

Министерство образования Российской Федерации  
Южно-Уральский государственный университет  
Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

621.43(07)  
Ш264

Б. А. Шароглазов, В. В. Клементьев

## **ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС**

**Учебное пособие к решению задач**

Челябинск  
Издательство ЮУрГУ  
2003

УДК 621.43.01(076.5) + 621.431.73-01(076.5)

Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. Теория рабочих процессов ДВС: Учебное пособие к решению задач. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – 33 с.

Учебное пособие составлено в соответствии с Государственным образовательным стандартом высшего профессионального образования и программой курса «Теория рабочих процессов ДВС».

В пособие включены различные по уровню сложности задачи, отражающие содержание основных разделов курса «Теория рабочих процессов ДВС», предназначенные для самостоятельного решения студентами специальности 1012 – «Двигатели внутреннего сгорания». Приведены примеры решения наиболее характерных задач по основным разделам указанного курса. Изложены теоретические основы анализа и расчета действительных циклов двигателей, процессов наполнения, сжатия, сгорания, расширения и выпуска. Рассмотрены методы определения индикаторных показателей рабочего цикла и эффективных показателей двигателя, а также основных конструктивных параметров ДВС с внешним и внутренним смесеобразованием. Пособие содержит раздел, предназначенный для самостоятельного контроля студентами качества своих знаний, полученных в процессе изучения курса «Теория рабочих процессов ДВС», при помощи тестовых заданий.

Учебное пособие предназначено для студентов всех форм обучения специальности 1012, а также для студентов других специальностей, в программу обучения по которым входит раздел, посвященный двигателям внутреннего сгорания.

Ил. 4, табл. 2, список лит. – 13 назв.

Одобрено учебно-методической комиссией автотракторного факультета ЮУрГУ.

Рецензенты: В. С. Кукис, Г. В. Савельев.

ISBN

© Издательство ЮУрГУ, 2003.

## ВВЕДЕНИЕ

Современный уровень развития отечественного и мирового двигателестроения характеризуется интенсивным улучшением качества инженерной проработки конструкций поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Оптимизируются технические решения деталей, узлов, агрегатов и систем, повышается технологичность двигателей, производится форсирование ДВС по мощности. Эффективное проведение этих мероприятий невозможно без глубокого, всестороннего научного анализа процессов, протекающих в таких двигателях и, в частности, процессов рабочего цикла. Изучение теории рабочих процессов поршневых и комбинированных ДВС является необходимым и одним из основных составных элементов подготовки специалистов в области конструирования, проектирования, доводки, эксплуатации, ремонта и сервисного обслуживания двигателей внутреннего сгорания. Поэтому будущий квалифицированный специалист (инженер, конструктор, испытатель и т. д.) в области двигателестроения при изучении курса «Теория рабочих процессов ДВС» должен в полной мере овладеть соответствующим теоретическим аппаратом, позволяющим наиболее эффективно применять знания, полученные в вузе, на практике, в своей последующей производственной деятельности.

Одним из наиболее эффективных методов изучения сложных, многообразных, нестационарных процессов, протекающих в цилиндрах ДВС и в смежных системах, является практическое решение конкретных технических задач, потребность в котором наиболее часто встречается в повседневной практике инженерной деятельности. При этом формируются способности будущего инженера-двигателя к проектной, конструкторской и исследовательской деятельности в профессиональной сфере, что достигается также на основе целенаправленного использования системного подхода к изучению существа рассматриваемых в пособии специальных теоретических и практических вопросов двигателестроения.

При освоении курса «Теория рабочих процессов ДВС» и, в частности, его прикладной части, включающей как самостоятельное решение практических задач, так и самоконтроль качества усвоения специальных знаний, студентам прививаются умение свободно использовать теоретические положения и закономерности в приложении к решению конкретных технических заданий, рационально применять методологические знания по основным способам формирования математических моделей для описания и прогнозирования явлений различного характера, уровня сложности, физико-химической и физико-механической природы, протекающих в ДВС, а также способность грамотно и обоснованно производить их качественный и количественный анализ.

## ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ТЕКСТАХ ЗАДАЧ И ТЕСТОВЫХ ЗАДАНИЯХ

$D$  – диаметр цилиндра;  
 $S$  – ход поршня;  
 $r$  – радиус кривошипа;  
 $n$  – частота вращения коленчатого вала;  
 $p_k$  – давление наддува;  
 $T_k$  – температура наддувочного воздуха;  
 $G_b$  – массовый часовой расход воздуха двигателем;  
 $V_c$  – объем камеры сгорания;  
 $p_r$  – давление остаточных газов;  
 $t_r$  – температура остаточных газов;  
 $\varepsilon$  – геометрическая степень сжатия;  
 $p_c$  – давление рабочего тела в конце сжатия;  
 $T_c$  – температура рабочего тела в конце сжатия;  
 $\lambda$  – степень повышения давления;  
 $\Theta$  – угол опережения зажигания (впрыска);  
 $\varphi_z$  – условная продолжительность процесса сгорания топлива (количественная константа);  
 $m$  – показатель характера сгорания (качественная константа);  
 $C, H, O$  – массовые доли химических элементов в топливе, характеризующие его элементарный химический состав (ЭХС);  
 $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  
 $G_T$  – массовый часовой расход топлива двигателем;  
 $g_e$  – удельный эффективный расход топлива;  
 $g_i$  – удельный индикаторный расход топлива;  
 $N_e$  – эффективная мощность двигателя;  
 $N_i$  – индикаторная мощность двигателя;  
 $N_m$  – мощность механических потерь двигателя;  
 $\eta_i$  – индикаторный КПД двигателя;  
 $\eta_e$  – эффективный КПД двигателя;  
 $\eta_m$  – механический КПД двигателя;  
 $g_{ц}$  – цикловая подача топлива;  
 $\gamma$  – коэффициент остаточных газов;  
 $\psi$  – коэффициент использования теплоты;  
 $p_i$  – среднее индикаторное давление;  
 $S/D$  – отношение хода поршня к диаметру цилиндра;  
 $K_m$  – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту;

$K_n$  – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения коленчатого вала;

$H_u$  – низшая теплотворная способность топлива;

$\Delta H_u$  – потери теплоты, обусловленные неполнотой сгорания топлива;

$\eta_v$  – коэффициент наполнения;

$q_z$  – полная удельная использованная теплота сгорания;

$\mu_v$  – кажущаяся молекулярная масса воздуха;

$\mu_t$  – молекулярная масса топлива;

$n_1$  – средний показатель политропы сжатия;

$n_2$  – средний показатель политропы расширения;

$x$  – доля выгоревшего топлива;

$\omega$  – отвлеченная скорость сгорания топлива;

$Q_z$  – общая использованная теплота сгорания;

*ДсВнешСм* – двигатель с внешним смесеобразованием;

*ДсВнутрСм* – двигатель с внутренним смесеобразованием;

КПД – коэффициент полезного действия;

град ПКВ – градусы поворота коленчатого вала;

ВМТ – верхняя мертвая точка;

НМТ – нижняя мертвая точка

## ЗАДАЧИ ПО ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

1. Четырехтактный, четырехцилиндровый *ДсВнутрСм* Д-160 с  $D = 145$  мм и  $S = 205$  мм при  $n = 1250$  мин<sup>-1</sup> имеет следующие параметры:  $p_k = 0,17$  МПа,  $T_k = 365$  К и  $G_B = 0,21$  кг/с. Определить  $\eta_v$ .
2. Безнаддувный, восьмицилиндровый *ДсВнутрСм* КамАЗ-740 имеет  $G_B = 965$  кг/ч при  $n = 3500$  мин<sup>-1</sup>.  $D = S = 120$  мм,  $V_c = 0,848 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>. Средние за цикл значения давления и температуры отработавших газов на выпуске составляют:  $p_r = 0,11$  МПа,  $t_r = 600$  °С. Определить  $\gamma$ .
3. *ДсВнешСм* имеет  $n = 3500$  мин<sup>-1</sup>;  $\varepsilon = 7,5$ . Определить численное значение параметров рабочего тела в конце такта сжатия ( $p_c$ ;  $T_c$ ).
4. Чему равно максимальное давление рабочего тела в цикле со смешанным сгоранием, если известно, что в конце изохорного сгорания его давление равно 7,5 МПа?
5. Безнаддувный *ДсВнутрСм* работает при  $n = 1800$  мин<sup>-1</sup>. Определить величину максимального давления цикла, если известно, что  $\varepsilon = 14$ , а  $\lambda = 1,8$ .
6. *ДсВнешСм* с  $\varepsilon = 8$  работает при  $n = 4000$  мин<sup>-1</sup>. Определить численные значения максимального давления рабочего цикла и давления рабочего тела в конце такта расширения.
7. Впрыск топлива происходит в момент, соответствующий 349 град ПКВ. Период задержки воспламенения равен 4 град ПКВ. Определить  $\Theta$ .
8. Каким должен быть  $\Theta$  *ДсВнешСм*, если известно, что  $\varphi_z = 60$  град ПКВ, а  $m = 3,5$ ?
9. Каково оптимальное значение угла опережения самовоспламенения топлива в *ДсВнутрСм*, если известны следующие параметры процесса сгорания:  $\varphi_z = 95$  град ПКВ,  $m = 0,15$ ?
10. ЭХС топлива определяется соотношением:  $C = 0,870$ ,  $H = 0,126$ ,  $O = 0,004$ . Определить тип топлива. Какое количество воздуха потребуется для полного сгорания 1 кг этого топлива?
11.  $G_B$  *ДсВнутрСм* равен 500 кг/ч. При каком  $\alpha$  работает двигатель, если  $G_T = 20$  кг/ч?
12. За 1 ч работы *ДсВнутрСм* израсходовал 10 кг топлива. Каков его  $G_B$ , если известно, что двигатель работает при  $\alpha = 1,5$ ?
13. Режим работы *ДсВнешСм* характеризуется параметрами:  $\alpha = 1,15$ ,  $g_e = 305$  г/(кВт·ч). Как изменится  $G_T$ , если  $\alpha$  увеличить до 1,4?
14. Восьмицилиндровый *ДсВнутрСм* работает по нагрузочной характеристике при  $n = 2600$  мин<sup>-1</sup>. На номинальном режиме  $N_e = 150$  кВт,  $\eta_e = 0,4$ ,  $\alpha =$

= 1,7. Как изменится  $\alpha$ , если  $g_c$  уменьшится на  $2,55 \cdot 10^{-5}$  кг/цикл при неизменной  $n$ ?

15. При испытаниях безнаддувного *ДсВнутрСм* определили, что 20 г топлива двигатель израсходовал за 10 с, а 1 м<sup>3</sup> воздуха – за 24 с. Определить  $\alpha$ .

16. Определить величину коэффициента выделения теплоты, а также потери теплоты из-за неполноты сгорания топлива в *ДсВнешСм* при  $\alpha = 0,85$ .

17. Чему равна теплотворность горючей смеси в *ДсВнешСм*, если он работает при  $\alpha = 0,95$ ?

18. При сжигании в цилиндре *ДсВнешСм* 1 кг бензина теряется 5,5 МДж теплоты. При каком  $\alpha$  работает двигатель?

19. Определить значения полной удельной использованной теплоты сгорания в *ДсВнутрСм*, если известно, что коэффициент эффективности процесса сгорания равен 0,87,  $\alpha = 1,6$  и  $\gamma = 0,03$ . Какова величина  $Q_z$ ? Как изменится процесс сгорания, если  $\alpha$  увеличить в 1,2 раза?

20. Определить численное значение полной удельной использованной теплоты сгорания в *ДсВнешСм*, если известно, что коэффициенты использования теплоты  $\psi$ , избытка воздуха  $\alpha$  и остаточных газов  $\gamma$  равны соответственно 0,95, 0,85 и 0,05. Какова величина  $Q_z$ ? Как изменится процесс сгорания, если  $\alpha$  увеличить до 1,0?

21. *ДсВнутрСм* мощностью 120 кВт имеет  $\eta_e = 0,35$ . Какое количество топлива двигатель расходует за 1 ч своей работы?

22. *ДсВнутрСм* работает при  $n = 1800$  мин<sup>-1</sup>. Определить  $\eta_m$  и  $g_e$  при работе двигателя без нагрузки.

23. Рассчитать и построить характеристику механических потерь четырехцилиндрового, четырехтактного *ДсВнешСм* с  $r = 45$  мм и  $D = 90$  мм.

24. Рассчитать и построить как функцию  $n$  величину  $\eta_m$  четырехцилиндрового, четырехтактного *ДсВнутрСм* постоянной мощности с  $r = 80$  мм и  $D = 150$  мм при  $N_e = 150$  кВт.

25. При работе двигателя с нагрузкой его  $\eta_m = 0,75$ . Чему будет равен его  $\eta_m$ , если при неизменной  $n$  нагрузка на двигатель уменьшится вдвое?

26. Четырехцилиндровый, четырехтактный *ДсВнутрСм* имеет  $N_e = 155$  кВт при  $n = 1250$  мин<sup>-1</sup>,  $p_i = 1,25$  МПа.  $S = 205$  мм. Определить  $D$ .

27. Четырехцилиндровый, четырехтактный *ДсВнутрСм* развивает  $N_e = 120$  кВт при  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>.  $D = 130$  мм,  $S/D = 1,25$ . Определить его  $N_m$  и  $\eta_m$ .

28. Четырехцилиндровый, четырехтактный *ДсВнешСм* при  $N_e = 50$  кВт и  $n = 5400$  мин<sup>-1</sup> имеет  $g_e = 325$  г/(кВт·ч).  $D = 79$  мм,  $S = 80$  мм. Определить индикаторные показатели рабочего цикла:  $p_i$ ,  $g_i$ ,  $\eta_i$ .

29. На номинальном режиме работы двигатель развивает мощность 150 кВт. Какова его мощность на режиме максимального крутящего момента, если  $K_M = 1,08$  и  $K_n = 1,35$ ?

30. Известно, что мощность двигателя на режиме максимального крутящего момента равна 100 кВт.  $K_M$  и  $K_n$  равны соответственно 1,3 и 1,8. Установить тип двигателя и определить его номинальную мощность.

31. Двенадцатицилиндровый *ДсВнутрСм* на номинальном режиме работы развивает  $N_e = 600$  кВт при  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>,  $\eta_e = 0,35$ .  $K_M$  и  $K_n$  равны соответственно 1,15 и 1,54. Определить  $g_{ц}$ ,  $G_T$ ,  $g_e$  и  $\eta_e$  на режиме максимального крутящего момента.

32. Двигатель работает на режиме максимальной мощности при  $n = 5600$  мин<sup>-1</sup>. Определить  $n_1$  на режиме максимального крутящего момента, если  $K_n = 1,5$ .

33. Двенадцатицилиндровый, четырехтактный *ДсВнутрСм* с неразделенной камерой сгорания,  $D = 120$  мм и  $S = 140$  мм при  $n = 2200$  мин<sup>-1</sup> имеет  $p_i = 1,2$  МПа. Определить все составляющие мощности.

34. Определить параметры рабочего тела в характерных точках рабочего цикла двигателя со смешанным (изохорно-изобарным) сгоранием при  $\varepsilon = 16$ , если  $p_a = p_0$ ,  $T_a = 365$  К.  $\mu_B = 28,97$ . Принять  $\lambda = 2$  и  $\rho = 1,5$ .

35. Определить параметры рабочего тела в характерных точках рабочего цикла двигателя с изохорным сгоранием при  $\varepsilon = 11$ , если  $p_a = 0,95p_0$ ,  $T_a = 350$  К.  $\mu_B = 28,97$ . Принять  $\mu_T = 115$  и  $\lambda = 4,2$ .

36. Определить удельную индикаторную работу цикла двигателя с параметрами согласно задаче 34. Принять  $n_2 = 1,26$ .

37. Определить удельную индикаторную работу цикла двигателя с параметрами согласно задаче 35. Принять  $n_2 = 1,22$ .

38. Определить все составляющие мощности четырехцилиндрового, четырехтактного двигателя с полуразделенной камерой сгорания и параметрами согласно задаче 34 при  $n = 2100$  мин<sup>-1</sup>, если  $D = 110$  мм и  $S = 120$  мм.

39. Определить все составляющие мощности шестицилиндрового, четырехтактного двигателя с параметрами согласно задаче 35 при  $n = 4500$  мин<sup>-1</sup>, если  $D = 88$  мм и  $S = 92$  мм.

40. Рассчитать и построить как функции угла поворота коленчатого вала двигателя величины  $x$  и  $\omega$ , если  $\Theta = 10$  град ПКВ,  $\varphi_z = 120$  град ПКВ и  $m = 0,15$ . Принять  $\Delta\varphi = 10$  град ПКВ.

41. Определить  $\eta_i$ ,  $\eta_e$  и  $\eta_m$  двигателя с параметрами согласно задачам 34 и 36, если  $\xi = 0,9$ .

42. Определить  $\eta_i$ ,  $\eta_e$  и  $\eta_m$  двигателя с параметрами согласно задачам 35 и 37, если  $\xi = 0,78$ .



## ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПО ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

1. Восьмицилиндровый четырехтактный *ДсВнутрСм* КамАЗ-740Н при частоте вращения коленчатого вала  $2600 \text{ мин}^{-1}$  имеет следующие параметры наддува: давление наддува  $p_k = 0,158 \text{ МПа}$ , температура наддувочного воздуха  $t_k = 98 \text{ }^\circ\text{С}$ , расход воздуха через двигатель  $G_B = 0,297 \text{ кг/с}$ . Конструктивные параметры двигателя: диаметр цилиндра 120 мм, ход поршня 120 мм. Определить величину коэффициента наполнения  $\eta_v$ .

### Решение

Для решения задачи воспользуемся определением коэффициента наполнения [1] – это отношение количества свежего заряда, в действительности поступившего в цилиндр, к тому количеству заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при параметрах воздуха, равных параметрам на входе в двигатель

$$\eta_v = \frac{G_B}{G_{B\text{теор}}},$$

где  $G_B$  – действительное количество свежего заряда (действительный расход воздуха), кг/с;  $G_{B\text{теор}}$  – теоретическое количество свежего заряда (теоретический расход воздуха), кг/с.

В данной формуле величина действительного расхода воздуха известна из условия задачи. Для определения теоретического расхода необходимо найти рабочий объем цилиндра

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

где  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $S$  – ход поршня, м.

Если умножить  $V_h$  на плотность воздушного заряда, то получится количество воздуха, которое могло бы заполнить рабочий объем одного цилиндра за один цикл.

Плотность воздушного заряда для безнаддувного двигателя,  $\text{кг/м}^3$ ,

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R \cdot T_0},$$

где  $p_0$  – давление атмосферного воздуха, МПа;  $T_0$  – температура атмосферного воздуха, К;  $R$  – газовая постоянная (для воздуха  $R = 287,3 \text{ Дж/(кг·град)}$ ).

Для безнаддувных двигателей давление и температура воздуха на входе в двигатель чаще всего принимаются равными соответствующим параметрам при нормальных атмосферных условиях:  $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$  и  $T_0 = 293 \text{ К}$ , – то есть, без учета потерь давления, обусловленных гидравлическим сопротивлением впускного тракта.

Плотность свежего заряда наддувных двигателей,  $\text{кг/м}^3$ ,

$$\rho_0 = \frac{p_K \cdot 10^6}{RT_K},$$

где  $p_K$  – давление наддува, МПа;  $T_K$  – температура наддувочного воздуха, К.

Чтобы определить секундный расход воздуха через один цилиндр, необходимо количество свежего заряда, заполнившего рабочий объем цилиндра, умножить на число рабочих циклов, совершающихся в двигателе за одну секунду. Поскольку полный рабочий цикл четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала, то, поделив величину частоты вращения коленчатого вала на 2, получим количество циклов в минуту, а разделив полученное значение еще на 60, – количество циклов в одну секунду

$$N_{\text{Цсек}} = \frac{n}{120}.$$

Для расчета суммарного теоретического расхода воздуха через двигатель необходимо расход одного цилиндра умножить на число цилиндров двигателя  $i$ .

В окончательном виде формула для расчета теоретического расхода воздуха через двигатель (в  $\text{кг/с}$ ) запишется в следующем виде:

$$G_{\text{Втеор}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot i \cdot \frac{p_K \cdot 10^6}{RT_K} \cdot \frac{n}{120} = \frac{3,14 \cdot 0,12^2 \cdot 0,12 \cdot 8 \cdot 0,158 \cdot 10^6 \cdot 2600}{4 \cdot 287,3 \cdot (273 + 98) \cdot 120} = 0,349.$$

Тогда коэффициент наполнения будет равен

$$\eta_v = \frac{0,297}{0,349} = 0,85.$$

2. Безнаддувный шестицилиндровый  $D_{\text{сВнутрСм}}$  ЯМЗ-236 имеет расход воздуха  $745 \text{ кг/ч}$  при частоте вращения коленчатого вала  $2100 \text{ мин}^{-1}$ . Диаметр цилиндра  $130 \text{ мм}$ , ход поршня  $140 \text{ мм}$ , объем камеры сгорания  $V_C = 0,00012 \text{ м}^3$ . Средние за цикл значения давление и температура отработавших газов составляют:  $p_r = 0,12 \text{ МПа}$ ,  $t_r = 700 \text{ }^\circ\text{С}$ . Определить величину коэффициента остаточных газов.

#### Решение

Продукты сгорания, оставшиеся в цилиндре двигателя в конце процесса выпуска, называются остаточными газами. Коэффициентом остаточных газов [4] называется отношение числа молей остаточных газов  $M_r$  к числу молей свежего заряда  $M_0$

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0} = \frac{1}{\eta_v(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_r \cdot T_0}{p_0 \cdot T_r},$$

где  $\eta_v$  – коэффициент наполнения;  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $p_0$  и  $T_0$  – давление и температура свежего заряда;  $p_r$  и  $T_r$  – давление и температура остаточных газов.

Для расчета величины коэффициента остаточных газов необходимо найти значение коэффициента наполнения  $\eta_v$ .

Действительный часовой расход воздуха известен по условию задачи.

Теоретический часовой расход воздуха безнаддувного двигателя без учета потерь давления во впускном тракте, кг/ч,

$$G_{\text{Втеор}} = \frac{V_h \cdot i \cdot p_0 \cdot 10^6 \cdot n \cdot 3600}{RT_0 \cdot 120},$$

где  $V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 0,13^2 \cdot 0,14}{4} = 1,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  – рабочий объем одного цилиндра.

$$G_{\text{Втеор}} = \frac{0,00186 \cdot 6 \cdot 0,1013 \cdot 10^6 \cdot 2100 \cdot 3600}{287,3 \cdot 293 \cdot 120} = 845.$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{G_B}{G_{\text{Втеор}}} = \frac{745}{845} = 0,88.$$

Степенью сжатия двигателя называется отношение полного объема цилиндра  $V_a$  к объему камеры сгорания  $V_c$

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1 = \frac{0,00186}{0,00012} + 1 = 16,5.$$

Тогда коэффициент остаточных газов будет равен

$$\gamma = \frac{1}{0,88 \cdot (16,5 - 1)} \cdot \frac{0,12 \cdot 293}{0,1013 \cdot (273 + 700)} = 0,026.$$

3. Частота вращения коленчатого вала  $DcВнешСм$  равна  $5600 \text{ мин}^{-1}$ , а степень сжатия  $\varepsilon = 9,9$ . Определить численное значение параметров состояния рабочего тела в конце такта сжатия.

*Решение*

При рассмотрении рабочего цикла двигателя необходимо учитывать различие в понятиях «процесс сжатия» и «такт сжатия» [5].

Процесс сжатия начинается с момента закрытия впускного клапана, то есть, после прохождения поршнем НМТ. Угол запаздывания закрытия впускного клапана  $\beta_{\text{ВП}}$  составляет  $50 \dots 70$  град ПКВ для  $DcВнешСм$  и  $30 \dots 40$  град ПКВ для  $DcВнутрСм$ . Заканчивается процесс сжатия в момент воспламенения топлива при подходе поршня к ВМТ. Угол опережения воспламенения  $\theta$  для  $DcВнешСм$  составляет  $25 \dots 35$  град ПКВ до ВМТ, для  $DcВнутрСм$  –  $3 \dots 15$  град

ПКВ до ВМТ. Угловая продолжительность процесса сжатия меньше 180 град ПКВ.

Понятие такта сжатия используется в случае идеализации рабочего процесса, когда за начало сжатия принимается НМТ, а за окончание сжатия – ВМТ. Угловая продолжительность такта сжатия равна 180 град ПКВ.

На начальном этапе сжатия рабочего тела в цилиндре двигателя температура газов меньше температуры внутренней поверхности цилиндра, поршня и крышки цилиндра (головки блока). Происходит подвод тепла к рабочему телу. В конце сжатия, наоборот, вследствие повышения температуры газов происходит отвод части тепла от рабочего тела в стенки цилиндра. Учитывая значительный перепад температур во второй половине сжатия, теплоотдача в стенки преобладает над обратным процессом. Отчасти упрощая явление и считая, что количество теплоты, отводимое в стенки цилиндра двигателя в течение всего сжатия, постоянно, этот процесс можно рассматривать как политропический.

Параметры состояния рабочего тела в процессе сжатия определяются по уравнениям:

$$p = p_a \left( \frac{v_a}{v} \right)^{n_1}; T = T_a \left( \frac{v_a}{v} \right)^{n_1 - 1},$$

где  $p$ ,  $T$ ,  $v$  – текущие значения соответственно давления, температуры и удельного объема рабочего тела в процессе сжатия;  $p_a$ ,  $T_a$ ,  $v_a$  – значения давления, температуры и удельного объема рабочего тела в конце процесса впуска (наполнения);  $n_1$  – средняя за процесс величина показателя политропы сжатия.

На основании опытно-экспериментальных данных как для  $DcВнешСм$ , так и для  $DcВнутрСм$  при работе на номинальном режиме  $n_1 = 1,32 \dots 1,38$ .

Наибольшее влияние на величину  $n_1$  оказывает частота вращения коленчатого вала двигателя  $n$ : чем выше  $n$ , тем больше значение  $n_1$ , так как сокращается время, приходящееся на процессы теплообмена, и сжатие приближается к адиабатическому.

Приближенное значение  $n_1$  можно определить по формуле

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n},$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

Параметры состояния рабочего тела в конце такта сжатия (при нахождении поршня в ВМТ) определяются по формулам:

$$p_c = p_a \left( \frac{v_a}{v_c} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1}; T_c = T_a \left( \frac{v_a}{v_c} \right)^{n_1 - 1} = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}.$$

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{5600} = 1,392,$$

и, приняв параметры состояния рабочего тела в конце процесса впуска равными  $p_0 = 0,09$  МПа и  $T_0 = 330$  К, определим давление и температуру рабочего тела в конце такта сжатия:

$$p_c = 0,09 \cdot 9,9^{1,392} = 2,19 \text{ МПа}; T_c = 330 \cdot 9,9^{1,392-1} = 810 \text{ К}.$$

4. ДсВнутрСм со степенью сжатия  $\varepsilon = 15$  работает при частоте вращения коленчатого вала  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>. Определить величину максимального давления рабочего цикла, если известно, что степень повышения давления  $\lambda = 2$ .

#### Решение

При выполнении приближенного расчета рабочего цикла ДсВнутрСм реальный процесс сгорания топлива заменяется процессом изохорно-изобарного (смешанного) подвода теплоты к рабочему телу (рис. 1).

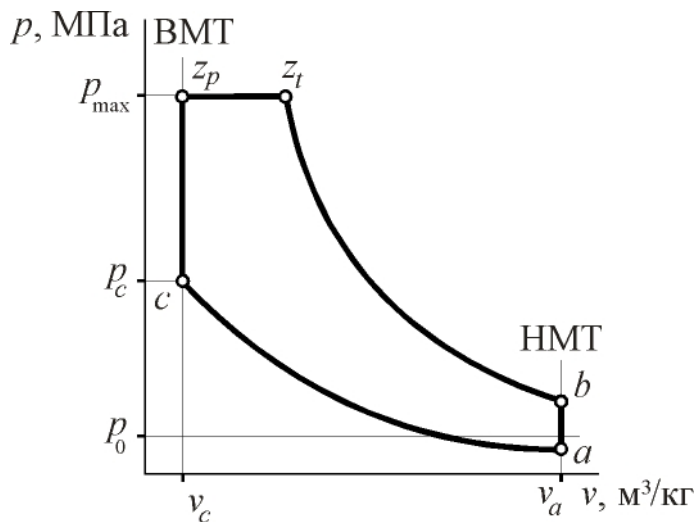


Рис. 1.  $p - v$ -диаграмма рабочего цикла со смешанным подводом теплоты к рабочему телу

Сгорание начинается в момент нахождения поршня в ВМТ. Давление начала сгорания  $p_c$ , температура –  $T_c$ . Часть топлива сгорает при постоянном объеме рабочего тела ( $V = \text{const}$ ). При этом давление возрастает от  $p_c$  до  $p_z$ , которое ( $p_z$ ) соответствует концу процесса изохорного сгорания. Оставшаяся часть топлива сгорает при  $p = \text{Const}$ . Таким образом, давление  $p_z$  является максимальным давлением цикла [6]. При этом соотношение величин  $p_c$  и  $p_z$  характеризуется степенью повышения давления  $\lambda$

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

Для решения задачи необходимо найти величину давления рабочего тела в конце такта сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}.$$

Принимаем величину давления рабочего тела в конце такта впуска  $p_a = 0,095$  МПа.

Показатель политропы сжатия

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{2000} = 1,36.$$

Давление конца сжатия, МПа,

$$p_c = 0,095 \cdot 15^{1,36} = 3,78.$$

Максимальное давление рабочего цикла, МПа,

$$p_{\max} = p_c \cdot \lambda = 3,78 \cdot 2 = 7,56.$$

5. *ДсВнешСм* со степенью сжатия  $\varepsilon = 9,9$  работает при частоте вращения коленчатого вала  $5600 \text{ мин}^{-1}$ . Определить величину максимального давления цикла и давление рабочего тела в конце такта расширения.

*Решение*

При упрощенном расчете рабочего цикла *ДсВнешСм* действительный процесс сгорания представляется в виде изохорного (рис. 2).

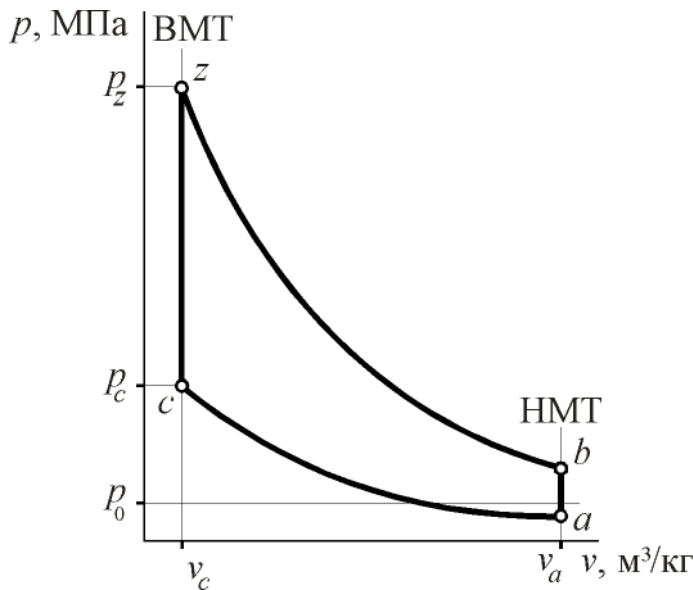


Рис. 2.  $p - v$ -диаграмма рабочего цикла с изохорным подводом теплоты к рабочему телу

Процесс сгорания начинается в ВМТ при давлении  $P_c$ , протекает при постоянном объеме ( $V = \text{Const}$ ) и заканчивается в ВМТ при давлении  $P_z$ . Величина  $P_z$  рассчитывается с использованием показателя степени увеличения давления  $\lambda$ . Для *ДсВнешСм*  $\lambda = p_z / p_c = 4 \dots \dots 4,5$  [7]. Полученные таким методом значения  $P_z$  превышают величины  $P_{\max}$  карбюраторных двигателей, замеряемые экспериментальным путем. Для согласования расчетов с практикой применяют так называемое скругление идеализированной индикаторной диаграммы, полагая, что

$$P_{\max} = 0,85P_z.$$

Процесс расширения рабочего тела в цилиндре как *ДсВнешСм*, так и *ДсВнутрСм* протекает примерно по политропическому закону. Давление и температура изменяются в процессе расширения в зависимости от объема согласно уравнениям:

$$P \cdot V^{n_2} = \text{const}; T \cdot V^{n_2 - 1} = \text{const},$$

где  $n_2$  – показатель политропы расширения.

Согласно опытным данным для изохорного цикла величина среднего показателя политропы расширения  $n_2 = 1,18 \dots 1,28$ . При этом необходимо помнить, что для смешанного цикла процесса сгорания, применяемого в *ДсВнутрСм*,  $n_2 = 1,18 \dots 1,24$ , а для уточненного цикла с учетом кинетики про-

цесса сгорания при расчете  $DcВнешСм$   $n_2 = 1,30...1,35$ , а  $DcВнутрСм$   $n_2 = 1,35...1,45$ .

Показатель политропы сжатия

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{5600} = 1,392.$$

Принимая величину давления конца наполнения  $P_a = 0,088$  МПа, рассчитываем давление конца такта сжатия, МПа,

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,088 \cdot 9,9^{1,392} = 2,14.$$

Давление конца изохорного сгорания, МПа,

$$P_z = P_c \cdot \lambda = 2,14 \cdot 4,3 = 9,2.$$

Максимальное давление цикла, МПа,

$$P_{\max} = 0,85 \cdot P_z = 0,85 \cdot 9,2 = 7,85.$$

Принимая значение показателя политропы расширения  $n_2 = 1,27$ , рассчитываем давление в конце такта расширения, МПа,

$$P_b = P_z \cdot \left( \frac{V_c}{V_a} \right)^{n_2} = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{9,2}{9,9^{1,27}} = 0,5.$$

Представленные выше зависимости можно свести в одно уравнение

$$P_b = P_a \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{\left( \frac{n_1}{n_2} \right)}.$$

6. Каким должен быть угол опережения зажигания в  $DcВнешСм$ , если известно, что продолжительность процесса сгорания  $\varphi_z = 50$  град ПКВ, а показатель характера сгорания  $m = 3$ ?

*Решение*

Согласно утверждению И. И. Вибе угол опережения зажигания является оптимальным, если к моменту прихода поршня в ВМТ выгорает 30 % топлива [2, 3] (рис. 3).

Воспользуемся уравнением выгорания топлива, предложенным И. И. Вибе для охарактеризования кинетики цепных химических реакций процесса сгорания

$$x = 1 - e^{-C \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}},$$

где  $C$  – постоянная Вибе,  $C = -6,908$ ;  $\varphi$  – текущее значение угла процесса сгорания, отсчитываемого от начала сгорания, град ПКВ.

Для оптимального угла опережения зажигания доля выгоревшего топлива  $x = 0,3$ , а текущий угол процесса сгорания  $\varphi = \Theta_{\text{опт}}$ , так как рассматривается момент прихода поршня в ВМТ.

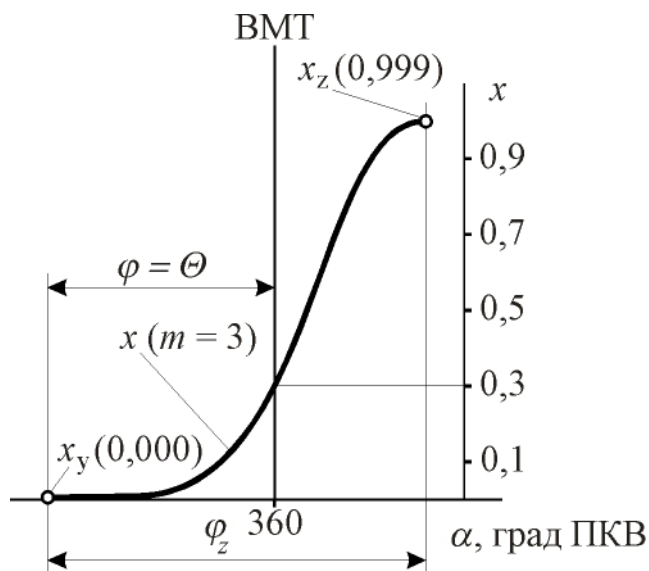


Рис. 3. Характер поведения зависимости доли выгоревшего топлива  $x$  от условной продолжительности сгорания  $\varphi$  при  $m = 0,3$

В этом случае уравнение сгорания примет вид

$$0,3 = 1 - e^{-C \cdot \left(\frac{\Theta_{\text{опт}}}{\varphi_z}\right)^{m+1}}$$

Прологарифмируем полученное выражение

$$\ln 0,7 = C \cdot \left(\frac{\Theta_{\text{опт}}}{\varphi_z}\right)^{m+1}$$

Оптимальный угол опережения зажигания, град ПКВ до ВМТ,

$$\begin{aligned} \Theta_{\text{опт}} &= \varphi_z \left(\frac{\ln 0,7}{-6,908}\right)^{\frac{1}{m+1}} = \\ &= 50 \left(\frac{-0,3567}{-6,908}\right)^{0,25} = 24. \end{aligned}$$

7. Расход воздуха  $G_{\text{свнутр}} C_m$  составляет 375 кг/ч. При каком коэффициенте избытка воздуха работает двигатель, если часовой расход топлива равен 14 кг/ч?

*Решение*

Для количественной оценки соотношения воздуха и топлива, участвующих в процессе сгорания, то есть состава смеси, введено понятие коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

Коэффициент избытка воздуха – это отношение количества воздуха, в действительности поступившего в цилиндр, к тому количеству воздуха, которое необходимо для полного сгорания поданного в цилиндр топлива

$$\alpha = \frac{G_{\text{вц}}}{L_0' \cdot G_{\text{тц}}},$$

где  $G_{\text{вц}}$  – действительное количество воздуха, поступившего в цилиндр за один цикл;  $G_{\text{тц}}$  – цикловая подача топлива;  $L_0'$  – количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива.

Для дизельных топлив  $L_0' = 14,32$  кг воздуха/кг топлива; для бензинов  $L_0' = 14,85$  кг воздуха/кг топлива.

Если числитель и знаменатель данной формулы умножить на количество циклов в единицу времени и число цилиндров двигателя, то в числителе получится действительный расход воздуха через двигатель  $G_{\text{в}}$ , а в знаменателе – расход топлива двигателем  $G_{\text{т}}$ :



$$\alpha = \frac{G_B}{L'_0 \cdot G_T} = \frac{375}{14,32 \cdot 14} = 1,87.$$

8. Двенадцатицилиндровый *ДсВнутрСм* работает при частоте вращения коленчатого вала  $2000 \text{ мин}^{-1}$ . На номинальном режиме эффективная мощность составляет 390 кВт, эффективный КПД  $\eta_e = 0,43$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,85$ . Как изменится  $\alpha$ , если цикловая подача топлива уменьшится на  $5,7 \cdot 10^{-5} \text{ кг/цикл}$  при неизменной частоте вращения коленчатого вала?

*Решение*

Рассчитать величину цикловой подачи топлива можно, если известен часовой расход топлива. Для его определения воспользуемся формулами расчета удельного эффективного расхода топлива [8]

$$g_e = 1000 \frac{G_T}{N_e}; \quad g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e},$$

где  $H_u$  – низшая теплота сгорания (теплотворная способность) топлива. Для дизельных топлив  $H_u = 42,5 \text{ МДж/кг}$ , для автомобильных бензинов  $H_u = 44 \text{ МДж/кг}$ ;  $\eta_e$  – эффективный КПД, показывающий, какая часть (доля) теплоты сгоревшего топлива преобразуется в двигателе в эффективную работу.

Приравняем друг другу эти формулы и выразим в явном виде часовой расход топлива, кг/ч,

$$G_T = \frac{3600 \cdot N_e}{1000 \cdot H_u \cdot \eta_e} = 3,6 \frac{390}{42,5 \cdot 0,43} = 76,8.$$

Для расчета величины цикловой подачи необходимо часовой расход топлива разделить на число циклов в час и на число цилиндров двигателя, кг/цикл,

$$G_{T\text{ц}} = \frac{G_T}{30 \cdot n \cdot i} = \frac{76,8}{30 \cdot 2000 \cdot 12} = 10,7 \cdot 10^{-5}.$$

Новое значение цикловой подачи топлива, кг/цикл,

$$G'_{T\text{ц}} = (10,7 - 5,7) \cdot 10^{-5} = 5 \cdot 10^{-5}.$$

Прежде чем рассчитать новое значение коэффициента избытка воздуха, необходимо найти часовой расход воздуха через двигатель, кг/ч,

$$G_B = \alpha \cdot G_T \cdot L'_0 = 1,87 \cdot 76,8 \cdot 14,32 = 2035.$$

Величина часового расхода топлива при уменьшенной цикловой подаче топлива, кг/ч,

$$G_T = G'_{T\text{ц}} \cdot 30 \cdot n \cdot i = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 30 \cdot 2000 \cdot 12 = 36.$$

Для *ДсВнутрСм*, работающего при неизменной частоте вращения коленчатого вала, с большой степенью точности можно предположить, что расход воздуха

через двигатель не меняется в случае изменения цикловой подачи топлива, то есть, расход воздуха дизельным двигателем не меняется при его работе по нагрузочной характеристике.

Новое значение коэффициента избытка воздуха

$$\alpha' = \frac{2035}{36 \cdot 14,32} = 3,95.$$

9. Определить величину коэффициента выделения теплоты  $\delta$ , а также потери теплоты в  $DcВнешСм$ , обусловленные неполнотой сгорания топлива, если коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 0,9$ .

*Решение*

Сгорание топлива, при котором часть его горючих составляющих превращается в продукты неполного окисления, называют неполным сгоранием. Причиной неполного сгорания может являться общий недостаток кислорода в горючей смеси при  $\alpha < 1$ , местный недостаток кислорода в зоне горения вследствие несовершенства смесеобразования или недостаточность времени для сгорания переобедненной смеси [9].

В случае неполного сгорания имеют место потери теплоты, не выделившейся из топлива при его неполном окислении.

Количество теплоты, выделившейся в процессе сгорания поданного в цилиндр топлива

$$Q_x = \delta \cdot H_u \cdot G_{Tц},$$

где  $H_u$  – низшая теплота сгорания (теплотворная способность) топлива;  $G_{Tц}$  – цикловая подача топлива;  $\delta$  – коэффициент выделения теплоты, учитывающий потери части  $H_u$  вследствие неполноты сгорания топлива.

Количество теплоты, идущее на совершение индикаторной работы и на повышение внутренней энергии рабочего тела

$$Q = \psi \cdot Q_x,$$

где  $\psi$  – коэффициент использования теплоты, который учитывает потери части выделившейся теплоты в стенки цилиндра, на перетекание газов и потери на диссоциацию.

$$Q = \psi \cdot \delta \cdot H_u \cdot G_{Tц} = \xi \cdot H_u \cdot G_{Tц},$$

где  $\xi = \psi \cdot \delta$  – коэффициент эффективности процесса сгорания, учитывающий суммарные потери теплоты от неполноты сгорания и теплообмена.

Для  $DcВнешСм$  в случае, когда  $\alpha < 1$  и невозможно полное сгорание топлива из-за недостатка воздуха, теплотворная способность смеси рассчитывается по формуле

$$H_{u_{см}} = H_u - \Delta H_u,$$

где

$$\Delta H_u = 4,14 \cdot (1 - \alpha) L'_0 -$$

потери теплоты при неполном сгорании 1 кг топлива, МДж/кг.

Коэффициент выделения теплоты

$$\delta = \frac{H_u - \Delta H_u}{H_u} = 1 - \frac{\Delta H_u}{H_u} = 1 - \frac{4,14 \cdot (1 - \alpha) L'_0}{H_u} = 1 - \frac{4,14 \cdot (1 - 0,9) \cdot 14,85}{44} = 0,86.$$

Потери теплоты в результате неполного сгорания топлива, МДж/кг,

$$\Delta H_u = H_u (1 - \delta) = 44 \cdot (1 - 0,86) = 6,16.$$

10. Определить численное значение полной удельной использованной теплоты сгорания в *ДсВнешСм*, если известно, что коэффициент использования теплоты  $\psi = 0,87$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 0,9$ , коэффициент остаточных газов  $\gamma = 0,05$ . Как изменится процесс сгорания, если коэффициент избытка воздуха повысить до 1,0?

*Решение*

Отношение использованной теплоты сгорания к 1 кг рабочего тела называется полной удельной использованной теплотой сгорания [10]

$$q_z = \frac{Q}{G_{РТ}},$$

где  $G_{РТ}$  – количество рабочего тела в одном цикле (за один цикл).

$$G_{РТ} = G_{ТЦ} \cdot (G_0 + G_r) = G_{ТЦ} \cdot (1 + \gamma) \cdot G_0,$$

где  $G_0$  – количество свежего заряда на 1 кг топлива;  $G_r$  – количество остаточных газов на 1 кг топлива.

Для *ДсВнешСм*

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma) \cdot (\alpha \cdot L'_0 + 1)}.$$

Для *ДсВнутрСм*

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma) \cdot \alpha \cdot L'_0}.$$

Если при сгорании топлива коэффициент избытка воздуха  $\alpha < 1$ , необходимо учесть величину неполноты сгорания топлива

$$\xi = \psi \cdot \delta = \psi \cdot \left[ 1 - \frac{4,14 \cdot (1 - \alpha) L'_0}{H_u} \right] = 0,87 \cdot \left[ 1 - \frac{4,14 \cdot (1 - 0,9) \cdot 14,85}{44} \right] = 0,748.$$

Полная удельная использованная теплота сгорания, МДж/кг,

$$q_z = \frac{0,748 \cdot 44}{(1 + 0,05) \cdot (0,9 \cdot 14,85 + 1)} = 2,18.$$

Если коэффициент избытка воздуха увеличить до  $\alpha = 1,0$ , то  $q_z$  станет равной 2,3 МДж/кг, то есть, процесс сгорания улучшится за счет более полного сгорания топлива.

11. Рассчитать и построить как функцию частоты вращения коленчатого вала механический КПД  $\eta_{м}$  постоянной мощности, если известно, что двигатель четырехтактный, восьмицилиндровый, с полуразделенной камерой сгорания, с радиусом кривошипа 70 мм, диаметром цилиндра 130 мм, эффективной мощностью 200 кВт и максимальной частотой вращения коленчатого вала 2000 мин<sup>-1</sup>.

### Решение

При работе двигателя часть индикаторной мощности, развиваемой рабочим телом в цилиндрах, затрачивается на преодоление механических потерь (внутренних – вредных – сопротивлений).

К этим потерям относятся:

– потери на «внешнее», механическое трение в элементах цилиндропоршневой группы (ЦПГ), в подшипниках, зубчатых, цепных и ременных передачах;

– потери на внутреннее трение (гистерезис), обусловленные деформацией – относительными перемещениями атомов – кристаллических решеток материалов деталей двигателя;

– потери насосных ходов – на осуществление процессов впуска свежего заряда и выпуска выпускных газов;

– потери на привод вспомогательных механизмов двигателя – механизма газораспределения (МГР), в том числе на преодоление сил сопротивления сжатых пружин МГР, водяного, масляного, топливного насосов, вентилятора и др.

Качество преобразования индикаторной мощности двигателя в эффективную оценивают величиной механического КПД

$$\eta_{м} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_e}{p_e + p_m} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_m},$$

где  $p_e$  и  $p_i$  – соответственно среднее эффективное и среднее индикаторное давления цикла, МПа;  $p_m$  – среднее давление механических потерь, МПа;  $N_e$  и  $N_i$  – соответственно эффективная и индикаторная мощности двигателя, кВт;  $N_m$  – мощность механических потерь двигателя, кВт.

Среднее давление механических потерь зависит от множества конструктивных и режимных факторов, но наибольшее влияние на величину  $p_m$  оказывает частота вращения коленчатого вала [11].

Для расчета  $p_m$  в большинстве случаев используют эмпирическую формулу

$$p_m = a + b \cdot C_{\Pi},$$

где  $a$  и  $b$  – эмпирические коэффициенты (см. Приложение);  $C_{\Pi} = \frac{S \cdot n}{30}$  – средняя скорость поршня, м/с.

Рассчитав величину  $p_m$  для различных частот вращения коленчатого вала, можно найти соответствующие этим  $p_m$  значения мощностей механических потерь

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

где

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

рабочий объем одного цилиндра, л (дм<sup>3</sup>);  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;  $i$  – число цилиндров двигателя;  $\tau$  – коэффициент тактности: для двухтактных двигателей  $\tau = 2$ , для четырехтактных двигателей  $\tau = 4$ .

При расчете  $N_m$  необходимо помнить, что величина рабочего объема  $V_h$  должна быть подставлена в формулу в литрах (дм<sup>3</sup>). Для уменьшения вероятности ошибки при расчете  $V_h$  величины диаметра цилиндра  $D$  и хода поршня  $S$  удобно подставлять в дециметрах (дм), так как 1 дм<sup>3</sup> = 1 л.

Решая данную задачу, необходимо рабочий диапазон по частоте вращения коленчатого вала разбить на 5...6 интервалов и для каждого из выбранных значений частот находить  $C_{\Pi}$ ,  $p_m$ ,  $N_m$ ,  $\eta_m$ .

Для восьмицилиндрового  $DcB$ внутр $Cm$  с полуразделенной камерой сгорания согласно приложению выбираются коэффициенты:  $a = 0,04$  и  $b = 0,0135$ .

Для  $n = 200$  мин<sup>-1</sup> рассчитывается средняя скорость поршня, м/с,

$$C_{\Pi} = \frac{0,14 \cdot 200}{30} = 0,93.$$

Среднее давление механических потерь, МПа,

$$p_m = 0,04 + 0,0135 \cdot 0,93 = 0,0525.$$

Мощность механических потерь, кВт,

$$N_m = \frac{0,0525 \cdot 1,86 \cdot 200 \cdot 8}{30 \cdot 4} = 1,3.$$

Механический КПД

$$\eta_m = \frac{200}{200 + 1,3} = 0,993.$$

Аналогичные расчеты выполняются для других выбранных значений частот вращения коленчатого вала, и результаты заносятся в таблицу.

По результатам расчетов (табл. 1) строится график зависимости вида  $\eta_m = f(n)$  (рис. 4), из которого видно, что при увеличении  $n$  величина механи-

ческого КПД уменьшается, а график данной функции имеет параболическую форму.

Таблица 1

Значения параметров двигателя в функции  $n$

Параметр	Единица измерения	Частота вращения коленчатого вала двигателя, мин <sup>-1</sup>					
		200	600	1000	1400	1800	2000
$n$	мин <sup>-1</sup>	200	600	1000	1400	1800	2000
$C_{II}$	м/с	0,93	2,80	4,67	6,53	8,40	9,30
$p_m$	МПа	0,0525	0,0780	0,1030	0,1280	0,1530	0,1660
$N_m$	кВт	1,30	5,80	12,77	22,20	34,24	41,16
$\eta_m$	ед.	0,993	0,972	0,940	0,900	0,853	0,830

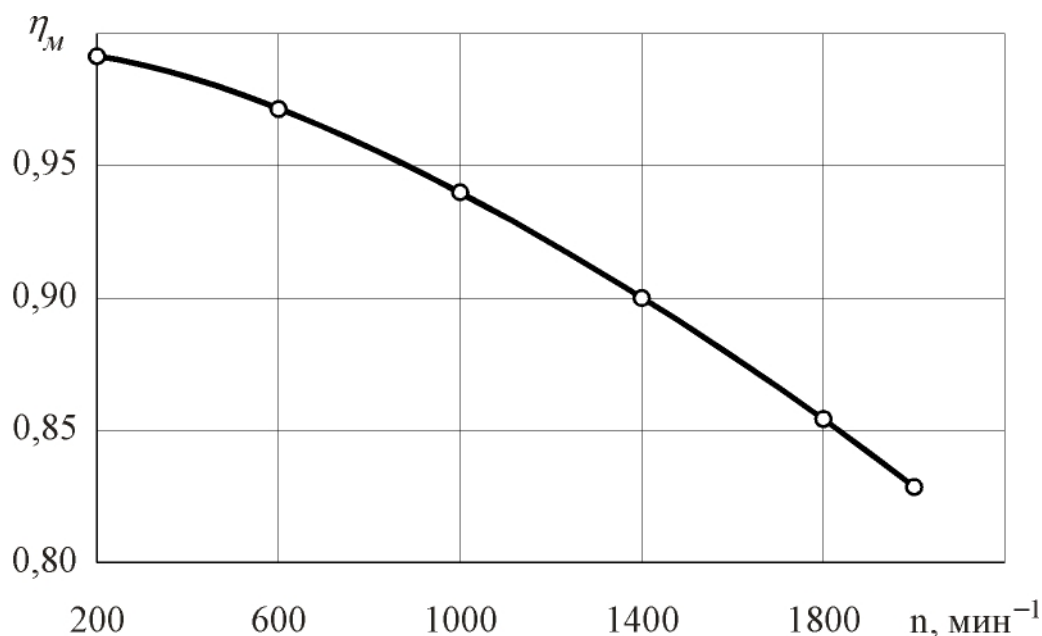


Рис. 4. Зависимость механического КПД  $\eta_m$  постоянной мощности от частоты вращения коленчатого вала

12. Четырехтактный, четырехцилиндровый  $D_{сВнешСм}$  развивает эффективную мощность 53 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5400 мин<sup>-1</sup>. Среднее индикаторное давление  $p_i = 1,06$  МПа. Ход поршня 80 мм. Определить диаметр цилиндра двигателя.

*Решение*

Определить величину диаметра цилиндра можно из уравнения для расчета эффективной мощности двигателя

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{p_e \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$$

Диаметр цилиндра, мм,

$$D = \sqrt{\frac{120 \cdot N_e \cdot \tau}{p_e \cdot \pi \cdot S \cdot n \cdot i}}$$

В данной формуле известны все величины, кроме среднего эффективного давления  $p_e$ . Для его расчета вначале определяется средняя скорость поршня, м/с,

$$C_{II} = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,08 \cdot 5400}{30} = 14,4.$$

Из Приложения определяются коэффициенты  $a$  и  $b$ , необходимые для расчета среднего давления механических потерь, МПа,

$$p_m = a + b \cdot C_{II} = 0,08 + 0,016 \cdot 14,4 = 0,31.$$

Среднее эффективное давление цикла, МПа,

$$p_e = p_i - p_m = 1,06 - 0,31 = 0,75.$$

При определении диаметра цилиндра величину хода поршня необходимо подставлять в дециметрах (дм), так как в данную формулу рабочий объем цилиндра должен быть подставлен в литрах (дм<sup>3</sup>)

$$D = \sqrt{\frac{120 \cdot 53 \cdot 4}{0,75 \cdot 3,14 \cdot 0,8 \cdot 5400 \cdot 4}} = 0,79 \text{ дм, или } 79 \text{ мм.}$$

13. Четырехтактный, восьмицилиндровый *ДсВнешСм* мощностью 200 кВт при частоте вращения коленчатого вала 4200 мин<sup>-1</sup> имеет удельный эффективный расход топлива  $g_e = 300$  г/(кВт·ч). Диаметр цилиндра 108 мм, ход поршня 95 мм. Определить индикаторные показатели рабочего цикла: среднее индикаторное давление  $p_i$ , индикаторный КПД  $\eta_i$ , удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ .

#### Решение

Решение задачи можно начать с определения среднего эффективного давления рабочего цикла

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

Рабочий объем цилиндра, л (дм<sup>3</sup>),

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 1,08^2}{4} \cdot 0,95 = 0,87.$$

Среднее эффективное давление цикла, МПа,

$$p_e = \frac{200 \cdot 30 \cdot 4}{0,87 \cdot 4200 \cdot 8} = 0,82.$$

Средняя скорость поршня, м/с,

$$C_{II} = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,095 \cdot 4200}{30} = 13,3.$$

Среднее давление механических потерь, МПа, с учетом коэффициентов  $a$  и  $b$  из Приложения

$$p_m = a + b \cdot C_{II} = 0,037 + 0,0113 \cdot 13,3 = 0,187.$$

Среднее индикаторное давление цикла, МПа,

$$p_i = p_e + p_m = 0,82 + 0,187 = 1,007.$$

Индикаторный КПД цикла

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m},$$

где  $\eta_e$  – эффективный КПД, характеризующий долю теплоты сгорания топлива, превращающуюся в двигателе в эффективную работу.

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e} = \frac{3600}{44 \cdot 300} = 0,273.$$

Механический КПД цикла

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,82}{1,007} = 0,814.$$

Индикаторный КПД цикла

$$\eta_i = \frac{0,273}{0,814} = 0,335.$$

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

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{44 \cdot 0,335} = 244.$$

14. Двигатель на номинальном режиме работы развивает мощность 770 кВт. Какова его мощность на режиме максимального крутящего момента, если известно, что коэффициент приспособляемости по крутящему моменту  $K_M = 1,12$ , а коэффициент приспособляемости по частоте вращения  $K_n = 1,36$ ?

*Решение*

Для оценки устойчивости работы двигателя по внешней скоростной характеристике используется понятие коэффициента приспособляемости по крутящему моменту  $K_M$ , который представляет собой отношение максимального крутящего момента  $M_{e \max}$  (или максимального среднего эффективного давления  $p_{e \max}$ ) к крутящему моменту  $M_{e \text{ ном}}$  (или среднему эффективному давлению  $p_{e \text{ ном}}$ ), соответствующему номинальному режиму работы двигателя [12]

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

Коэффициент приспособляемости по крутящему моменту характеризует способность двигателя к преодолению возрастающих моментов сопротивления без необходимости переключения трансмиссии транспортного средства на



низшие передачи коробки перемены передач. Он показывает, во сколько раз увеличивается крутящий момент двигателя при уменьшении частоты вращения коленчатого вала от номинальной  $n_n$  до  $n_m$ , соответствующей режиму максимального крутящего момента.

Скоростной диапазон устойчивой работы двигателя оценивается коэффициентом приспособляемости по частоте вращения коленчатого вала  $K_n$ , который представляет собой отношение частоты вращения коленчатого вала на номинальном режиме работы двигателя  $n_n$  к частоте вращения вала  $n_m$ , соответствующей режиму максимального крутящего момента при работе двигателя по внешней скоростной характеристике

$$K_n = \frac{n_n}{n_m}.$$

Он показывает, во сколько раз уменьшается частота вращения коленчатого вала двигателя под влиянием возросшего момента сопротивления при изменении крутящего момента от  $M_{e\text{ ном}}$  до  $M_{e\text{ max}}$ . Следовательно, коэффициентом приспособляемости по частоте вращения коленчатого вала оценивается потеря скорости транспортной машины при неизменном передаточном отношении коробки перемены передач в случае увеличения момента сопротивления движению.

Крутящий момент двигателя, Н·м,

$$M = 9555 \cdot \frac{N_e}{n}.$$

Коэффициент приспособляемости по крутящему моменту

$$K_M = \frac{M_{e\text{ max}}}{M_{e\text{ ном}}} = \frac{N_{eM} \cdot n_n}{N_{en} \cdot n_m} = K_n \cdot \frac{N_{eM}}{N_{en}},$$

где  $N_{eM}$  – эффективная мощность двигателя на режиме максимального крутящего момента, кВт;  $N_{en}$  – эффективная мощность двигателя на номинальном режиме, кВт.

Мощность двигателя на режиме максимального крутящего момента, кВт,

$$N_{eM} = N_{en} \cdot \frac{K_M}{K_n} = 770 \cdot \frac{1,12}{1,36} = 634.$$

15. Восьмицилиндровый *ДсВнутрСм* на номинальном режиме работы развивает эффективную мощность 200 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2600 мин<sup>-1</sup>. Эффективный КПД цикла равен 0,368, а коэффициенты приспособляемости двигателя по крутящему моменту и частоте вращения коленчатого вала – соответственно 1,12 и 1,625. Определить величины цикловой подачи и часового расхода топлива, удельного эффективного расхода топлива, а

также эффективного КПД двигателя на режиме максимального крутящего момента.

### Решение

При проектировании двигателей с целью достижения высоких значений коэффициента приспособляемости по крутящему моменту величину цикловой подачи топлива на режиме максимального крутящего момента увеличивают на 10...15 % по сравнению с цикловой подачей топлива на номинальном режиме [13].

Для решения данной задачи вначале необходимо определить величину цикловой подачи топлива на номинальном режиме работы двигателя.

Часовой расход топлива двигателем на номинальном режиме, кг/ч,

$$G_{Тн} = \frac{g_{ен} \cdot N_{ен}}{1000} = \frac{3600 \cdot N_{ен}}{1000 \cdot \eta_{ен} \cdot H_u} = \frac{3,6 \cdot 200}{0,368 \cdot 42,5} = 46.$$

Цикловая подача топлива на номинальном режиме, кг/цикл,

$$G_{Тцн} = \frac{G_{Тн}}{30 \cdot n_n \cdot i} = \frac{46}{30 \cdot 2600 \cdot 8} = 0,737 \cdot 10^{-4}.$$

Цикловая подача топлива на режиме максимального крутящего момента (соответствующая 115 % цикловой подачи топлива на режиме номинальной мощности), кг/цикл,

$$G_{Тцм} = 1,15 \cdot G_{Тцн} = 1,15 \cdot 0,737 \cdot 10^{-4} = 0,847 \cdot 10^{-4}.$$

Для режима максимального крутящего момента определяются следующие величины:

– частота вращения коленчатого вала,  $\text{мин}^{-1}$ ,

$$n_m = \frac{n_n}{K_n} = \frac{2600}{1,625} = 1600;$$

– часовой расход топлива, кг/ч,

$$G_{Тм} = G_{Тцм} \cdot 30 \cdot n_m \cdot i = 0,847 \cdot 10^{-4} \cdot 30 \cdot 1600 \cdot 8 = 32,5;$$

– эффективная мощность двигателя, кВт,

$$N_{ем} = N_{ен} \frac{K_m}{K_n} = 200 \cdot \frac{1,12}{1,625} = 138;$$

– удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч),

$$g_{ем} = 1000 \frac{G_{Тм}}{N_{ем}} = 1000 \cdot \frac{32,5}{138} = 235;$$

– эффективный КПД двигателя

$$\eta_{ем} = \frac{3600}{H_u \cdot g_{ем}} = \frac{3600}{42,5 \cdot 235} = 0,36.$$

ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ  
ПО ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

№	Контрольное задание
1	Двигатель работает с $\alpha = 0,85$ . ЭХС топлива: $C = 0,855$ , $H = 0,145$ , $O = 0$ . Определить потери теплоты из-за неполного сгорания топлива.
2	Известно: $S = 75$ мм, $S/D = 1$ , $n = 4000$ мин <sup>-1</sup> , $\alpha = 0,8$ , $i = 4$ , $\tau = 4$ , $\eta_i = 0,35$ . Рассчитать эффективную мощность двигателя.
3	Двигатель работает при $n = 3500$ мин <sup>-1</sup> , $\varepsilon = 7,5$ . Оценить параметры состояния рабочего тела в конце процесса сжатия.
4	Как изменяется крутящий момент двигателя постоянной мощности при работе по скоростной характеристике? Почему?
5	Какой фактор оказывает наибольшее влияние на величину коэффициента наполнения в <i>ДсВнешСм</i> ? Почему?
6	Какие виды потерь учитываются коэффициентом выделения теплоты?
7	Что происходит с $\alpha$ в <i>ДсВнутрСм</i> при повышении нагрузки? Почему?
8	Как отличаются по величине температуры рабочего тела <i>ДсВнутрСм</i> и <i>ДсВнешСм</i> на номинальном режиме? Почему?
9	Известно: $n = 3500$ мин <sup>-1</sup> , $\varepsilon = 7,5$ , $r = 50$ мм, $i = 4$ . Определить численные значения $p_i$ , $p_m$ , $\eta_m$ .
10	Расход воздуха двигателем составляет 500 кг/ч. При этом он потребляет 20 кг/ч топлива. Чему равен $\alpha$ ?
11	Вследствие недостатка окислителя при работе двигателя теряется 4 МДж теплоты на 1 кг сжигаемого топлива. При каком $\alpha$ работает двигатель?
12	Что происходит с $\eta_v$ в <i>ДсВнутрСм</i> при повышении нагрузки? Почему?
13	Работа двигателя сопровождается «хлопками» во впускную трубу. Чем это может быть вызвано? Обосновать свой ответ.
14	С какой целью в <i>ДсВнутрСм</i> с наддувом повышают $\alpha$ ?
15	Почему в <i>ДсВнутрСм</i> в качестве топлива не применяют бензины?
16	При каком $\alpha$ <i>ДсВнешСм</i> наиболее экономичны? Почему?
17	Рассчитать $\eta_m = f(n)$ для <i>ДсВнутрСм</i> постоянной мощности, если известно, что $N_e = 150$ кВт, $D = 150$ мм, $r = 80$ мм, $i = 4$ , $\tau = 4$ . Принять $n = 800, 1000, 1200, 1400, 1600$ и $1800$ мин <sup>-1</sup> .
18	Механический КПД двигателя равен 0,75. Чему будет равен $\eta_m$ , если при неизменных оборотах нагрузка на двигатель уменьшится вдвое?
19	Дано: $N_e = 120$ кВт, $n = 1100$ мин <sup>-1</sup> , $i = 4$ , $\tau = 4$ , $\eta_e = 0,35$ . Какое количество топлива двигатель расходует за 1 час работы?
20	Что такое механический КПД двигателя? Каковы основные факторы, его определяющие?

№	Контрольное задание
21	Как изменяется с ростом нагрузки коэффициент наполнения в <i>ДсВнешСм</i> ? Обосновать свой ответ.
22	Дать понятие коэффициента приспособляемости двигателя по нагрузке. Каково значение этого параметра при оценке совершенства двигателей?
23	Для чего нужно стремиться к реализации в <i>ДсВнутрСм</i> цикла с меньшими значениями коэффициента избытка воздуха?
24	Работа двигателя сопровождается «хлопками» в выпускную трубу. Чем это может быть вызвано? Обосновать свой ответ.
25	Известно: $N_e = 120$ кВт, $n = 1000$ мин <sup>-1</sup> , $D = 130$ мм, $S/D = 1,25$ , $i = 4$ , $\tau = 4$ . Определить $N_M$ и $\eta_M$ .
26	В <i>ДсВнутрСм</i> постоянной мощности $N_e = 120$ кВт, $n_n = 1200$ мин <sup>-1</sup> , $r = 90$ мм, $S/D = 1,05$ , $i = \tau = 4$ . Рассчитать характеристику крутящего момента двигателя.
27	Дано: $N_{л} = 26$ кВт/л, $m_{уд} = 2$ кг/кВт, $D = 85$ мм, $S/D = 1,05$ . Каковы масса и мощность двигателя?
28	К какой из энергетических составляющих относится работа по смене рабочего тела в цилиндре?
29	Как изменяются механические потери в <i>ДсВнешСм</i> , если при неизменной частоте вращения нагрузка падает? Почему?
30	Чем объяснить, что <i>ДсВнешСм</i> не могут работать на дизельном топливе? Обосновать свой ответ.
31	При выполнении теплового расчета двигателя выбрана степень повышения давления $\lambda = 1,6$ . Какой тип двигателя рассчитывается?
32	Чему равен удельный эффективный расход топлива двигателем, если известно, что он работает на режиме холостого хода?
33	Какие компоненты образуются при сгорании 1 кг жидкого топлива, если известно, что $\alpha = 0,9$ ? Определить количество этих компонентов.
34	<i>ДсВнутрСм</i> с непосредственным впрыском топлива работает с $\alpha = 1,6$ . Определить теплотворность горючей смеси и удельную использованную теплоту сгорания.
35	Определить $p_z$ в цикле со смешанным сгоранием, если известно, что в начале процесса сгорания давление рабочего тела составляло 3,2 МПа.
36	Как изменяется механический КПД двигателя при работе по нагрузочной характеристике? Обосновать свой ответ.
37	Чем объяснить большую продолжительность сгорания в <i>ДсВнутрСм</i> по сравнению с <i>ДсВнешСм</i> ?
38	Что происходит с максимальным давлением рабочего тела при работе <i>ДсВнутрСм</i> по нагрузочной характеристике? Почему?

№	Контрольное задание
39	Максимальная температура рабочего тела в цилиндре равна 2800 К. Определить тип двигателя. Обосновать свой ответ.
40	Как изменяется коэффициент остаточных газов в <i>ДсВнешСм</i> при работе на нагрузочной характеристике? Почему?
41	Крутящий момент двигателя при работе на номинальном режиме равен 100 Н·м. Построить график внешней скоростной характеристики, если известно, что степень неравномерности регулятора составляет 7 %, $n_n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ , а $K_M = 1,2$ .
42	Известно: $N_e = 200 \text{ кВт}$ , $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ , $r = 80 \text{ мм}$ , $S/D = 1$ , $i = 4$ , $\tau = 4$ . Определить $N_M$ и $\eta_M$ .
43	Найти $p_{\max}$ в цикле со смешанным сгоранием, если известно, что в конце изохорного сгорания давление составляло 7 МПа.
44	Что означает запись « $\eta_i \cdot \eta_m$ »? Обосновать свой ответ.
45	Какой тип двигателей характеризуется большим по величине коэффициентом избытка воздуха на режиме номинальной нагрузки? Почему?
46	Удельный эффективный расход топлива равен бесконечности. На каком режиме работает двигатель? Обосновать свой ответ.
47	Можно ли определить тип двигателя, если известно, что продолжительность сгорания составляет 50 град ПКВ?
48	Двигатель работает при $p_{\max} = 10 \text{ МПа}$ . Определить тип двигателя. Обосновать свой ответ.
49	Мощность двигателя на номинальном режиме 150 кВт. $K_M = 1,08$ , $K_n = 1,35$ . Какова мощность двигателя на режиме максимального момента?
50	При работе <i>ДсВнешСм</i> на режиме, характеризуемом $\alpha = 1,15$ , расход топлива составляет 302 г/кВт·ч. Определить, каким станет расход топлива, если $\alpha$ возрастет до 1,40.
51	Какова теплотворность горючей смеси в <i>ДсВнешСм</i> , если известно, что $\alpha = 0,95$ ?
52	Чему равен механический КПД <i>ДсВнутрСм</i> при отсутствии нагрузки?
53	Максимальная температура рабочего тела в цилиндре двигателя равна 1600 К. Определить тип двигателя. Обосновать свой ответ.
54	Как изменяется коэффициент остаточных газов в <i>ДсВнешСм</i> при увеличении нагрузки? Почему?
55	Для какого типа камеры сгорания (неразделенная, полуразделенная, разделенная) может быть выбрано меньшее значение степени сжатия? Почему?
56	Чем объясняется большая склонность к дымлению <i>ДсВнутрСм</i> по сравнению с <i>ДсВнешСм</i> ?

№	Контрольное задание
57	Рассчитать мощность турбины газотурбинного нагнетателя (ГТН) двигателя для режима, характеризуемого параметрами: $\alpha = 1,6$ , $G_T = 25$ кг/ч, $p_k = 0,18$ МПа, $\eta_k = 0,8$ .
58	Определить численное значение удельной использованной теплоты сгорания в <i>ДсВнешСм</i> при $\alpha = 0,85$ и $\psi = 0,92$ .
59	За 1 час работы при $\alpha = 1,5$ двигатель расходует 90 кг воздуха. Каков часовой расход топлива двигателем?
60	Можно что-либо сказать о режиме работы двигателя, если известно, что его механический КПД равен 0,78? Обосновать свой ответ.
61	При каком значении $\alpha$ в <i>ДсВнешСм</i> реализуется режим наилучшей экономичности? Почему?
62	<i>ДсВнутрСм</i> двигатель дымит при работе. Почему это происходит? Обосновать свой ответ.
63	Что происходит с продолжительностью сгорания $\varphi_z$ в <i>ДсВнутрСм</i> , если $\alpha$ возрастает? Обосновать свой ответ.
64	Для двигателей какого типа и с какой степенью сжатия пригодно топливо с октановым числом (ОЧ), равным 76? Почему?
65	Двигатель работает на топливе следующего ЭХС: $C = 0,87$ ; $H = 0,126$ ; $O = 0,004$ . Какое количество воздуха расходуется в нем на сжигание 1 кг топлива, если $\alpha = 1,35$ ?
66	Известно: $N_{ен} = 20$ кВт; $n_n = 1200$ мин <sup>-1</sup> ; $n_m = 900$ мин <sup>-1</sup> ; $K_m = 1,2$ . Какова мощность двигателя на режиме максимального момента?
67	При работе <i>ДсВнутрСм</i> $G_T = 15$ кг/ч, $\alpha = 1,6$ . Какое количество воздуха расходует двигатель за 1 час работы?
68	Определить тип двигателя и его камеры сгорания, если известно, что степень повышения давления равна 2.
69	Как изменяется коэффициент наполнения при работе <i>ДсВнешСм</i> по нагрузочной характеристике? Почему?
70	В каком диапазоне значений $\alpha$ (0,85...0,90, 0,95...1,00, 1,05...1,15) достигается наилучшая экономичность <i>ДсВнешСм</i> ? Почему? Обосновать свой ответ.
71	Каким должно быть цетановое число топлива для <i>ДсВнутрСм</i> , эксплуатирующегося в условиях низких температур? Обосновать свой ответ.
72	Можно ли расчетным путем определить потери теплоты, обусловленные неполным сгоранием топлива в двигателе? Обосновать свой ответ.
73	Давление в выпускном трубопроводе двигателя равно 0,13 МПа. Определить величину давления рабочего тела в цилиндре в момент критического истечения газов. Какова скорость их истечения из цилиндра?

№	Контрольное задание
74	В <i>ДсВнешСм</i> $S = D = 90$ мм, $i = 4$ , $\tau = 4$ . Построить характеристику механических потерь.
75	При работе <i>ДсВнешСм</i> $G_T = 10$ кг/ч, $\alpha = 1,5$ . Какое количество воздуха он расходует за 1 час работы?
76	Что происходит с работой насосных ходов в <i>ДсВнешСм</i> при уменьшении нагрузки? Обосновать свой ответ.
77	Что можно сказать о типе двигателя, если известно, что он работает с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,2$ ? Обосновать свой ответ.
78	Как изменяется $\alpha$ при работе <i>ДсВнутрСм</i> по нагрузочной характеристике? Почему?
79	Эффективный КПД двигателя равен 0. Что можно сказать о величине его механического КПД?
80	При резком повышении нагрузки на двигатель дизель с ГТН дымит. Почему? Обосновать свой ответ.

Таблица 2

Значения эмпирических коэффициентов  $a$  и  $b$ , используемых при расчетах среднего давления механических потерь поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя		Число цилиндров	$a$	$b$
Двигатели с внутренним смесеобразованием	С неразделенными и полуразделенными камерами сгорания	4 – 6	0,09	0,012
		8	0,04	0,0135
		12	0,03	0,012
	С вихревыми камерами и предкамерами	4 – 6	0,09	0,0138
Двигатели с внешним смесеобразованием		4	0,08	0,016
		6	0,05	0,015
		8	0,037	0,0113



## ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильные и тракторные двигатели: Ч. 1. Теория двигателей и системы их топливоподачи / И. М. Ленин, А. В. Костров, О. М. Малашкин и др.; Под общ. ред. И. М. Ленина. – М.: Высш. шк., 1976. – 368 с.
2. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей: Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя. – М. – Свердловск: Машгиз, 1962. – 272 с.
3. Вибе И. И. Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекций. – Челябинск: Изд. ЧПИ, 1974. – 252 с.
4. 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 общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
5. 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.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Учебник для вузов / Под ред. В. Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1985. – 312 с.
7. Дизели: Справочник / Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Н. К. Коллерова. – М. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
8. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высш. шк., 1980. – 400 с.
9. Конструирование и расчет ДВС: Методические указания по курсовому проекту / Составители: В. М. Бунов, В. Г. Галичин. – Челябинск: Изд. ЧПИ, 1989. – 34 с.
10. Лабораторные работы по теории рабочих процессов ДВС: Методические указания / Под ред. М. Ф. Фарафонтова. – Челябинск: Изд. ЧПИ, 1985. – 76 с.
11. Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания: Учеб. пособие. – Л.: Изд. ЛГУ, 1983. – 244 с.
12. Петриченко Р. М. и др. Сборник задач по курсу «Теория двигателей внутреннего сгорания» / Р. М. Петриченко, Л. Е. Магидович, Е. Е. Квасов. – Л.: Изд. ЛПИ, 1982. – 82 с.
13. Фарафонов М. Ф. Автомобильные двигатели: Учебное пособие для студентов-заочников. – Челябинск: Изд. ЧГТУ, 1990. – 70 с.