

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ:

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

**Под редакцией доктора технических наук,
профессора М. Г. Шатрова**

Допущено

*Учебно-методическим объединением вузов РФ
по образованию в области транспортных машин
и транспортно-технологических комплексов
в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальностям «Автомобили и автомобильное хозяйство»
и «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования
(Автомобильный транспорт)» направления подготовки «Эксплуатация
наземного транспорта и транспортного оборудования»*

2-е издание, исправленное



Москва
Издательский центр «Академия»
2012

УДК 621.4(075.8)
ББК 39.33я73
А224

Рецензенты:

проф. кафедры «Поршневые двигатели» Московского государственного технического университета им. Н.Э.Баумана, заслуженный деятель науки РФ,
д-р техн. наук, проф. *Н. Д. Чайнов*;
зав. кафедрой автомобилей и тракторов Воронежской государственной лесотехнической академии, д-р техн. наук, проф. *В. С. Волков*

А224 **Автомобильные** двигатели: Курсовое проектирование : учеб. пособие для студ. учреждений высш проф. образования / М. Г. Шатров, И. В. Алексеев, С. Н. Богданов и др. ; под ред. М. Г. Шатрова — 2-е изд., испр. — М. : Издательский центр «Академия», 2012. — 256 с.

ISBN 978-5-7695-9204-1

Приведена методика классического теплового расчета двигателя. Основное внимание уделено расчету ДВС без наддува на номинальном режиме. По расчету ДВС с наддувом представлена упрощенная методика. Описаны динамический расчет кривошипно-шатунного механизма, прочностный расчет отдельных элементов ДВС, расчет систем двигателя. Изложена методика конструктивной разработки двигателя. Приведена необходимая справочная информация, обеспечивающая работу над проектом.

Для студентов учреждений высшего профессионального образования.

УДК 621.4(075.8)
ББК 39.33я73

Оригинал-макет данного издания является собственностью Издательского центра «Академия», и его воспроизведение любым способом без согласия правообладателя запрещается

© Коллектив авторов, 2011
© Образовательно-издательский центр «Академия», 2011
© Оформление. Издательский центр «Академия», 2011

ISBN 978-5-7695-9204-1

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящем учебном пособии, являющемся компонентом учебно-методического комплекта по двигателям внутреннего сгорания, обеспечивающего изучение дисциплины «Автомобильные двигатели», изложены методы конструирования и расчета автотракторных двигателей в объеме, необходимом для курсового проектирования ДВС.

Приведенный в пособии материал базируется на многолетнем опыте преподавания автотракторных двигателей на кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДГТУ (МАДИ).

В первой главе учебного пособия рассмотрены вопросы теплового расчета двигателя. Основное внимание уделено расчету ДВС без наддува на номинальном режиме его работы, что является первой ступенью для освоения более сложных методик расчета. Приведена также упрощенная методика расчета ДВС с наддувом. Итогом такого расчета является построение индикаторной диаграммы давления газов в цилиндре двигателя.

Во второй главе пособия приводится динамический расчет кривошипно-шатунного механизма и рассматриваются мероприятия, необходимые для уравнивания двигателя.

В третьей главе пособия даны методика конструктивной разработки двигателя, прочностной расчет его отдельных элементов, а также расчет систем двигателя.

Прочностной расчет реализуется после конструктивной проработки конкретной детали или узла ДВС в целях определения механических и других нагрузок, приходящихся на рассчитываемый элемент двигателя, и оценки его работоспособности в условиях эксплуатации.

В приложениях пособия дана техническая информация, необходимая для обеспечения работы студентов над проектом. Приведены примеры тепловых расчетов двигателей с искровым зажиганием (ДсИЗ), дизелей без наддува и с наддувом, а также примеры динамического расчета и уравнивания ряда компоновочных схем ДВС.

Данное учебное пособие позволит студентам получить представление о принципах конструирования отдельных узлов и двигателя в целом с учетом выполнения требований по обеспечению заданных параметров их надежности.

Приведенные методики расчетов максимально адаптированы к существующим способам анализа работоспособности двигателей в

условиях различного вида нагрузений и могут быть реализованы с помощью ЭВМ.

С учетом разнообразия условий применения и специфичности требований к различным двигателям внутреннего сгорания наряду с общими вопросами их конструирования в пособии рассматриваются, насколько это возможно в условиях курсового проекта, особенности конструирования автотракторных ДВС.

Пособие разработано коллективом авторов кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДГТУ (МАДИ) под руководством М. Г. Шатрова в следующем составе: И. В. Алексеев, С. Н. Богданов, С. А. Пришвин, Ю. В. Горшков, И. Е. Иванов, М. Г. Шатров, П. В. Сафронов, В. Е. Ерещенко.

Авторы будут благодарны за все замечания и предложения по улучшению содержания данного пособия, которые можно направлять по следующим каналам. *Почтовый адрес:* Российская Федерация, Москва, 125829, Ленинградский проспект, 64, Московский автомобильно-дорожный институт (Государственный технический университет), кафедра «Теплотехника и автотракторные двигатели». *Телефоны:* (499) 155-03-61, (499) 155-99-79 (кафедра), (499) 155-08-81 (лаборатория информационных технологий в инженерном образовании). *Факс:* (499) 155-99-79. *Электронная почта (e-mail):* dvs@madi.ru.

Глава 1

РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ

1.1. Исходные данные к расчету двигателя

Тепловой расчет двигателя выполняется для режима его номинальной мощности.

В качестве исходных данных для выполнения теплового расчета задаются или предварительно выбираются необходимые конструктивные и регулировочные параметры двигателя, а также указываются некоторые конструктивные особенности, наличие которых может повлиять либо на выбор первичных параметров, либо на показатели, получаемые на различных этапах расчета.

Приведем исходные данные, необходимые для теплового расчета.

1. Тип двигателя: двигатель с искровым зажиганием или дизель.
2. Наличие наддува (отсутствие наддува специально не оговаривается). При наличии наддува указываются:
 - тип наддува (с приводным нагнетателем или с турбокомпрессором);
 - наличие или отсутствие промежуточного охлаждения;
 - примерное значение степени повышения давления при наддуве (π_k).
3. Тип системы охлаждения: жидкостная или воздушная.
4. Тип топливной системы (ТС) — системы питания (табл. 1.1).
5. Число клапанов на цилиндр (2...5); наличие динамического наддува — настройки впускной системы (отсутствие настройки специально не оговаривается).
6. Тип камеры сгорания (КС) для ДсИЗ или тип камеры сгорания и способ смесеобразования для дизелей (табл. 1.2).
7. Число и расположение цилиндров (V — V -образное; P — рядное).
8. Номинальная мощность двигателя $N_{e\text{ном}}$, кВт.
9. Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин⁻¹.
10. Степень сжатия двигателя ϵ .

Таблица 1.1

Тип ДВС	Тип топливной системы
ДсИЗ	Распределенное впрыскивание топлива во впускной трубопровод (основной вариант); центральное впрыскивание топлива; впрыскивание топлива в цилиндр
Дизель	Непосредственного действия разделенного типа с моноблочным ТНВД*; непосредственного действия разделенного типа с секционным ТНВД; аккумуляторная с электронным управлением и насос-форсунками

* ТНВД — топливный насос высокого давления.

Таблица 1.2

Тип ДВС	Тип камеры сгорания и тип смесеобразования
ДсИЗ	Шатровая (в ДсИЗ с четырьмя клапанами на цилиндр используется всегда); полисферическая, полусферическая; клиновья, полуклиновья, плоскоовальная
Дизель	Неразделенные КС (НРКС) и объемное смесеобразование; полуразделенные КС и объемно-пристеночное смесеобразование; полуразделенные КС и пристеночное смесеобразование

Выбор степени сжатия ДсИЗ определяется многими факторами, важнейшими из которых являются: тип ТС, тип камеры сгорания, скоростной режим двигателя, диаметр цилиндра двигателя и октановое число топлива.

Для выбора степени сжатия дизелей важнейшими факторами являются: тип КС и способ смесеобразования, частота вращения, наличие или отсутствие наддува, размеры цилиндра.

Ориентировочные значения степеней сжатия для ДсИЗ с различными типами топливной системы и дизелей в зависимости от их конструктивных особенностей приведены в табл. 1.3 и 1.4.

При прочих равных условиях большие значения ϵ характерны для шатровых КС, а меньшие — для клиновых, полуклиновых и плос-

Таблица 1.3

Тип ДВС	Тип топливной системы	Степень сжатия ϵ
ДсИЗ	Распределенное впрыскивание топлива во впускной трубопровод	8... 10
	Центральное впрыскивание топлива	7... 9
	Впрыскивание топлива в цилиндр	10... 12

Таблица 1.4

Тип ДВС	Конструктивные особенности (тип топливной системы, тип КС, тип смесеобразования, скоростной режим, геометрические размеры цилиндра)	Степень сжатия ϵ
Дизель	Неразделенные КС, объемно-пристеночное смесеобразование, $n = 1\ 800 \dots 2\ 600 \text{ мин}^{-1}$	16... 18
	Неразделенные КС, пристеночное смесеобразование, $n = 1\ 800 \dots 2\ 600 \text{ мин}^{-1}$	17... 19
	Аккумуляторная ТС с насос-форсунками с электронным управлением, $n = 3\ 000 \dots 4\ 000 \text{ мин}^{-1}$	20... 22
	Неразделенные КС, $n = 1\ 800 \dots 2\ 400 \text{ мин}^{-1}$, $\pi_{\kappa} \leq 1,9$	14... 16
	Неразделенные КС, $n = 1\ 700 \dots 2\ 200 \text{ мин}^{-1}$, $\pi_{\kappa} = 1,9 \dots 2,5$	13... 15

коовальных (последние применяются редко). Большие значения ϵ характерны также для ДсИЗ с малыми геометрическими размерами цилиндров и большей частотой вращения коленчатого вала.

При прочих равных условиях большие значения ϵ характерны для дизелей с малыми геометрическими размерами цилиндров и большей частотой вращения коленчатого вала.

II. Состав смеси, характеризуемый коэффициентом избытка воздуха α .

Для двигателей с искровым зажиганием:

- $\alpha = 0,85 \dots 0,95$; большие значения коэффициента α относятся к двигателям с лучшими условиями смесеобразования;

- $\alpha = 1$ для двигателей с трехкомпонентным нейтрализатором отработавших газов.

Таблица 1.5

Вид топлива	g_C	g_H	H_u , МДж/кг	μ_r , кг/кмоль
Бензин	0,855	0,145	44,0	115
Дизельное топливо	0,872	0,128	42,6	190

Для *дизелей* выбор коэффициента α зависит от типа КС, способа смесеобразования, наличия или отсутствия наддува:

- для дизелей без наддува с неразделенными КС и объемным или объемно-пристеночным смесеобразованием $\alpha = 1,50 \dots 1,60$;
- для дизелей без наддува с неразделенными КС и пристеночным смесеобразованием $\alpha = 1,45 \dots 1,55$;
- для дизелей с наддувом значение α увеличивается на $0,2 \dots 0,3$ единицы по сравнению с аналогичным вариантом безнаддувного двигателя.

12. Элементный состав топлива задается в массовых долях, показывающих содержание в нем углерода и водорода g_{C_0}, g_{H_0} , а иногда и кислорода (g_{O_r}) для кислородсодержащих топлив.

Кроме того, задается и низшая теплота сгорания H_u , МДж/кг.

Если эти данные не указаны в задании на курсовое проектирование, можно использовать данные табл. 1.5, в которой приведены ориентировочные значения массовых долей g_C, g_H , а также значения низшей теплоты сгорания H_u и кажущейся молярной массы топлива μ_r .

13. Возможный прототип двигателя и источники информации о нем.

Объем необходимого исходного материала определяется руководителем проекта. Если какая-либо из указанных позиций не определена в задании, студент должен выбрать ее самостоятельно с учетом приведенных рекомендаций и согласовать с руководителем проекта.

1.2. Расчет характеристик рабочего тела

Количество свежей смеси. Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания топлива, рассчитывается на основе массового состава топлива в килограммах воздуха на килограмм топлива:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} g_C + 8 g_H - g_{O_r} \right);$$

или в киломолях воздуха на килограмм топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_{O_r}}{32} \right).$$

Действительное количество воздуха, участвующего в сгорании, равно αL_0 , кг возд./кг топл. или αL_0 , кмоль возд./кг топл.

Количество свежей смеси для ДСИЗ, кмоль возд./кг топл.,

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}.$$

Количество свежей смеси для дизелей, кмоль возд./кг топл.,

$$M_1 = \alpha L_0.$$

Состав и количество продуктов сгорания. Состав и количество продуктов сгорания рассчитываются с использованием данных о составе топлива и о коэффициенте избытка воздуха α . Расчет проводится в киломолях на 1 кг топлива (кмоль/кг).

Для двигателей с искровым зажиганием при $\alpha < 1$ считаем, что количество свободного водорода M_{H_2} однозначно связано с количеством оксида углерода CO соотношением $K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = 0,50$.

Тогда количество продуктов сгорания определяется следующим образом:

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \quad M_{CO_2} = \frac{g_C}{12} - M_{CO};$$

$$M_{H_2} = K M_{CO}; \quad M_{H_2O} = \frac{g_H}{2} - M_{H_2}; \quad M_{N_2} = 0,79\alpha L_0.$$

Суммарное количество продуктов сгорания, кмоль,

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}.$$

Для дизелей количество продуктов сгорания определяется в виде

$$M_{CO_2} = \frac{g_C}{12}; \quad M_{H_2O} = \frac{g_H}{2}; \quad M_{N_2} = 0,79\alpha L_0;$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0.$$

Суммарное количество продуктов сгорания, кмоль,

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}.$$

Молярные доли компонентов продуктов сгорания определяются следующим образом:

$$r_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_2}; \quad r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}; \quad r_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{M_2};$$

$$r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}; \quad r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}; \quad r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}.$$

Проверка правильности определения значений выполняется по зависимости $\sum r_i = 1$.

Теоретический коэффициент молярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}.$$

Для двигателей с искровым зажиганием $\mu_0 = 1,02 \dots 1,12$.

Для дизелей $\mu_0 = 1,01 \dots 1,06$.

Меньшие значения μ_0 соответствуют большим значениям α .

1.3. Расчет процессов газообмена

Условия на впуске в цилиндр. Значения атмосферного давления и температуры окружающей среды на входе в двигатель задаются: $p_0 = 0,1$ МПа; $T_0 = 298$ К. (Руководитель проекта может изменить значения p_0 и T_0 .)

Для ДВС без наддува заданные значения p_0 и T_0 считаются равными значениям давления p_k и температуры T_k рабочего тела перед впускными органами, т.е. $p_k = p_0$ и $T_k = T_0$.

Для ДВС с наддувом в качестве давления p_k и температуры T_k рабочего тела перед впускными органами принимаются значения давления и температуры после компрессора или после охладителя наддувочного воздуха при наличии последнего. (Необходимые рекомендации приводятся в подразд. 1.12.)

Плотность заряда на впуске определяется в следующем виде, кг/м³:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} \quad \text{или} \quad \rho_k = \frac{p_k}{RT_k},$$

где R — газовая постоянная воздуха, $R = 287$ Дж/(кг · К).

Для ДВС с наддувом расчет давления p_k и температуры T_k перед впускными органами приводится далее.

Исходные данные для расчета процессов газообмена. При расчете процессов газообмена на основании статистических данных задаются:

- параметры остаточных газов — давление p_r , МПа, и температура T_r , К. Для ДВС с наддувом значение p_r рассчитывается, а температура T_r ограничивается значением 923 К (см. подразд. 1.12);
- температура подогрева свежего заряда на впуске ΔT , К;
- суммарный фактор сопротивления впускного тракта $\beta^2 + \xi$, где β — коэффициент затухания скорости потока смеси, ξ — коэффициент сопротивления впускной системы;
- средняя за процесс впуска скорость смеси в наименьшем сечении впускного тракта (в клапане) v , м/с;
- отношение теплоемкости остаточных газов к теплоемкости свежего заряда воздуха при постоянном давлении, т.е.

$$\varphi = c'_p / c_p;$$

- коэффициент дозарядки φ_1 .

Ориентировочные значения исходных параметров (для расчета процессов газообмена) приведены в табл. 1.6.

Давление рабочего тела в конце такта выпуска (p_a). Давление p_a определяется значением гидравлических потерь Δp_a во впускном трубопроводе, МПа:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a.$$

Для дизелей с наддувом в формулу для определения p_a следует подставлять значение давления p_k .

Значение гидравлических потерь Δp_a зависит от скорости v потока смеси и сопротивления впускной системы, МПа:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi) \frac{v^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-6}.$$

Для дизелей с наддувом в формулу для определения Δp_a следует подставлять значение плотности ρ_k .

Проверка правильности определения значения p_a :

- для ДсИЗ — $p_a = (0,8 \dots 0,9)p_0$;
- для дизелей — $p_a = (0,85 \dots 0,95)p_0$;
- для дизелей с газотурбинным наддувом — $p_a = (0,87 \dots 0,97)p_k$.

Значение p_a увеличивается с уменьшением $n_{\text{ном}}$ и уменьшением сопротивления впускного тракта.

Коэффициент остаточных газов. Коэффициент γ остаточных газов зависит от их давления и температуры (p_r и T_r), подогрева заряда ΔT , температуры окружающей среды T_0 и степени сжатия ε :

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}.$$

Значение коэффициента γ :

- уменьшается с увеличением степени сжатия (ε) и температуры остаточных газов (T_r);
- возрастает с увеличением давления остаточных газов (p_r) и частоты вращения коленчатого вала (n).

Для дизелей с наддувом в формулу для определения коэффициента γ вместо температуры T_0 следует подставлять значение температуры T_k и рассчитанное значение давления p_r .

Температура рабочей смеси в конце такта выпуска (T_a). Температура T_a зависит от температуры воздуха на входе в двигатель T_0 , а также от температуры подогрева заряда во впускном трубопроводе ΔT и температуры его подогрева в цилиндре от остаточных газов (этот подогрев зависит от значений γ и T_r), К:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \varphi \varphi_1 \gamma T_r}{1 + \gamma \varphi_1}.$$

Таблица 1.6

Исходные расчетные параметры	ДсИЗ	Дизель без наддува	Примечания
p_r^* , МПа	$p_r = (1,05 \dots 1,25)p_0$	$p_r = (1,05 \dots 1,25)p_0$	Бóльшие значения p_r характерны для более высоких скоростных режимов и большего сопротивления на выпуске
T_r^* , К	900 ... 1 100	700 ... 900	Значение T_r меньше: при меньших значениях ε ; меньше $\alpha < 1$ и увеличении $\alpha > 1$ (для ДсИЗ); при больших значениях α (в дизелях); уменьшения n
ΔT^* , К	0 ... 20	15 ... 40	Значение ΔT меньше: при больших значениях n ; при распределенном впрыскивании бензина в ДсИЗ. Значение ΔT выше в ДВС с воздушным охлаждением
$\beta^2 + \xi$	2,5 ... 4,0	2,5 ... 3,5	Значение $\beta^2 + \xi$ меньше: при распределенном впрыскивании бензина в ДсИЗ (не более 3,5); при двух и трех впускных клапанах
v , м/с	60 ... 100 (при распределенном впрыскивании не более 80 ... 85)	50 ... 80	Меньшие значения v характерны для: ДВС с меньшими значениями $n_{\text{полн}}$; ДсИЗ с распределенным впрыскиванием бензина; ДВС, имеющих два и более впускных клапана на цилиндр

φ	1,00 ... 1,03	1,00 ... 1,02	Значение φ уменьшается с увеличением α
φ_1	1,03 ... 1,06		Бóльшие значения φ_1 характерны для: ДсИЗ с распределенным впрыскиванием бензина и с управляемым динамическим наддувом

* Для дизелей с наддувом см. соответствующий раздел.

Таблица 1.7

Расчетные параметры	ДВС с искровым зажиганием		Дизели без наддува	
	Центральное впрыскивание	Распределенное впрыскивание	$n = 1800 \dots 2600 \text{ мин}^{-1}$	$n = 3000 \dots 4500 \text{ мин}^{-1}$
p_a , МПа	0,08 ... 0,09	0,085 ... 0,095	0,085 ... 0,095	0,085 ... 0,095
T_a , К	325 ... 360	310 ... 340	310 ... 350	300 ... 340
γ	0,06 ... 0,10	0,04 ... 0,06	0,03 ... 0,06	0,03 ... 0,06
η_b	0,75 ... 0,82	0,80 ... 0,90	0,82 ... 0,92	0,80 ... 0,90

Для дизелей с наддувом в формулу для определения температуры T_a вместо значения T_0 следует подставлять значение T_k .

Значение температуры T_a зависит от значений T_0 (T_k), ΔT , γ и мало зависит от температуры остаточных газов T_r .

Бóльшие значения температуры T_a имеют двигатели с воздушным охлаждением.

Меньшие значения температуры T_a имеют быстроходные двигатели и ДсИЗ с распределенным впрыскиванием бензина.

Коэффициент наполнения. Коэффициент наполнения η_v рассчитывается по заданным значениям p_0 , T_0 , ε , ΔT , φ_1 и по ранее рассчитанным значениям p_a , T_a и γ :

$$\eta_v = \varphi_1 \frac{p_a}{p_0} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{T_0}{T_a(1 + \varphi_1 \gamma)} = \varphi_1 \frac{p_a}{p_0} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \varphi \varphi_1 \gamma T_r}.$$

Для дизелей с наддувом в формулу для определения коэффициента η_v вместо значений p_0 и T_0 следует подставлять давление p_k и температуру T_k .

Ориентировочные значения основных расчетных параметров процессов газообмена приведены в табл. 1.7.

Коэффициент наполнения η_v :

- возрастает с увеличением давления p_a и уменьшается при увеличении температуры ΔT (T_a) и увеличении коэффициента γ ;
- возрастает при использовании управляемых впускных систем, а также регулируемых фаз газораспределения;
- возрастает при использовании распределенного впрыскивания бензина в ДсИЗ по сравнению с использованием центрального впрыскивания;
- существенно зависит от фаз газораспределения;
- как правило, уменьшается с увеличением номинальной частоты вращения $n_{\text{ном}}$.

1.4. Расчет процесса сжатия

При расчете процесса сжатия предполагается, что он протекает в течение всего хода поршня от нижней мертвой точки (НМТ) до верхней мертвой точки (ВМТ). Сам процесс сжатия считается политропным с постоянным показателем политропы n_1 .

Выбор показателя политропы сжатия. Значения показателя политропы сжатия n_1 принимаются с использованием данных, имеющих в [2].

При выборе значения показателя политропы сжатия следует иметь в виду, что все факторы, способствующие усилению теплоотдачи от заряда к стенкам цилиндра и КС, а также утечки рабочего тела через кольца и клапаны уменьшают значение n_1 . Аналогично все факторы,

уменьшающие теплоотдачу от заряда и усиливающие подвод к нему теплоты, увеличивают n_1 .

Значение n_1 возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала вследствие уменьшения времени теплообмена со стенками и повышения температуры деталей цилиндропоршневой группы, а также вследствие уменьшения утечек заряда.

Бóльшие значения n_1 характерны для двигателей с воздушным охлаждением.

Меньшие значения n_1 характерны для двигателей с жидкостным охлаждением, а также для двигателей с поршнями и головками цилиндров из алюминиевых сплавов, которые обеспечивают более интенсивную теплопередачу.

Уменьшение относительной поверхности охлаждения ($F_{\text{пов}}/V_h$, где $F_{\text{пов}}$ — площадь поверхности; V_h — рабочий объем) снижает теплоотдачу от заряда и увеличивает n_1 , следовательно, значение n_1 больше:

- в двигателях с бóльшими геометрическими размерами и в короткоходных двигателях;
- в ДсИЗ с шатровыми, полусферическими и полисферическими камерами сгорания;
- в дизелях с полуразделенными камерами сгорания и пристеночным смесеобразованием, так как в последних уменьшается относительная площадь наиболее интенсивно охлаждаемой поверхности.

С увеличением степени сжатия ε двигателя:

- повышается температура рабочего тела и увеличивается отвод теплоты от него;
- увеличивается относительная поверхность охлаждения ($F_{\text{пов}}/V_h$);
- повышается температура рабочего тела, что, в свою очередь, увеличивает разность температур газов и стенок, способствуя тем самым усилению теплоотвода в стенку;
- увеличивается теплоемкость рабочего тела, что, в свою очередь, уменьшает значение показателя политропы сжатия n_1 ;
- увеличиваются утечки рабочего тела через зазоры в цилиндропоршневой группе вследствие увеличения давления.

Все эти факторы приводят к тому, что с увеличением степени сжатия ε средний показатель политропы n_1 уменьшается.

Ориентировочные значения показателя политропы сжатия для различных типов ДВС приведены в табл. 1.8.

Расчет параметров рабочего тела в конце процесса сжатия. Параметры рабочего тела в конце процесса сжатия рассчитываются по следующим известным из курса термодинамики зависимостям:

$$p_c = \varphi_1 p_a \varepsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}.$$

Ориентировочные значения параметров рабочего тела в конце процесса сжатия приведены в табл. 1.8.

Параметры	ДсИЗ	Дизели без наддува		
		с жидкостным охлаждением $n = 1\,800 \dots 2\,600 \text{ мин}^{-1}$	с жидкостным охлаждением $n = 3\,000 \dots 4\,500 \text{ мин}^{-1}$	с воздушным охлаждением $n = 1\,800 \dots 2\,200 \text{ мин}^{-1}$
n_1	1,34 ... 1,38	1,34 ... 1,37	1,36 ... 1,39	1,38 ... 1,40
p_c , МПа	1,40 ... 2,60	3,50 ... 5,00	4,00 ... 6,50	4,00 ... 5,50
T_c , К	650 ... 850	800 ... 950	850 ... 1 150	1 000 ... 1 150

Среди ДсИЗ более высокие значения давления p_c и температуры T_c имеют двигатели с большими значениями степени сжатия ϵ и большей частотой вращения n коленчатого вала.

Среди дизелей большие значения p_c и T_c имеют быстроходные двигатели с камерой в поршне.

1.5. Расчет процесса сгорания

Целью данного расчета является определение максимального давления и соответствующей ему температуры в процессе сгорания с использованием уравнения 1-го закона термодинамики.

Определение теплоты сгорания рабочей смеси. Теплота сгорания рабочей смеси $H_{см}$ определяется количеством энергии, выделяющейся при сгорании 1 кг этой смеси. Значение $H_{см}$ в пересчете на 1 кмоль рабочей смеси в дальнейшем используется в уравнении первого закона термодинамики для процесса сгорания.

Для ДсИЗ теплота сгорания рабочей смеси, МДж/кмоль, определяется по формуле

$$H_{см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma)},$$

где H_u — низшая теплота сгорания 1 кг топлива, МДж/кг; M_1 — количество свежего заряда на 1 кг топлива, кмоль/кг; γ — коэффициент остаточных газов.

Потери теплоты (в пересчете на 1 кг топлива), МДж/кг, вследствие неполноты сгорания топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha < 1$

$$\Delta H_u = 114(1 - \alpha)L_0.$$

Для дизелей, у которых $\alpha > 1$, потери теплоты вследствие неполноты сгорания смеси отсутствуют

$$H_{\text{см}} = \frac{H_u}{M_1(1+\gamma)}.$$

Необходимое для дальнейших расчетов значение действительного коэффициента молярного изменения рабочей смеси определяется по формуле

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}.$$

Далее расчет необходимо выполнять отдельно для ДсИЗ и дизелей.

Определение максимального давления (p_z) и соответствующей ему температуры (T_z) для ДсИЗ. В целях упрощения расчетов кривая изменения давления в процессе подвода теплоты в ДсИЗ заменяется изохорой (рис. 1.1). Такая замена позволяет вместо действительного рабочего цикла ДсИЗ рассматривать цикл в процессе с подводом теплоты при постоянном объеме ($V = \text{const}$).

В этом случае уравнение 1-го закона термодинамики для процесса подвода теплоты (в пересчете на 1 кг топлива) будет иметь вид

$$\xi_z [H_u - (\Delta H_u)_{\text{хим}}] = u_z - u_c, \quad (1.1)$$

где ξ_z — коэффициент активного тепловыделения в точке z (в точке окончания расчетного процесса подвода теплоты на рис. 1.1); u_z — внутренняя энергия рабочего тела в точке z , МДж/кг; u_c — внутренняя энергия рабочего тела в точке c (в точке окончания расчетного процесса сжатия), МДж/кг.

Коэффициент активного тепловыделения ξ_z показывает, какая часть теплоты топлива пошла на увеличение внутренней энергии рабочего тела на участке от начала расчетного тепловыделения (точка c) до точки z .

Для ДсИЗ коэффициент активного тепловыделения является единственным параметром, который должен задаваться до проведения расчета.

В современных ДсИЗ с распределенным впрыскиванием с $\varepsilon = 9 \dots 11$ и $n = 5\,000 \dots 6\,000 \text{ мин}^{-1}$ значение коэффициента ξ_z задается в пределах $0,82 \dots 0,90$, причем при выборе значения ξ_z необходимо учитывать, что все факторы, способствующие в процессе сгорания росту теплоотдачи от рабочего тела к стенкам КС, и факторы, снижающие скорость сгорания или усиливающие догорание топлива, а также утечки рабочего тела через кольца и клапаны, уменьшают значение ξ_z :

- с увеличением частоты вращения коленчатого вала уменьшается время теплообмена рабочего тела со стенками КС, повышаются температура деталей цилиндропоршневой группы и скорость сгорания топлива, а также снижаются утечки рабочего тела. Однако из-за уменьшения времени, отводимого на сгорание топлива, увеличива-

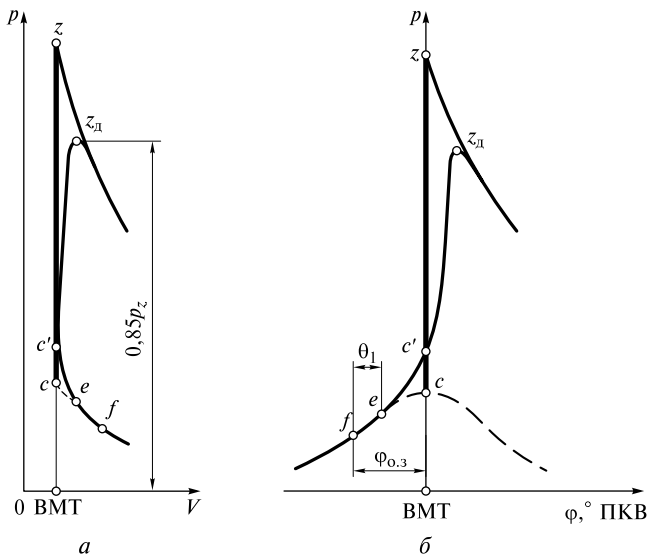


Рис. 1.1. Характерные точки рабочего цикла ДсИЗ:

a — на диаграмме в координатах $p-V$; b — на диаграмме в координатах $p-\varphi$; $\varphi_{0.3}$ — угол опережения зажигания; φ — угол поворота коленчатого вала (ПКВ)

ется фаза его догорания на линии расширения. Следовательно, с увеличением частоты вращения коленчатого вала значение ξ_z уменьшается;

- меньшие значения ξ_z характерны для двигателей с жидкостным охлаждением, а также для двигателей с поршнями и головками цилиндров из алюминиевых сплавов, так как эти факторы способствуют усилению теплоотдачи от рабочего тела к стенкам КС;
- большие значения ξ_z характерны для двигателей с воздушным охлаждением.

При увеличении степени сжатия ϵ двигателя увеличивается скорость сгорания топлива, что должно бы приводить к увеличению коэффициента ξ_z . Однако на практике с увеличением значения ϵ , как правило, происходит уменьшение коэффициента ξ_z , поскольку:

- возрастает отношение площади поверхности КС к ее объему ($F_{к.с}/V_c$), что увеличивает объем пристеночного слоя, в котором происходит гашение пламени, и затягивает процесс сгорания топлива;
- повышается максимальная температура цикла T_z , что усиливает диссоциацию продуктов сгорания и теплоотдачу от рабочего тела в стенки;
- повышается максимальное давление рабочего цикла, что увеличивает утечки рабочего тела.

Меньшие значения коэффициента ξ_z характерны для двигателей, использующих состав смеси с $\alpha = 0,90 \dots 0,95$ на номинальном режиме работы. Это объясняется влиянием диссоциации продуктов сгорания, которая максимальна при составах смеси, близких к стехиометрическому.

Значение коэффициента ξ_z зависит также от типа камеры сгорания:

- бóльшие значения ξ_z характерны для шатровых и полисферических КС, имеющих минимальное отношение $(F_{к.с.}/V_c)$;
- меньшие значения ξ_z характерны для плоскоооальных и клиновых (или полуклиновых) КС, имеющих мощные вытеснители, обеспечивающие интенсивное движение свежего заряда.

После приведения уравнения (1.1) к рабочему виду получим

$$\xi_z H_{см} + \frac{U_c + \gamma U_c''}{1 + \gamma} = \mu U_z'', \quad (1.2)$$

где U_c — внутренняя энергия одного киломоля воздуха при температуре T_c в точке c , МДж/кмоль; U_c'' — внутренняя энергия одного киломоля продуктов сгорания при температуре T_c , МДж/кмоль; U_z'' — внутренняя энергия одного киломоля продуктов сгорания при температуре T_z , МДж/кмоль.

Определение максимальной температуры T_z цикла сгорания топлива сводится к решению уравнения (1.2). Часть параметров, входящих в левую часть этого уравнения, была задана (ξ_z) или рассчитана ранее (γ , μ , $H_{см}$).

Значение внутренней энергии отработавших газов U_c'' при температуре T_c определяется с учетом объемных долей компонентов этих газов (r_i) и их внутренней энергии (U_{c_i}''):

$$U_c'' = \sum r_i U_{c_i}'' = r_{CO_2} U_{c_{CO_2}}'' + r_{H_2O} U_{c_{H_2O}}'' + r_{N_2} U_{c_{N_2}}'' + r_{CO} U_{c_{CO}}'' + r_{H_2} U_{c_{H_2}}'',$$

где r_i — объемные доли продуктов сгорания.

Значения $U_{c_{CO_2}}''$, $U_{c_{H_2O}}''$, $U_{c_{N_2}}''$, $U_{c_{CO}}''$, $U_{c_{H_2}}''$ при температуре T_c находим по таблице из прил. 1 (здесь же приведены значения внутренней энергии воздуха U_c при температуре $t = t_c$).

Обозначив левую часть уравнения (1.2) как F_1 , найдем истинное значение внутренней энергии продуктов сгорания в рабочем цикле двигателя:

$$U_z'' = \frac{F_1}{\mu}. \quad (1.3)$$

Значение U_z'' зависит от температуры T_z и состава рабочего тела, поэтому уравнение (1.2) решается *методом последовательных приближений*, который заключается в следующем.

Задав значение $T_z = T_{z1}$ в пределах реального ее диапазона, найдем

$$U''_{z1} = \sum r_i U''_{z_i} = r_{\text{CO}_2} U''_{z \text{CO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} U''_{z \text{H}_2\text{O}} + r_{\text{N}_2} U''_{z \text{N}_2} + r_{\text{CO}} U''_{z \text{CO}} + r_{\text{H}_2} U''_{z \text{H}_2}. \quad (1.4)$$

Значения $U''_{z \text{CO}_2}$, $U''_{z \text{H}_2\text{O}}$, $U''_{z \text{N}_2}$, $U''_{z \text{CO}}$, $U''_{z \text{H}_2}$ находим по таблице из прил. 1 для температуры T_{z1} , переводя ее в градусы Цельсия ($^{\circ}\text{C}$).

Вычисленное по уравнению (1.4) значение U''_{z1} сравним со значением U''_z , найденным по уравнению (1.3). Если $U''_{z1} < U''_z$, то при выполнении следующего шага последовательных приближений задаем значением $t_{z2} > t_{z1}$ и повторяем расчет для вычисления следующего значения U''_{z2} . Если при этом окажется, что $U''_{z2} > U''_z$, то для получения истинного значения t_z (T_z) достаточно на рис. 1.2 точки U''_{z1} и U''_{z2} соединить прямой линией и в точке пересечения этой линии с прямой U''_z найти значение t_z .

Результаты выполненных расчетов представим в виде табл. 1.9.

Вычислить температуру t_z можно также, составив соотношения прямой пропорциональности по графику, приведенному на рис. 1.2.

Рассмотрим теперь аналитическое определение температуры t_z . Используем для этого аналитические зависимости средних молярных теплоемкостей при постоянном объеме компонентов продуктов сгорания от температуры t_z . Эти зависимости носят линейный характер, значит, их можно записать в виде

$$\mu_{cvi} = a_i + b_i t_z. \quad (1.5)$$

Значения коэффициентов a_i и b_i для различных газов приведены в прил. 2.

Аналогично представим среднюю молярную теплоемкость смеси продуктов сгорания с учетом объемных долей компонентов:

$$\mu_{cv} = A + B t_z. \quad (1.6)$$

Здесь

$$A = \sum (a_i r_i) = a_{\text{CO}_2} r_{\text{CO}_2} + a_{\text{H}_2\text{O}} r_{\text{H}_2\text{O}} + a_{\text{N}_2} r_{\text{N}_2} + a_{\text{CO}} r_{\text{CO}} + a_{\text{H}_2} r_{\text{H}_2};$$

$$B = \sum (b_i r_i) = b_{\text{CO}_2} r_{\text{CO}_2} + b_{\text{H}_2\text{O}} r_{\text{H}_2\text{O}} + b_{\text{N}_2} r_{\text{N}_2} + b_{\text{CO}} r_{\text{CO}} + b_{\text{H}_2} r_{\text{H}_2}.$$

Таблица 1.9

Параметры	CO ₂	CO	N ₂	H ₂	H ₂ O	Воздух	U''_z
r_i	r_{CO_2}	r_{CO}	r_{N_2}	r_{H_2}	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	—	—
t_c	$U''_{c \text{CO}_2}$	$U''_{c \text{CO}}$	$U''_{c \text{N}_2}$	$U''_{c \text{H}_2}$	$U''_{c \text{H}_2\text{O}}$	U_c	U''_z
t_{z1}	$U''_{1z \text{CO}_2}$	$U''_{1z \text{CO}}$	$U''_{1z \text{N}_2}$	$U''_{1z \text{H}_2}$	$U''_{1z \text{H}_2\text{O}}$	—	U''_{z1}
t_{z2}	$U''_{2z \text{CO}_2}$	$U''_{2z \text{CO}}$	$U''_{2z \text{N}_2}$	$U''_{2z \text{H}_2}$	$U''_{2z \text{H}_2\text{O}}$	—	U''_{z2}

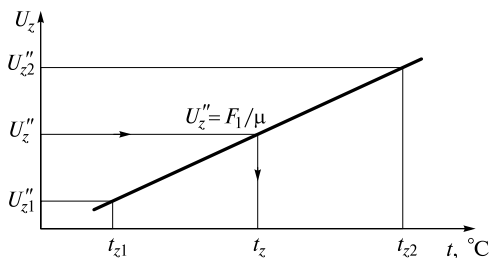


Рис. 1.2. Определение t_z в ДсИЗ методом последовательных приближений

Значение внутренней энергии продуктов сгорания при температуре t_z определим по формуле

$$U_z'' = (A + Bt_z)t_z. \quad (1.7)$$

Введем обозначение $D = \frac{F_1}{\mu} = U_z''$ и приведем уравнение (1.7) к виду

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

откуда найдем значение температуры:

$$t_z = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4BD}}{2B}.$$

Для определения теоретического максимального давления сгорания p_z в ДсИЗ найдем степень повышения давления:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \mu \frac{T_z}{T_c},$$

откуда

$$p_z = \lambda p_c.$$

Ориентировочные расчетные значения основных параметров процесса сгорания в ДсИЗ приведены в табл. 1.10.

Бóльшие значения p_z и T_z и меньшие значения λ относятся к двигателям с распределенным впрыскиванием бензина, с динамическим наддувом и с большими степенями сжатия.

Необходимое для выполнения динамических и прочностных расчетов действительное значение максимального давления $p_{zл}$ определяем с учетом увеличения объема над поршнем двигателя к моменту достижения этого значения:

$$p_{zл} = 0,85p_z.$$