

**Тепловой расчёт автомобильного ДВС
(расчёт действительного цикла)**

**Учебное пособие для выполнения курсовой работы по дисциплине
«Экспериментальные исследования и испытания авиационных ДВС»**

**Составители: доцент кафедры теплотехники Ковылов Ю.Л.,
доцент кафедры теплотехники Крашенинников С.В.**

Содержание

Введение.....	3
I. Исходные данные для расчёта.....	8
II. Выбор расчётных режимов.....	8
III. Тепловой расчёт.....	9
1. Низшая теплота сгорания топлива.....	9
2. Параметры рабочего тела.....	9
3. Параметры окружающей среды и остаточные газы.....	11
4. Процесс впуска.....	11
5. Процесс сжатия.....	13
6. Процесс сгорания.....	14
7. Процессы расширения и выпуска.....	16
8. Индикаторные показатели двигателя.....	17
9. Эффективные показатели двигателя.....	17
10. Основные параметры цилиндра и двигателя.....	18
IV. Построение индикаторной диаграммы.....	21
V. Расчет теплового баланса.....	25
VI. Построение внешней скоростной характеристики (BCX).....	28
Список литературы.....	31
Приложения.....	32

Введение

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются наиболее распространенными тепловыми двигателями. Благодаря компактности, экономичности и долговечности эти двигатели находят массовое применение во всех отраслях мирового хозяйства.

Успешное применение ДВС, разработка новых конструкций, повышение мощностных, экономических и экологических показателей стали возможны в значительной степени благодаря исследованиям и разработке теории рабочих процессов ДВС. В 1906 г. профессор Московского высшего технического училища В. И. Гриневецкий впервые разработал метод теплового расчета двигателя. Этот метод был развит и дополнен в первой половине XX века российскими учеными Н. Р. Брилингом, Е. К. Мазингом, Б. С. Стечкиным.

Тепловой расчет позволяет аналитическим путем определить основные параметры вновь проектируемого двигателя или проверить степень совершенства действительного цикла реально работающего двигателя.

В первом случае на основе заданной эффективной мощности двигателя N_e проводят расчет, результатом которого являются основные конструктивные (S , D , рабочий объем двигателя V_H), экономические (удельный расход топлива g_e , эффективный КПД η_e) и энергетические (среднее эффективное давление p_e , удельная мощность $N_{уд}$) параметры двигателя.

Во втором случае, задавшись известными конструктивными размерами двигателя (S , D , V_H), в результате расчета находят эффективную мощность N_e , а также перечисленные выше экономические и энергетические параметры работы.

По результатам теплового расчета строят индикаторную диаграмму. Параметры, полученные в тепловом расчете, используются при построении внешней скоростной характеристики и являются исходными при проведении динамического и прочностных расчетов, расчетов систем двигателя (смазки, охлаждения, топливопитания).

Основные положения, необходимые для выбора исходных параметров, которые используются при выполнении теплового расчета, следующие.

Мощность двигателя и частота оборотов коленчатого вала. При расчете двигателя обычно задаются величиной номинальной мощности. В автомобильных двигателях номинальная мощность равна максимальной мощности при номинальной частоте оборотов коленчатого вала. Выбор номинальной мощности определяется прежде всего назначением двигателя (обеспечение требуемых характеристик автомобиля), его типом (двигатель с искровым зажиганием (ДсИЗ), дизель), условиями эксплуатации. Мощность современных автомобильных ДВС находится в широких пределах – от 40 до 600 кВт.

Частота оборотов коленчатого вала является другим важнейшим показателем работы двигателя, характеризующим его тип и динамические качества. На протяжении всего XX века существовала тенденция повышения частоты оборотов коленчатого вала. Результатом этого являлось снижение основных размеров и массы двигателя. В то же время с увеличением частоты оборотов свыше определенной величины снижается экономичность ДВС, ухудшается экологичность, повышается износ деталей и узлов двигателя. Поэтому в настоящее время рост частоты оборотов существенно уменьшился, а для отдельных типов ДВС прекратился. У современных автомобильных ДсИЗ частота оборотов составляет 4000 – 7000 мин⁻¹, дизелей 3000 – 5000 мин⁻¹.

Число и расположение цилиндров. Выбор числа цилиндров и их расположение зависят от мощностных, динамических и конструктивных факторов и определяется, главным образом, рабочим объемом (литражом) двигателя. Наибольшее распространение получили автомобильные двигатели с числом цилиндров 4 и 6. В случае значительных рабочих объемов (более 6 – 8 дм³) двигатели имеют 8 или 12 цилиндров. С увеличением числа цилиндров возрастает уравновешенность и плавность работы двигателя, в то же время повышаются механические потери и ухудшаются экономические

показатели. Рабочий объем четырехцилиндрового ДсИЗ обычно составляет $1 - 2,5 \text{ дм}^3$, четырехцилиндрового дизеля – $1,5 - 8 \text{ дм}^3$, шестицилиндрового ДсИЗ – $2,5 - 6 \text{ дм}^3$, шестицилиндрового дизеля до 20 дм^3 .

Современные автомобильные двигатели имеют рядное, V-образное и, что значительно реже, оппозитное расположение цилиндров. Массовое применение получили четырехцилиндровые рядные двигатели, как наиболее дешевые в производстве и эксплуатации. По сравнению с рядными, V-образные двигатели имеют лучшие массогабаритные показатели. Двигатели с оппозитным расположением цилиндров отличаются возможностью более выгодного расположения на автомобиле.

Размеры цилиндра и скорость поршня. Размеры цилиндра – диаметр D и ход поршня S – являются основными конструктивными параметрами двигателя. Величина диаметра цилиндра современных автомобильных ДВС в основном зависит от типа и назначения двигателя и находится в диапазоне $60 - 110 \text{ мм}$ у ДсИЗ, $80 - 130 \text{ мм}$ у дизеля.

Ход поршня обычно характеризуется относительной величиной S/D , непосредственно связанной со скоростью поршня. В зависимости от величины S/D различают двигатели короткоходные ($S/D < 1$) и длинноходные ($S/D > 1$). При переходе к короткоходным двигателям снижается высота двигателя и его масса, уменьшается скорость поршня и износ деталей двигателя. В то же время снижение величины S/D приводит к более высокому давлению газов на поршень и увеличению габаритной длины двигателя. У современных ДВС величина $S/D = 0,7 - 1,2$ и в большинстве случаев близка к единице.

Средняя скорость поршня $V_{п. ср.}$ является критерием быстроходности двигателя. В зависимости от величины $V_{п. ср.}$ двигатели подразделяются на тихоходные ($V_{п. ср.} < 6,5 \text{ м/с}$) и быстроходные ($V_{п. ср.} > 6,5 \text{ м/с}$). Все автомобильные ДВС являются быстроходными.

С увеличением скорости поршня возрастают механические потери, повышается тепловая напряженность деталей, сокращается срок службы

двигателя. В связи с этим, увеличение средней скорости поршня неразрывно связано с необходимостью повышения долговечности деталей, применения более совершенных конструкционных материалов и улучшения качества моторных масел.

В современных автомобильных двигателях средняя скорость поршня на номинальном рабочем режиме обычно находится в пределах: ДсИЗ – 12 – 20 м/с, дизель – 8 – 15 м/с.

Степень сжатия. Величина степени сжатия ϵ является одним из важнейших конструктивных параметров двигателя. С ростом степени сжатия увеличивается экономичность и удельная мощность двигателя. Выбор степени сжатия в первую очередь зависит от типа двигателя и рода топлива. Кроме того, степень сжатия выбирают с учетом наличия или отсутствия наддува, быстроходности двигателя, системы охлаждения и прочих конструктивных факторов.

Для ДсИЗ выбор степени сжатия прежде всего определяется детонационной стойкостью применяемого топлива (см. приложение 2а). При определенном сорте топлива возможно добиться повышения степени сжатия за счет: а) выбора оптимальной формы камеры сгорания и расположения свечи на равном удалении от стенок камеры сгорания; б) размеров цилиндра (уменьшение диаметра цилиндра повышает степень сжатия вследствие сокращения пути пламени и увеличения относительной поверхности охлаждения); в) повышения частоты оборотов коленвала двигателя (увеличение частоты оборотов повышает степень сжатия за счет сокращения времени пребывания топливовоздушной смеси в камере сгорания); г) выбора системы охлаждения (жидкостная система охлаждения допускает более высокие значения степени сжатия, чем воздушная); д) применения обедненной топливовоздушной смеси ($\alpha > 1$).

В современных ДсИЗ $\epsilon = 8 - 12$. Повышение степени сжатия выше 12 ограничивается возможностью самовоспламенения смеси и возникновением

детонации в процессе сгорания. В настоящее время величина степени сжатия большинства ДСИЗ без наддува составляет 10 – 11.

У дизелей минимальная степень сжатия должна обеспечить в конце процесса сжатия достижения температуры, необходимой для самовоспламенения впрыскиваемого топлива. Учитывая, что впрыск топлива происходит раньше завершения процесса сжатия и с повышением температуры сжатия сокращается период задержки воспламенения, в дизелях без наддува минимальная степень сжатия – 14, в дизелях с наддувом – 11.

В современных автомобильных дизелях $\epsilon = 14 - 24$. Рост степени сжатия выше 24 ограничен прочностью конструкции двигателя.

В данном учебном пособии приводится порядок теплового расчета четырехтактных автомобильных ДВС двух типов: двигателя с искровым зажиганием и дизеля. Наполнение двигателей происходит из атмосферы, двигатели работают на жидком топливе. В настоящее время такой тип ДВС является наиболее распространенным.

В приложении находятся справочные материалы, позволяющие выполнить тепловой расчет, не прибегая к использованию дополнительной литературы.

I. Исходные данные для расчёта

- Эффективная (номинальная) мощность N_e (кВт) при номинальной частоте оборотов коленчатого вала n_N (мин^{-1});
 - рабочий объём двигателя V_H (дм^3);
 - число цилиндров i ;
 - коэффициент избытка воздуха (состава смеси) α ;
 - степень сжатия ε ;
 - степень повышения давления λ (для дизеля);
 - ход поршня S (мм), или диаметр цилиндра D (мм), или их отношение S/D ;
 - давление p_0 (МПа) и температура T_0 (К) окружающей среды;
 - вид топлива.
- Образец задания для расчета см. в приложении 1.

II. Выбор расчётных режимов

При проведении теплового расчета выбирают несколько скоростных режимов. Для автомобильных ДВС такими режимами обычно являются:

- 1) режим минимальной частоты оборотов при работе двигателя под нагрузкой $n_{\min} = 600 - 1000 \text{ мин}^{-1}$;
- 2) режим максимального крутящего момента $n_M = (0,4 - 0,6)n_N$;
- 3) режим максимальной (номинальной) мощности при n_N (см. исходные данные);
- 4) режим максимальной частоты оборотов (только для ДсИЗ)
 $n_{\max} = (1,05 - 1,20)n_N$.

В дальнейшем расчёт ведётся для каждого выбранного режима.

III. Тепловой расчёт

1. Низшая теплота сгорания топлива

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

где C, H, O, S - массовые доли компонентов топлива, находятся по известному элементарному составу топлива или по справочным данным (см. приложение 2), W - массовая доля воды в топливе (в расчёте $W=0$).

2. Параметры рабочего тела

2.1 Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива (стехиометрический коэффициент):

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

- массовый
$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right), \text{ кг возд./кг топл.}$$

2.2 Количество горючей смеси

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1 / m_T, \quad \text{кмоль гор.см./кг топл.},$$

где

α - принимается по заданию или по графической зависимости (см. приложение 3) в зависимости от выбранного расчетного режима.

m_T - молекулярная масса топлива, находится по известному элементарному составу или по справочным данным (см. приложение 2).

2.3 Количество отдельных компонентов продуктов сгорания, кмоль/кг топл.:

- при $\alpha \geq 1$:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2};$$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (\alpha - 1) L_0$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0.$$

- при $\alpha < 1$:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0;$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 \cdot L_0;$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 \cdot L_0;$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0;$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0;$$

Где K – постоянная величина, для бензина $K = 0,45 \dots 0,50$.

2.4 Общее количество продуктов сгорания, кмоль пр.сг./кг топл

- при $\alpha \geq 1$:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208) \cdot L_0$$

- при $\alpha < 1$:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0$$

В случае правильного расчёта левая и правая части уравнения должны совпасть.

3. Параметры окружающей среды и остаточные газы

3.1 Давление и температура окружающей среды

При работе двигателей без наддува:

$$p_k = p_0 \text{ и } T_k = T_0 \text{ (см. исходные данные).}$$

Если p_0 и T_0 не заданы, то принимают: $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $T_0 = 293 \text{ К}$.

3.2 Температура остаточных газов

Для предварительной оценки температуры остаточных газов T_r используются графические зависимости (см. приложение 4).

3.3 Давление остаточных газов

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

Где

$$A_p = (p_{rN} - p_k \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (n_N^2 \cdot p_k);$$

$$p_{rN} = (1,15 \dots 1,25) p_k, \text{ МПа}.$$

Большие значения p_{rN} принимаются при повышенных значениях n_N .

4. Процесс впуска

4.1 Температура подогрева свежего заряда:

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125n), \text{ К};$$

где

$$A_T = \Delta T_N / (110 - 0,0125n_N),$$

-ДсИЗ:

$$\Delta T_N = 5 \dots 10 \text{ К},$$

-дизель:

$$\Delta T_N = 5 \dots 20 \text{ К}.$$

4.2 Плотность заряда на впуске

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

где $R_B = 287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ - газовая постоянная воздуха.

4.3 Потери давления на впуске

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

Где $\beta^2 + \xi_{en} = 2,5 - 4,0$ - гидравлическое сопротивление впускной системы двигателя,

$$A_n = \omega_{en} / n_N$$

$\omega_{en} = 50 - 130 \text{ м/с}$ - средняя скорость движения топливной смеси (воздуха) в наименьшем сечении впускной системы на номинальном режиме.

Увеличивается с ростом n_N .

4.4 Давление в конце впуска

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

4.5 Коэффициент остаточных газов

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

Где $\varphi_{оч} = 1$ - коэффициент очистки для двигателя без наддува,
 $\varphi_{доз} = 0,33 \cdot 10^{-4} \cdot n + 0,917$ - коэффициент дозарядки, имеет примерно линейную зависимость от n .

4.6 Температура в конце впуска

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r), \text{ К}.$$

4.7 Коэффициент наполнения

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

5. Процесс сжатия

5.1 Средний показатель политропы сжатия

-ДсИЗ: $n_I = k_I - (0,00...0,04)$;

-дизель: $n_I = k_I \pm (0,00...0,02)$;

Где k_I - средний показатель адиабаты сжатия, определяется по специальной номограмме в зависимости от величины ε и T_a (см. приложение 5).

5.2 Давление в конце сжатия

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

5.3 Температура в конце сжатия:

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

5.4 Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

5.4.1 свежей смеси:

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c ,$$

где

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

5.4.2 Остаточных газов

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mc_V^{CO_2})_{t_0}^{t_c} + M_{CO} (mc_V^{CO})_{t_0}^{t_c} + M_{H_2O} (mc_V^{H_2O})_{t_0}^{t_c} + \right. \\ \left. + M_{H_2} (mc_V^{H_2})_{t_0}^{t_c} + M_{N_2} (mc_V^{N_2})_{t_0}^{t_c} + M_{O_2} (mc_V^{O_2})_{t_0}^{t_c} \right] ;$$

Средние молярные теплоёмкости отдельных компонентов остаточных газов определяются по формулам для интервала температур $0...1500 \text{ } ^\circ\text{C}$ (см. приложение б).

5.4.3 Рабочей смеси (свежая смесь и остаточные газы)

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} [(mc_V)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_V)_{t_0}^{t_c}]$$

6. Процесс сгорания

6.1 Коэффициент молекулярного изменения

- горючей смеси: $\mu_0 = M_2/M_1$;

- рабочей смеси: $\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r)$.

6.2 Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания топлива (только для расчётных режимов с $\alpha < 1$)

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0, \text{ кДж/кг.}$$

6.3 Теплота сгорания рабочей смеси

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

6.4 Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/кмоль·К

$$(mc_V'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (mc_{VCO_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (mc_{VCO}'')_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{VH_2O}'')_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} (mc_{VH_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{VN_2}'')_{t_0}^{t_z}],$$

Средние мольные теплоёмкости отдельных компонентов продуктов сгорания определяются по формулам для интервала температур 1500...2800 °С (см. приложение 6).

После подстановки формул уравнение сводится к виду:

$$(mc_V'')_{t_0}^{t_z} = Const_1 \cdot t_z + Const_2.$$

6.5 Коэффициент использования теплоты ξ_z

Величина ξ_z принимается в зависимости от расчётного режима (n) по графической зависимости (см. приложение 7).

6.6 Температура в конце видимого процесса сгорания t_z , $^{\circ}C$

Температура t_z находится решением квадратичного уравнения, получаемого из уравнения сгорания:

- ДСИЗ:
$$\xi_z H_{\text{раб.см.}} + (mc'_V)_{t_0}^{t_c} t_c = \mu (mc''_V)_{t_0}^{t_z} t_z;$$

-дизель:
$$\xi_z H_{\text{раб.см.}} + [(mc'_V)_{t_0}^{t_c} + 8,315 \cdot \lambda] \cdot t_c + 2270 \cdot (\lambda - \mu) = \mu \cdot (mc''_p)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z;$$

где $(mc''_p)_{t_0}^{t_z} = (mc''_V)_{t_0}^{t_z} + 8,315$ – средняя изобарная мольная теплоёмкость

продуктов сгорания,

λ - степень повышения давления, принимается согласно задания или выбирается из диапазона $\lambda = 1,6 \dots 2,5$, так чтобы $\lambda \cdot p_c \leq 12 \text{ МПа}$.

После подстановки в уравнение сгорания числовых значений всех известных параметров и последующих преобразований, оно принимает вид уравнения второго порядка:

$$At_z^2 + Bt_z - C = 0,$$

Где A, B, C - числовые значения известных величин.

Откуда:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, \text{ } ^{\circ}C, \quad T_z = t_z + 273, \text{ } K.$$

6.7 Максимальное давление сгорания

6.7.1 Теоретическое:

-ДСИЗ:
$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c};$$

-дизель:
$$p_z = \lambda \cdot p_c.$$

6.7.2 Действительное:

-ДСИЗ:
$$p_{z_0} = 0,85 \cdot p_z;$$

-дизель:
$$p_{z_0} = p_z.$$

6.8 а) Степень повышения давления (для ДсИЗ):

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

6.8 б) Степень предварительного расширения (для дизеля):

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

7. Процессы расширения и выпуска

7.1 Средний показатель политропы расширения:

$$n_2 = k_2;$$

где k_2 - средний показатель адиабаты расширения, определяется по специальной номограмме в зависимости от величин ε , T_z , α для ДсИЗ и δ , T_z , α для дизеля (см. приложение 8),

где $\delta = \varepsilon / \rho$ - степень предварительного расширения.

7.2 Давление и температура в конце процесса расширения:

-ДсИЗ:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа};$$

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

-дизель:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа};$$

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

7.3 Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}}$$

Расхождение с ранее принятой температурой остаточных газов ΔT_r не должно превышать 10%. В противном случае расчёт данного режима следует повторить с учётом вновь полученной величины T_r .

8. Индикаторные показатели двигателя

8.1 Теоретическое среднее индикаторное давление, МПа:

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

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

8.2 Действительное среднее индикаторное давление, МПа:

$$p_i = \varphi_u p_i';$$

Где φ - коэффициент полноты индикаторной диаграммы

-ДсИЗ:
$$\varphi_u = 0,94 \dots 0,97;$$

-дизель:
$$\varphi_u = 0,92 \dots 0,95.$$

8.3 Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_0 \eta_v}.$$

8.4 Удельный индикаторный расход топлива, г/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}.$$

9. Эффективные показатели двигателя

9.1 Среднее давление механических потерь, МПа:

-ДсИЗ с числом цилиндров до шести:

а) отношение $S/D > 1$:
$$p_M = 0,049 + 0,0152v_{н.ср.};$$

б) отношение $S/D \leq 1$:
$$p_M = 0,034 + 0,0113v_{н.ср.};$$

-дизель:

$$p_M = 0,089 + 0,0118v_{n.ср.};$$

где $v_{n.ср.} = \frac{S \cdot n}{30000}$, м/с- средняя скорость поршня.

В случае, когда ход поршня S не известен, величиной S задаются предварительно, определив по формуле:

$$S = \frac{30000 \cdot v_{n.ср.ном}}{n_N};$$

Где $v_{n.ср.ном} = 12...18$ м/с- средняя скорость поршня на номинальном режиме работы двигателя.

9.2 Среднее эффективное давление, МПа:

$$p_e = p_i - p_M.$$

9.3 Механический КПД

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i}$$

9.4 Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

9.5 Эффективный удельный расход топлива, г/кВт*ч

$$g_e = \frac{3600}{H_U \cdot \eta_e}$$

10. Основные параметры цилиндра и двигателя

10.1а) Рабочий объём двигателя, $дм^3$

Если в исходных данных задана эффективная мощность двигателя, то по её величине находится рабочий объём двигателя:

$$V_H = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n_N}$$

где $\tau = 4$ - тактность двигателя.

10.1б) Эффективная мощность двигателя, *кВт*

Если в исходных данных задан рабочий объём двигателя, то по его величине находится эффективная мощность:

$$N_e = \frac{p_e \cdot n_N \cdot V_H}{30 \cdot \tau}$$

10.2 Рабочий объём одного цилиндра, *дм³*

$$V_h = \frac{V_H}{i}$$

10.3 Диаметр цилиндра, *мм*

Если диаметр цилиндра не задан, его находят либо по заданному отношению S/D :

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}}$$

либо по заданному ходу поршня S :

$$D = 2000 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}}$$

10.4 Ход поршня, *мм*

Если ход поршня не задан, его находят по ранее определённым величинам V_h и D :

$$S = \frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot D^2} \cdot 10^6$$

Полученные значения D и S округляются до целых чисел, нуля или пяти.

По окончательно принятым значениям D и S определяют основные параметры и показатели двигателя для всех расчетных режимов.

10.5 Радиус кривошипа, *мм*

$$R = \frac{S}{2}$$

10.6 Средняя скорость поршня, m/c

$$V_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{30000}$$

При расхождении ранее принятой величины $V_{n.c.p.}$ (см. п. 9.1) и вновь полученной более 5% необходимо пересчитать эффективные параметры двигателя (п. 9) с учетом полученной величины $V_{n.c.p.}$.

10.7 Рабочий объём двигателя, dm^3

$$V_H = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6} \cdot i$$

10.8 Эффективная мощность, кВт

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_H \cdot n}{30 \cdot \tau}$$

10.9 Эффективный крутящий момент, $H \cdot m$

$$M_e = \frac{30000 \cdot N_e}{\pi \cdot n}$$

10.10 Часовой расход топлива, $kg/ч$

$$G_T = N_e \cdot g_e$$

10.11 Средняя скорость поршня, m/c

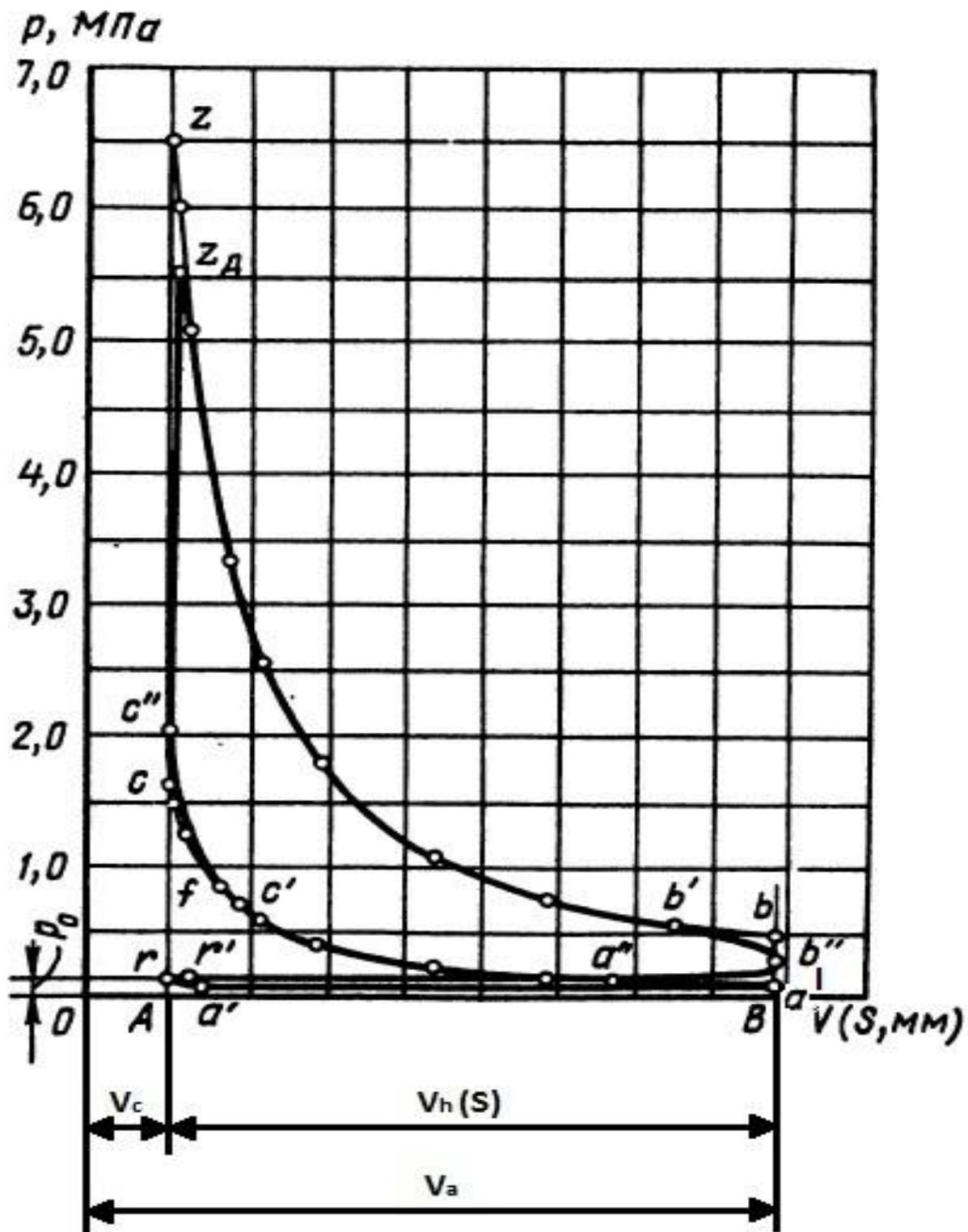
$$V_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{30000}$$

10.12 Удельная мощность двигателя, kBm/dm^3

$$Ne_{y0} = \frac{Ne}{V_H}$$

IV. Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма строится для номинального режима работы двигателя. Приведен пример индикаторной диаграммы ДСИЗ:



Пояснения к рисунку:

впуск: $r' r a' a''$ – действительный впуск,

$r' r$ – опережение открытия впускного клапана (продувка),

$a a''$ – запаздывание закрытия впускного клапана (дозарядка),

$r a$ – расчетный впуск;

сжатие: $a c$ – расчетный процесс,

$c' c''$ – скругление диаграммы,

c' – момент подачи искры или впрыска топлива,

f – отрыв линии сгорания от линии сжатия (начало процесса горения),

$c' f$ – период задержки воспламенения;

сгорание: $c z$ – расчетный процесс,

$c' f c'' z_0$ – действительный процесс;

расширение: $z b$ – расчетный процесс,

$z_0 b' b''$ – действительный процесс,

b' – момент открытия выпускного клапана;

выпуск: $b r$ – расчетный процесс,

$b' b'' r' r a'$ – действительный процесс,

a' – момент закрытия выпускного клапана.

1. Построение координатных осей.

При построении диаграммы её масштаб следует выбирать, чтобы получилось $OY=(1,2...1,7)OX$.

По оси OX откладываются:

AB – ход поршня S в масштабе обычно 1:1, 1.5:1, 2:1.

$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}$ - объём КС

Масштаб давлений обычно: $\mu_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07...0,10$ МПа/мм

2. Нанесение характерных точек цикла.

По данным теплового расчета на диаграмме откладываются в выбранном масштабе характерные точки a, c, z, b, r .

2. Построение политроп сжатия и расширения расчетным методом.

Вычисляются 5...7 промежуточных точек для кривых ac и zb по уравнению политропы $pV^n = const$.

а) политропа сжатия

$$p_x \cdot V_x^{n_1} = p_a \cdot V_a^{n_1} \rightarrow p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}$$

где $\frac{V_a}{V_x} = 1 \dots \varepsilon$

б) политропа расширения

$$p_x \cdot V_x^{n_2} = p_b \cdot V_b^{n_2} \rightarrow p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}$$

где $\frac{V_b}{V_x} = 1 \dots \varepsilon$ - для ДСИЗ;

$\frac{V_b}{V_x} = 1 \dots \delta$ - для дизеля.

3. Теоретическое среднее индикаторное давление

Графическим путем определяется теоретическое среднее индикаторное давление и сравнивается с расчетным значением.

$$P_{i\text{граф}} = \frac{F_{aczb}}{S(AB)} \mu_p$$

$$\Delta = \frac{P_{i\text{гр}} - P_{i\text{расч}}}{P_{i\text{расч}}} \leq 5\%$$

4. Скругление индикаторной диаграммы

а) выбор фаз газораспределения

- процесс впуска:

$\varphi_{r,r} = 10...30^\circ$ до ВМТ – опережение открытия впускного клапана;

$\varphi_{aa''} = 40...80^\circ$ после НМТ – запаздывание закрытия впускного клапана;

- процесс сжатия:

$\varphi_{c,c} = 30...40^\circ$ до ВМТ – угол опережения зажигания (УОЗ) для ДсИЗ;

$\varphi_{c,c} = 15...25^\circ$ до ВМТ – угол опережения впрыска (УОВ) топлива для дизеля;

$\varphi_{c,f} = 4...15^\circ$ - период задержки воспламенения для ДсИЗ;

$\varphi_{c,f} = 8...12^\circ$ - период задержки воспламенения для дизеля;

- процесс выпуска:

$\varphi_{b,b} = 40...80^\circ$ до НМТ опережение открытия выпускного клапана;

$\varphi_{ra'} = 10...50^\circ$ после ВМТ запаздывание закрытия выпускного клапана.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и УОЗ (УОВ) определяются положение точек r' , a' , a'' , c' , f , b' по формуле для перемещения поршня

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

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$

Окончательный выбор λ производится при проведении динамического расчета, при построении индикаторной диаграммы допустимо принять $\lambda = 0,25...0,30$.

б) положение точки c'' (давление в конце сжатия)

$$p_{c''} = (1,15...1,25)p_c$$

в) положение точки z_∂

- ДсИЗ: $p_{z_\partial} = 0,85p_z$, $\varphi_{z_\partial} = 8...12^\circ$ после ВМТ

- дизель: $p_{z_0} = p_z$, $\varphi_{z'z} = 6...10^\circ$ после ВМТ.

скорость нарастания давления: $\frac{\Delta p}{\varphi_{zz_0}}$, $\Delta p = p_{z_0} - p_{c^*} \approx 0.1...0.5$ Мпа/град.

Полученные точки соединяются плавными кривыми (т. b'' располагается между b и a), т. b'' соединяется с линией выпуска.

5. Действительное среднее индикаторное давление

Графическим путем определяется действительное среднее индикаторное давление и сравнивается с расчетным значением.

$$P_{i \text{ граф}} = \frac{F_{ac^*c''z_0b''a}}{S(AB)} \cdot \mu_p$$

$$\Delta p_i = \frac{P_{i \text{ гр}} - P_{i \text{ расч}}}{P_{i \text{ расч}}}$$

V. Расчет теплового баланса

1. Общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом (здесь и далее Дж/с)

$$Q_0 = \frac{H_U \cdot G_T}{3.6}; \quad q_0 = 100\%$$

2. Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с.

$$Q_e = 1000 \cdot N_e; \quad q_e = \frac{Q_e}{Q_0} \cdot 100\%$$

3. Теплота, передаваемая охлаждающей среде

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot \frac{H_U - \Delta H_U}{\alpha \cdot H_U}; \quad q_B = \frac{Q_B}{Q_0} \cdot 100\%$$

где

c – коэффициент пропорциональности (для 4-х тактных ДВС $c=0,45...0,53$)

i – число цилиндров

D – диаметр цилиндра, см

n – частота оборотов коленчатого вала, мин^{-1}

m – показатель степени (для 4-х тактных ДВС $m=0,6\dots 0,7$)

4. Теплота, унесенная с отработавшими газами

$$Q_r = \frac{G_T}{3.6} \left\{ M_2 \left[(mC_v^r)_{t_0}^r + 8.315 \right] \cdot t_r - M_1 \left[(mC_v)_{t_0}^k + 8.315 \right] \cdot t_k \right\} ; \quad q_r = \frac{Q_r}{Q_0} \cdot 100\%$$

где

$(mC_v^r)_{t_0}^r$ - теплоёмкость остаточных газов

$(mC_v)_{t_0}^k$ - теплоёмкость свежей смеси (воздуха)

Формулы для определения теплоёмкостей см. раздел III, п 5.4.

5. Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива

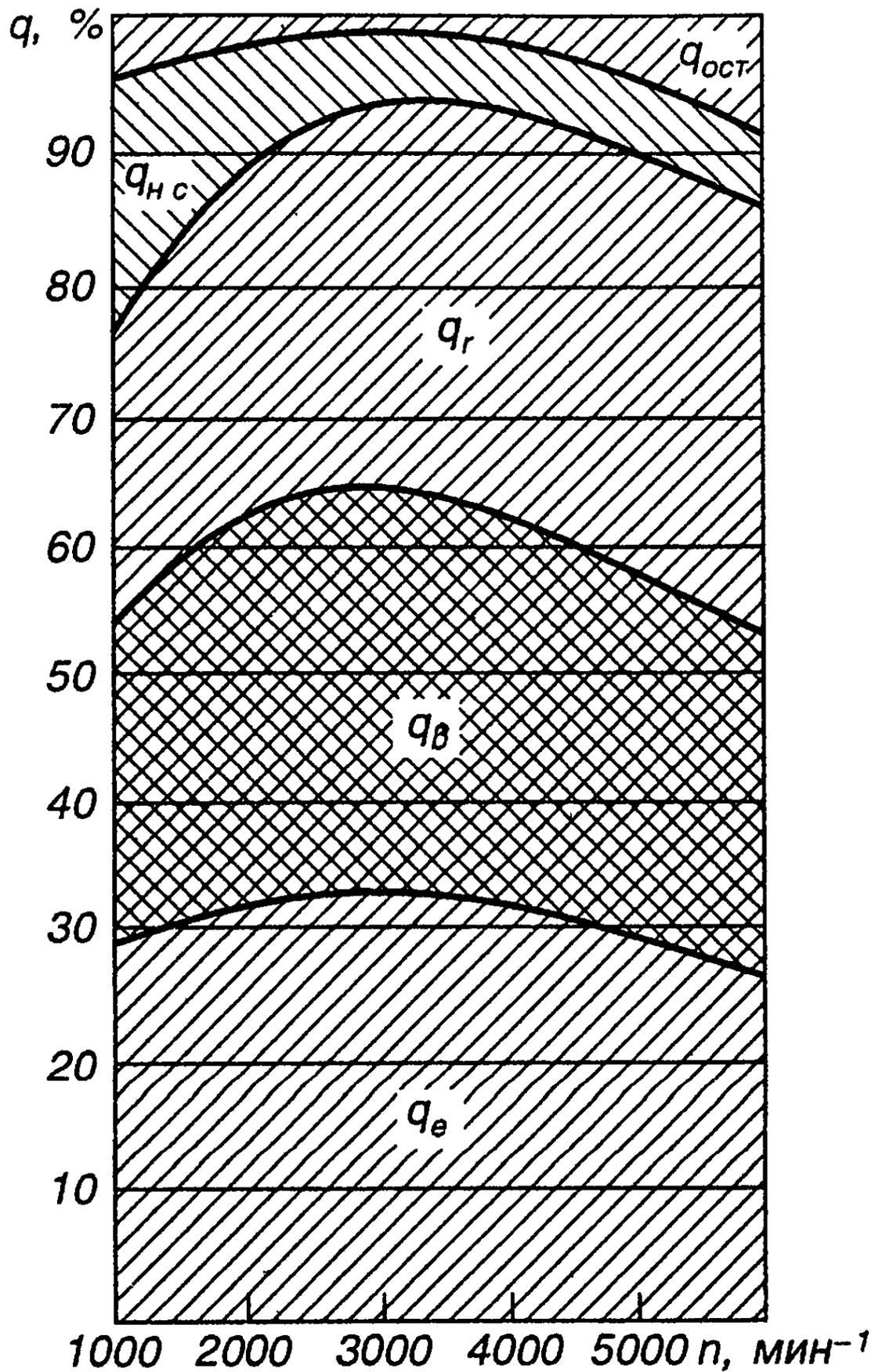
$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta H_U \cdot G_T}{3,6} ; \quad q_{н.с.} = \frac{Q_{н.с.}}{Q_0} \cdot 100\%$$

6. Неучтённые потери теплоты

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{н.с.}) ; \quad q_{ост} = \frac{Q_{ост}}{Q_0} \cdot 100\%$$

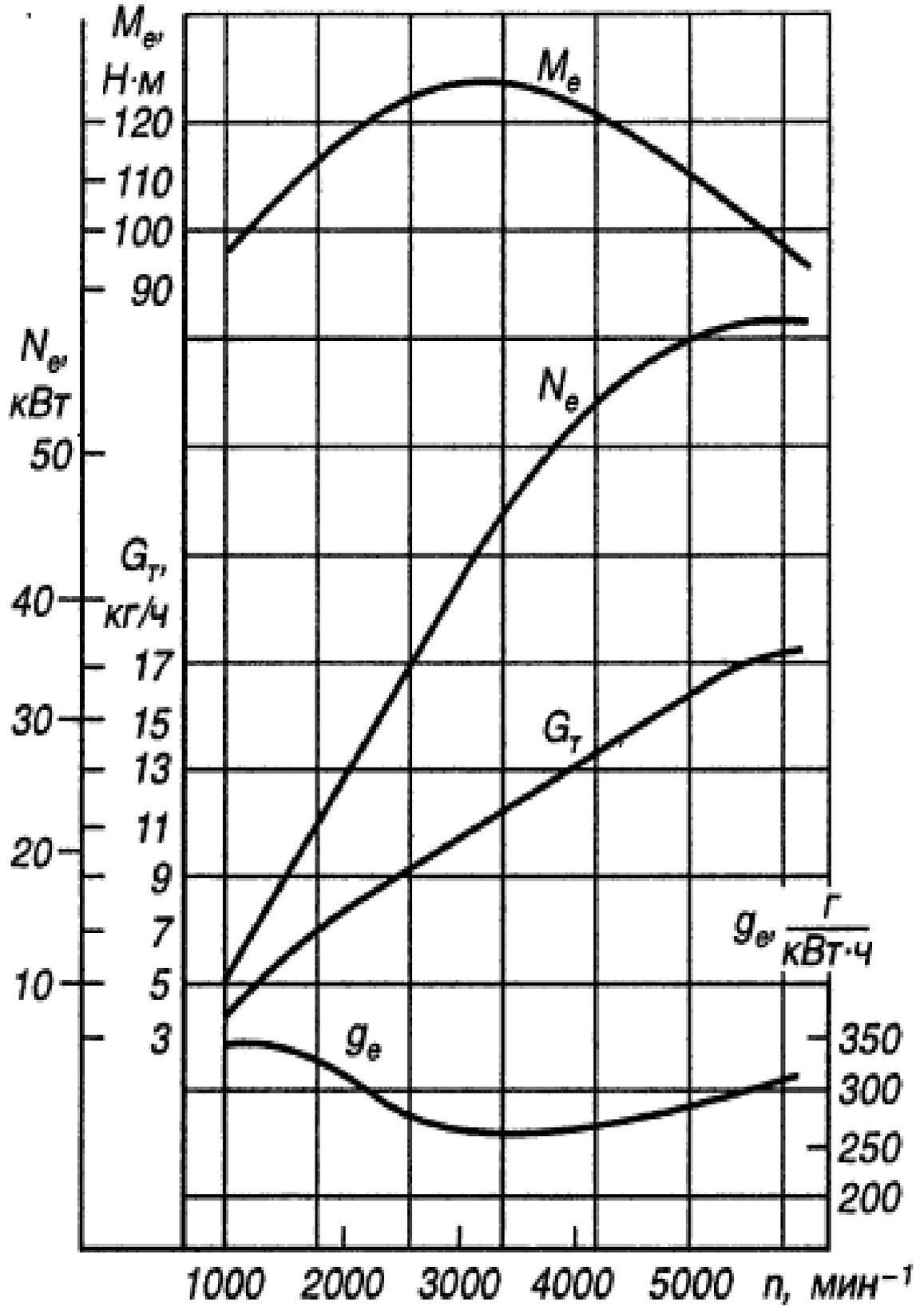
Составляющие теплового баланса представляются в виде графика и таблицы для всех расчетных режимов:

Составляющие теплового баланса	Частота вращения двигателя, мин^{-1}							
	Q , Дж/с	q , %	Q , Дж/с	q , %	Q , Дж/с	q , %	Q , Дж/с	q , %
Теплота, эквивалентная эффективной работе								
Теплота, передаваемая охлаждающей среде								
Теплота, унесенная с отработавшими газами								
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива								
Неучтенные потери теплоты								
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом								



Пример зависимости составляющих теплового баланса от частоты вращения коленчатого вала.

VI. Построение внешней скоростной характеристики (ВСХ)



1. Построение ВСХ по результатам теплового расчета

Параметры, определённые в ходе теплового расчета оформляются в виде таблицы и наносятся на график.

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Параметры внешней скоростной характеристики					
	N_e , кВт	g_e , г/(кВт·ч)	M_e , Н·м	G_T , кг/ч	η_V	α

2. Построение ВСХ по эмпирическим зависимостям

ВСХ строится по результатам теплового расчета, проведенного для одного режима работы двигателя – номинального (режима максимальной мощности) и использования эмпирических зависимостей. Расчетные точки определяются через каждые 500...1000 мин⁻¹, оформляются в виде таблицы и наносятся на график.

2.1 Эффективная мощность

$$\text{- ДсИЗ: } N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]$$

$$\text{- дизель: } N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0.87 + 1.13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]$$

где

N_e и n_N - номинальная эффективная мощность (кВт) и частота оборотов коленчатого вала (мин⁻¹) при номинальной мощности;

N_{ex} и n_x - эффективная мощность и частота оборотов коленчатого вала в искомой точке ВСХ.

2.2 Эффективный крутящий момент

$$M_{ex} = \frac{30000 \cdot N_{ex}}{\pi \cdot n_x}$$

2.3 Удельный эффективный расход топлива

$$\text{- ДсИЗ: } g_{ex} = g_{eN} \left[1.2 - 1.2 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]$$

$$\text{- дизель: } g_{ex} = g_{eN} \left[1.55 - 1.55 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]$$

где

g_{eN} , г/кВт*ч – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности.

2.4 Часовой расход топлива

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

2.5 Коэффициент наполнения

$$\eta_{vx} = \frac{l_0 \cdot \alpha_x \cdot G_{Tx}}{30 \cdot V_H \cdot \rho_k \cdot n_x}$$

где α_x - коэффициент избытка воздуха в искомой точке ВСХ.

Величина α_x принимается в соответствии с заданием или по графику приложения 3.

3. По ВСХ определяют коэффициент приспособляемости:

$$K = \frac{M_{emax}}{M_{eN}}$$

где M_{emax} - максимальный крутящий момент;

M_{eN} - крутящий момент при номинальной мощности.

Список литературы

1. Основная литература

1.1 Двигатели внутреннего сгорания / под ред. Луканина В.Н. – М.: Высшая школа, 2005. –311 с.;

1.2 КОЛЧИН А.И., ДЕМИДОВ В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов – М.: Высшая школа, 2002. – 400 с.

2. Дополнительная литература

2.1 Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. Орлина А.С. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

2.2 ЛУКАЧЕВ С.В. Основы рабочего процесса и характеристики двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие – Куйбышев: КуАИ, 1987. – 76 с.

2.3 РАЙКОВ И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.

2.4 ЗВОНОВ В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Образец исходных данных на расчет ДВС

а) двигатель с искровым зажиганием

- число цилиндров: 4;
- расположение цилиндров: рядное;
- топливо: бензин.

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
номинальная мощность N_e , кВт	50	60	70	80	90	45	55	65	75	85	95	50	60	70	80	90	100	95	85	75
номинальная частота оборотов n , об/мин	5100	5600	4700	5300	6000	4200	5400	6100	5800	4900	5400	4800	5200	4600	4000	5900	6200	6500	5500	5300
степень сжатия ϵ	7,3	8,9	9,1	10,5	9,5	8,3	7,4	9,3	8,7	9,8	9,0	7,1	8,5	9,8	10,6	9,9	9,4	8,3	10,0	9,7
коэфф-т состава смеси α_1	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	0,99	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88	0,86	0,85	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95
коэфф-т состава смеси $\alpha_{2,3,4}$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	1,10	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00
отношение $S_{п} / D_{ц}$	0,95	0,90	1,00	0,93	1,01	0,84	0,88	1,10	0,87	0,86	0,90	0,95	0,85	0,87	1,00	0,93	1,03	0,86	0,94	0,96
давление окр. среды P_k , мм.рт.ст.	740	745	750	755	760	765	770	775	780	770	760	750	740	745	750	755	760	765	770	775
температура окр. среды T_k , 0С	40	30	20	10	0	-10	-20	-30	-40	-35	-25	-15	-5	5	15	25	35	40	20	10

б) дизельный двигатель

- число цилиндров: 4;
- расположение цилиндров: рядное;
- топливо: ДТ.

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
номинальная мощность N_e , кВт	50	60	70	80	90	45	55	65	75	85	95	50	60	70	80	90	100	95	85	75
номинальная частота оборотов n , об/мин	4100	4600	3700	4300	5000	3200	4400	5100	4800	3900	4400	3800	4200	3600	3000	4900	5200	5500	4500	4300
степень сжатия ϵ	17,3	18,9	19,1	20,5	19,5	18,3	17,4	19,3	18,7	19,8	16,0	17,1	16,5	19,8	20,6	21,0	19,4	18,3	20,0	19,7
отношение S_p / D_c	0,95	0,90	1,00	0,93	1,01	1,05	1,03	1,10	1,07	1,02	0,90	0,93	0,95	0,97	1,00	0,93	1,03	1,10	0,94	0,96
давление окр. среды P_k , мм.рт.ст.	740	745	750	755	760	765	770	775	780	770	760	750	740	745	750	755	760	765	770	775
температура окр. среды T_k , 0С	40	30	20	10	0	-10	-20	-30	-40	-35	-25	-15	-5	5	15	25	35	40	20	10
степень повышения давления λ	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,7	2,1	1,9	2,0	1,8	2,3	2,1	2,2	2,0	1,9	1,7	1,8	1,9	1,6	1,7

Приложение 2. Элементарный состав и молярная масса жидких топлив

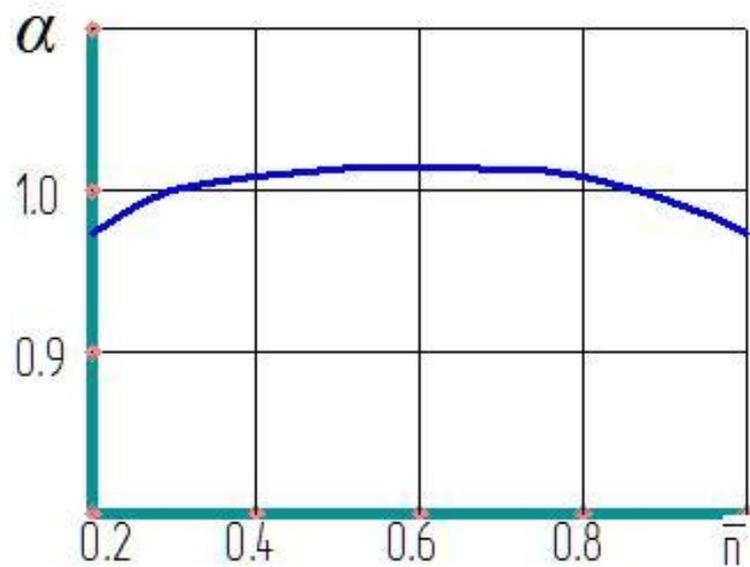
топливо	Содержание, кг вещества/кг топлива			Молярная масса, m_T (кг/кмоль)
	С	Н	О	
Бензин	0,855	0,145	---	110-120
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004	180-200
Метанол CH_3OH	0,375	0,125	0,500	32
Этанол C_2H_5OH	0,520	0,130	0,350	46

Приложение 2а. Взаимосвязь допустимой степени сжатия ДсИЗ без наддува и необходимого октанового числа топлива

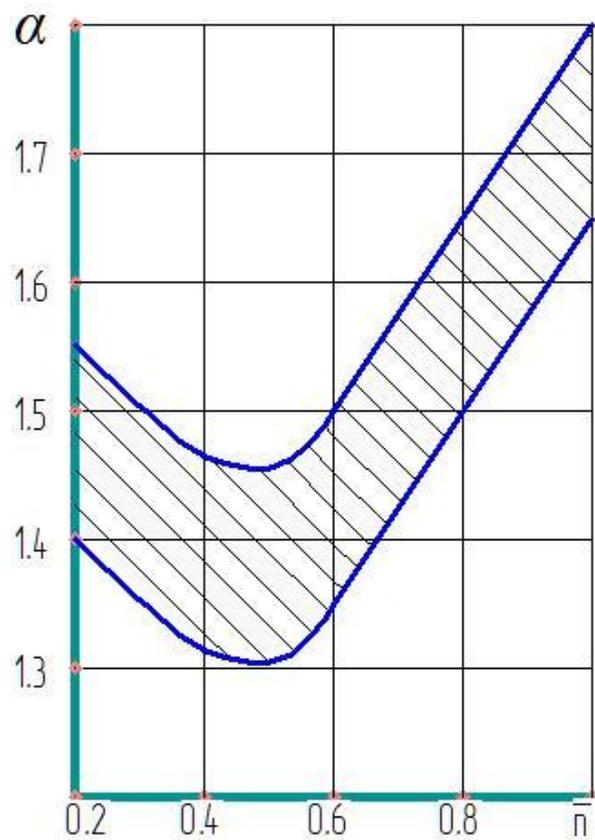
Степень сжатия ϵ	Менее 8,5	8,5 – 9,9	10,0 – 10,9	11,0 – 12,0
Октановое число по исследовательскому методу	80	92	95	98

Приложение 3. Состав топливоздушная смеси
(коэффициент избытка воздуха)

а) двигатель с искровым зажиганием

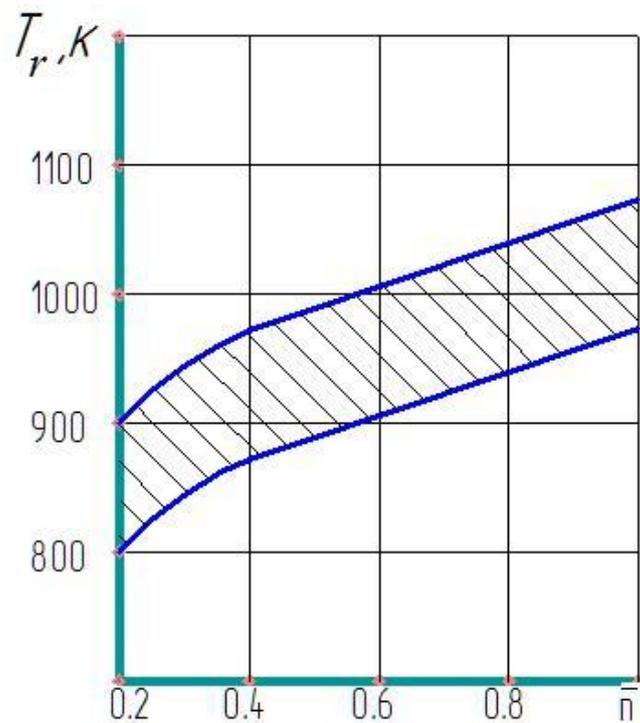


б) дизельный двигатель

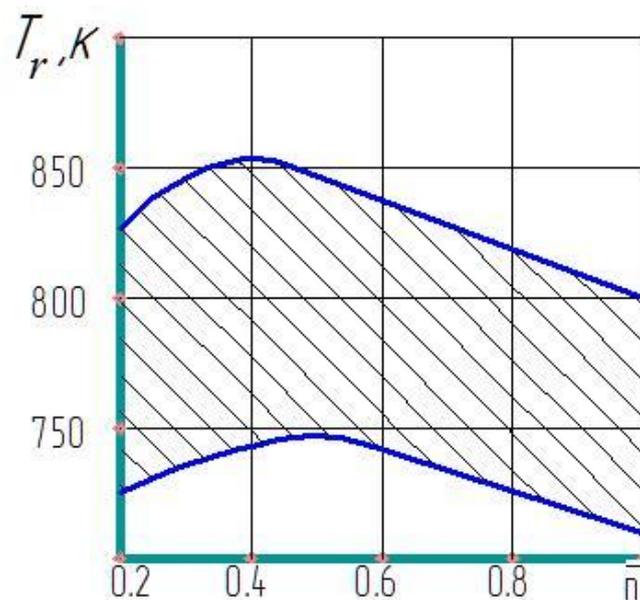


Приложение 4. Температура остаточных газов

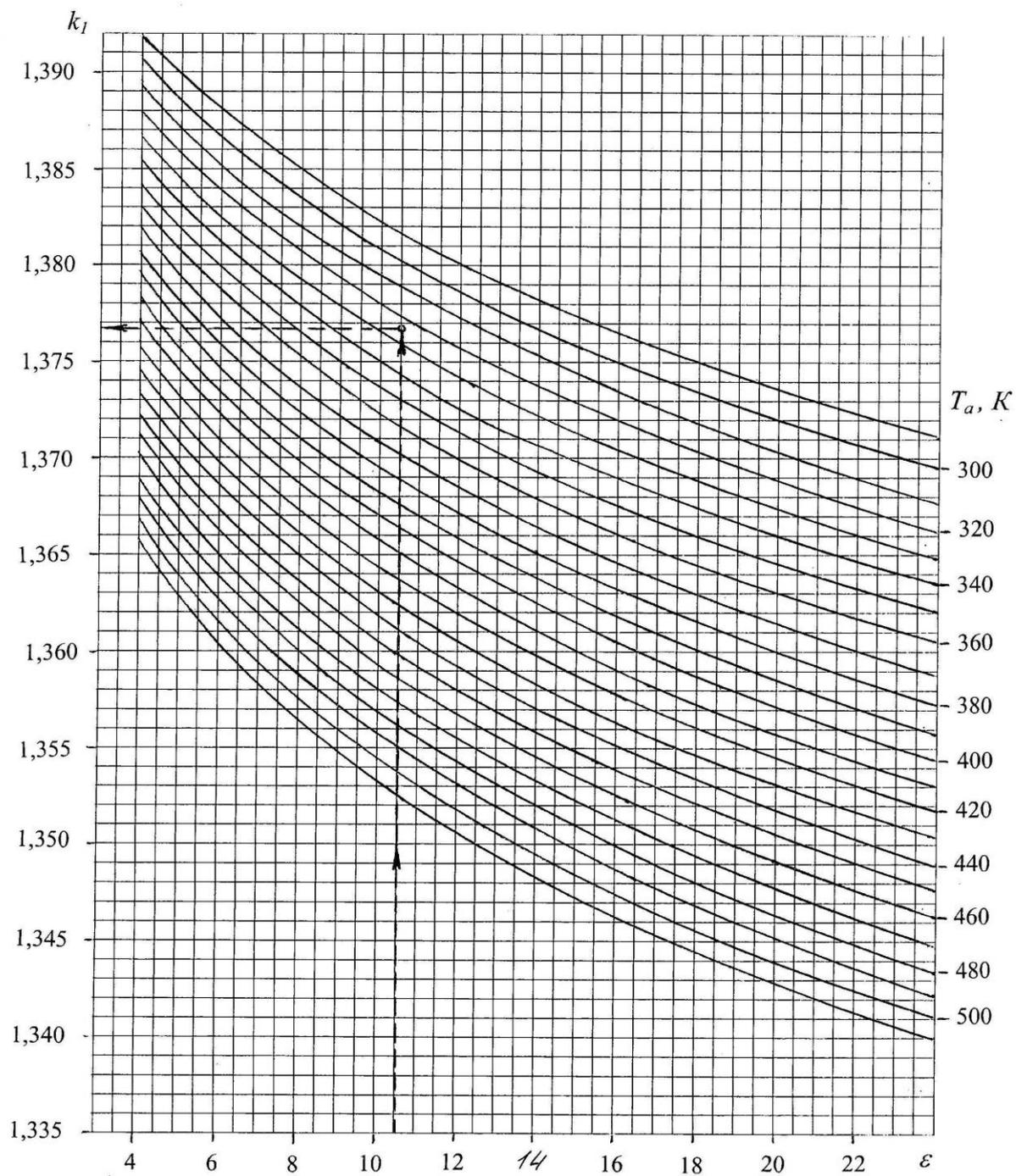
а) двигатель с искровым зажиганием



б) дизельный двигатель



Приложение 5. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

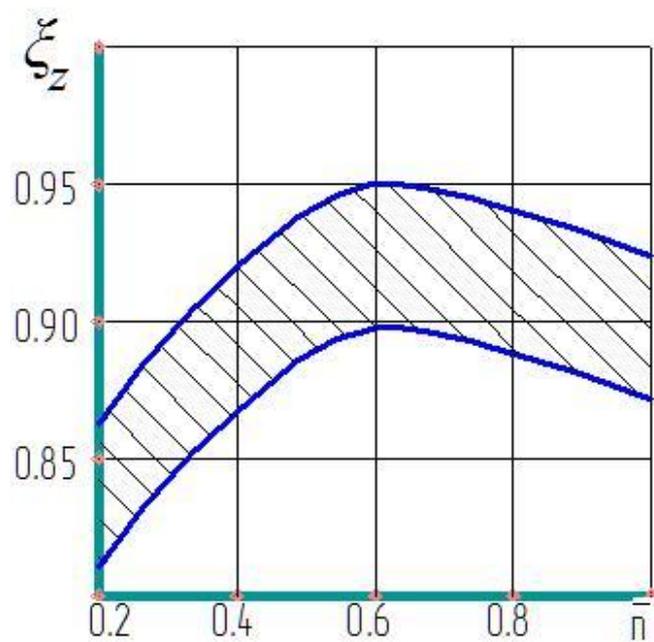


Приложение 6. Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме

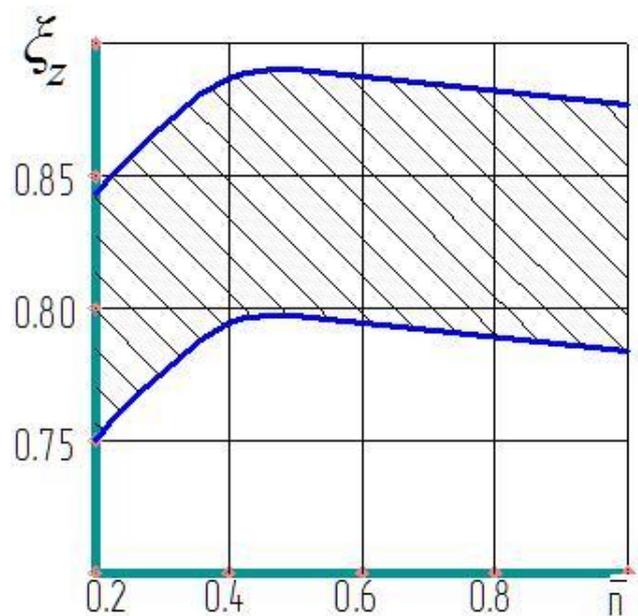
Наименование газа	Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль · град), для температур, °С	
	от 0 до 1500	от 1501 до 2800
Воздух	$mc_V = 20,600 + 0,002638t$	$mc_V = 22,387 + 0,001449t$
Кислород O ₂	$mc_{VO_2} = 20,930 + 0,004641t - 0,00000084t^2$	$mc_{VO_2} = 23,723 + 0,001550t$
Азот N ₂	$mc_{VN_2} = 20,398 + 0,0025t$	$mc_{VN_2} = 21,951 + 0,001457t$
Водород H ₂	$mc_{VH_2} = 20,684 + 0,000206t + 0,000000588t^2$	$mc_{VH_2} = 19,678 + 0,001758t$
Оксид углерода CO	$mc_{VCO} = 20,597 + 0,002670t$	$mc_{VCO} = 22,490 + 0,001430t$
Углекислый газ CO ₂	$mc_{VCO_2} = 27,941 + 0,019t - 0,000005487t^2$	$mc_{VCO_2} = 39,123 + 0,003349t$
Водяной пар H ₂ O	$mc_{VH_2O} = 24,953 + 0,05359t$	$mc_{VH_2O} = 26,670 + 0,004438t$

Приложение 7. Коэффициент использования теплоты

а) двигатель с искровым зажиганием

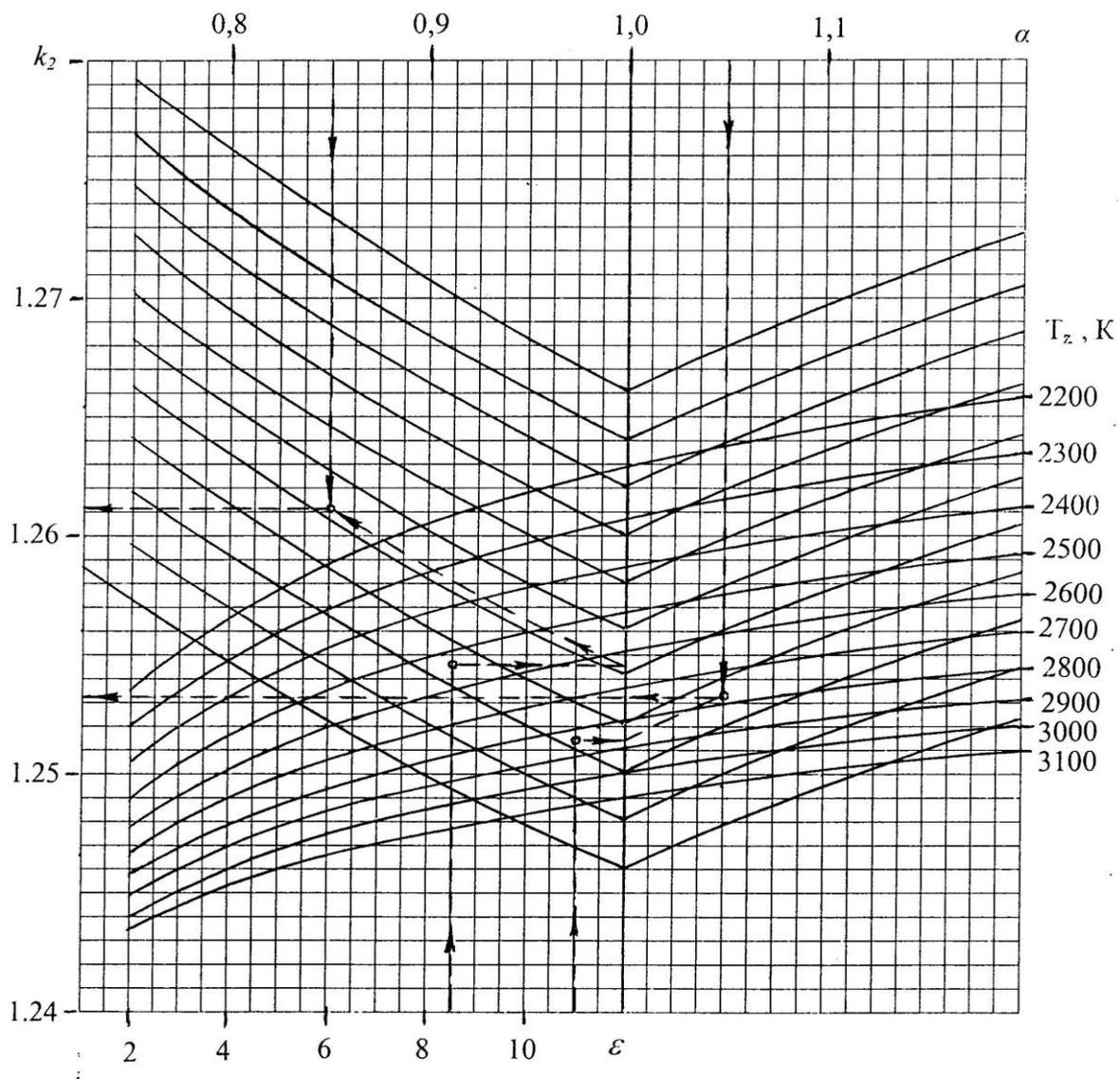


б) дизельный двигатель



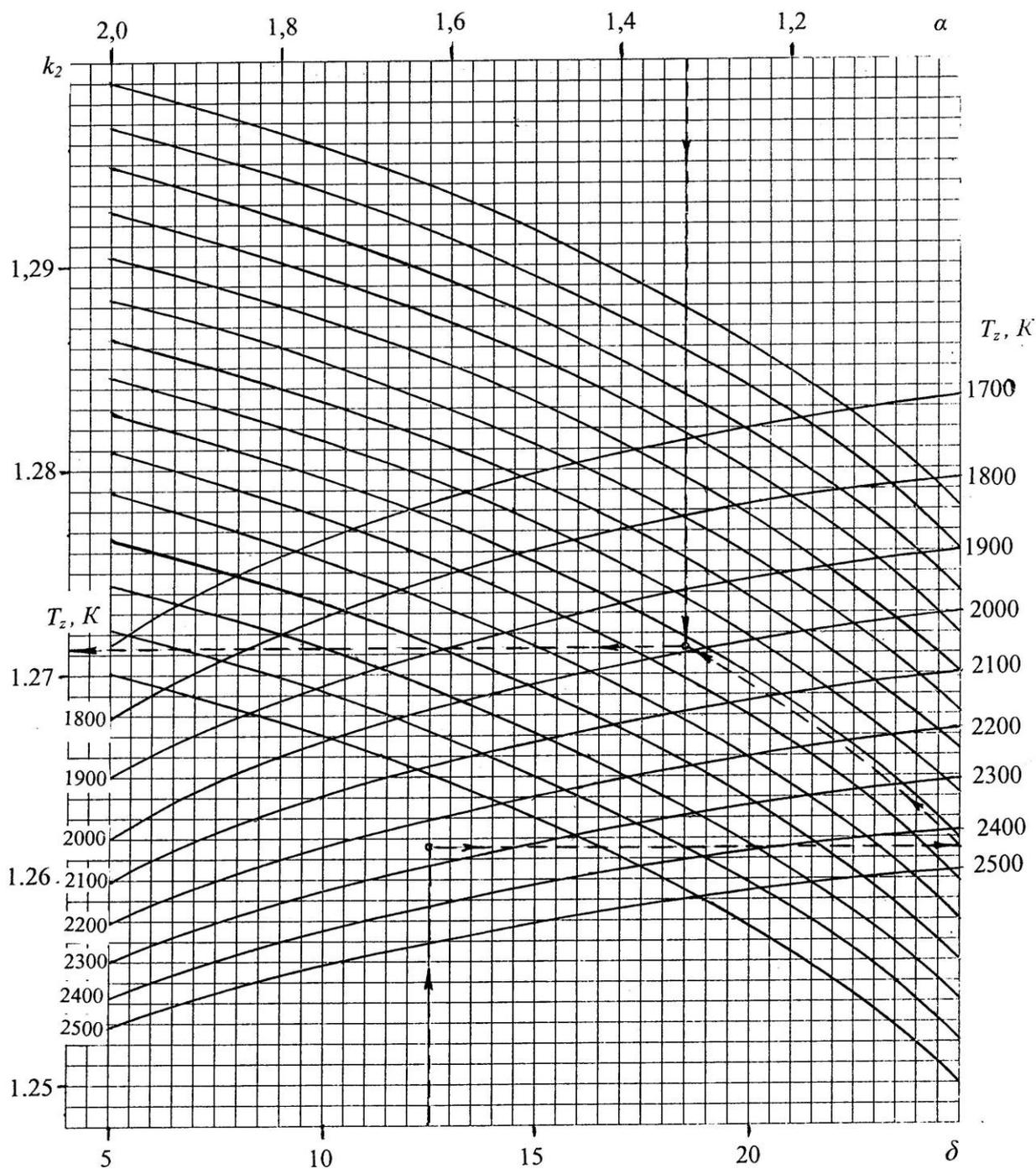
Приложение 8. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2

а) двигатель с искровым зажиганием



Примечание: Определение k_2 по номограмме производится следующим образом. По имеющимся значениям ϵ и T_z определяют точку, которой соответствует значение k_2 при $\alpha = 1$. Для нахождения значения k_2 при заданном α необходимо полученную точку перенести по горизонтали на вертикаль, соответствующую $\alpha = 1$, и далее параллельно вспомогательным кривым до вертикали, соответствующей заданному значению α .

б) дизельный двигатель



Примечание: Определение k_2 по номограммам производится следующим образом. По имеющимся значениям δ и T_z определяют точку, которой соответствует значение k_2 при $\alpha = 1$. Для нахождения значения k_2 при заданном α необходимо полученную точку перенести по горизонтали на вертикаль, соответствующую $\alpha = 1$, и далее параллельно вспомогательным кривым до вертикали, соответствующей заданному значению α .

Приложение 9. Бланк задания на курсовую работу

Задание №

Студенту _____ группы _____

Выполнить расчет действительного рабочего цикла поршневого ДВС с построением индикаторной диаграммы на номинальном режиме. По результатам расчета определить основные размеры двигателя и его эффективные параметры. Рассчитать и построить внешнюю скоростную характеристику двигателя и его тепловой баланс.

Исходные данные:

- тип двигателя (прототип) _____ ;
- номинальная мощность $N_e =$ _____ кВт
при номинальной частоте оборотов коленчатого вала $n_N =$ _____ мин⁻¹;
- рабочий объем двигателя $V_H =$ _____ дм³ ;
- число и расположение цилиндров $i =$ _____ ;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha_{1,2,3,4} =$ _____ ;
- степень сжатия $\varepsilon =$ _____ ;
- степень повышения давления $\lambda =$ _____ ;
- ход поршня $S =$ _____ мм, диаметр цилиндра $D =$ _____ мм,
отношение $S/D =$ _____ ;
- атмосферные условия: давление $p_0 =$ _____ мм. рт. ст.,
температура $T_0 =$ _____ °С ;
- вид топлива _____ .

Консультант _____

Замечания после проверки:

Приложение 10. Контрольные вопросы для проверки знаний

1. Общие сведения о ДВС и их классификация.
2. Принцип действия 4-х тактного ДВС.
3. Термодинамический цикл ДВС с искровым зажиганием.
4. Термодинамический цикл дизельного двигателя.
5. Основные параметры цилиндра и двигателя.
6. Определение теплоты сгорания топлива. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1кг топлива.
7. Выбор коэффициента состава смеси.
8. Количество горючей смеси. Количество отдельных компонентов продуктов сгорания. Общее количество продуктов сгорания.
9. Параметры окружающей среды и остаточных газов. Параметры на впуске. Температура остаточных газов. Давление остаточных газов.
10. Процессы газообмена. Фазы газораспределения.
11. Температура подогрева свежего заряда. Плотность заряда на впуске. Давление в конце впуска.
12. Периоды процессов газообмена.
13. Показатели качества газообмена.
14. Коэффициент остаточных газов. Температура в конце впуска. Определение коэффициента наполнения.
15. Влияние различных факторов на коэффициент наполнения.
16. Давление и температура в конце сжатия. Средняя мольная теплоемкость свежей смеси, остаточных газов, рабочей смеси.
17. Влияние различных факторов на процесс сжатия.
18. Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси. Количество теплоты потерянное из-за химической неполноты сгорания топлива. Теплота сгорания рабочей смеси.
19. Особенности процесса сгорания в ДВС с искровым зажиганием.
20. Влияние различных факторов на процесс сгорания.
21. Коэффициент использования теплоты. Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания.
22. Определение температуры сгорания.
23. Максимальное теоретическое давление сгорания. Степень повышения давления.
24. Определение среднего показателя политропы расширения. Давление и температура в конце процесса расширения.
25. Влияние различных факторов на процесс расширения.
26. Показатели рабочего цикла. Общие сведения.
27. Теоретическое среднее индикаторное давление. Действительное среднее индикаторное давление.
28. Индикаторный КПД. Удельный индикаторный расход топлива.
29. Среднее давление механических потерь. Среднее эффективное давление.
30. Механический КПД. Эффективный КПД. Удельный эффективный расход топлива.

31. Построение индикаторной диаграммы: Построение политроп сжатия и расширения. Скругление. Выбор фаз газораспределения.
32. Тепловой баланс двигателя.
33. Построение внешней скоростной характеристики.
34. Рабочий процесс дизельного двигателя: Индикаторная диаграмма.
35. Рабочий процесс дизельного двигателя: Процессы смесеобразования и горения в дизелях.