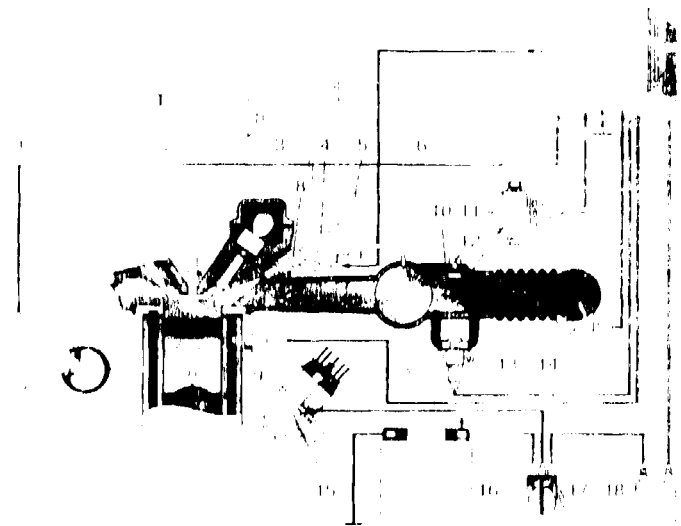


Б. Н. Казьмин

**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ НА ЖИДКОМ
И ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ**

Министерство образования и науки Российской Федерации

Липецкий государственный технический университет

Кафедра автомобилей и тракторов

Б. Н. Казьмин

Тепловой расчет двигателя на жидком и газовом топливе

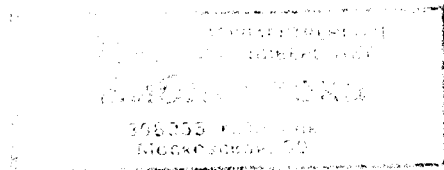
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсовой работы по дисциплине

«Автомобили и двигатели» для студентов специальности 150200

«Автомобили и автомобильное хозяйство»

для очной и очно-заочной форм обучения



Липецк 2004

Казьмин Б. Н. Тепловой расчет двигателя на жидком и газовом топливе: Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Автомобили и двигатели» для студентов специальности 150200 «Автомобили и автомобильное хозяйство» очной и очно-заочной форм обучения/ Б. Н. Казьмин. Липецк: ЛГТУ, 2004. 29с.

В методических указаниях изложена методика теплового расчета и построения внешней скоростной характеристики двигателя при работе на жидком и газовом топливе.

Ил. 4. Табл. 5. Библиогр.: 10 назв.

Рецензент Зюзин А. А.

©Липецкий государственный технический университет, 2004

Общие сведения

Курсовая работа является важным этапом изучения дисциплины «Автомобили и двигатели». Она позволяет комплексно использовать полученные знания при решении конкретной технической задачи.

В связи с тем, что на автомобильных двигателях в настоящее время широко применяется газовое топливо, основной задачей курсовой работы является определение и сравнение показателей работы двигателя на жидком (базовом) и газовом топливе.

Кроме этого курсовая работа позволяет:

1. Научить студентов применять на практике теоретические знания, полученные при изучении дисциплины «Автомобили и двигатели»;
2. Глубже изучить конструкцию автомобильного двигателя с учетом особенностей протекания рабочих процессов и действующих сил;
3. Привить навыки в работе по проектированию двигателей, проведение расчетов и использования научно-технической и справочной литературы;
4. Научить студента самостоятельно принимать технические решения на основе проведенных расчетов, отстаивать их и защищать.

Объем курсовой работы составляет 40..45 страниц расчетно-пояснительной записки и одного листа графической части формата А1 (динамический анализ КШМ).

Оформление записки производится в соответствии со стандартом ЛГТУ.

Текст должен быть написан четко, без сокращения слов. Расчетные уравнения записываются в общем виде, затем подставляются числовые значения и далее ответ. Рядом с ответом приводят допустимые пределы данного параметра. Оформленный титульный лист подписывается студентом. Записка подшивается и представляется руководителю. При небрежном оформлении работа не принимается.

В записке приводятся следующие разделы: введение, краткая техническая характеристика и описание конструкции системы питания базового двигателя, конструкция газобаллонной аппаратуры, тепловой расчет двигателя при рабо-

те на базовом (жидком) и газовом топливе, расчет и построение внешней скоростной характеристики, динамический анализ КШМ, анализ уравновешенности двигателя, расчет деталей и систем двигателя.

Введение

На одной-двух страницах отразить тенденцию развития автомобилей и двигателей к ним в России и за рубежом. Дать формулировку и обоснование темы курсовой работы.

1. Краткая техническая характеристика и описание конструкции двигателя-прототипа

Краткая техническая характеристика базового двигателя необходима для принятия исходных данных при тепловом расчете. В этом разделе указывается марка автомобиля, его назначение, максимальная скорость движения и расход топлива на 100 км пути.

Краткая техническая характеристика по базовому двигателю должна содержать следующие данные:

1. Максимальная мощность $N_{e \max}$, кВт.
 2. Частота вращения при максимальной мощности $n_{N_{e \max}}$, об/мин.
 3. Число и расположение цилиндров.
 4. Давление наддува (если имеется) P_d , МПа.
 5. Степень сжатия ϵ .
 6. Диаметр цилиндра D , мм.
 7. Ход поршня S , мм.
 8. Отношение S/D .
 9. Максимальный крутящий момент $M_{e \max}$, Н·м.
 10. Частота вращения при максимальном крутящем моменте $n_{M_{e \max}}$, об/мин.
 11. Литраж двигателя V_d , л.
 12. Минимальный удельный расход топлива g_e , г/кВт·ч.
 13. Тип смесеобразования и форма камеры сгорания.
- Описание конструкции двигателя должно включать общую компоновку с

предоставлением продольного и поперечного разрезов, базовую систему питания и соответствующую газобаллонную аппаратуру.

2. Тепловой расчет двигателя

Тепловой расчет двигателя служит для определения параметров рабочего процесса. В первую очередь производится определение этих параметров для базового двигателя, работающего на жидком топливе. В связи с тем, что газовые двигатели создаются на базе бензиновых и дизельных двигателей без изменения их основных размеров, тепловой расчет двигателя при изменении конструкции системы питания проводится с целью определения изменения параметров рабочего процесса, мощностных и экономических показателей по сравнению с базовым двигателем.

Использование газового топлива может осуществляться либо при неизменной степени сжатия, либо с ее повышением. Увеличение степени сжатия проводится либо постановкой новой головки блока с уменьшенной камерой сгорания, либо установкой поршней с увеличенной головкой поршня. На двигателях легковых автомобилей, имеющих высокую степень сжатия (8...10), перевод на газовое топливо (сжиженный газ) проводят без изменения степени сжатия.

Ниже приводится методика теплового расчета базовых и газовых двигателей. В таблице приложения приведены данные расчетов по этой методике двигателей ЗИЛ – 130, ВАЗ – 21083 и КАМАЗ – 7409 на различных видах топлива. Поэтому при выполнении курсовой работы ориентировочно правильность расчетов необходимо сравнивать с этими данными.

2.1. Параметры свежего заряда рабочего тела

2.1.1. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания $\frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}}$:

а) бензина, состава $C=0,85, H=0,145$:

$$L_{0\text{об}} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right);$$

б) дизельного топлива, состава $C=0,85$; $H=0,13$; $O=0,01$:

$$L_{0\text{ДТ}} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right);$$

в) сжатого природного газа (СПГ) $CH_4=C_nH_m$, где $n=1$, $m=4$
(кмоль воздуха / кмоль топлива):

$$L_{0\text{СПГ}} = \frac{1}{0,21} \left(n + \frac{m}{4} \right);$$

г) сжиженного нефтяного газа (СНГ), состоящего из 52% пропана (C_3H_8) и 48% бутана (C_4H_{10}):

$$L_{0\text{СНГ}} = \frac{1}{0,21} \cdot \left[\left(n_1 + \frac{m_1}{4} \right) 0,52 + \left(n_2 + \frac{m_2}{4} \right) 0,48 \right];$$

д) газодизельного топлива, состоящего из сжатого газа и 15 – 20% дизельного топлива:

$$L_{0\text{ГД}} = L_{0\text{СПГ}} + (0,15...0,20)L_{0\text{ДТ}}.$$

2.1.2. Количество свежего заряда $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг топлива}}$ в конце впуска для:

а) бензиновых двигателей:

$$M_1 = \alpha \cdot L_{0\text{об}} + \frac{1}{\mu_T};$$

α – коэффициент избытка воздуха; в расчетах принимается $\alpha=0,85...0,98$. Коэффициент избытка воздуха выбирается на основании следующих соображений. На современных двигателях устанавливают многокамерные карбюраторы, обеспечивающие получение почти идеального состава смеси по скоростной характеристике. Возможность применения для рассчитываемого двигателя двухкамерного карбюратора с обогатительной системой и системой холостого хода позволяет получить при соответствующей регулировке как мощностной, так и экономичный состав смеси. Стремление получить доста-

точно экономичный и с меньшей токсичностью продуктов сгорания двигатель, позволяет принимать $\alpha=0,95...0,98$, а на режимах минимальной частоты вращения $\alpha=0,86...0,87$. Двигатели с впрыском топлива и электронным управлением могут обеспечить еще более экономичный состав смеси с меньшей токсичностью продуктов сгорания. Это позволяет принимать $\alpha=1,0$ на основных режимах, на режиме минимальной частоты вращения $\alpha=0,95...0,97$ и на режиме максимальной $\alpha=0,98...1,01$. Ориентировочно значение α можно принять по рис. 1.

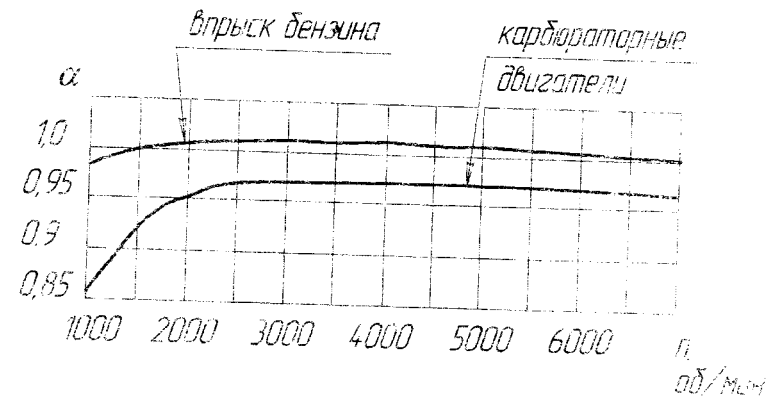


Рис. 1. Зависимость коэффициента избытка воздуха от частоты вращения двигателя

μ_T – молярная масса паров бензина; $\mu_T=110...120$ кг/кмоль.

б) дизелей:

$$M_{1\text{д}} = \alpha \cdot L_{0\text{ДТ}}.$$

Коэффициент избытка воздуха выбирается на основании следующих соображений. Уменьшение коэффициента избытка воздуха до возможных пределов уменьшает размеры цилиндров, следовательно повышает литровую мощность дизеля, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряженность, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность отработавших газов. Современные дизели могут устойчиво работать при $\alpha=1,4...1,5$ без наддува и $\alpha=1,6...1,8$ – с наддувом. При проведении расчетов α следует выбирать в пределах $\alpha=1,4...1,6$;

в) газовых двигателей с искровым зажиганием:

$$M_{\text{ГТ}} = \alpha \cdot L_{0\text{ГТ}} + 1;$$

$L_{0\text{ГТ}}$ – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания газового топлива. При использовании СПГ в данную формулу подставляются $L_{0\text{СПГ}}$, а СНГ – $L_{0\text{СНГ}}$. Значение α для сжиженного газа лежит в пределах 0,8...0,9, а для сжатого газа $\alpha=1$;

г) газодизелей:

$$M_{\text{ГД}} = \alpha_{\text{ГД}} (L_{0\text{СПГ}} + rL_{0\text{ДТ}}) + 1;$$

r – доля дизельного топлива; $r=0,15...0,20$;

$\alpha_{\text{ГД}}$ – общий коэффициент избытка воздуха газодизельного топлива.

Коэффициент избытка воздуха в газодизеле, учитывающий наличие в смеси как газового, так и дизельного топлива, определяется:

$$\alpha_{\text{ГД}} = \alpha_{\text{Г}} \frac{1}{1 + r \cdot \frac{H_{\text{и СПГ}} \cdot L_{0\text{ДТ}}}{H_{\text{и ДТ}} \cdot L_{0\text{СПГ}}}}$$

где $\alpha_{\text{Г}}$ – коэффициент избытка воздуха газозвдушной смеси;

$\alpha_{\text{Г}}=1,4...1,9$;

$H_{\text{и СПГ}}$ и $H_{\text{и ДТ}}$ – низшие теплоты сгорания газового и дизельного топлив

(см. пункт 2.4.5.). В расчетах принимают $\alpha_{\text{ГД}}=1,2...1,8$.

2.2. Параметры рабочего тела в процессе впуска

Давление окружающей среды $P_0=0,1013$ МПа, температура окружающей среды $T_0 = 293$ К.

2.2.1. Давление в конце впуска, МПа:

$$P_a = P_0 - \Delta P,$$

где ΔP – потери давления на впуске из-за сопротивления впускной системы, МПа,

$$\Delta P = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \cdot \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}.$$

Здесь $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}})$ – приведенный коэффициент сопротивления впускной системы, определяется по эмпирическому уравнению

$$(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 2 + 3,3 \cdot n \cdot 10^{-4},$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя по заданию, об/мин;

$\omega_{\text{вп}}$ – скорость воздуха в проходном сечении впускного клапана, м/с; определяется по уравнению:

$$\omega_{\text{вп}} = 27 + 0,017 \cdot n.$$

Величина $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}})=2,5...4$, а $\omega_{\text{вп}}=50...130$ м/с. Для двигателей с электронным управлением значения $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}})$ принимаются пониженными в связи с отсутствием карбюратора.

ρ_0 – плотность воздуха, кг/м³:

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_a \cdot T_0},$$

где $R_a=287$ Дж/кг град – универсальная газовая постоянная.

Величина ΔP лежит в пределах для двигателей, работающих на:

а) бензине – $(0,1...0,15)P_0$;

б) дизельном топливе – $(0,05...0,10)P_0$;

в) сжиженном газе – $(0,18...0,20)P_0$;

г) газодизельном топливе – $(0,12...0,18)P_0$.

2.2.2. Давление остаточных газов, МПа:

$$P_r = P_0 + \Delta P.$$

2.2.3. Температура остаточных газов, К:

а) для бензиновых двигателей:

$$T_r = 700 + 0,067 \cdot n;$$

б) для дизелей и газодизелей:

$$T_r = 500 + 0,133 \cdot n,$$

где n – частота вращения, об/мин.

Величина T_r лежит в пределах:

для бензиновых двигателей – 900...1100 К; для дизелей – 600...900 К.

Для газовых двигателей T_r уменьшается на 50...100 К.

2.2.4. Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{(T_{см} + \Delta T)}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot P_r}{(\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot P_a - P_r)}$$

где $T_{см}$ – температура смеси воздуха с газовым топливом. Для двигателей, работающих на жидком топливе, $T_{см} = T_0$; на газовом – определяется по формуле

$$T_{см} = \frac{(\alpha \cdot L_{0ГТ} \cdot T_0 + T_{газ})}{(1 + \alpha \cdot L_{0ГТ})}$$

где $T_{газ} = T_0 + \Delta T'$ – температура газового топлива на входе в цилиндр, К;

$\Delta T' = 15...20^\circ$ – подогрев газа при прохождении его от смесителя до цилиндра.

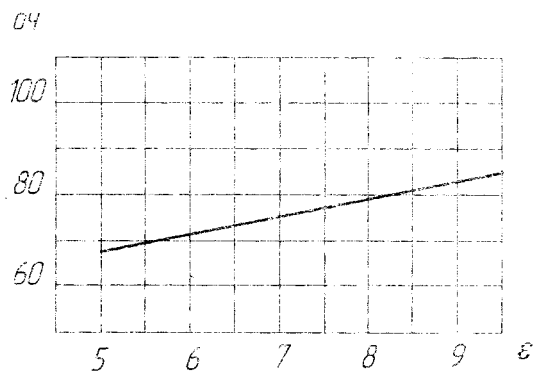


Рис. 2. Зависимость степени сжатия от октанового числа, определенного по моторному методу

ε – степень сжатия; принимается по прототипу. В случае, когда сорт топлива (бензина) по заданию отличается от используемого в данном двигателе, необходимо ориентироваться на рис. 2.

ΔT – подогрев свежего заряда. В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается благодаря подогреву от нагретых дета-

лей двигателя. Величина подогрева ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева, быстроходности двигателя и наддува. Повышение температуры улучшает процесс испарения топлива, но снижает плотность заряда и, таким образом, отрицательно влияет на наполнение двигателя. Эти два противоположных фактора, появляющихся в результате повышения температуры подогрева, должны быть учтены при установлении величины ΔT . В зависимости от типа двигателя принимают следующие значения ΔT :

- для двигателей с воспламенением от искры – 0...20°;
- для дизелей и газодизелей – 10...40°

Ориентировочно ΔT можно принимать по рис. 3.

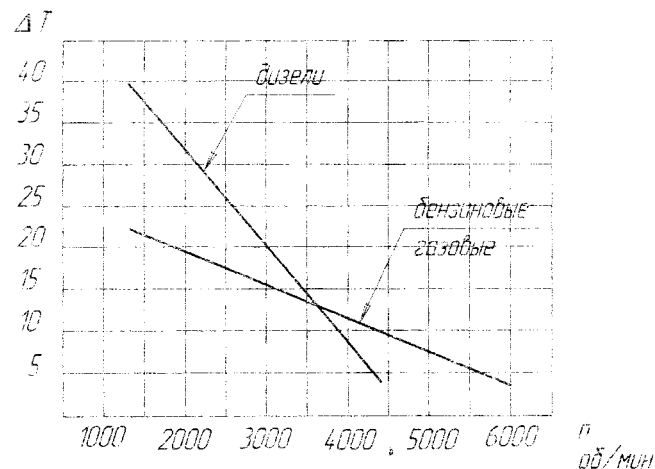


Рис. 3. Зависимость подогрева заряда от частоты вращения

$\varphi_{доз}$ – коэффициент дозарядки цилиндра. Для бензиновых и газовых двигателей выбирается в зависимости от скоростного режима по рис. 4, для дизелей принимается $\varphi_{доз} = 1$.

$\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки цилиндра. Для всех типов двигателей $\varphi_{оч} = 1$;

$\gamma = 0,04...1,1$ – для бензиновых и газовых двигателей;

$\gamma = 0,02...0,06$ – для дизелей и газодизелей.

2.2.5. Температура газа в конце впуска, К:

$$T_a = \frac{(T_{см} + \Delta T + \gamma T_r)}{(1 + \gamma)}$$

У современных четырехтактных двигателей температура в конце впуска изменяется в пределах:

$T_a = 320 \dots 370$ К – для бензиновых и газовых двигателей;

$T_a = 310 \dots 350$ К – для дизелей и газодизелей.

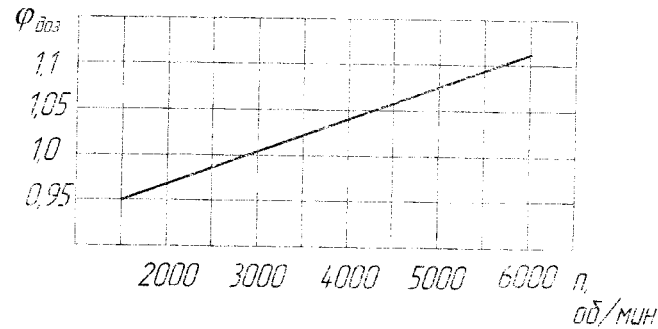


Рис.4. Зависимость коэффициента дозарядки от частоты вращения

2.2.6. Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_{см}}{T_a} \cdot \frac{1}{(1 + \gamma)}$$

Коэффициент наполнения лежит в пределах:

- для двигателей с электронным впрыском – 0,8...0,96;

- для карбюраторных двигателей – 0,7...0,9;

- для дизелей и газодизелей – 0,8...0,94;

- для газовых двигателей – 0,80...0,90.

2.3. Процесс сжатия

2.3.1. Давление заряда в конце сжатия, МПа:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{\eta_1}$$

Давление заряда в конце сжатия лежит в пределах:

- для двигателей с электронным впрыском – 1,0...2,5 МПа;

- для карбюраторных двигателей – 0,9...2,0 МПа;

- для газовых двигателей – 1,2...2,0 МПа;

- для дизелей и газодизелей – 3,5...5,5 МПа.

2.3.2. Температура заряда в конце сжатия, К:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{\eta_1 - 1}$$

Температура заряда в конце сжатия лежит в пределах:

- для бензиновых двигателей – 600...800 К;

- для дизелей – 700...900 К;

- для газовых двигателей – 650...800 К;

- для газодизелей – 750...950 К.

2.3.3. Показатель политропы сжатия

Для двигателей, работающих на жидком топливе, рассчитывается по эмпирическому уравнению:

$$\eta_1 = 1,41 - \frac{110}{n}$$

для газового топлива принимается равным 1,37...1,39.

2.3.4. Средняя молярная теплоемкость заряда, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль газа}}$, в конце процесса

сжатия для всех типов двигателей:

$$m c_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c$$

2.4. Процесс сгорания

2.4.1. Количество продуктов сгорания ($\frac{\text{кмоль}}{\text{кг топлива}}$) или ($\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль газа}}$) для:

а) бензиновых двигателей:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_{0B};$$

б) дизелей:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot L_{0DT};$$

в) сжатого газа:

$$M_2 = M_1 + \frac{m}{4};$$

г) газодизельного топлива $M_2 = M_2' + M_2''$,

$$\text{где } M_2' = \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot L_{0DT} \right] \cdot r - \text{количество продуктов сгорания дизельного топлива; } r = 0,15 \dots 0,20 - \text{доля дизельного топлива.}$$

д) сжиженного газа:

$$M_2'' = M_1 + \frac{m}{4} - \text{количество продуктов сгорания газа;}$$

е) сжиженного газа:

$$M_2 = \left[\left(n_1 + \frac{m_1}{4} \right) \cdot 0,52 + \left(n_2 + \frac{m_2}{4} \right) \cdot 0,48 \right] + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_{0СНГ}.$$

2.4.2. Коэффициент молекулярного изменения

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

2.4.3. Потери теплоты из-за недостатка воздуха при $\alpha < 1$:

$$\Delta H_u = 1,33 \cdot H_u \cdot (1 - \alpha).$$

2.4.4. Коэффициент активного тепловыделения:

а) $\xi = 0,96 - 2 \cdot n \cdot 10^{-5}$ – для газовых и бензиновых двигателей;

б) $\xi = 1 - n \cdot 10^{-4}$ – для дизелей и газодизелей.

По опытным данным величина ζ лежит в пределах:

- для двигателей с электронным впрыском – 0,90...0,96;

- для карбюраторных двигателей – 0,8...0,95;

- для быстроходных дизелей с неразделенными камерами – 0,70...0,88;

- для быстроходных дизелей с разделенными камерами – 0,65...0,80;

- для газовых двигателей – 0,8...0,85.

2.4.5. Температура газов в конце сгорания определяется из уравнения сгорания для:

а) бензиновых двигателей:

$$\frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{M_1(1 + \gamma)} + mc_{vc} \cdot T_c = \mu \cdot mc_{pz} \cdot T_z,$$

б) дизелей:

$$\frac{\xi \cdot H_u}{M_1(1 + \gamma)} + (mc_{vc} + \lambda R) \cdot T_c = \mu \cdot mc_{pz} \cdot T_z;$$

в) газового двигателя с искровым зажиганием:

$$\frac{22,4 \cdot \xi \cdot (H_u - \Delta H_u)}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + mc_{vc} \cdot T_c = \mu \cdot mc_{pz} \cdot T_z;$$

г) газодизельного двигателя:

$$\frac{\xi \cdot (22,4 H_{uГД} + G_{ДТ} \cdot H_{uДТ})}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + (mc_{vc} + \lambda R) \cdot T_c = \mu \cdot mc_{pz} \cdot T_z.$$

где $G_{ДТ} = 5,5 \dots 7,5$ кг – количество дизельного топлива.

Нижшая теплота сгорания H_u : для бензинов – 43900 кДж/кг, для дизельного топлива – 42500 кДж/кг, для сжатого газа – 33700 кДж/м³, для сжиженного газа – 98000 кДж/м³;

Средняя молярная теплоёмкость (кДж/кмоль град) продуктов сгорания для:

а) бензинового и газового топлива:

$$mc_{vz} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z;$$

б) дизелей и газодизелей:

$$mc_{pz} = \left(20,2 + \frac{0,96}{\alpha} \right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z + 8,315.$$

В результате подстановки значения α и решения получим новые уравнения вида:

$$mc_{vz} = a + bT_z;$$

$$mc_{pz} = a' + b'T_z.$$

После подстановки этих значений в уравнения сгорания их правые части принимают вид $\mu \cdot (a + bT_z) \cdot T_z$. В результате уравнение сгорания с учетом определенных ранее величин принимает вид

$$AT_z^2 + BT_z - C = 0.$$

Решая уравнение относительно T_z , находим

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}.$$

Таблица 1

Исходные данные для расчета температуры в конце процесса сгорания T_z

№ п/п	Параметр	Обозначение в уравнении	Обозначение в ЭВМ	Числовое значение
1	Коэффициент молекулярного изменения	μ	U	
2	Количество свежего заряда, кмоль/ кг топлива	M_1	W	
3	Коэффициент	a	A	
4	Коэффициент остаточных газов	γ	G	
5	Коэффициент	b	B	
6	Коэффициент использования теплоты	ξ	E	
7	Средняя молярная теплоемкость заряда при постоянном объеме, кДж/кмоль·град	mc_{vc}	C	
8	Теплота сгорания, кДж/ кг топлива	Q	Q	
9	Температура в конце сжатия, К	T_c	T	
10	Степень повышения давления	λ	H	

Величина T_z определяется на ЭВМ по программе TZTD с использованием идентификаторов, приведенных в табл.1.

Величина Q подсчитывается по уравнениям для:

а) дизелей $Q = H_u$;

б) газодизелей $Q = (22,4H_{uGT} + G_{дг}H_{uдг})$;

в) карбюраторных двигателей $Q = H_u - \Delta H_u$;

г) газовых двигателей, работающих на сжатом газе, $Q = 22,4 H_u$;

д) газовых двигателей, работающих на сжиженном газе, $Q = 22,4 (H_u - \Delta H_u)$;

Величина степени повышения давления λ для карбюраторных и газовых двигателей при расчете температуры T_z на ЭВМ принимается равной 0, а для дизелей и газодизелей принимается равной 1,8...2,5 с меньшими значениями для газодизелей.

Температура в конце процесса сгорания изменяется в пределах:

- для бензиновых двигателей – 2400...3100 К;

- для дизелей и газодизелей – 1800...2300 К;

- для газовых двигателей – 2200...2500 К.

2.4.6. Давление газов в конце сгорания для двигателей с искровым зажиганием, МПа:

$$P_z = \mu \cdot P_c \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

2.4.7. Действительное давление газов в конце сгорания для двигателя с искровым зажиганием, МПа:

$$P_{zd} = 0,85 P_z.$$

2.4.8. Степень повышения давления для двигателей с искровым зажиганием:

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}.$$

Значение степени повышения давления должно лежать в пределах $\lambda=3,5 \dots 4,5$ для бензиновых двигателей и $\lambda=3,0 \dots 4,0$ – для газовых.

2.4.9. Давление газов в конце сгорания для дизелей и газодизелей, МПа:

$$P_z = \lambda P_c.$$

Давление в конце процесса сгорания изменяется в пределах:

- для бензиновых двигателей – 3,5...7,5 МПа;

- для дизелей и газодизелей – 5,0...12,0 МПа;

- для газовых двигателей – 3,0...5,0 МПа.

2.5. Процесс расширения

2.5.1. Средний показатель политропы расширения для двигателей, работающих на жидком топливе:

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n}$$

Для газовых двигателей с искровым зажиганием n_2 принимается равным 1,20...1,25.

2.5.2. Степень предварительного ρ и последующего δ расширения для дизельных и газодизельных двигателей:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}; \quad \delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

2.5.3. Давление (МПа) и температура газов (К) в конце расширения для:

а) бензиновых и газовых двигателей:

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}$$

б) дизелей и газодизелей:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

Значения давления в конце процесса расширения изменяются:

- для бензиновых и газовых двигателей – 0,35...0,60 МПа;

- для дизелей и газодизелей – 0,25...0,5 МПа;

Значения температуры в конце процесса расширения изменяются:

- для бензиновых двигателей – 1200...1700 К;

- для дизелей – 1000...1200 К;

- для газовых двигателей – 1500...1800 К;

- для газодизелей – 1100...1400 К.

2.6. Индикаторные показатели рабочего процесса

2.6.1. Теоретическое среднее индикаторное давление цикла (МПа) для:

а) двигателей с искровым зажиганием:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right];$$

б) двигателей с самовоспламенением:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$$

Величина P_i' рассчитывается на ЭВМ по программе PIAD с использованием идентификаторов, приведенных в табл. 2.

Таблица 2

Исходные данные для расчета среднего индикаторного давления P_i'

№ п/п	Параметр	Обозначение, в уравнении	Обозначение в ЭВМ	Числовое значение
1	Давление в конце сжатия, МПа	P_c	A	
2	Степень сжатия	ε	B	
3	Степень повышения давления	λ	C	
4	Средний показатель политропы сжатия	n_1	D	
5	Средний показатель политропы расширения	n_2	E	
6	Степень предварительного расширения	ρ	F	

Для двигателей с искровым зажиганием $\rho=1$.

2.6.2. Действительное среднее индикаторное давление МПа:

$$P_i = \varphi \cdot P'_i,$$

где φ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы. Коэффициент полноты диаграммы принимается равным:

- для бензиновых двигателей с электронным впрыском – 0,95...0,98;

- для карбюраторных и газовых двигателей – 0,94...0,97;

- для дизелей и газодизелей – 0,92...0,95.

При работе на полной нагрузке величина P_i достигает:

- для бензиновых двигателей – 0,6...1,4 МПа;

- для газовых двигателей – 0,8...1,2 МПа;

- для дизелей и газодизелей – 0,7...1,1 МПа.

Меньшее значение среднего индикаторного давления в дизелях без наддува, по сравнению с бензиновыми двигателями, объясняется тем, что дизели работают с большим коэффициентом избытка воздуха. Это приводит к дополнительным потерям теплоты на нагревание избыточного воздуха.

2.6.3. Индикаторный кпд

а) двигатели, работающие на жидком топливе:

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{M_1 \cdot P_i \cdot T_0}{H_u \cdot P_0 \cdot \eta_v}$$

б) двигатели, работающие на газовом топливе:

$$\eta_i = 0,371 \cdot \frac{M_1 \cdot P_i \cdot T_{cm}}{H_u \cdot P_0 \cdot \eta_v}$$

В современных автотракторных двигателях, работающих на номинальном режиме, величина индикаторного кпд составляет:

- для бензиновых двигателей с электронным впрыском топлива –

0,35...0,45;

- для карбюраторных двигателей – 0,30...0,40;

- для газовых двигателей – 0,28...0,35;

- для дизелей и газодизелей – 0,40...0,50.

2.6.4. Индикаторный удельный расход топлива

2.6.4.1. Индикаторный удельный расход жидкого топлива, $\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$:

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{\eta_i \cdot H_u}$$

2.6.4.2. Индикаторный удельный расход газового топлива, $\frac{\text{м}^3}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$:

$$V_i = 9700 \cdot \frac{\eta_v \cdot P_0}{M_1 \cdot T_{cm} \cdot P_i}$$

2.6.5. Индикаторный удельный расход теплоты на единицу мощности, $\frac{\text{МДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$:

а) двигатели, работающие на жидком топливе:

$$q_i = g_i \cdot H_u \cdot 10^{-6};$$

б) двигатели, работающие на газовом топливе:

$$q_i = V_i \cdot H_u.$$

При определении индикаторного удельного расхода теплоты для жидкого топлива величина низшей теплоты сгорания подставляется в ДЖ/кг, газового – в МДж/м³.

2.7. Механические потери в двигателе и эффективные показатели его работы

2.7.1. Среднее давление механических потерь (МПа) для:

а) бензиновых двигателей с числом цилиндров до 6 и отношением $S/D > 1$:

$$P_m = 0,049 + 0,0152 \cdot C_m;$$

б) бензиновых двигателей с числом цилиндров до 6 и отношением $S/D \leq 1$:

$$P_m = 0,034 + 0,0113 \cdot C_m;$$

в) бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением $S/D < 1$:

$$P_m = 0,039 + 0,0132 \cdot C_m;$$

г) высокофорсированных двигателей с впрыском топлива и электронным управлением:

$$P_m = 0,024 + 0,0053 \cdot C_m;$$

д) для дизелей с неразделенными камерами сгорания:

$$P_m = 0,089 + 0,0118 \cdot C_m;$$

е) для дизелей с вихревыми камерами сгорания:

$$P_m = 0,089 + 0,0135 \cdot C_m;$$

C_m – средняя скорость поршня, м/с

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30},$$

где S – ход поршня, м, n – частота вращения, об/мин.

2.7.2. Среднее эффективное давление, МПа:

$$P_e = P_i - P_m.$$

Значения среднего эффективного давления (МПа) изменяются в следующих пределах:

- для бензиновых двигателей с электронным впрыском топлива – 0,70...1,30;

- для карбюраторных двигателей – 0,60...1,1;

- для газовых двигателей – 0,50...0,75;

- для дизелей и газодизелей – 0,65...0,85;

2.7.3. Механический кпд

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}.$$

Механический кпд изменяется в следующих пределах:

- для бензиновых двигателей – 0,75...0,92;

- для газовых двигателей – 0,75...0,85;

- для дизелей и газодизелей – 0,70...0,85;

2.7.4. Эффективный кпд

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

Значения эффективного КПД при номинальном режиме приведены ниже:

- для бензиновых двигателей – 0,25...0,38;

- для газовых двигателей – 0,38...0,45;

- для дизелей и газодизелей – 0,35...0,42;

2.7.5. Эффективный удельный расход топлива

а) g_e для двигателей, работающих на жидком топливе, $\frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$:

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_u \cdot \eta_e};$$

б) V_e для двигателей, работающих на газовом топливе, $\frac{\text{м}^3}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$:

$$V_e = 9700 \cdot \frac{\eta_v \cdot P_0}{M_i \cdot T_{cm} \cdot P_e}.$$

Для автотракторных двигателей эффективный удельный расход жидкого топлива ($\frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$) имеет следующие значения:

- для двигателей с электронным впрыском топлива – 200...290;

- для карбюраторных двигателей – 230...310;

- для дизелей с неразделенными камерами – 200...235;

- для вихрекамерных дизелей – 220...260.

В связи с тем, что теплота сгорания газового топлива изменяется в широких пределах, в газовых двигателях оценку экономичности проводят по эффективному расходу теплоты, $\frac{\text{МДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$:

$$q_e = V_e \cdot H_u.$$

Данная величина должна лежать в пределах 10...13 $\frac{\text{МДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$.

Для двигателей, работающих на жидком топливе, $\frac{\text{МДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$:

$$g_e = g_u \cdot H_u \cdot 10^{-6}.$$

2.7.6. Эффективная мощность двигателя, кВт:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120};$$

2.7.7. Часовой расход топлива:

а) для двигателей, работающих на жидком топливе, $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$:

$$G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3};$$

б) для двигателей, работающих на газовом топливе, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$:

$$G_m = V_e \cdot N_e.$$

3. Расчет и построение внешней скоростной характеристики

Скоростная характеристика является важным инструментом в анализе изменения эффективных показателей работы двигателя на различных режимах. Проведенный тепловой расчет позволяет определить изменения параметров работы двигателя только на одном режиме – режиме максимальной мощности. Рассчитанные и построенные скоростные характеристики при работе на различных видах топлива позволяют графически показать изменения параметров работы на режимах от минимальной частоты вращения при перегрузке до частоты вращения, соответствующей максимальной мощности.

Расчет параметров скоростной характеристики ведется по следующим уравнениям:

а) эффективная мощность, кВт:

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_e} \cdot \left[C_1 + C_2 \frac{n_x}{n_e} - \left(\frac{n_x}{n_e} \right)^2 \right],$$

где N_{ex} – эффективная мощность на различных скоростных режимах, кВт;

N_e – мощность по заданию, кВт;

n_x – текущее значение частоты вращения, об/мин;

n_e – частота вращения по заданию, об/мин.

б) эффективный удельный расход топлива:

– для бензиновых и дизельных двигателей, $\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$:

$$g_{ex} = g_e \cdot \left[C_3 - C_4 \cdot \frac{n_x}{n_e} + \left(\frac{n_x}{n_e} \right)^2 \right];$$

– для газовых двигателей, $\frac{\text{м}^3}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$:

$$V_{ex} = V_e \cdot \left[C_3 - C_4 \cdot \frac{n_x}{n_e} + \left(\frac{n_x}{n_e} \right)^2 \right],$$

где g_e и V_e – эффективные удельные расходы жидкого и газового топлива, полученные в тепловом расчете.

в) часовой расход топлива, кг/ч:

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

г) крутящий момент, Н·м:

$$M_{ex} = 9555 \cdot \frac{N_{ex}}{n_{ex}}.$$

Расчет характеристик на базовом и заданном топливе ведется на ЭВМ по программе SK4D после составления табл. 3. Значения коэффициентов C представлены в табл. 4

Величина минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала двигателя n_{min} принимается из значений 600...1000 об/мин для карбюраторных и газовых двигателей и 400...700 об/мин для дизелей и газодизелей. Интервал изменения частоты вращения от n_{min} до n_e принимается таким, чтобы при расчете скоростной характеристики получилось не менее 6...8 точек. В результате расчетов выдаются следующие значения:

$$C = n_x, NEX = N_{ex}, GEX = g_{ex}, GMX = G_{mx}, MEX = M_{ex}.$$

Построение скоростных характеристик производится на миллиметровой бумаге формата А4 на одной координатной плоскости как для жидкого топ-

лива, так и для газового.

Таблица 3

Значения параметров и их идентификаторы

№ п/п	Параметр	Обозначение в уравнении	Обозначение в ЭВМ	Числовое значение
1	Номинальная мощность, кВт	N_e	A	
2	Номинальная частота вращения, об/мин	$n_{e\text{ ном}}$	B	
3	Минимальная частота вращения, об/мин	$n_{e\text{ min}}$	C	
4	Номинальный удельный расход топлива, г/кВт	$g_{e\text{ ном}}$	D	
5	Величина интервала изменения частоты вращения, об/мин	$n_{\text{инт}}$	E	
6	Коэффициент	C_1	F	
7	Коэффициент	C_2	U	
8	Коэффициент	C_3	S	
9	Коэффициент	C_4	H	

Таблица 4

Значения коэффициентов C

Тип двигателя	C_1	C_2	C_3	C_4
Бензиновые и газовые двигатели	1,0	1,0	1,2	1,2
Дизельные и газодизельные с камерой в поршне	0,87	1,13	1,55	1,55
Вихрекамерные дизеля	0,70	1,30	1,35	1,35

В связи с тем, что удельный расход топлива для двигателей на жидком и газовом топливе измеряется в различных величинах, для сравнения этих двигателей по экономичности используют удельные расходы теплоты.

С использованием данных теплового расчета и скоростных характеристик составляется таблица основных параметров рабочего процесса и показателей работы двигателя на базовом (жидком) и газовом топливе.

Таблица 5

Основные параметры рабочих процессов и показателей двигателя на различных видах топлива

Вид топлива	ε	P_c	T_c	P_z	T_z	P_b	T_b	η_i	η_m	η_e	g_e	$g_{e\text{ min}}$	N_e	M_{max}	M_e
Базовое															
Газовое															

По данным табл. 5 проводится анализ параметров рабочего процесса и показателей работы двигателя.

Библиографический список

1. Автомобильные двигатели/ Под ред. М. С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
2. Газобаллонные автомобили / Е. Г. Григорьев и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 216 с.
3. Газобаллонная аппаратура нового поколения для легковых автомобилей/ В. А. Аксешин и др. – М.: Транспорт, 1995. – 93 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания/ Под общей ред. В. Н. Луканина. – Л.: Высш. школа, 1985. – 311 с.
5. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей/А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высш. школа, 2002. – 496 с.
6. Морев А. И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей/А. И. Морев, В. И. Ерохов. – М.: Транспорт, 1988. – 184 с.
7. Райков И. Я. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей/ И. Я. Райков, Г. Н. Рытвинский. – М.: Высш. шк., 1986. – 352 с.
8. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей /Б. Е. Железко и др. – Минск: Вышеша школа, 1980. – 247 с.
9. Чистяков В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей/В. К. Чистяков. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
10. Юрин А. А. Автомобильные газовые двигатели: Учебное пособие. Липецк: ЛПТУ, 1995. – 80 с.

Приложение

Параметры рабочих процессов двигателя на различных видах топлива

Параметры рабочего процесса	ЗИЛ - 431410 (ЗИЛ - 130)					ВАЗ-21083		КАМАЗ-5511	
	Бензин $\epsilon=6,5$	СПГ $\epsilon=6,5$	СПГ $\epsilon=7,1$	СНГ $\epsilon=6,5$	СНГ $\epsilon=8,0$	Бензин $\epsilon=9,9$	СНГ $\epsilon=9,9$	Дизельное топливо $\epsilon=17$	Газодизельное топливо $\epsilon=17$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L_0	0.511	9.52	9.52	27.24	27.24	0.511	27.24	0.495	9.592
α	0.85	1.0	1.0	0.85	0.85	0.9	0.85	1.5	1.4
M_i	0.444	10.5	10.52	24.15	24.15	0.468	24.15	0.743	13.42
ΔP	0.012	0.01	0.012	0.0182	0.0182	0.015	0.009	0.0075	0.012
P_a	0.088	0.08	0.088	0.0832	0.0831	0.088	0.092	0.0938	0.089
T_r	850	800	800	830	830	1075	850	845	770
P_r	0.110	0.11	0.11	0.110	0.110	0.119	0.119	0.1098	0.110
γ	0.086	0.09	0.08	0.095	0.074	0.044	0.053	0.028	0.032
T_a	351	356	352	354	345	335	336	337	327
η_v	0.788	0.78	0.70	0.748	0.784	0.809	0.84	0.832	0.820
n_1	1.37	1.37	1.37	1.37	1.37	1.389	1.389	1.368	1.38
P_c	1.14	1.14	1.29	1.08	1.43	2.12	2.24	4.52	4.49
T_c	701	711	726	707	744	817	819	955	959
m_{cvc}	21.39	21.3	21.42	21.42	21.45	21.58	21.58	21.84	21.82
M_2	0.486	10.5	20.52	27.03	25.29	0.507	25.39	0.774	24.63
μ	1.09	1.0	1.2	1.1	1.04	1.08	1.052	1.04	1.09
ΔH_u	8758	-	-	19551	19551	5825	19551	-	-
ζ	0.85	0.82	0.82	0.84	0.85	0.85	0.85	0.74	0.74
T_z	2653	2608	2618	2662	2562	2736	2684	2103	2056
P_z	4.68	4.18	4.65	4.47	5.11	7.66	7.72	7.45	7.40
λ	4.10	3.66	3.06	4.13	3.576	3.61	3.45	1.65	1.65
P_{zd}	4.08	3.55	3.95	3.78	4.34	6.51	6.56	7.45	7.40
n_2	1.25	1.27	1.20	1.22	1.22	1.25	1.20	1.19	1.19
P_b	0.495	0.44	0.49	0.456	0.41	0.48	0.49	0.378	0.37

Окончание приложения

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_b	1669	1793	1800	1774	1621	1545	1698	1307	1273
P_i	0.316	3.68	0.71	0.88	0.915	1.02	1.01	0.93	0.95
η_i	0.282	0.29	0.35	0.326	0.387	0.32	0.305	0.47	0.48
q_i	12.76	12.2	12.0	11.22	11.4	10.88	11.76	7.66	7.40
P_e	0.74	0.51	0.54	0.720	0.76	0.80	0.791	0.70	0.701
η_w	0.807	0.74	0.76	0.81	0.83	0.76	0.799	0.752	0.701
η_e	0.227	0.22	0.26	0.26	0.32	0.25	0.241	0.353	0.313
q_e	15.9	16.3	15.8	15.6	15.2	13.87	14.25	10.18	9.85
N_e	111.5	81.6	85.9	108.6	114.4	55.2	54.6	164.0	164.0

Казьмин Борис Николаевич

Тепловой расчет двигателя на жидком и газовом топливе

Методические указания к выполнению курсовой работы

по дисциплине «Автомобили и двигатели» для студентов специальности

150200 «Автомобили и автомобильное хозяйство»

очной и очно-заочной форм обучения

Редактор Т. М. Курьянова

Подписано в печать 29. 09. 2004 . Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.

Ризография. Печ. л. 1,8 Тираж 150 экз. Заказ № 668

Липецкий государственный технический университет.

398600 Липецк, ул. Московская, 30.

Типография ЛГТУ. 398600 Липецк, ул. Московская, 30.