



МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО  
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА  
С.П. КОРОЛЁВА  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

## **СБОРНИК ЗАДАЧ**

**ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

**«Экспериментальные исследования и испытания авиационных ДВС»**

**Составил Ковылов Ю.Л.**

**САМАРА**

**2012**

## Содержание

	стр.
Введение	3
1. Условные обозначения, индексы и сокращения	4
1.1 Условные обозначения	4
1.2 Индексы	6
1.3 Сокращения	7
2. Основные формулы, определения и соотношения	8
3. Задачи	17
3.1 Тема № 1. Топливо, топливовоздушная смесь, рабочее тело. Их свойства и состав.	17
3.2 Тема №2. Расчёт рабочих процессов.	20
3.3 Тема № 3. Параметры двигателя.	23
3.4 Тема № 4. Характеристики ДВС.	26
3.5 Тема № 5. Системы ДВС (охлаждение, топливоподача, наддув).	29
4. Справочные материалы	33
5. Ответы	40
Библиографический список	44

## Введение

Решение задач вырабатывает у студентов навыки практического использования знаний, приобретённых в лекционном курсе, умение конструировать алгоритм решения на основе целостного представления обо всех основных понятиях изучаемой дисциплины и физическом смысле этих понятий. Существенное значение имеет и развитие навыков использования справочной литературы, а также знания размерностей и их соотношений в различных системах единиц. Кроме того, в результате решения задачи студент, зачастую впервые, получает численное значение какого-либо параметра, о котором он до сих пор имел только некоторое теоретическое представление. Например, задачи о выбросах продуктов сгорания за час работы двигателя, о величине цикловой подачи топлива в виде сферической капли, об изменении мощности двигателя при смене рода топлива и т.д.

Условия и решения задач в данном сборнике построены на математической модели ДВС Гриневецкого-Мазинга, достаточно подробно раскрытой в учебном пособии А.И. Колчина и В.П. Демидова [1]. Хотя такой подход к изложению теории ДВС может показаться устаревшим, он, несомненно, является единственным для пояснения **вновь изучающим поршневые двигатели** принципиальной основы их проектирования, т.е. **определения их основных размеров.**

В пособии достаточно подробно изложены обозначения тех параметров, которые используются для пояснения физических закономерностей и соотношений различных величин, характеризующих организацию рабочих процессов в ДВС. Этот материал может служить справочником и своеобразным "словарём" для изучающих вновь теорию рабочих процессов ДВС.

Формулы, приведенные в разделе 2, не являются полным перечнем соотношений, формул и функциональных зависимостей, применяемых при изложении материала соответствующих разделов дисциплины "Теория рабочих процессов и моделирование процессов ДВС". Ряд формул, которые записываются по определению какого-либо понятия или параметра в данном пособии не приводятся, поскольку эта информация должна быть в багаже знаний студента по данной дисциплине (в том числе и в багаже остаточных знаний).

В разделе 3 кроме условий задач приведены решения некоторых из них (по одной из каждой темы). Эти примеры могут подсказать студентам метод и пути поиска способа решения любой другой задачи, не отменяя, тем не менее, самостоятельности в процессе создания собственного алгоритма для решения любой другой задачи.

В справочных материалах приведены численные значения только тех параметров, которые упоминаются в условиях задач и необходимы при их решении.

## 1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ

## 1.1 УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $\alpha$  - коэффициент избытка воздуха в ТВС;
- $\beta$  - коэффициент пропорциональности между скоростями движения свежего заряда в щели впускного клапана и в цилиндре в процессе наполнения; коэффициент, учитывающий утечки продуктов сгорания в выхлопной системе двигателя;
- $\gamma_r$  - коэффициент остаточных газов;
- $\delta$  - степень последующего расширения в термодинамическом цикле со смешанным подводом тепла;
- $\varepsilon$  - степень сжатия;
- $\eta$  - коэффициент полезного действия (КПД) того преобразования энергии, которое отмечено индексом;
- $\eta_v$  - коэффициент наполнения;
- $\lambda$  - степень повышения давления в процессе горения;
- $\Theta$  - параметр совершенства турбокомпрессора наддува;
- $\mu$  - коэффициент молекулярных изменений в химических реакциях; масштаб построения индикаторной диаграммы по оси давления или удельного объёма (в соответствии с индексом "p" или "v"); коэффициент расхода;
- $\mu_c, \mu_H, \mu_o$  - атомарная масса соответственно углерода, водорода и кислорода;
- $\xi$  - коэффициент гидравлического сопротивления;
- $\xi_z$  - коэффициент полноты тепловыделения в процессе горения;
- $\pi$  - степень повышения или понижения давления;
- $\rho$  - степень предварительного расширения в термодинамическом цикле со смешанным подводом тепла; плотность топлива или воздуха (в соответствии с индексом);
- $\tau$  - количество тактов в цикле ДВС (2 или 4); время протекания какого-либо процесса;
- $\varphi$  - коэффициент (дозарядки, очистки, полноты индикаторной диаграммы и т.д. в соответствии с индексом); угол поворота коленчатого вала двигателя;
- $\chi_m$  - параметр быстроходности турбины;
- $\psi$  - коэффициент потерянного хода в двухтактных двигателях; коэффициент, учитывающий отличие количества воздуха, прошедшего через впускной клапан, относительно количества воздуха, оставшегося в цилиндре после закрытия этого клапана.
- $\omega$  - угловая скорость вращения коленчатого вала;

\*\*\*

- $A, B$  - коэффициенты в полиномах, обобщающих зависимость среднего давления механических потерь от средней скорости движения поршня;
- $C$  - константа; доля углерода в составе углеводородного топлива;
- $C_n H_m O_k$  - объёмные доли каждого газа в  $1 \text{ м}^3$  или в 1 кмоль газообразного топлива;
- $D$  - диаметр цилиндра, турбины, компрессора и т.д. (в соответствии с индексом)  $m$ ;
- $F, f$  - площадь поперечного сечения цилиндра, индикаторной диаграммы, щели клапана и т.д. (в соответствии с индексом)  $m^2$ ;
- $G, g$  - расход топлива или воздуха (в соответствии с индексом "T" или "v"),  $kg/c$  или  $kg/час$ ; расход топлива в одном цилиндре за один цикл (индекс -  $\zeta$ )  $kg/цикл$  или  $g/цикл$ ;
- $g_i, g_e$  - удельный расход топлива (рассчитанный по индикаторной или эффективной мощности соответственно),  $kg/(кВт \cdot час)$  или  $g/(кВт \cdot час)$ ;
- $H$  - доля водорода в 1 кг топлива, высота над уровнем моря;

$\overline{H}_k$  - напорный адиабатический КПД компрессора;  
 $H_u$  - низшая теплота сгорания жидкого топлива, Дж/кг;  
 $H'_u$  - низшая теплота сгорания газообразного топлива, Дж/м<sup>3</sup>;  
 $i$  - количество цилиндров двигателя; количество и порядковый номер членов в сумме;  
 $K$  - соотношение водорода и окиси углерода в продуктах сгорания углеводородного топлива;  
 $K_m$  - коэффициент приспособляемости по крутящему моменту;  
 $k$  - показатель адиабаты, коэффициент теплопередачи кВт/(м<sup>2</sup>⊙К);  
 $k_n$  - коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения коленчатого вала (скоростной коэффициент).  
 $L$  - работа процесса, цикла, турбины, компрессора (в соответствии с индексом);  
 $L_0$  - стехиометрический коэффициент, т.е. теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль возд./кг топл.;  
 $L'_0$  - стехиометрический коэффициент, т.е. теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 м<sup>3</sup> топлива, м<sup>3</sup> возд./м<sup>3</sup> топл. для газообразного топлива;  
 $l_0$  - стехиометрический коэффициент, т.е. теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг возд./кг топл.;  
 $M$  - количество молей вещества (в соответствии с индексом);  
 $M_e$  - эффективный крутящий момент на валу двигателя н⊙м;  
 $(mc_v)_{t_0}'$ ;  $(mc_v)_{t_0}''$ ;  $(mc_v)_{t_0}'''$  - средняя (в диапазоне температур  $t_0 \dots t$ ) мольная теплоёмкость при постоянном объёме свежего заряда, рабочей смеси, продуктов сгорания соответственно; с индексом "р" - то же, но при постоянном давлении кВтДж/(кмоль⊙град);  
 $N$  - мощность двигателя, мощность механических потерь, мощность турбины, компрессора или винта (в соответствии с индексом) кВт;  
 $N_2$  - доля азота в составе газообразного топлива;  
 $n$  - частота вращения коленчатого вала двигателя об/мин;  
 $n_1, n_2$  - показатели политропных процессов сжатия и расширения;  
 $O$  - доля кислорода в 1 кг топлива;  
 $P, p$  - давление - параметр рабочего тела, Па;  
 $Q$  - абсолютное значение теплоты, Дж;  
 $q$  - доля от общего количества тепла, затраченного на какую-либо составляющую в %;  
 $R$  - радиус кривошипа, цилиндра, клапана и т.д. (в соответствии с индексом) м;  
 $R$  - газовая постоянная, Дж/(кг⊙К);  
 $R_u$  - универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль⊙К);  
 $r_i$  - объёмная доля индивидуального газа, входящего в смесь (газообразное топливо или продукты сгорания);  
 $S$  - ход поршня (расстояние между мёртвыми точками) м;  
 $S''$  - потерянный ход в двухтактных ДВС м;  
 $T$  - температура - параметр рабочего тела, К;  
 $t$  - температура - параметр рабочего тела, °С;  
 $V_a, V_h, V_c$  - полный и рабочий объём цилиндра, объём камеры сгорания, м<sup>3</sup>, л, см<sup>3</sup>;  
 $V_h''$  - потерянная часть рабочего объёма цилиндра в двухтактных ДВС м<sup>3</sup>, л, см<sup>3</sup>;  
 $V_H$  - рабочий объём двигателя, л;  
 $v$  - удельный объём - параметр рабочего тела, м<sup>3</sup>/кг;  
 $W$  - количество воды, которое содержится в топливе;  
 $w$  - скорость, м/с;  
 $w_{n.c.p.}$  - средняя скорость движения поршня между мёртвыми точками, м/с;

## 1.2 ИНДЕКСЫ (оставшиеся без объяснения в условных обозначениях)

*a* - параметры рабочего тела в конце такта наполнения;  
*b* - параметры рабочего тела в конце рабочего хода;  
*c* - параметры рабочего тела в конце такта сжатия;  
*r* - параметры рабочего тела в конце такта выпуска;  
*z* - параметры рабочего тела в конце процесса горения;  
*n* - параметры окружающей среды;  
*i* - индикаторные параметры двигателя;  
*max* - максимальное значение,  
*min* - минимальное значение;  
*w* - охлаждающая жидкость;  
*x* - параметры двигателя на промежуточном режиме;  
*CO<sub>2</sub>* (и т.д. - химические формулы в индексах) - обозначение вещества, параметр которого вычисляется с помощью указанной формулы;

\*\*\*

*в, возд* - воздух;  
*вп* - значения параметров на впуске в цилиндр;  
*г* - газы (подразумеваются продукты сгорания);  
*гг* - генераторный газ, полученный при газификации твёрдого топлива;  
*г.см.* - горючая смесь;  
*диф* - диффузор карбюратора;  
*доз* - дозарядка цилиндра в процессе наполнения за счёт инерционности газов в щели впускного клапана;  
*e* - эффективные параметры двигателя;  
*и* - индикаторная диаграмма;  
*K* - свежий заряд за компрессором наддува (если двигатель с наддувом; если без наддува - индекс "H");  
*кл* - клапан;  
*л* - отнесено к 1 литру рабочего объёма двигателя (*л4* - для четырёхтактных ДВС, *л2* - для двухтактных ДВС);  
*м, мех* - параметры двигателя, связанные с механическими потерями;  
*ном* - параметры двигателя на номинальном режиме;  
*ог* - остаточные газы;  
*оч* - очистка цилиндра в процессе продувки от продуктов сгорания;  
*охл* - параметр, относящийся к системе охлаждения;  
*p* - радиатор;  
*p.см.* - рабочая смесь;  
*сж* - процесс сжатия;  
*ср* - среднее значение;  
*T* - топливо;  
*t* - турбина;  
*ц* - цилиндр; цикл;  
*ф* - форсунка;  
*шт* - штихпробер;

\*\*\*

*0* - начальное значение; исходный вариант;  
*1* - свежая ТВС;  
*2* - продукты сгорания;  
*Σ* - суммарное значение;

### 1.3 СОКРАЩЕНИЯ

- ВСХ - внешняя скоростная характеристика ДВС;
- ДВС - поршневые двигатели внутреннего сгорания;
- ДсИЗ - двигатели с искровым зажиганием;
- КПД - коэффициент полезного действия;
- МСА - международная стандартная атмосфера;
- САУ - стандартные атмосферные условия;
- ТВС - топливовоздушная смесь.

## 2. Основные формулы, определения и соотношения

### Расчёт параметров топлива, топливовоздушной и рабочей смеси

\*\*\*

Доля углерода в топливе, представляющем собой смесь некоторого количества индивидуальных углеводородов

$$C = \frac{\sum(\mu_c \cdot n) \cdot C_n H_m O_k}{\sum(\mu_c \cdot n + \mu_H \cdot m + \mu_o \cdot k) \cdot C_n H_m O_k},$$

где  $\mu_c, \mu_H, \mu_o$  - атомарная масса соответственно углерода, водорода и кислорода;  $C_n H_m O_k$  - доля (массовая или объёмная) данного углеводорода в составе изучаемого топлива.

Так же рассчитывается доля водорода

$$H = \frac{\sum(\mu_H \cdot m) \cdot C_n H_m O_k}{\sum(\mu_c \cdot n + \mu_H \cdot m + \mu_o \cdot k) \cdot C_n H_m O_k},$$

кислорода ( $O$ ) и серы ( $S$ ), если указаны соединения, содержащие эти вещества.

\*\*\*

Количество воздуха (в килограммах), теоретически необходимое для полного сгорания **жидкого** топлива, в составе которого доля углерода -  $C$ , доля водорода -  $H$  и доля кислорода -  $O$ :

$$l_0 = \frac{1}{0.232} \left( \frac{8}{3} C + 8 \cdot H - O \right) \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

Количество молей воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного килограмма топлива

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}}$$

Теоретически необходимое объёмное количество воздуха для полного сгорания одного моля (или одного  $\text{м}^3$ ) **газообразного** топлива определяется по соотношению

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \cdot \sum \left( n + \frac{m}{4} - \frac{k}{2} \right) \cdot C_n H_m O_k,$$

где  $C_n H_m O_k$  - объёмные доли индивидуальных веществ, входящих в состав горючего газа.

\*\*\*

Низшая теплота сгорания **жидкого** топлива

$$H_u = 33.91 \cdot C + 125.6 \cdot H - 10.89(O - S) - 2.51 \cdot (9 \cdot H + W) \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

Здесь  $W$  - содержание воды в топливе.

Для вычисления теплотворности **газообразного** топлива формула выглядит несколько иначе:

$$H_u = 12.8 \cdot CO + 10.8 \cdot H_2 + 35.7 \cdot CH_4 + 56.0 \cdot C_2H_2 + 59.5 \cdot C_2H_4 + 63.3 \cdot C_2H_6 + 90.9 \cdot C_3H_8 \\ + 119.7 \cdot C_4H_{10} + 146.2 \cdot C_5H_{12}, \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}.$$

Здесь химическими формулами отмечены объёмные доли индивидуальных газов, входящих в состав изучаемого топлива.

Теплотворность рабочей смеси рассчитывается по формуле

$$H_{p.см.} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)},$$

где  $\Delta H_u$  - химическая неполнота сгорания, связанная с тем, что ТВС имеет  $\alpha < 1$ ;  $M_1$  - количество горючей смеси (кмоль/кг топл.).

Химическую неполноту сгорания ТВС рассчитывают по формуле

$$\Delta H_u = 119.95 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0, \quad \frac{\text{МДж}}{\text{кг топл.}}$$

\*\*\*

$M_1$  - количество молей свежего заряда в ДСИЗ, кмоль/кг топл.

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T},$$

где  $m_T$  - кажущаяся молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль.

Для дизелей  $M_1 = \alpha \cdot L_0$ .

Количество молей свежего заряда при использовании газообразного топлива, кмоль/кмоль топл. или  $\text{м}^3/\text{м}^3$  топл.

$$M_1 = \alpha \cdot L_0' + 1,$$

\*\*\*

Количество отдельных составляющих продуктов сгорания **жидкого топлива** при  $\alpha > 1$ , кмоль/кг топл.

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}; \quad M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0; \quad M_{O_2} = 0.209 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0.$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания **газообразного топлива** (при  $\alpha > 1$ ) рассчитывается следующим образом:

$$M'_{CO_2} = \sum n \cdot (C_n H_m O_k), \quad \frac{\text{моль } CO_2}{\text{моль топл.}}; \quad M'_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} \cdot (C_n H_m O_k), \quad \frac{\text{моль } H_2O}{\text{моль топл.}};$$

$$M'_{O_2} = 0.208 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0', \quad \frac{\text{моль } O_2}{\text{моль топл.}}; \quad M'_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0' + N_2, \quad \frac{\text{моль } N_2}{\text{моль топл.}}$$

Здесь  $N_2$  - доля азота в составе газообразного топлива.

Количество молей продуктов сгорания при  $\alpha < 1$  кмоль/кг топл.

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{K + 1} \cdot 0.208 \cdot L_0; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{K + 1} \cdot 0.208 \cdot L_0;$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{K + 1} \cdot 0.208 \cdot L_0; \quad M_{H_2} = K \cdot M_{CO}; \quad M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0.$$

Здесь  $K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}}$ . Для ДСИЗ  $K = 0,45 \dots 0,5$ .

\*\*\*

Средняя молярная теплоёмкость смеси газов при постоянном объёме рассчитывается по средним молярным теплоёмкостям и объёмным долям  $r_i$  каждого газа, входящего в данную смесь:

$$(mc_V'')_{t_0}^t = \sum_i r_i \cdot (mc_{V_i}'')_{t_0}^t \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

То же, но при постоянном давлении

$$(mc_p'')_{t_0}^t = (mc_V'')_{t_0}^t + 8,3143 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

Средняя в диапазоне температур ( $t_0 \dots t$ ) мольная теплоёмкость рабочей смеси

$$(mc_V')_{t_0}^t = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(mc_V)_{t_0}^t + \gamma_r \cdot (mc_V'')_{t_0}^t].$$

Для расчёта мольной теплоёмкости воздуха и газов, входящих в состав продуктов сгорания, обычно используют полиномы, аппроксимирующие эмпирические результаты (см. раздел «Справочные материалы»).

### Расчёт рабочих процессов

\*\*\*

Коэффициент остаточных газов рассчитывается по формуле

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

Объём, который занимают остаточные газы в конце такта наполнения

$$V_{oz} = V_c \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_r}.$$

Здесь  $p_r = p_H + \Delta p_r$ ,  $p_a = p_K - \Delta p_a$ .

Коэффициент наполнения изменяется пропорционально квадратному корню из температуры воздуха, поступающего в двигатель

$$\frac{\eta_{V1}}{\eta_{V2}} = \sqrt{\frac{T_{H1}}{T_{H2}}}.$$

Формула для расчёта коэффициента наполнения

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot (\varphi_{доз} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r).$$

Потери давления во впускной системе рассчитываются по формуле

$$\Delta p_a = \rho_K \cdot \frac{w_{en}^2}{2} \cdot (\beta^2 + \xi).$$

Средняя скорость свежего заряда, отнесённая к наименьшему сечению впускной системы,  $w_{en}$  может быть определена из уравнения неразрывности

$$w_{en} \cdot f_{кл} \cdot \rho_K = w_{ncp} \cdot F_{ц} \cdot \rho_K,$$

где  $f_{кл}$  - максимальная площадь проходного сечения впускного клапана, которая и является минимальным сечением впускного тракта;  $w_{ncp}$  - средняя скорость движения поршня;  $F_{ц}$  - площадь сечения цилиндра.

Температура в конце такта наполнения  $T_a$ :

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}.$$

\*\*\*

Работа в политропном процессе сжатия рабочего тела может быть рассчитана по следующей формуле

$$L_{сж} = \frac{1}{n_1 - 1} (P_c V_c - P_a V_a).$$

Аналогично работа в политропном процессе расширения

$$L_{сж} = \frac{1}{n_2 - 1} (P_z V_z - P_b V_b).$$

\*\*\*

Давление в конце процесса горения в ДсИЗ

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

где  $\mu$  - действительный коэффициент молекулярных изменений рабочей смеси

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r},$$

который рассчитывается по величине коэффициента молекулярных изменений свежей смеси  $\mu_0 = M_2/M_1$ .

Параметры рабочего тела в конце процесса горения в дизелях

$$P_z = P_c \cdot \lambda; \quad T_z = \frac{\rho \cdot \lambda \cdot T_c}{\mu}.$$

\*\*\*

Температура в конце процесса выпуска  $T_r$  может быть рассчитана по формуле, предложенной К.Е. Мазингом:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}}.$$

### Расчёт параметров двигателя.

\*\*\*

Индикаторная мощность двигателя может быть рассчитана как произведение индикаторной работы, полученной за один цикл, -  $L_i$  (Дж/цикл), на количество циклов, выполненных за одну секунду, -  $n/(30 \cdot \tau)$  и на число цилиндров  $i$  двигателя:

$$N_i = L_i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i \cdot 10^{-3} \text{ кВт}.$$

Здесь  $\tau$  - количество тактов в цикле ДВС ( $\tau = 2$  или  $4$ ).

Действительная индикаторная работа рассчитывается по теоретической индикаторной диаграмме с учётом масштабов, в которых она построена, и величины коэффициента полноты этой диаграммы  $\varphi_u$

$$L_i = F_o (\text{мм}^2) \cdot \mu_p \left( \frac{\text{Па}}{\text{мм}} \right) \cdot \mu_v \left( \frac{\text{М}^3}{\text{мм}} \right) \cdot \varphi_u, \text{ Дж.}$$

Индикаторная мощность может быть также выражена через среднее индикаторное давление,

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_H \cdot n}{30 \cdot \tau}$$

либо получена из выражения для индикаторного КПД, т.е.

$$N_i = G_T \cdot H_u \cdot \eta_i.$$

Индикаторные параметры

$$P_i = P_e + P_m; \quad \eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m}; \quad g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}.$$

Среднее индикаторное давление для термодинамического цикла со смешанным подводом тепла вычисляется по формуле

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

\*\*\*

Мощность механических потерь в ДВС

$$N_m = \frac{P_m \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau},$$

где среднее давление механических потерь обычно определяется по величине средней скорости движения поршня

$$P_m = A + B \cdot w_{n.c.p.} \quad \text{Здесь} \quad w_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{30}.$$

Формулы для расчёта механического КПД

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}, \quad \eta_m = 1 - \frac{P_m}{P_i}; \quad \eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_i}.$$

\*\*\*

Эффективная мощность ДВС

$$N_e = N_i - N_m$$

может быть рассчитана по формуле Б.С. Стечкина

$$N_e = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot V_h \cdot i \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_i \cdot \eta_m,$$

либо

$$N_e = N_i \cdot \eta_m,$$

либо

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

либо

$$N_e = \frac{M_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60},$$

либо

$$N_e = G_T \cdot H_u \cdot \eta_e.$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{N_e}{H_u \cdot G_T},$$

может быть вычислен следующим образом

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e} \quad \text{или} \quad \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Литровая мощность двигателя

$$N_l = \frac{N_e}{V_H} = \frac{P_e \cdot n}{30 \cdot \tau},$$

где

$$P_e = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \eta_e.$$

Формулы для расчёта удельного эффективного расхода топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad \text{или} \quad g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}.$$

\*\*\*

При испытании ДВС, в то время, когда производится измерение расхода топлива, питание двигателя происходит не из бака, а из мерного объёма штихпробера. Время его опорожнения и является измеряемой величиной, поскольку объём расходомера заранее определён и измерен с высокой степенью точности. Отношение  $V_{um} / \tau$  является объёмным расходом топлива в секунду. Имея в виду плотность топлива  $\rho_T$

$$G_T = \frac{3600 \cdot V_{um} \cdot \rho_T}{\tau} \quad \frac{\text{кг}}{\text{час}}.$$

Подача топлива за один цикл в одном цилиндре (цикловая подача топлива) рассчитывается либо по часовому расходу топлива делённому на количество цилиндров и количество циклов в час:

$$\frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot 3600 \quad \frac{\text{цикл}}{\text{час}}, \quad \text{т.е.} \quad g_y = \frac{G_T \cdot 30 \cdot \tau}{3600 \cdot n \cdot i} \quad \frac{\text{кг}}{\text{цикл}},$$

либо по величине циклового расхода воздуха с учётом коэффициента избытка воздуха.

Расход воздуха  $G_g$  в секунду можно рассчитать как произведение цикловой подачи воздуха  $G_{g,y} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v$  на количество циклов в одну секунду  $n/(30 \cdot \tau)$  и на количество цилиндров  $i$ , т.е.

$$G_g = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i.$$

\*\*\*

Литровые мощности двух- и четырёхтактных ДВС при одинаковой геометрии цилиндров и прочих равных условиях соотносятся как

$$\frac{N_{л2}}{N_{л4}} = 2 \cdot (1 - \psi),$$

где коэффициент потерянного хода  $\psi = \frac{V_h''}{V_h} = \frac{S''}{S}$ .

### Соотношения, которые применяются при расчете характеристик двигателя

Мощность, потребляемая воздушным или гребным винтом, пропорциональна частоте его вращения в третьей степени

$$N_{винта} = C \cdot n^3,$$

где  $C$  - константа, если винт имеет постоянный шаг, и  $C = var$ , если винт выполнен с переменным шагом.

Для дизелей с неразделённой камерой сгорания изменение мощности и удельного расхода топлива по ВСХ может быть выражено эмпирическими зависимостями

$$N_{ex} = N_{e\text{ ном}} \cdot \frac{n_x}{n_{ном}} \cdot \left[ 0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_x}{n_{ном}} - \left( \frac{n_x}{n_{ном}} \right)^2 \right],$$

$$g_{ex} = g_{e\text{ ном}} \cdot \left[ 1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_x}{n_{ном}} + \left( \frac{n_x}{n_{ном}} \right)^2 \right].$$

Мощность, развиваемая ДсИЗ на различных режимах по ВСХ, может быть определена по эмпирической зависимости

$$N_{ex} = N_{e\text{ ном}} \cdot \frac{n_x}{n_{ном}} \cdot \left[ 1 + \frac{n_x}{n_{ном}} - \left( \frac{n_x}{n_{ном}} \right)^2 \right].$$

Мощность механических потерь изменяется пропорционально частоте вращения вала двигателя во второй степени, т.е.

$$\frac{N_{м1}}{N_{м2}} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2.$$

Коэффициент приспособляемости по крутящему моменту

$$K_M = \frac{M_{e\text{ max}}}{M_{e\text{ ном}}},$$

а  $k_n = \frac{n_M}{n_{ном}}$  представляет собой коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения коленчатого вала (скоростной коэффициент).

## Расчёт некоторых параметров систем: охлаждения, топливоподачи, наддува

\*\*\*

Тепловой баланс при работе ДВС на любом режиме обычно представляют как сумму ряда составляющих (в абсолютных значениях, либо в процентах): тепло, эквивалентное эффективной работе -  $q_e$ , тепло, передаваемое в окружающую среду через систему охлаждения -  $q_b$ , тепло, унесённое с отработавшими газами в систему выпуска -  $q_r$ , потери тепла из-за неполноты сгорания топлива (при  $\alpha < 1$ ) -  $q_{н.с.}$ , остаток -  $q_{ост.}$ , или тепло, эквивалентное потерям энергии, которые не рассчитываются в тепловом балансе (акустическое и тепловое излучение от двигателя, вибрации и др.). Следовательно,

$$q_e + q_b + q_r + q_{н.с.} + q_{ост.} = 1.$$

Тепло, уходящее в систему охлаждения, составляет  $q_b$  % от общего количества тепла, внесённого в двигатель с энергоносителем:

$$Q_{охл} = N_e \cdot g_e \cdot H_u \cdot q_b.$$

Тепло, передаваемое в атмосферу через радиатор системы охлаждения

$$Q_p = Q_{охл} = k \cdot F \cdot (t_w - t_{возд}),$$

где  $k$  - коэффициент теплопередачи,  $F$  - суммарная поверхность теплообмена.

\*\*\*

Термический КПД термодинамического цикла комбинированного ДВС

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{\Sigma}^{k-1}} \left[ \frac{\lambda}{\lambda - 1} \cdot \left( \frac{\pi_{\kappa}}{\pi_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{k-1}{\lambda - 1} \cdot \left( \frac{\pi_m}{\pi_{\kappa}} \right)^{\frac{1}{k}} - \frac{k}{\lambda - 1} \right].$$

\*\*\*

Баланс мощностей на валу турбокомпрессора наддува

$$N_{\kappa} = N_m \cdot \eta_m$$

более подробно можно записать как

$$G_{\varepsilon} \cdot L_{\kappa} = G_{\varepsilon} \cdot \left( 1 + \frac{1}{\alpha \cdot l_0 \cdot \psi} \right) \cdot \rho \cdot \beta \cdot L_m \cdot \eta_m,$$

где  $\psi$  - коэффициент, учитывающий отличие количества воздуха, прошедшего через впускной клапан, относительно количества воздуха, оставшегося в цилиндре после закрытия этого клапана;  $\rho$  - отношение расхода продуктов сгорания, протекающих через турбину к расходу выхлопных газов поршневого двигателя;  $\beta$  - эмпирический коэффициент, учитывающий утечки газа из-за не герметичности выхлопной системы.

Удельная работа турбины турбокомпрессора может быть рассчитана по формуле

$$L_m = \frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_2 \cdot T_2 \cdot \eta_m \cdot \left( 1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k_2-1}{k_2}}} \right).$$

Формула для расчёта удельной работы компрессора

$$L_{\kappa} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_H \cdot \frac{1}{\eta_{\kappa}} \cdot \left( \pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Из условия совместной работы турбины и компрессора  $n_{\kappa} = n_m$  было получено, что отношение внешних диаметров турбины и компрессора

$$\frac{D_{m2}}{D_{к2}} = \chi_m \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \overline{H}_к}{\eta_{mk}}},$$

где  $\overline{H}_к$  - напорный адиабатический КПД компрессора, а  $\chi_m$  - параметр быстроходности турбины. КПД турбокомпрессора

$$\eta_{mk} = \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_M.$$

можно рассчитать по удельным адиабатическим работам: полученной в турбине и затраченной в компрессоре

$$\eta_{mk} = \frac{L_{кад}}{L_{мад}}.$$

Среднее эффективное давление в ДВС при наддуве его приводным нагнетателем

$$P_e = P_i - P_{мех} - L_k \cdot \rho_k \cdot \eta_V.$$

Здесь  $P_{мех}$  - среднее давление механических потерь без учёта затрат мощности на привод нагнетателя.

Из условия баланса мощностей на валу турбокомпрессора следует, что

$$\pi_m = \frac{1}{\left[ 1 - \frac{C}{\Theta \cdot \rho \cdot \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \right]^{\frac{k_2}{k_2-1}}},$$

где

$$C = \frac{k \cdot R \cdot (k_2 - 1)}{k_2 \cdot R_2 \cdot (k - 1)} \cdot \frac{1}{\beta \cdot \left( 1 + \frac{1}{\alpha \cdot l_0 \cdot \psi} \right)},$$

а параметр, характеризующий совершенство турбокомпрессора наддува

$$\Theta = \frac{T_2}{T_H} \cdot \eta_{mk}.$$

\*\*\*

Продолжительность впрыска топлива по углу поворота коленчатого вала

$$\Delta\varphi = \frac{n}{60} \cdot 360^\circ \cdot \Delta\tau,$$

где  $\Delta\tau$  - продолжительность впрыска в секундах.

Скорость истечения топлива из отверстий форсунки в процессе впрыска

$$w_\phi = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_\phi}{\rho_T}},$$

где  $\Delta p_\phi$  - перепад давления на форсунке. Аналогично можно рассчитывать и скорость истечения газа через отверстие, площадь поперечного сечения которого равна  $f$ , если перепад давления на этом отверстии не превышает 30% критического. Расход газа или жидкости в этом случае

$$G = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p},$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода.

### 3. ЗАДАЧИ

#### 3.1 Тема № 1. Топливо, топливовоздушная смесь, рабочее тело. Их свойства и состав.

##### Задача 1. 1

В качестве топлива для авиационных поршневых двигателей при минусовой температуре окружающей среды иногда используют так называемую «зимнюю бензольно-бензиновую смесь»: 65% зимнего авиабензола плюс 35% бензина.

Определите теплотворность  $H_u$  (Дж/кг) и количество воздуха, необходимого для полного сгорания одного килограмма этого топлива при  $\alpha = 1$ .

Справка: состав «зимнего бензола» - 50%  $C_6H_6$  (бензол) + 35%  $C_7H_8$  (толуол) + 15%  $C_8H_{10}$  (ксилол).

##### Задача 1. 2

В леспромхозе с целью экономии средств, привод (ДВС,  $N_e = 200$  кВт) электрогенератора решено перевести с бензина на генераторный газ, получаемый газификацией древесных отходов. Предполагаемый состав генераторного газа:  $CO - 16,8\%$ ;  $H_2 - 20,7\%$ ;  $CH_4 - 3,5\%$ ;  $CO_2 - 12,8\%$ ;  $O_2 - 0,4\%$ ;  $N_2 - 45,8\%$ .

Рассчитайте, насколько изменится мощность привода при запланированной смене топлива.

##### Задача 1. 3

Двигатель с искровым зажиганием, имеющий степень сжатия  $\varepsilon = 10$ , работает на режиме с  $\alpha = 1,05$ . В конце процесса наполнения получены следующие параметры рабочего тела:  $p_a = 0,079$  МПа,  $T_a = 340$  К и  $\gamma_r = 0,04$ . Известна температура в конце процесса горения  $T_z = 2850$  К.

Определить максимальное давление в конце видимого процесса горения  $p_z$ . В расчётах принять  $n_I = k_I = 1,375$ .

##### Задача 1. 4

Определить коэффициент молекулярного изменения горючей смеси «водород – воздух» при  $\alpha = 1$ .

##### Задача 1. 5

Двигатель работает с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 0,9$ . Коэффициент остаточных газов  $\gamma = 0,04$ . Топливо - этанол. Вычислите теплотворность рабочей смеси, которая образуется в цилиндре в конце процесса наполнения.

##### Задача 1. 6

Как и на сколько процентов изменится мощность бензинового двигателя если при прочих равных условиях его перевести на водородное топливо? Средний элементарный состав бензина принять:  $C = 0,855$  и  $H = 0,145$ .

##### Задача 1.7

Топливо - сжатый природный газ Уренгойского месторождения (состав – см. справочные данные). Определите коэффициент молекулярного изменения  $\mu_0$  в процессе горения, если двигатель работает при  $\alpha = 1,2$ .

### Задача 1.8

В качестве топлива для ДВС используется природный газ Уренгойского месторождения (состав – см. справочные данные). Рассчитайте теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг этого газа  $l_0$  кг возд./кг топл.

### Задача 1.9

Дизель без наддува имеет степень сжатия  $\varepsilon = 18$  и потери давления на впуске и выпуске  $\Delta p_a = \Delta p_r = 0,007$  МПа. При составе ТВС соответствующем  $\alpha = 1,4$  и атмосферных условиях на высоте  $H = 2$  км подогрев свежего заряда при попадании в цилиндр составляет  $\Delta T = 20^\circ \text{C}$ , а температура выхлопных газов в конце такта выпуска  $t_r = 500^\circ \text{C}$ .

Определить среднюю молярную теплоёмкость рабочего тела в конце такта сжатия.

### Задача 1.10

Двигатель работает на режиме с  $\alpha = 1,2$ . Топливо - смесь шестидесяти процентов (по объёму) пропана и сорока процентов бутана. Определите теплотворность горючей смеси.

### Задача 1.11

Состав топлива - 60% пропана и 40% бутана. ТВС имеет коэффициент  $\alpha = 1,25$ , в результате в конце процесса горения температура продуктов сгорания  $T_z = 2573$  К. Определить среднюю молярную теплоёмкость продуктов сгорания при температуре  $T_z$ .

### Задача 1.12

При испытании двигателя в качестве топлива использовался чистый пентан ( $C_5H_{12}$ ). Анализ продуктов сгорания на номинальном режиме показал, что в их состав входит 5% (по объёму) окиси углерода и 2,4% водорода. Определите величину коэффициента избытка воздуха на этом режиме.

### Задача 1.13

Используя условие и решение предыдущей задачи, определите среднюю молярную теплоёмкость выхлопных газов двигателя (в конце такта выпуска), если параметры рабочего тела в конце такта расширения составляют:  $T_b = 1500$  К,  $p_b = 0.5$  МПа. Потери давления в выпускной системе двигателя  $\Delta p_r = 0.02$  МПа, атмосферное давление при испытании составляло 760 мм рт ст.

### Задача 1.14

Двигатель работает на смеси 60% (по объёму) пропана и 40% бутана. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 0,85$ . Определить объёмные доли продуктов неполного сгорания:  $r_H$  и  $r_{CO}$ , если их отношение  $K = 0,46$ .

### Задача 1.15

В качестве топлива используется смесь газов: 30% (по объёму) ацетилена ( $C_2H_2$ ), 60% пропана ( $C_3H_8$ ) и 10% паров метанола ( $CH_3OH$ ). Определите химическую неполноту сгорания топлива  $\Delta H_u$  (МДж/м<sup>3</sup>), если коэффициент избытка воздуха в ТВС составляет  $\alpha = 0,9$ .

**В качестве примера рассмотрим решение задачи 1.5:**

Двигатель работает с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 0,9$ . Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r = 0,04$ . Топливо - этанол. Вычислите теплотворность рабочей смеси, которая образуется в цилиндре в конце процесса наполнения.

**Решение**

Теплотворность рабочей смеси, состоящей из паров топлива, воздуха и остаточных (от предыдущего цикла) газов, рассчитывается по формуле

$$H_{p.см.} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)},$$

где  $H_u$  - теплотворность топлива;  $\Delta H_u$  - химическая неполнота сгорания, связанная с тем, что ТВС имеет  $\alpha < 1$ ;  $M_1$  - количество горючей смеси (кмоль/кг топл.).

Теплотворность горючих веществ обычно вычисляют по формуле Д.И. Менделеева

$$H_u = 33,9 \cdot C + 103,0 \cdot H - 10,9 \cdot (O - S), \quad \frac{\text{МДж}}{\text{кг топл.}}$$

Здесь  $C$ ,  $H$ ,  $O$  и  $S$  - массовые доли углерода, водорода, кислорода и серы, соответственно, в составе топлива. По условию задачи химическая формула топлива -  $C_2H_5OH$ , следовательно, молекулярная масса паров топлива

$$m_T = (12 \cdot 2 + 1 \cdot 6 + 16) = 46 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

Отсюда

$$C = \frac{24}{46} = 0,52; \quad H = \frac{6}{46} = 0,13; \quad O = \frac{16}{46} = 0,35. \quad C + H + O = 1.$$

Теплотворность

$$H_u = 33,9 \cdot 0,52 + 103,0 \cdot 0,13 - 10,9 \cdot 0,35 = 27,203 \frac{\text{МДж}}{\text{кг топл.}}$$

Химическую неполноту сгорания ТВС рассчитывают по формуле

$$\Delta H_u = 119,95 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0, \quad \frac{\text{МДж}}{\text{кг топл.}}$$

где

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{0,52}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,35}{32} \right) = 0,312 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}}$$

теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива. Следовательно,

$$\Delta H_u = 119,95 \cdot (1 - 0,9) \cdot 0,312 = 3,74 \frac{\text{МДж}}{\text{кг топл.}}$$

$M_1$  - количество горючей смеси (кмоль/кг топл)

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} = 0,9 \cdot 0,312 + \frac{1}{46} = 0,3025 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг топл.}}$$

**Таким образом, теплотворность рабочей смеси**

$$H_{p.см.} = \frac{27,203 - 3,74}{0,3025 \cdot (1 + 0,04)} = 74,58 \frac{\text{МДж}}{\text{кмоль р. см.}}$$

## 3.2 Тема № 2. Расчёт рабочих процессов.

### Задача 2. 1

12-цилиндровый четырёхтактный двигатель с диаметром цилиндра 150 мм и ходом поршня 170 мм при  $n = 2400$  об/мин расходует  $G_0 = 0,67$  кг/с воздуха при стандартных атмосферных условиях на уровне моря.

Рассчитайте коэффициент наполнения двигателя. Как он изменится, если температура внешней среды понизится до  $T_n = 258$  К?

### Задача 2. 2

Определить степень сжатия двигателя с искровым зажиганием, если известно, что работа сжатия, определённая по его индикаторной диаграмме равна,  $L_{сж} = 352$  кДж/кг при начальной температуре процесса сжатия  $T_a = 360$  К. Показатель политропы  $n_1$  принять равным показателю адиабаты  $k_1$ .

### Задача 2. 3

Степень сжатия в двигателе с искровым зажиганием  $\varepsilon = 10$ . В его выхлопную трубу установили нейтрализатор вредных веществ, а на входе воздушный фильтр, имеющие одинаковое гидравлическое сопротивление  $\Delta p = 5$  кПа.

Определите, на сколько при этом изменится коэффициент наполнения, если известно, что подогрев ТВС, при её попадании в цилиндр, составляет  $\Delta T = 12$  К. Двигатель без наддува, работает в САУ при  $H = 0$  на режиме -  $n = 4000$  об/мин.

### Задача 2. 4

Из теплового расчёта четырёхтактного дизеля ( $V_H = 12$  л) на режиме  $n = 2000$  об/мин известны следующие величины: степень сжатия  $\varepsilon = 20$ ; степень предварительного расширения  $\rho = 1,3$ ; степень повышения давления в процессе горения  $\lambda = 2$ ; коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,3$ ; температура и давление в конце процесса наполнения  $T_a = 320$  К и  $p_a = 0,094$  МПа; температура в конце видимого процесса горения  $T_z = 2200$  К.

Рассчитайте индикаторную мощность двигателя на данном режиме. Принять  $n_1 = k_1$ ;  $n_2 = k_2$ ;  $\varphi_u = 0,94$ .

### Задача 2. 5

Восьмицилиндровый четырёхтактный дизель КамАЗ – 740Н при частоте вращения коленчатого вала 2600 об/мин имеет следующие параметры наддува:  $p_k = 0,158$  МПа,  $t_k = 98^0$  С. Расход воздуха через двигатель  $G_0 = 0,297$  кг/с. Основные геометрические размеры двигателя:  $D_u = 120$  мм и  $S/D = 1$ .

Определите величину коэффициента наполнения.

### Задача 2. 6

Дизель работает в САУ ( $H=0$ ) на режиме с  $\alpha = 1,5$ . При степени сжатия  $\varepsilon = 17$  в конце процесса горения рабочее тело в цилиндре имеет параметры:  $T_z = 2250$  К и  $P_z = 9,0$  МПа. Определите температуру в конце такта выпуска ( $T_r$ ), если потери давления в выпускной системе  $\Delta P_r = 0,005$  МПа. Принять при решении задачи степень предварительного расширения  $\rho = 1,4$  и показатель политропы расширения газов  $n_2 = k_2$ .

### Задача 2. 7

При испытании 12-цилиндрового четырёхтактного бензинового двигателя с диаметром цилиндра  $D_u = 150$  мм и ходом поршня  $S = 170$  мм при  $n = 2400$  об/мин была получена индикаторная диаграмма площадью  $F = 156,4$  см<sup>2</sup>. Причём абсцисса диаграммы равна 170 мм, а масштаб по оси давлений 0,1 мПа / см. Измерения на этом режиме расхода топлива и крутящего момента на валу дали следующие величины:  $G_m = 180$  кг/час,  $M_{кр} = 2200$  нм.

Определите  $p_b$ ,  $N_b$ ,  $g_b$ ,  $\eta_i$ ,  $N_e$ ,  $g_e$ ,  $p_e$ ,  $\eta_{мех}$ ,  $\eta_e$ .

### Задача 2.8

Дизель без наддува (степень сжатия  $\varepsilon = 18$ ) работает в САУ на высоте  $H = 0$ . На номинальном режиме потери давления во впускной и выпускной системах одинаковые и равны  $0,006$  МПа. Подогрев свежего заряда при его втекании в цилиндр составляет  $\Delta T = 18^\circ\text{C}$ , а температура рабочего тела в конце такта выпуска -  $760$  К.

Определить величину максимального давления в рабочем цикле, если известно, что степень повышения давления в процессе горения  $\lambda = 2$ .

### Задача 2.9

Определить параметры рабочего тела в характерных точках расчётного термодинамического цикла со смешанным подводом тепла. Степень сжатия в двигателе  $\varepsilon = 18$ , потери давления во впускной и выпускной системах одинаковые и равны  $\Delta p = 0,05 p_0$  ( $H = 0$ , САУ),  $T_a = 330$  К. Двигатель работает на ТВС с  $\alpha = 1,5$ . Принять степень повышения давления в процессе изохорного сгорания  $\lambda = 1,8$ , степень предварительного расширения  $\rho = 1,3$ , действительный коэффициент молекулярных изменений  $\mu = 1,04$ ,  $n_1 = k_1$ ,  $n_2 = k_2$ .

### Задача 2.10

В четырёхтактном карбюраторном двигателе (без наддува) увеличена степень сжатия с  $\varepsilon_1 = 8,5$  до  $\varepsilon_2 = 10$  за счёт замены поршней с плоскими на поршни с выпуклыми днищами. При этом температура газа в конце такта выпуска  $T_r$  уменьшилась на  $5\%$ . Определить, на сколько процентов изменился коэффициент остаточных газов на номинальном режиме ( $n = 5500$  об/мин), если подогрев ТВС при втекании в цилиндр и гидравлические потери на впуске и выпуске остались неизменными. Принять  $P_d/P_0 = 0,9$  и  $P_r/P_0 = 1,06$ .

### Задача 2.11

Основные размеры двигателя следующие: диаметр цилиндра  $D = 80$  мм,  $S/D = 0,95$ . На каждом цилиндре установлены два впускных клапана диаметром  $d_{кл} = 0,34 D$  с максимальной высотой открытия  $h_{кл} = 0,25 d_{кл}$ . Общее гидравлическое сопротивление впуска задано величиной коэффициента  $(\beta^2 + \xi) = 2,5$ . Определите потери давления за счёт сопротивления впускной системы и затухания скорости движения свежего заряда в цилиндре на режиме  $n = 5600$  об/мин при работе двигателя в САУ на высоте  $H = 2$  км.

### Задача 2.12

Четырёхцилиндровый двигатель с рабочим объёмом  $V_H = 1,6$  л работает в САУ на высоте  $H = 0$  км. Степень сжатия в цилиндрах  $\varepsilon = 9$ , гидравлические сопротивления впускной и выпускной систем одинаковые и приводят к понижению давления на  $\Delta p = 0,015$  МПа. Температура рабочего тела в конце такта выпуска  $T_r = 1060$  К, в конце такта наполнения -  $T_a = 340$  К. Определить коэффициент остаточных газов в конце такта наполнения.

### Задача 2.13

ДВС работает в САУ на высоте  $2$  км. Потери давления во впускной системе на данном режиме работы составляют  $\Delta p = 0,01$  МПа. Температура рабочего тела в конце такта впуска  $T_a = 320$  К, а в конце процесса сжатия  $T_c = 720$  К. Определить давление в конце процесса сжатия, если работа, затраченная в этом процессе составляет  $L_c = 310,3$  кДж/кг.

### Задача 2.14

В конце процесса сгорания в цилиндре бензинового ДВС давление и температура рабочего тела имеют значения:  $p_z = 7.0$  МПа и  $T_z = 2870$  К. Состав продуктов сгорания следующий (в кмоль/кг топл.):

$$M_{CO_2} = 0,0655; \quad M_{CO} = 0,0057; \quad M_{H_2O} = 0.069; \quad M_{H_2} = 0,0029; \quad M_{N_2} = 0.3923.$$

В процессе расширения газ совершает работу  $1440,5$  кДж/кг, при этом температура продуктов сгорания понижается до  $T_6 = 1635$  К. Определить температуру газа в конце такта выпуска, если потери давления в выпускной системе на данном режиме составляют  $\Delta p = 0,02$  МПа. Двигатель работает в САУ на высоте  $H = 1$  км.

### Задача 2.15

Дизель работает на режиме, когда потери давления во впускной и выпускной системах одинаковые  $\Delta p = 0,005$  МПа. Термодинамические процессы, происходящие в цилиндре, характеризуются значениями, изложенными далее.

Свежий заряд в количестве  $M_1 = 0,7$  кмоль/кг топл., поступаая в цилиндр, где остаточные газы имеют температуру  $T_r = 770$  К, подогревается на величину  $\Delta T = 15$  К. При этом температура в конце такта наполнения получается равной  $T_a = 340$  К. Политропный процесс сжатия рабочего тела протекает со средним показателем  $n_1 = 1.365$ , в результате давление в цилиндре повышается до  $p_c = 4,8$  МПа. В процессе горения образуется  $M_2 = 0,73$  кмоль/кг топл. продуктов сгорания с температурой  $T_z = 2350$  К. Давление рабочего тела при этом повышается в два раза. Политропный процесс расширения протекает со средним показателем  $n_1 = 1.25$ .

Проверить, насколько точно (в %) указана температура остаточных газов. Атмосферные условия принять соответствующими САУ на высоте  $H = 0$ .

### *В качестве примера рассмотрим решение задачи 2.2:*

*Определить степень сжатия двигателя с искровым зажиганием, если известно, что работа сжатия, определённая по его индикаторной диаграмме равна,  $L_{сж} = 352$  кДж/кг при начальной температуре процесса сжатия  $T_a = 360$  К. Показатель политропы  $n_1$  принять равным показателю адиабаты  $k_1$ .*

### **Решение**

Формулу для работы сжатия в политропном процессе сжатия рабочего тела можно преобразовать следующим образом

$$L_{сж} = \frac{1}{n_1 - 1} (P_c V_c - P_a V_a) = \frac{1}{n_1 - 1} (RT_c - RT_a) = \frac{RT_a}{n_1 - 1} \left( \frac{T_c}{T_a} - 1 \right) = \frac{RT_a}{n_1 - 1} (\varepsilon^{n_1 - 1} - 1).$$

Отсюда следует, что при известных значениях  $L_{сж}$ ,  $T_a$  и  $R$  степень сжатия может быть найдена подбором величины показателя политропы сжатия  $n_1$  (в данной задаче - показателя адиабаты  $k_1$ ):

$$\varepsilon = n_1^{-1} \sqrt[n_1 - 1]{\frac{(n_1 - 1) \cdot L_{сж}}{RT_a} + 1}.$$

Решим задачу методом последовательных приближений, используя номограмму  $k_1 = f(\varepsilon; T_a)$  (см. справочные данные).

Поскольку двигатель бензиновый (ДсИЗ), то степень сжатия более 11-ти быть не может, следовательно, при  $T_a = 360$  К возможный диапазон изменения величины  $k_1 =$

1,371...1,383 (при  $\varepsilon = 4...11$ ). В первом приближении примем среднеарифметическое значение  $k_I = 1,377$ . Тогда

$$\varepsilon_1 = 0,377 \sqrt{\frac{(1,377 - 1) \cdot 352000}{287 \cdot 360}} + 1 = 8,95.$$

По номограмме  $k_I = f(\varepsilon; T_a)$  при  $\varepsilon = 8,95$  и  $T_a = 360$  К  $k_I = 1,3739$ , т.е. во втором приближении

$$\varepsilon_2 = 0,3739 \sqrt{\frac{(1,3739 - 1) \cdot 352000}{287 \cdot 360}} + 1 = 8,998.$$

При  $\varepsilon = 8,998$  и  $T_a = 360$  К  $k_I = 1,3738$ , т.е. в третьем приближении

$$\varepsilon_3 = 0,3738 \sqrt{\frac{(1,3738 - 1) \cdot 352000}{287 \cdot 360}} + 1 = 8,9998.$$

Очевидно, что решением задачи является значение  $\varepsilon = 9$ .

### 3.3 Тема № 3. Параметры двигателя

#### Задача 3. 1

При испытании бензинового ДВС на стенде на режиме 3500 об/мин получены следующие значения параметров его работы:  $M_{кр} = 50$  нм и время выработки мерного объема топливного расходомера  $\tau = 40$  с.

Рассчитать эффективный КПД двигателя на данном режиме. Мерный объем расходомера принять  $V_m = 100$  мл.

#### Задача 3. 2

Бензиновый двигатель мощностью  $N_e = 200$  кВт при полном открытии дроссельной заслонки обеспечивает ТВС с  $\alpha = 0,95$  и удельный расход топлива  $g_e = 0,3$  кг/(кВт час).

Рассчитайте массу продуктов сгорания, образовавшихся за 1 час работы двигателя на этом режиме.

#### Задача 3. 3

Двухцилиндровый двухтактный двигатель, работающий на бензине, с диаметром цилиндра  $D_{ц} = 80$  мм и ходом поршня  $S = 100$  мм при  $n = 4000$  об/мин имеет среднее индикаторное давление  $p_i = 650$  кПа, эффективный удельный расход топлива  $g_e = 0,35$  кг/кВт час и коэффициент механических потерь  $\eta_m = 0,78$ .

Рассчитайте индикаторные: мощность, КПД и удельный расход топлива, а также эффективные: мощность, КПД, среднее давление цикла, а также часовой расход топлива.

#### Задача 3. 4

При изменении шага воздушного винта (его уменьшении) частота вращения вала авиадвигателя возросла с  $n_1 = 1800$  об/мин до  $n_2 = 2000$  об/мин. Эффективная мощность при этом стала равной  $N_e = 950$  кВт и  $\eta_{мех} = 0,85$ . Известно, что топливная аппаратура при этих вариациях поддерживала  $\alpha = \text{const}$ .

Определить коэффициент механических потерь  $\eta_{мех}$  при частоте вращения  $n_1$ , учитывая, что часовой расход воздуха при изменении частоты вращения увеличился на 10%.

### Задача 3. 5

При уменьшении шага воздушного винта на режиме с полностью открытой дроссельной заслонкой частота вращения вала двигателя изменилась с  $n_1 = 1700$  об/мин до  $n_2 = 2000$  об/мин. Секундный расход воздуха через двигатель при этом увеличился на 15%.

Определить, на сколько процентов изменилось среднее индикаторное давление, если  $\alpha = \text{const}$ .

### Задача 3. 6

Как соотносятся при прочих равных условиях литровые мощности двух- и четырёхтактного ДсИЗ, если при одинаковой геометрии и ходе поршня  $S = 100$  мм высота выпускных окон в двухтактных ДВС  $h_{\text{вып}} = 22$  мм?

### Задача 3. 7

Дизель работает на летнем топливе, имеющем теплотворность  $H_u = 42440$  кДж/кг. Расход топлива  $G_m = 45$  кг/час при эффективном КПД  $\eta_e = 0,38$ . Определите, какую эффективную мощность развивает двигатель на этом режиме.

### Задача 3. 8

Бензиновый четырёхтактный ДВС работает в САУ на высоте  $H = 0$  км. Система подготовки ТВС настроена на  $\alpha = 1$ . На режиме  $n = 5800$  об/мин коэффициент наполнения  $\eta_v = 0,88$ , а эффективный КПД  $\eta_e = 0,31$ . Определите литровую мощность двигателя.

### Задача 3. 9

Бензиновый, четырёхтактный, восьмицилиндровый двигатель на режиме  $n = 4200$  об/мин развивает мощность 200 кВт, имея при этом удельный эффективный расход топлива  $g_e = 300$  г/(кВт·час). Диаметр цилиндра 108 мм, ход поршня 95 мм.

Определите: среднее индикаторное давление  $p_i$ , индикаторный КПД  $\eta_i$  и удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ .

### Задача 3. 10

Четырёхтактный, карбюраторный, восьмицилиндровый ДсИЗ имеет следующие основные размеры: диаметр цилиндра  $D_c = 100$  мм и ход поршня  $S = 95$  мм. Индицирование двигателя на режиме  $n = 4500$  об/мин показало, что индикаторная работа  $L_i = 858$  Дж. Требуется рассчитать литровую мощность двигателя.

### Задача 3. 11

Бензиновый четырёхтактный четырёхцилиндровый карбюраторный двигатель на номинальном режиме  $n = 5600$  об/мин развивает мощность  $N_e = 60$  кВт. Среднее индикаторное давление на этом режиме  $p_i = 1,3$  МПа. Определите диаметр цилиндра, если известно, что ход поршня  $S = 80$  мм.

### Задача 3. 12

Четырёхтактный шестицилиндровый ДсИЗ на режиме 4500 об/мин развивает следующие показатели эффективности его работы:  $P_i = 1,15$  МПа и  $\eta_e = 0,32$ . Основные размеры двигателя -  $S = 100$  мм,  $D = 90$  мм. Определите расход топлива на указанном режиме.

### Задача 3. 13

На сколько процентов изменится расход воздуха через двигатель при изменении атмосферных условий от  $P_n = 750$  мм рт ст и  $T_n = 25^0$  С (лето) до  $P_n = 760$  мм рт ст и  $T_n = -25^0$  С (зима)?

### Задача 3. 14

Карбюраторный четырёхцилиндровый четырёхтактный двигатель на режиме  $n = 5600$  об/мин развивает среднее индикаторное давление  $p_i = 1.2$  МПа. Основные размеры двигателя:  $D_u = S = 78$  мм. Определить эффективную мощность двигателя на данном режиме.

### Задача 3. 15

По результатам теплового расчёта четырёхтактного 8-ми цилиндрового дизеля на режиме  $n = 3000$  об/мин построена индикаторная диаграмма. Её масштаб по оси давлений  $\mu_p = 0,08$  МПа/мм, масштаб по оси хода поршня  $\mu_s = 1.5$  мм хода/мм. Площадь теоретической диаграммы  $F_\rho = 1350$  мм<sup>2</sup>. Определите индикаторную мощность двигателя, если диаметр цилиндра  $D_u = 120$  мм. Коэффициент полноты индикаторной диаграммы принять  $\varphi_u = 0,95$ .

**В качестве примера рассмотрим решение задачи 3.3:**

Двухцилиндровый двухтактный двигатель, работающий на бензине, с диаметром цилиндра  $D_u = 80$  мм и ходом поршня  $S = 100$  мм при  $n = 4000$  об/мин имеет среднее индикаторное давление  $p_i = 650$  кПа, эффективный удельный расход топлива  $g_e = 0,35$  кг/кВт час и коэффициент механических потерь  $\eta_m = 0,78$ .

Рассчитайте индикаторные: мощность, КПД и удельный расход топлива, а также эффективные: мощность, КПД, среднее давление цикла, а также часовой расход топлива.

### Решение

Зная полный рабочий объём двигателя  $V_H = \frac{\pi \cdot D_u^2}{4} \cdot S \cdot i = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,1 \cdot 2 = 0,001$  м<sup>3</sup>,

далее расчёты можно выполнять по формулам раздела «Параметры ДВС» лекционного курса.

Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_H \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{650 \cdot 0,001 \cdot 4000}{30 \cdot 2} = 43,33 \text{ кВт}.$$

Эффективная мощность

$$N_e = N_i \cdot \eta_{\text{мех}} = 43,33 \cdot 0,78 = 33,8 \text{ кВт}.$$

Из формулы для расчёта удельного эффективного расхода топлива  $g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}$  при

известной величине  $H_u = 43930$  кДж/кг (см. справочные данные) можно определить эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e} = \frac{3600}{43930 \cdot 0,35} = 0,234.$$

Индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{0,234}{0,78} = 0,3; \quad g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{43930 \cdot 0,3} = 0,273 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}.$$

Из формулы для механического КПД

$$\eta_{\text{мех}} = 1 - \frac{P_{\text{мех}}}{P_i}$$

следует, что

$$P_{\text{мех}} = (1 - \eta_{\text{мех}}) \cdot P_i = (1 - 0.78) \cdot 650 = 143 \text{ кПа}.$$

Среднее эффективное давление цикла

$$P_e = P_i - P_{\text{мех}} = 650 - 143 = 507 \text{ кПа}.$$

Часовой расход топлива

$$G_T = N_e \cdot g_e = 33.8 \cdot 0.35 = 11.83 \frac{\text{кг}}{\text{час}}.$$

### 3.4 Тема № 4. Характеристики ДВС

#### Задача 4. 1

Получена внешняя скоростная характеристика дизеля КаМАЗ - 740 (см. рисунок в справочных материалах). Известно, что на режиме  $n = 2600$  об/мин коэффициент механических потерь  $\eta_m = 0,78$ . Требуется построить на этой характеристике графики индикаторного и эффективного КПД. Результаты представить в виде таблицы при  $n = 2600, 2200, 1800, 1400$  и  $1000$  об/мин.

#### Задача 4. 2

Новый авиационный двигатель при работе с воздушным винтом на режиме с полностью открытой дроссельной заслонкой показал частоту вращения вала  $n = 2000$  об/мин. После 200 часов наработки с этим же винтом и при прочих равных условиях двигатель развивает  $n = 1950$  об/мин.

Требуется определить, на сколько процентов изменилась эффективная мощность двигателя.

#### Задача 4. 3

Авиационный двигатель при испытании с воздушным винтом на стенде показал на режиме  $n = 1200$  об/мин усилие  $P$ , на рычаге измерителя крутящего момента, равное  $800$  н.

Какое усилие покажет измеритель на режиме  $n = 1800$  об/мин при прочих равных условиях ?

#### Задача 4. 4

Авиационный двигатель с воздушным винтом при полном открытии дроссельной заслонки развивает  $n = 2000$  об/мин. Индицирование двигателя показало, что при изменении угла опережения зажигания его индикаторный КПД уменьшился с  $0,3$  до  $0,29$ .

Определите, на сколько изменилась частота вращения вала двигателя при неизменных коэффициентах  $\alpha$ ,  $\eta_v$ ,  $\eta_{\text{мех}}$  и положении дроссельной заслонки.

#### Задача 4. 5

Определите, на сколько процентов изменилась эффективная мощность авиадвигателя с воздушным винтом, если крутящий момент уменьшился наполовину.

#### Задача 4.6

По результатам испытания авиадвигателя с воздушным винтом на режиме с полностью открытой дроссельной заслонкой было получено  $p_{e1} = 1,0$  мПа. Определите величину среднего эффективного давления  $p_{e2}$  при дросселировании двигателя до 50% мощности  $N_{e1}$ .

#### Задача 4.7

ДВС на уровне моря развивает мощность  $N_e = 200$  кВт. На сколько изменится  $N_e$ , если двигатель будет работать на высоте 3000 м (при прочих равных условиях). Изменением механических потерь мощности пренебречь.

#### Задача 4.8

Двенадцатицилиндровый четырёхтактный дизель работает на режиме  $n = 2000$  об/мин. При максимальной нагрузке двигатель развивает эффективную мощность 390 кВт. При этом эффективный КПД  $\eta_e = 0,43$  и коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,85$ . Как изменится величина  $\alpha$  по нагрузочной характеристике двигателя, если цикловая подача топлива уменьшится на  $5,7 \cdot 10^{-5}$  кг/цикл.

#### Задача 4.9

Дизель с неразделёнными камерами сгорания при максимальной подаче топлива на номинальном режиме ( $n_{ном}$ ) имеет расход топлива  $G_m = 34,29$  кг/час и развивает мощность 135 кВт. Следует рассчитать расход топлива на режиме  $n = 0,6 n_{ном}$  при неизменном положении органа управления двигателем.

#### Задача 4.10

Двигатель с искровым зажиганием (ДСИЗ) на номинальном режиме при  $n = 5200$  об/мин развивает мощность  $N_e = 100$  кВт. Определите коэффициент приспособляемости двигателя по его внешней скоростной характеристике (ВСХ).

#### Задача 4.11

Покажите (в виде таблицы) как изменяется механический КПД дизеля, обеспечивающего постоянную эффективную мощность при изменении частоты вращения коленчатого вала. Основные данные для расчётов: дизель четырёхтактный, восьмицилиндровый, с неразделёнными камерами сгорания. Радиус кривошипа - 70 мм, диаметр цилиндра - 130 мм, эффективная мощность при  $n = 2000$  об/мин равна 200 кВт.

#### Задача 4.12

Двигатель на номинальном режиме развивает мощность  $N_e = 700$  кВт. Определить его мощность на режиме максимального крутящего момента. Известно, что коэффициент приспособляемости по крутящему моменту  $K_m = 1,2$ , а скоростной коэффициент  $k_n = 0,74$ .

#### Задача 4.13

Дизель на номинальном режиме имеет эффективный КПД  $\eta_e = 0,37$ . Рассчитайте величину эффективного КПД на режиме максимального крутящего момента, если коэффициент приспособляемости двигателя  $K_m = 1,12$ , а скоростной коэффициент  $k_n = 0,615$ . В расчете учесть, что при изменении режима работы двигателя от номинального до режима максимального крутящего момента коэффициент избытка воздуха уменьшается на 10%, а коэффициент наполнения увеличивается на 5%.

#### Задача 4.14

Четырехтактный восьмицилиндровый дизель на номинальном режиме ( $n = 2600$  об/мин) развивает мощность  $N_e = 200$  кВт и имеет эффективный КПД  $\eta_e = 0,37$ . Определите величины цикловой подачи топлива ( $g_u$ ), расход топлива ( $G_m$ , кг/час), удельный расход топлива ( $g_e$ ) и эффективный КПД на режиме максимального крутящего момента, если известно, что на этом режиме цикловая подача топлива составляет 115% цикловой подачи на номинальном режиме. Коэффициент приспособляемости двигателя  $K_m = 1,12$ , а скоростной коэффициент  $k_n = 0,615$ .

#### Задача 4.15

ДВС без наддува на номинальном режиме на уровне моря развивает мощность  $N_{eo} = 250$  кВт. Удельный эффективный расход топлива при этом  $g_{eo} = 0,32$  кг/(кВт·ч), а коэффициент механических потерь  $\eta_{mp} = 0,82$ .

Определить  $N_{eH}$  и  $g_{eH}$  при неизменном (по частоте вращения вала и составу ТВС) режиме на высоте  $H = 3$  км.

*В качестве примера рассмотрим решение задачи 4.13:*

*Дизель на номинальном режиме имеет эффективный КПД  $\eta_e = 0,37$ . Рассчитайте величину эффективного КПД на режиме максимального крутящего момента, если коэффициент приспособляемости двигателя  $K_m = 1,12$ , а скоростной коэффициент  $k_n = 0,615$ . В расчете учесть, что при изменении режима работы двигателя от номинального до режима максимального крутящего момента коэффициент избытка воздуха уменьшается на 10%, а коэффициент наполнения увеличивается на 5%.*

#### Решение

Эффективный КПД двигателя

$$\eta_e = \frac{N_e}{H_u \cdot G_m},$$

следовательно (ном. режим - индекс «н», режим  $M_{max}$  - индекс «м»),

$$\frac{\eta_{en}}{\eta_{em}} = \frac{N_{en}}{H_u \cdot G_{Tn}} \cdot \frac{H_u \cdot G_{Tm}}{N_{em}},$$

откуда

$$\eta_{em} = \eta_{en} \cdot \frac{N_{em} \cdot G_{Tn}}{N_{en} \cdot G_{Tm}}, \quad (*)$$

поскольку топливо (по условию задачи) - неизменно, т.е.  $H_u = \text{const}$ .

Для решения задачи следует рассчитать изменение мощности и расхода топлива при переходе с номинального режима на режим максимального крутящего момента.

Эффективная мощность может быть выражена через крутящий момент:

$$N_e = \frac{M_e \cdot \pi \cdot n}{30},$$

следовательно, отношение мощностей для этих двух режимов

$$\frac{N_{em}}{N_{en}} = \frac{M_{em} \cdot \pi \cdot n_m}{30} \cdot \frac{30}{M_{en} \cdot \pi \cdot n_n} = \frac{M_{em} \cdot n_m}{M_{en} \cdot n_n} = K_m \cdot k_n = 1,12 \cdot 0,615 = 0,689.$$

Для расчета изменения расхода топлива следует использовать оговоренное в условии задачи изменение коэффициента избытка воздуха:

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_n} = 0,9.$$

Поскольку

$$\alpha = \frac{G_g}{G_m \cdot L_0},$$

то

$$\frac{G_{mн}}{G_{mм}} = \frac{G_{гн} \cdot \alpha_m \cdot L_0}{G_{гм} \cdot \alpha_n \cdot L_0} = \frac{G_{гн}}{G_{гм}} \cdot 0,9.$$

Расход воздуха  $G_g$  можно рассчитать как произведение цикловой подачи воздуха  $G_{ци} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v$  на количество циклов в одну секунду  $n/(30 \cdot \tau)$  и на количество цилиндров  $i$ , т.е.

$$G_g = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i.$$

Следовательно,

$$\frac{G_{гн}}{G_{гм}} = \frac{V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_{vн} \cdot n_n \cdot i \cdot 30 \cdot \tau}{V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_{vм} \cdot n_m \cdot i \cdot 30 \cdot \tau} = \frac{\eta_{vн}}{\eta_{vм}} \cdot \frac{1}{k_n} = \frac{\eta_{vн}}{\eta_{vн} \cdot 1,05} \cdot \frac{1}{0,615} = 1,549$$

и

$$\frac{G_{mн}}{G_{mм}} = 1,549 \cdot 0,9 = 1,394.$$

Таким образом, (см. формулу (\*))

$$\eta_{eм} = 0,37 \cdot 0,689 \cdot 1,394 = 0,355.$$

### 3.5 Тема № 5. СИСТЕМЫ ДВС (охлаждение, топливоподача, наддув)

#### Задача 5. 1

Для проектирования топливного насоса высокого давления 8-цилиндрового дизеля с рабочим объемом  $V_H = 12,5$  л необходимо задать пределы изменения цикловой подачи топлива.

Рассчитайте эти пределы (в  $\text{мм}^3$ ) при условии, что двигатель предполагается регулировать в диапазоне  $\alpha = 1,2 \dots 1,5$ . Коэффициент наполнения принять  $\eta_v = 0,9 = \text{const}$ . Параметры воздуха на входе в двигатель соответствуют САУ ( $H = 0$ ).

#### Задача 5. 2

На сколько изменится номинальная мощность авиационного ДВС без наддува ( $N_e = 1000$  кВт в стандартных атмосферных условиях на уровне моря) с подъёмом на высоту  $H = 6$  км, если высотный корректор его топливной аппаратуры способен поддерживать  $\alpha = 1 = \text{const}$ ? Что произойдёт, если высотный корректор выйдет из строя? Изменением  $\eta_{мех}$  пренебречь.

### Задача 5.3

Проверить возможность постановки двух сдвоенных карбюраторов с диаметром диффузоров  $D = 34$  мм на двигатель с эффективной мощностью  $N_e = 800$  кВт и удельным эффективным расходом топлива  $g_e = 0,32$  кг/(кВт час) при  $\alpha = 0,9$ . Двигатель работает в САУ на высоте  $H = 0$ . Справка: скорость воздуха в минимальном сечении диффузора карбюратора выше 100 м/с нежелательна.

### Задача 5.4

Бензиновый 12-цилиндровый двигатель при атмосферном давлении 752 мм рт столба и  $T_n = 281$  К показал мощность  $N_e = 1000$  кВт и  $g_e = 0,37$  кг/(кВт час) при  $\alpha = 0,92$ .

Требуется определить диаметр минимального сечения диффузора карбюратора, если известна скорость воздуха в этом сечении  $w = 94$  м/с. Одна смесительная камера карбюратора работает на два цилиндра.

### Задача 5.5

Бензиновый двигатель при температуре окружающей среды  $T_n = 318$  К развивает эффективную мощность  $N_e = 1000$  кВт и  $g_e = 0,31$  кг/(кВт час). Расчёт теплового баланса показал, что доля тепла, уходящего в систему охлаждения, составляет 14%, средняя температура воды на выходе из радиатора 363 К.

Определите поверхность охлаждения водяного радиатора, если известно что коэффициент теплопередачи  $k = 0,151$  кВт/(м<sup>2</sup> К).

### Задача 5.6

Двигатель охлаждался водой. При этом доля общего количества тепла уходящая в систему охлаждения составляла 15%. Вместо воды система охлаждения была заправлена этиленгликолем. Ряд показателей работы двигателя снизился: количество тепла, уносимое охлаждающей жидкостью в час - на 26%, мощность двигателя - на 2%, удельный эффективный расход топлива - на 3%. Поскольку температура жидкости в рубашке охлаждения двигателя возросла, то во избежание детонации вместо бензина с теплотворностью  $440 \times 10^5$  Дж/кг применили топливо с теплотворностью  $410 \times 10^5$  Дж/кг при  $\alpha = \text{const}$ .

Определите, какова стала доля тепла, уходящая в систему охлаждения.

### Задача 5.7

Определить изменение (в процентах) потребной для охлаждения двигателя поверхности радиатора при переводе его с воды на этиленгликоль, если доля тепла, уходящего в систему охлаждения, уменьшилась на 28%, а средняя температура жидкости поднялась с 358 К до 408 К. Коэффициент теплопередачи  $k = 0,9 \cdot k_{\text{воды}}$ , а температура окружающей среды в обоих случаях равна  $T_n = 298$  К.

### Задача 5.8

Турбокомпрессор комбинированного ДВС работает при соотношении  $\pi_t$  и  $\pi_k$  равном 1. Вычислите термический КПД идеального термодинамического цикла такого двигателя, если его степень сжатия  $\varepsilon = 9$ , а  $\pi_k = 1,8$ .

### Задача 5.9

Дизель с турбонадувом работает в САУ на уровне моря. Система подготовки ТВС поддерживает  $\alpha = 1,28$ . Параметры турбины следующие: температура газов на входе 650 К, степень понижения давления 1,5, КПД  $\eta_m = 0,85$ . Определите степень повышения давления, которую обеспечивает компрессор, если его КПД  $\eta_k = 0,7$ . Коэффициент продувки  $\psi$  принять равным 1,1, а механический КПД - 0,9.

### Задача 5.10

Определите мощность, потребляемую компрессором наддува четырёхтактного ДВС с рабочим объёмом 1,5 л на режиме  $n = 5200$  об/мин. Коэффициент наполнения принять  $\eta_v = 0,9$ . Двигатель работает в САУ при  $H = 0$ . Компрессор обеспечивает степень повышения давления

1,82 при КПД  $\eta_k = 0,7$ . Коэффициент, учитывающий потери тепла в стенки компрессора принять  $\nu = 1,05$ .

#### Задача 5. 11

Определите соотношение внешних диаметров турбины и компрессора агрегата наддува ДВС, если предполагается, что напорный адиабатический КПД компрессора и параметр быстроходности турбины равны 0,7, степень повышения давления в компрессоре равна 1,4, температура газа перед турбиной  $T_3^* = 680$  К, степень расширения газа в турбине - 1,3. Двигатель работает в САУ на высоте  $H = 2000$  м. Утечками и перепуском газа мимо колеса турбины пренебречь. Считать, что расход воздуха через компрессор и расход газа через турбину равны.

#### Задача 5. 12

При испытании четырёхтактного дизеля с наддувом от приводного нагнетателя на режиме  $n = 2400$  об/мин получены следующие показатели его работы:  $p_i = 1.6$  МПа;  $\eta_v = 0.93$ ;  $\eta_m = 0.89$ ;  $\pi_k = 1.5$ ;  $\eta_k = 0.7$ . Рассчитайте его литровую мощность. Двигатель работает в САУ на уровне моря.

#### Задача 5. 13

Турбокомпрессор работает в САУ ( $H = 0$  км) и показывает параметры  $\pi_k = \pi_m = 1.5$ . Определите температуру газов перед турбиной при условии, что  $G_z = G_g$  и КПД турбокомпрессора  $\eta_{mk} = 0.6$ .

#### Задача 5. 14

Двигатель работает на режиме максимального крутящего момента. Состав ТВС соответствует  $\alpha = 0.95$ , удельный эффективный расход топлива  $g_e = 0.25$  кг/(кВт·ч). Определить суммарную долю тепла, которая уходит в окружающую среду с выхлопными газами и через систему охлаждения.

#### Задача 5. 15

Четырёхтактный, четырёхцилиндровый дизель на режиме  $n = 4800$  об/мин развивает мощность 40 кВт при удельном расходе топлива  $g_e = 0.22$  кг/(кВт·ч). Определить необходимую продолжительность впрыска топлива в цилиндр (по углу поворота коленчатого вала), если давление в цилиндре в конце процесса сжатия  $p_c = 6.75$  МПа, а в конце процесса видимого сгорания  $p_z = 10.8$  МПа. Известные параметры форсунки:

- суммарная площадь проходных сечений отверстий впрыска  $f_{c\Sigma} = 0.212$  мм<sup>2</sup>;
- коэффициент расхода этих отверстий  $\mu = 0.7$ ;
- давление впрыска в полости перед соплами  $p_\phi = 50$  МПа.

#### *В качестве примера рассмотрим решение задачи 5.9:*

*Дизель с турбонаддувом работает в САУ на уровне моря. Система подготовки ТВС поддерживает  $\alpha = 1.28$ . Параметры турбины следующие: температура газов на входе 650 К, степень понижения давления 1.5, КПД  $\eta_m = 0.85$ . Определите степень повышения давления, которую обеспечивает компрессор, если его КПД  $\eta_k = 0.7$ . Коэффициент продувки  $\psi$  принять равным 1.1, а механический КПД - 0.9.*

## Решение

Баланс мощностей на валу турбокомпрессора

$$N_{\kappa} = N_m \cdot \eta_m$$

более подробно можно записать как

$$G_{\theta} \cdot L_{\kappa} = G_{\theta} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot l_0 \cdot \psi}\right) \cdot L_m \cdot \eta_m.$$

Поскольку удельная работа турбины может быть рассчитана по формуле

$$L_m = \frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_2 \cdot T_2 \cdot \eta_m \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k_2-1}{k_2}}}\right),$$

то

$$L_{\kappa} = \frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_2 \cdot T_2 \cdot \eta_m \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k_2-1}{k_2}}}\right) \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot l_0 \cdot \psi}\right) \cdot \eta_m =$$
$$\frac{1,33}{0,33} \cdot 287,5 \cdot 923 \cdot 0,85 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,5^{\frac{0,33}{1,33}}}\right) \cdot \left(1 + \frac{1}{1,28 \cdot 14,452 \cdot 1,1}\right) \cdot 0,9 = 83942 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Из формулы для расчёта работы компрессора

$$L_{\kappa} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_H \cdot \frac{1}{\eta_{\kappa}} \cdot \left(\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)$$

$$\pi_{\kappa} = \frac{k-1}{k} \sqrt{\frac{L_{\kappa} \cdot (k-1) \cdot \eta_{\kappa}}{k \cdot R \cdot T_H} + 1} = \frac{1,4-1}{1,4} \sqrt{\frac{83942 \cdot (1,4-1) \cdot 0,7}{1,4 \cdot 287 \cdot 288} + 1} = 1,91.$$

# СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

## Основные показатели жидких топлив

Показатели	Бензин	Дизельное топливо
Состав:		
С	0,855	0,87
Н	0,145	0,126
О	-	0,004
Кажущаяся молекулярная масса, кг/кмоль	110...120	180...200
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	750	850
Теплотворность, кДж/кг	43930	42440
Стехиометрический коэффициент, кг возд./кг топл.	14,957	14,452
кмоль возд./кг топл.	0,516	0,500

### Состав природного газа Уренгойского месторождения в процентах по объёму:

Метан ( $CH_4$ ) - 85,31 %; этан ( $C_2H_6$ ) - 5,81 %; пропан ( $C_3H_8$ ) - 5,31 %;  
бутан ( $C_4H_{10}$ ) - 2,05 %; негорючие вещества, которые можно свести к содержанию азота ( $N_2$ ) - 1,52 %.

### Состав коксового обогащённого газа в процентах по объёму:

Метан ( $CH_4$ ) - 52,0 %; пентан ( $C_5H_{12}$ ) - 2,2 %; водород ( $H_2$ ) - 9,0 %;  
кислород ( $O_2$ ) - 1,2 %; окись углерода ( $CO$ ) - 11,0 %; азот ( $N_2$ ) - 24,6 %.

### Некоторые параметры воздуха:

Состав: кислород - 23,2 % (по массе), 20,8 % (по объёму); остальное - азот.

Масса одного кмоль -  $\mu_6 = 28,96$  кг/кмоль.

Газовая постоянная  $R = 287$  Дж/(кг·К).

Плотность в зависимости от высоты над уровнем моря см. стандартные атмосферные условия (САУ).

### Исходные параметры для теплового расчёта карбюраторного двигателя [1]

**Стандартные атмосферные условия (САУ),  
соответствующие международной стандартной атмосфере (МСА),  
ГОСТ 4401 - 81**

$H,$ <i>км</i>	$T_H, K$	$P_H, Па$	$\rho_H, кг/м^3$	$a, м/с$
0	288,15	101325	1,225	340,29
1	281,65	89876	1,1117	336,43
2	275,15	79501	1,0066	332,53
3	268,66	70121	0,9093	328,58
4	262,17	61660	0,8193	324,60
5	255,68	54048	0,7364	320,54
6	249,19	47218	0,6601	316,45
7	242,70	41105	0,5900	312,31
8	236,22	35652	0,5258	308,10
9	229,73	30801	0,4671	303,85
10	223,25	26500	0,4135	299,53
11	216,77	22700	0,3648	295,15

Объём одного кмоль любого газа при  $p = 101325$  Па и  $T = 273$  К  $V_\mu = 22.4$  м<sup>3</sup>.

Универсальная газовая постоянная  $R_\mu = 8314.3$  Дж/(кмоль·К).

1 мм рт ст = 133,32 Па; 1 кВт = 1,36 л.с.; 1 калория = 4,1868 Дж.

Атомарные массы некоторых элементов, входящих в состав рабочего тела ДВС:  
углерод  $C = 12$ ; водород  $H = 1$ ; кислород  $O = 16$ ; азот  $N = 14$ ; сера  $S = 32$ .

**Плотность и теплотворность некоторых газов**

Вещество	Химическая формула	Плотность $\rho, кг/м^3$ (при $p = 0,1013$ МПа и $T = 273$ К)	Теплотворность (низшая), $H_u, кДж/м^3$
Кислород	O <sub>2</sub>	1,429	-
Азот	N <sub>2</sub>	1,251	-
Двуокись Углерода	CO <sub>2</sub>	1,977	-
Окись Углерода	CO	1,25	12037
Водород	H <sub>2</sub>	0,09	10228
Метан	CH <sub>4</sub>	0,717	35797
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	1,173	54570
Этилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	1,261	59063
Этан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,356	63748
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,019	91251
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2,703	118645
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	3,220	146119

**Значения коэффициентов  $A$  и  $B$  в эмпирических формулах для расчета среднего давления механических потерь в МПа**

Для ДВС с искровым зажиганием (ДсИЗ)

Тип двигателя	Колич. цилиндров, $i$	$S/D$	$A$	$B$
Форсированные инжекторные	$\leq 6$	$\leq 1$	0.024	0.0053
Карбюраторные	$\leq 6$	$>1$	0.049	0.0152
Карбюраторные	8	$<1$	0.039	0.0132
Карбюраторные	$\leq 6$	$\leq 1$	0.034	0.0113

Для дизелей

Тип двигателя	$A$	$B$
С неразделёнными камерами сгорания	0,089	0,0118
С форкамерным зажиганием	0,103	0,0153
С вихревыми камерами сгорания	0,089	0,0135

Для рабочего тела турбины турбокомпрессора можно принимать показатель адиабаты  $k = 1.33$  и газовую постоянную  $R = 287.5$  Дж/(кг $\cdot$ К)

**Зависимость индикаторного КПД ДсИЗ от коэффициента избытка воздуха (обобщение эмпирических результатов) [2]**

**Номограмма для определения показателя  $k_1$  адиабатного процесса сжатия [1]**

(стрелками и пунктиром показан пример определения величины  $k_1$  при значениях  $\varepsilon = 10,5$  и  $T_a = 325$  К:  $k_1 = 1,3767$ )

**Номограмма для определения показателя  $k_2$  адиабатного процесса расширения  
в бензиновом двигателе [1]**

(стрелками и пунктиром показан алгоритм определения  $k_2$  при значениях:  
степени сжатия  $\varepsilon = 8,5$ , температуре  $T_z = 2530$  К и  $\alpha = 0,85$ :  $k_2 = 1.2611$  , а также  
для варианта -  $\varepsilon = 11$ ,  $T_z = 2850$  К,  $\alpha = 1,05$ :  $k_2 = 1.2533$ )

**Номограмма для определения показателя  $k_2$  адиабатного процесса расширения  
в дизеле [1]**

(стрелками и пунктиром показан пример определения  $k_2$  при значениях: степени последующего расширения  $\delta = 12,5$ , температуре  $T_z = 2250$  К и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,325$ :  $k_2 = 1,2713$ )

## Внешняя скоростная характеристика двигателя КаМАЗ – 740 [1]

**Эмпирические формулы для расчета средних молярных теплоёмкостей некоторых газов при постоянном объёме, кДж/(кмоль·град.)**

Вещество	Диапазон температур	
	от 0 до 1500 <sup>0</sup> С	от 1501 до 2800 <sup>0</sup> С
Воздух	$mc_V = 20.600 + 0.002638 \cdot t$	$mc_V = 22.387 + 0.001449 \cdot t$
Кислород O <sub>2</sub>	$mc_{VO_2} = 20.930 + 0.004641 \cdot t - 0.84 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$	$mc_{VO_2} = 23.723 + 0.001550 \cdot t$
Азот N <sub>2</sub>	$mc_{VN_2} = 20.398 + 0.002500 \cdot t$	$mc_{VN_2} = 21.951 + 0.001457 \cdot t$
Водород H <sub>2</sub>	$mc_{VH_2} = 20.684 + 0.000206 \cdot t + 0.588 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$	$mc_{VH_2} = 19.678 + 0.001758 \cdot t$
Окись углерода CO	$mc_{VCO} = 20.597 + 0.002670 \cdot t$	$mc_{VCO} = 22.490 + 0.001430 \cdot t$
Углекислый газ CO <sub>2</sub>	$mc_{VCO_2} = 27.941 + 0.019 \cdot t - 5.487 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$	$mc_{VCO_2} = 39.123 + 0.003349 \cdot t$
Водяной пар H <sub>2</sub> O	$mc_{VH_2O} = 24.953 + 0.005359 \cdot t$	$mc_{VH_2O} = 26.670 + 0.004438 \cdot t$

## 5. ОТВЕТЫ

№ 1.1  $H_U = 41.165 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}; l_0 = 13.9 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$

№ 1.2  $N_{e2} = 257 \text{ кВт}.$

№ 1.3  $P_z = 6.934 \text{ МПа}.$

№ 1.4  $\mu_0 = 0,853.$

№ 1.5  $H_{p.см.} = 74,58 \frac{\text{МДж}}{\text{кмоль р. см.}}.$

№ 1.6 При переводе бензинового двигателя на водород его мощность должна увеличиться на 25%.

№ 1.7  $\mu_0 = 1,007.$

№ 1.8  $l_0 = 16.46 \text{ кг возд./кг топл}.$

№ 1.9  $(mc'_V)_{t_0}^{t_c} = 22.325 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$

№ 1.10  $H_{z.см.} = 3,076 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3 \text{ см}.$

№ 1.11  $(mc''_V)_{t_0}^{2300} = 28,84 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$

№ 1.12  $\alpha = 0,83.$

№ 1.13  $(mc''_V)_{t_0}^{662} = 24,376 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$

№ 1.14  $r_{CO} = 4.4\% \text{ и } r_{H_2} = 2.03\% .$

№ 1.15  $\Delta H_u = 9.5 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}.$

\*\*\*

№ 2.1  $\eta_{V1} = 0.759. \quad \eta_{V2} = 0.718.$

№ 2.2  $\varepsilon = 9.$

№ 2.3 Коэффициент наполнения снижается на 0,06.

№ 2.4  $N_i = 212.7 \text{ кВт}.$

№ 2.5  $\eta_V = 0.85.$

№ 2.6  $T_r = 745 \text{ К}.$

№ 2.7  $P_i = 0,92 \text{ МПа}.$  Остальные значения рассчитываются по формулам раздела «Параметры ДВС» лекционного курса.

- № 2.8  $P_z = 10 \text{ МПа}$ .
- № 2.9  $P_c = 5.03 \text{ МПа}; P_z = 9.05 \text{ МПа}; P_b = 0.315 \text{ МПа}; P_r = 0.1063 \text{ МПа};$   
 $T_c = 958 \text{ К}. T_z = 2155.5 \text{ К}. T_b = 1038 \text{ К}. T_r = 722.7 \text{ К}.$
- № 2.10 Коэффициент остаточных газов уменьшился на 12,4 %.
- № 2.11  $\Delta p_a = 0,009524 \text{ МПа}$ .
- № 2.12  $\gamma_r = 0.05$ .
- № 2.13  $p_c = 1,39955 \text{ МПа}$ .
- № 2.14  $T_r = 1046,5 \text{ К}$ .
- № 2.15 В сравнении с указанной в условии задачи  $T_r = 770 \text{ К}$  погрешность составляет  $\Delta = 5,4 \%$ .

\*\*\*

- № 3.1  $\eta_e = 0.222$ .
- № 3.2  $G_{ПС} = 912,5 \text{ кг}$ .
- № 3.3  $N_i = 43,33 \text{ кВт}$ . Остальные значения рассчитываются по формулам раздела «Параметры ДВС» лекционного курса.
- № 3.4  $\eta_{\text{мех1}} = 0,866$ .
- № 3.5 Среднее индикаторное давление снизилось на 2,25%.
- № 3.6  $\frac{N_{л2}}{N_{л1}} = 1,56$ .
- № 3.7  $N_e = 201.6 \text{ кВт}$ .
- № 3.8  $N_{л} = 47,44 \frac{\text{кВт}}{\text{л}}$ .
- № 3.9  $P_i = 1.034 \text{ МПа}; \eta_i = 0.344$  и  $g_i = 0.238 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}$ .
- № 3.10  $N_{л} = 34,6 \frac{\text{кВт}}{\text{л}}$ .
- № 3.11  $D_u = 0,0707 \text{ м}$ .
- № 3.12  $G_T = 32 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$ .

№ 3.13 Расход воздуха увеличится на 10,5 %.

№ 3.14  $N_e = 69.6 \text{ кВт}$ .

№ 3.15  $N_i = 348.84 \text{ кВт}$ .

\*\*\*

№ 4.1

$n$	$\eta_e$	$\eta_i$
об/мин	-	-
2600	0.359	0.46
2200	0.372	0.454
1800	0.380	0.445
1400	0.377	0.427
1000	0.365	0.401

№ 4.2 Мощность снизилась на 7,3 %.

№ 4.3  $P_{1800} = 1800 \text{ Н}$ .

№ 4.4  $n_2 = 1966.4 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ , т.е. обороты вала снизились на 33,6 об/мин.

№ 4.5 Эффективная мощность двигателя уменьшилась на 64,7 %

№ 4.6  $P_{e2} = 0.63 \text{ МПа}$ .

№ 4.7 На высоте 3000 м мощность двигателя меньше на 56,7 кВт, чем на уровне моря.

№ 4.8  $\alpha_2 = 3,95$ .

№ 4.9  $G_{m0,6} = 23.58 \frac{\text{кг}}{\text{час}}$ .

№ 4.10  $K = 1,25$ .

№ 4.11

$n$	Об/мин	200	500	800	1100	1400	1700	2000
$\eta_m$	-	0,988	0,965	0,938	0,907	0,874	0,839	0,802

№ 4.12  $N_{eM} = 621,6 \text{ кВт}$ .

№ 4.13  $\eta_{eM} = 0,355$ .

№ 4.14  $g_{uM} = 0,0844 \frac{\text{г}}{\text{цикл}}$ ;  $G_{mM} = 32,39 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$ ;  $g_{eM} = 0,235 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ ;  $\eta_{eM} = 0,36$ .

№ 4.15  $N_{eH} = 163,6 \text{ кВт}$ ,  $g_{eH} = 0,35 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ .

\*\*\*

№ 5.1  $V_{y \min} = 93,5 \text{ мм}^3$ ;  $V_{y \max} = 116,96 \text{ мм}^3$ .

№ 5.2  $N_{eH} = 501 \text{ кВт}$ ;  $N'_{eH} = 478 \text{ кВт}$ .

№ 5.3  $w_{\text{диф}} = 215,2 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ . Карбюратор не пригоден для постановки на указанный двигатель.

№ 5.4  $d_{\text{диф}} = 50,5 \text{ мм}$ .

№ 5.5  $F = 77,9 \text{ м}^2$ .

№ 5.6  $q_{\text{окси } 2} = 0,125$ , т.е. 12,5%.

№ 5.7 Потребная площадь радиатора может быть уменьшена на 56,4 %.

№ 5.8  $\eta_t = 0,6489$ .

№ 5.9  $\pi_{\kappa} = 1,91$ .

№ 5.10  $N_{\kappa} = 8,02 \text{ кВт}$ .

№ 5.11  $\frac{D_{m2}}{D_{\kappa 2}} = 1,1048$ .

№ 5.12  $N_l = 27 \frac{\text{кВт}}{\text{л}}$ .

№ 5.13  $T_m^* = 534,6 \text{ К}$ .

№ 5.14  $q_b + q_r = 60,2 - (1...1,5) \%$ .

№ 5.15  $\Delta\varphi = 11,2^{\circ}$ .

## Библиографический список

1. Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов./А.И. Колчин, В.П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.: ил.
2. Сборник задач по курсу теории авиационных двигателей. ОНТИ. НКТП. СССР, М. – Л.: Главная редакция авиационной литературы, 1937. – 200 с.:ил.
3. Шароглазов Б.А., Клементьев В.В. Теория рабочих процессов ДВС: Учебное пособие к решению задач.- Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – 33 с.: ил.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – 4-е изд., перераб. и доп./Д.Н.Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И.Ивин и др.; Под ред. А.С.Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 376 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – 3-е изд., перераб. и доп./С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И.Ивин и др.; Под ред. А.С.Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб./ Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 368 с., ил.
7. Марков В.А., Козлов С.И. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 296 с., ил.