



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

- α - коэффициент избытка воздуха в ТВС;
- β - 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;
- γ_r - коэффициент остаточных газов;
- δ - степень последующего расширения в термодинамическом цикле со смешанным подводом тепла;
- ε - степень сжатия;
- η - коэффициент полезного действия (КПД) того преобразования энергии, которое отмечено индексом;
- η_v - коэффициент наполнения;
- λ - степень повышения давления в процессе горения;
- Θ - параметр совершенства турбокомпрессора наддува;
- μ - коэффициент молекулярных изменений в химических реакциях; масштаб построения индикаторной диаграммы по оси давления или удельного объема (в соответствии с индексом "p" или "v"); коэффициент расхода;
- μ_c, μ_H, μ_o - атомарная масса соответственно углерода, водорода и кислорода;
- ξ - коэффициент гидравлического сопротивления;
- ξ_z - коэффициент полноты тепловыделения в процессе горения;
- π - степень повышения или понижения давления;
- ρ - степень предварительного расширения в термодинамическом цикле со смешанным подводом тепла; плотность топлива или воздуха (в соответствии с индексом);
- τ - количество тактов в цикле ДВС (2 или 4); время протекания какого-либо процесса;
- φ - коэффициент (дозарядки, очистки, полноты индикаторной диаграммы и т.д. в соответствии с индексом); угол поворота коленчатого вала двигателя;
- χ_m - параметр быстроходности турбины;
- ψ - 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.
- ω - 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;
- $C_n H_m O_k$ - объемные доли каждого газа в 1 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 - ζ) $kg/цикл$ 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/м³;
 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/(м²⊙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 м³ топлива, м³ возд./м³ 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 кДж/(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, м³, л, см³;
 V_h'' - потерянная часть рабочего объёма цилиндра в двухтактных ДВС м³, л, см³;
 V_H - рабочий объём двигателя, л;
 v - удельный объём - параметр рабочего тела, м³/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;
CO₂ (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 μ_c, μ_H, μ_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 m^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:

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

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 ΔH_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 ($t_0 \dots t$) молярная 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 молярной 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 μ - 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 τ - 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 φ_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

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

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} / τ является объёмным расходом топлива в секунду. Имея в виду плотность топлива ρ_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

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

где ψ - коэффициент, учитывающий отличие количества воздуха, прошедшего через впускной клапан, относительно количества воздуха, оставшегося в цилиндре после закрытия этого клапана; ρ - отношение расхода продуктов сгорания, протекающих через турбину к расходу выхлопных газов поршневого двигателя; β - 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 χ_m - параметр быстроходности турбины. КПД турбокомпрессора

$$\eta_{mk} = \eta_к \cdot \eta_m \cdot \eta_{м.}$$

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

$$P_e = P_i - P_{мех} - L_к \cdot \rho_к \cdot \eta_V.$$

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

Из условия баланса мощностей на валу турбокомпрессора следует, что

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

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 Δp_ϕ - 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 μ - 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 μ_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 ΔH_u (МДж/м³), 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; ΔH_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 $G_g = 0,67$ 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 $G_g = 0,297$ 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 $F = 156,4$ см². 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 , η_i , N_e , g_e , p_e , $\eta_{мех}$, η_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 $D_c = 80$ 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 η_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 $F_\rho = 1350$ мм². 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 $V_H = \frac{\pi \cdot D_u^2}{4} \cdot S \cdot i = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,1 \cdot 2 = 0,001$ м³,

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 α , η_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 α 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 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/(м² 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 440×10^5 Дж/кг применили топливо с теплотворностью 410×10^5 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 π_t и π_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 ψ 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 $f_{c\Sigma} = 0.212$ мм²;
- 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 ψ 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

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

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

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 ³	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 $V_\mu = 22.4$ м³.

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 ₂	1,429	-
Азот	N ₂	1,251	-
Двуокись Углерода	CO ₂	1,977	-
Окись Углерода	CO	1,25	12037
Водород	H ₂	0,09	10228
Метан	CH ₄	0,717	35797
Ацетилен	C ₂ H ₂	1,173	54570
Этилен	C ₂ H ₄	1,261	59063
Этан	C ₂ H ₆	1,356	63748
Пропан	C ₃ H ₈	2,019	91251
Бутан	C ₄ H ₁₀	2,703	118645
Пентан	C ₅ H ₁₂	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	≤ 6	≤ 1	0.024	0.0053
Карбюраторные	≤ 6	> 1	0.049	0.0152
Карбюраторные	8	< 1	0.039	0.0132
Карбюраторные	≤ 6	≤ 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·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 ⁰ С	от 1501 до 2800 ⁰ С
Воздух	$mc_V = 20.600 + 0.002638 \cdot t$	$mc_V = 22.387 + 0.001449 \cdot t$
Кислород O ₂	$mc_{VO_2} = 20.930 + 0.004641 \cdot t - 0.84 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$	$mc_{VO_2} = 23.723 + 0.001550 \cdot t$
Азот N ₂	$mc_{VN_2} = 20.398 + 0.002500 \cdot t$	$mc_{VN_2} = 21.951 + 0.001457 \cdot t$
Водород H ₂	$mc_{VH_2} = 20.684 + 0.000206 \cdot t + 0.588 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$	$mc_{VH_2} = 19.678 + 0.001758 \cdot t$
Окись углерода CO	$mc_{VCO} = 20.597 + 0.002670 \cdot t$	$mc_{VCO} = 22.490 + 0.001430 \cdot t$
Углекислый газ CO ₂	$mc_{VCO_2} = 27.941 + 0.019 \cdot t - 5.487 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$	$mc_{VCO_2} = 39.123 + 0.003349 \cdot t$
Водяной пар H ₂ 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 $H_{p.c.m.} = 74,58 \frac{\text{МДж}}{\text{кмоль р. см.}}.$

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

№ 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	η_e	η_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
η_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.