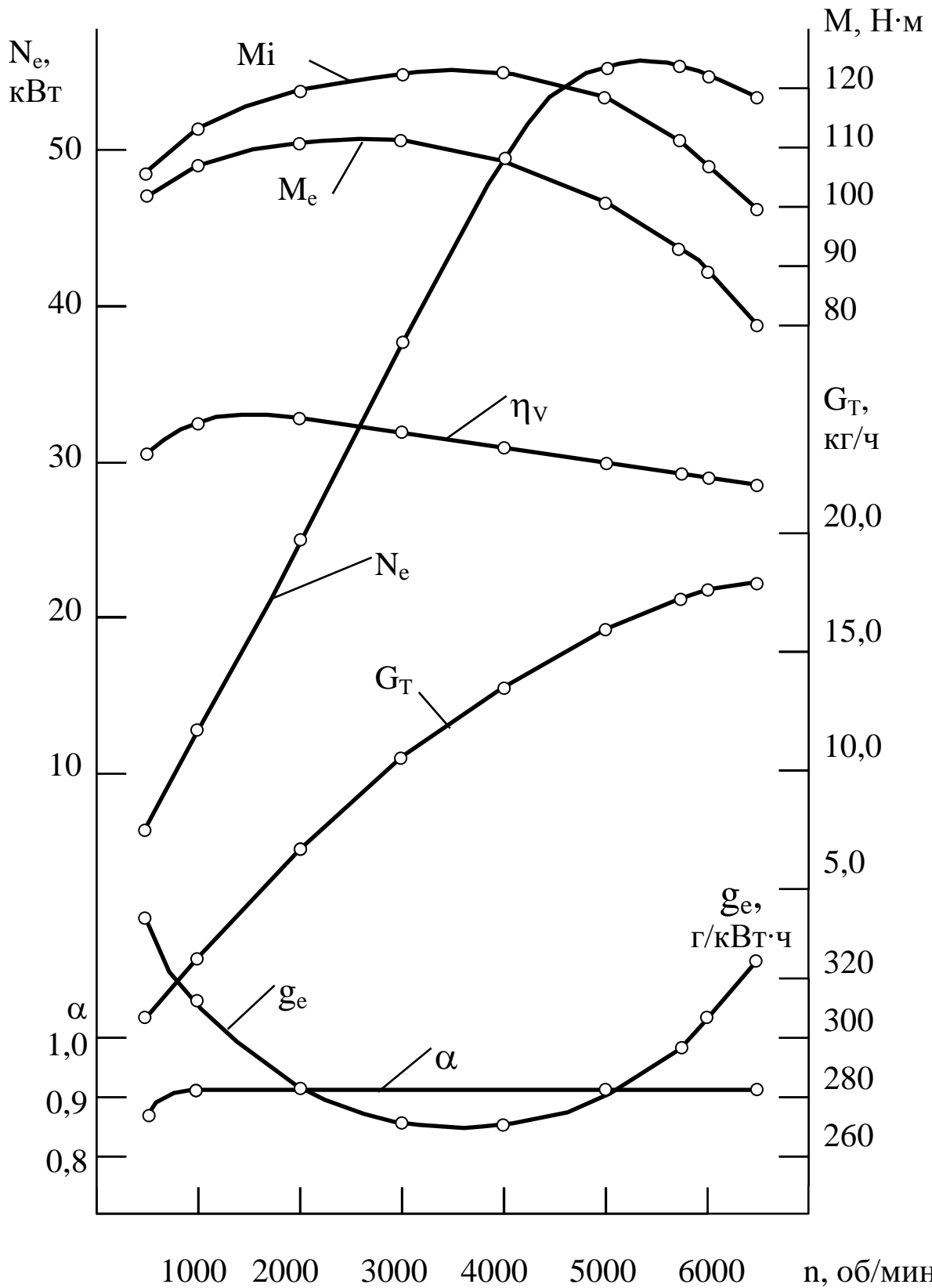


Рисунок 1.5 Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

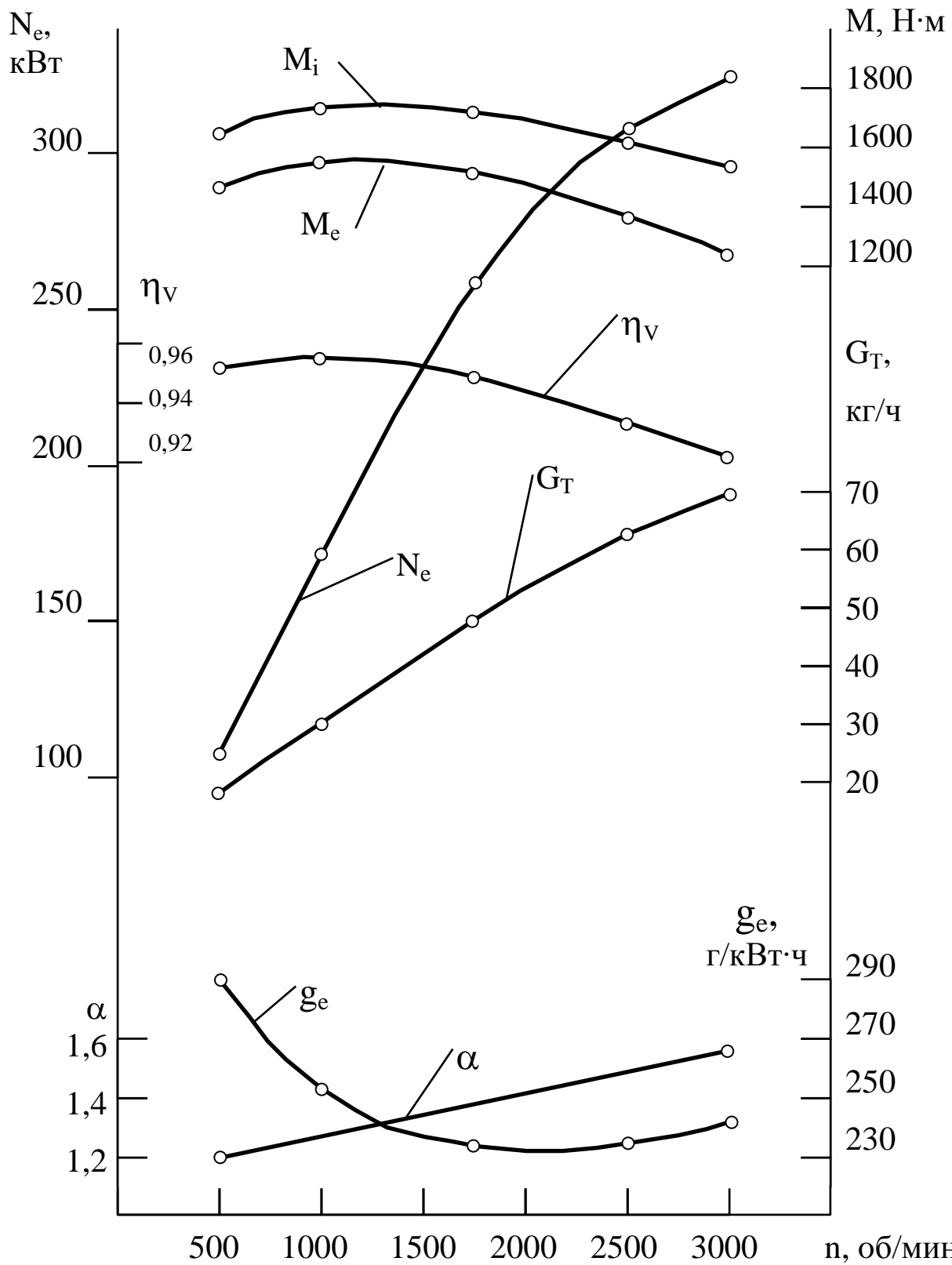


Рисунок 1.6 Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

3. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

3.1 Исходные данные.

Исходные данные к расчётам выбираются по вариантам в таблице 2.1. Вариант задания определяется по двум последним цифрам номера зачётной книжки студента; последняя цифра соответствует номеру группы заданий, предпоследняя цифра – номеру строки в группе заданий.

Таблица 2.1 Варианты заданий.

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

Продолжение таблицы 2.1

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

3.2 Задание к расчётной части.

1. Рассчитать параметры рабочего тела цикла четырёхтактного двигателя внутреннего сгорания.
2. Определить показатели рабочего цикла двигателя.
3. Определить показатели двигателя.
4. Построить внешнюю скоростную характеристику двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов/ А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
2. Расчет и конструирование автомобильного двигателя внутреннего сгорания. Методические указания к выполнению курсового проекта / Сост. П. К. Сопин, С. В. Огрызков, А. А. Ветрогон. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2005. – 104 с.
3. Тимченко І. І. Автомобільні двигуни: Навч. посібник для вузів/ І. І. Тимченко, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов.; За ред. І. І. Тимченко. – Харків: Основа, 1995. – 460 с.