

МИНИСТЕРСТВО ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ СССР

КИЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

Ю. И. ШВЕЦ, Г. Я. КУПЧИК,
Н. И. ШПАКОВИЧ

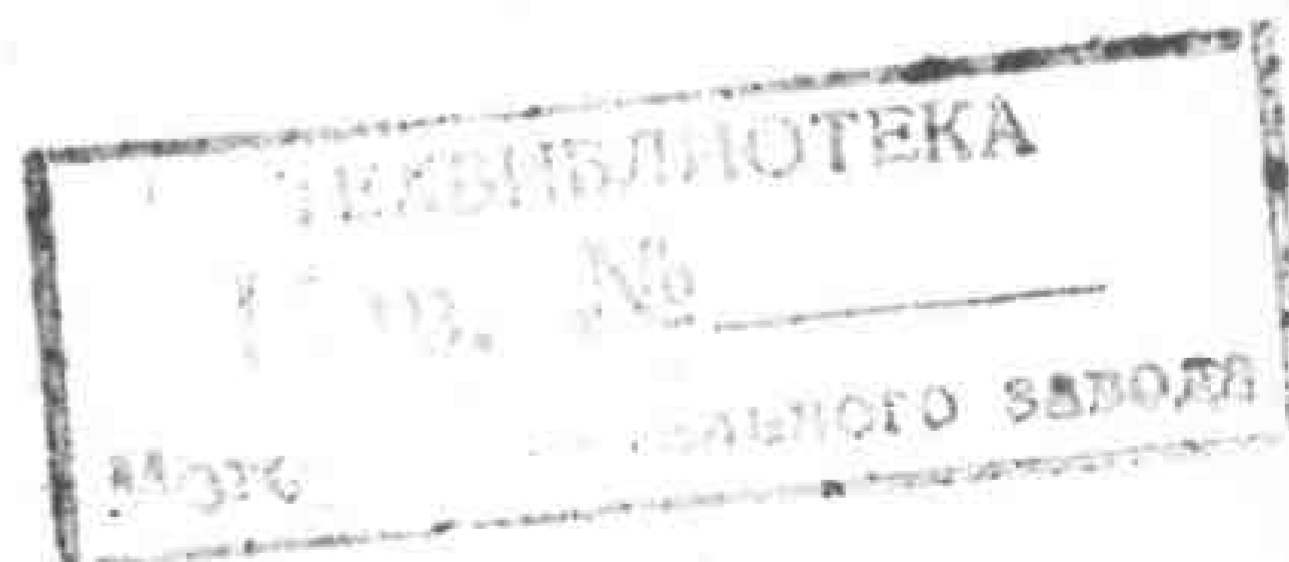
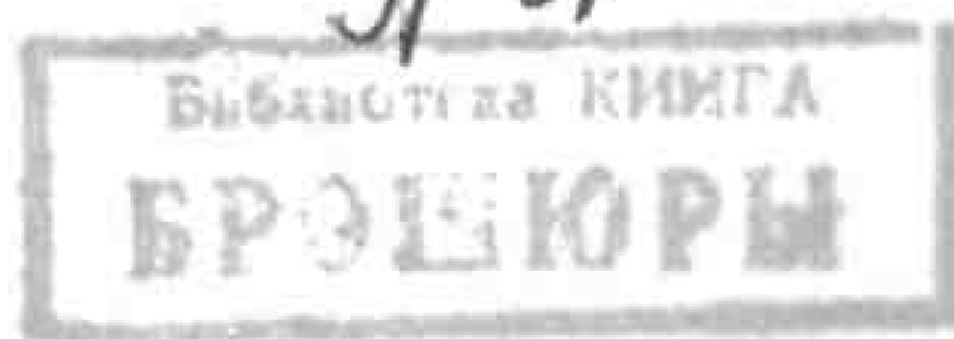
ТЕОРИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ЧАСТЬ I

ПОРШНЕВЫЕ
ДВИГАТЕЛИ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИИ

ДЧ 6843



КИЕВ — 1971

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Глава 1. Циклы авиационных поршневых двигателей	5
§ 1. Принцип работы поршневого двигателя	5
§ 2. Идеальный цикл	8
§ 3. Действительный цикл	13
§ 4. Теоретический цикл	16
§ 5. Термохимический расчет цикла	19
Глава 2. Рабочий процесс четырехтактного двигателя легкого топлива	23
§ 1. Процесс наполнения	24
§ 2. Процесс сжатия	32
§ 3. Процесс сгорания	34
§ 4. Термодинамический расчет процесса сгорания	39
§ 5. Процесс расширения	44
§ 6. Процесс выпуска	45
Глава 3. Мощность и экономичность двигателя	46
§ 1. Индикаторная мощность и индикаторный удельный расход топлива	46
§ 2. Эффективная мощность и экономичность	51
Глава 4. Характеристика авиационных поршневых двигателей	54
§ 1. Внешние характеристики	54
§ 2. Дроссельные, или винтовые, характеристики	55
§ 3. Высотные характеристики	57
Глава 5. Тепловой расчет авиационного поршневого двигателя	62
§ 1. Выбор исходных данных для расчета	62
§ 2. Расчет невысотного поршневого двигателя	65
§ 3. Расчет высотного двигателя	71
Литература	79

Редактор *Л. С. Стаквель*

Технический редактор *С. Н. Коротких*

Корректор *Н. Ф. Карклиныш*

БФ 07410. Сдано в набор 13.X 1970 г. Подписано к печати 7.I 1971 г. Формат бумаги 60×90^{1/16}. 5 физ. п. л. 5 усл. п. л. Зак. 902. Тираж 2500. Цена 35 коп. Бумага типографская № 3.

Типография РИО КИИГА. Киев, Нежинская, 12—18.

В работе изложены основы теории и расчета поршневых авиационных двигателей. Основное внимание уделено выяснению физической сути процессов, происходящих в поршневом авиадвигателе, а также вопросам работы двигателя в условиях, отличных от расчетных.

В заключительной главе даны порядок и примеры проектного и проверочного расчетов поршневых двигателей. Последнее может быть использовано при выполнении курсовых работ.

Утверждено на заседании секции аэрогидромеханики и теории авиадвигателей редсовета КНИГА 23 июня 1969 г.



ПРЕДИСЛОВИЕ

Наш век называют веком атомной энергии и реактивной техники. Развитие современной реактивной техники началось на мощном и крепком фундаменте, заложенном и построенном в первой трети нашего века. Этим фундаментом было зарождение, развитие и доведение до совершенства летательных аппаратов тяжелее воздуха, «мускулами» которых был воздушный винт, вращаемый поршневым авиационным двигателем.

Замечательные успехи, достигнутые авиацией в первый период своего развития, стали возможны благодаря тому, что поршневой двигатель прошел блистательный путь от неуклюжего агрегата до двигателя, явившегося вершиной технического прогресса своего времени. В зените своего развития поршневой двигатель представлял собой легкий, надежный и экономичный источник мощности, оснащенный сравнительно сложной автоматикой. Большой вклад в развитие авиационных поршневых двигателей сделан учеными нашей страны и конструкторскими коллективами, возглавляемыми А. Н. Микулиным, В. Я. Климовым, А. Д. Швецовым. Но развитие авиации, как и любой области техники, подчинено определенным физическим законам. Изучив эти законы, ученые пришли к выводу, что дальнейший прогресс авиации будет невозможен, если источником тяги будет воздушный винт, вращаемый поршневым авиадвигателем.

«На смену эре аэропланов винтовых придет эра аэропланов реактивных» — таким видел путь развития авиации К. Э. Циолковский.

Зарождение и развитие гражданской авиации в нашей стране также тесно связано с поршневой авиацией. В первую половину века в ГА использовались исключительно самолеты с поршневыми двигателями. Но Аэрофлот сегодняшнего дня — это не только трансконтинентальные лайнеры и изящные реактивные самолеты местных авиалиний. Это также скромная

и незаметная «малая авиация»: самолет, обрабатывающий посе́вы, вертолет санитарной авиации и т. д. «Малая авиация» оснащена успешно до сих пор работающими поршневыми двигателями.

Грамотная и успешная эксплуатация поршневых авиадвигателей возможна только в случае хорошего знания теории и конструкции этих двигателей.

Предлагаемое учебное пособие содержит основы теории авиационных поршневых двигателей в объеме, предусмотренном программой подготовки инженеров по эксплуатации самолетов и авиадвигателей, и предназначено для студентов механического факультета.

глава I

ЦИКЛЫ АВИАЦИОННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. ПРИНЦИП РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Современные авиационные двигатели внутреннего сгорания являются четырехтактными двигателями легкого топлива с принудительным воспламенением от электрических запальных устройств.

Рабочий цикл в таких двигателях совершается в течение четырех ходов поршня или двух оборотов коленчатого вала. Тепловая энергия, высвободившаяся при сгорании топливо-воздушной смеси в цилиндрах двигателя, преобразуется в механическую путем использования давления газообразных продуктов сгорания на поршень, перемещаемый внутри цилиндра. При помощи шатунно-кривошипного механизма поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала двигателя.

Чтобы обеспечить возможно более полное сгорание топлива, подаваемого в цилиндры двигателя, перед сгоранием цилиндры наполняют смесью воздуха и тонко распыленного топлива с последующим его испарением.

По способу смесеобразования авиационные поршневые двигатели делятся на:

1) двигатели с внешним смесеобразованием, в которых распыл топлива, перемешивание его с воздухом и испарение осуществляются вне цилиндра в специальном агрегате — карбюраторе;

2) двигатели с внутренним смесеобразованием, в которых

топливо в определенный, регулируемый момент подается под высоким давлением, создаваемым специальным насосом, непосредственно в цилиндр двигателя через форсунку. При этом подача топлива регулируется таким образом, чтобы к моменту воспламенения поступившее в цилиндр распыленное топливо успело испариться.

По способу заполнения цилиндров свежей смесью различают:

1. Двигатели без наддува, у которых впуск воздуха или топливовоздушной смеси осуществляется за счет разрежения в цилиндре по отношению к окружающему атмосферному давлению, создаваемого при всасывающем движении поршня в цилиндре.

2. Двигатели с наддувом, у которых наполнение воздухом (или смесью) осуществляется под давлением, создаваемым нагнетателем, с целью увеличения весового количества свежей смеси, а следовательно, повышения удельной мощности двигателя.

Использование нагнетателя обеспечивает сохранение расчетной мощности, примерно постоянной до определенной высоты, в силу чего такие двигатели называются высотными.

На принципиальной схеме четырехтактного двигателя внутреннего сгорания (рис. 1) показаны крайние положения

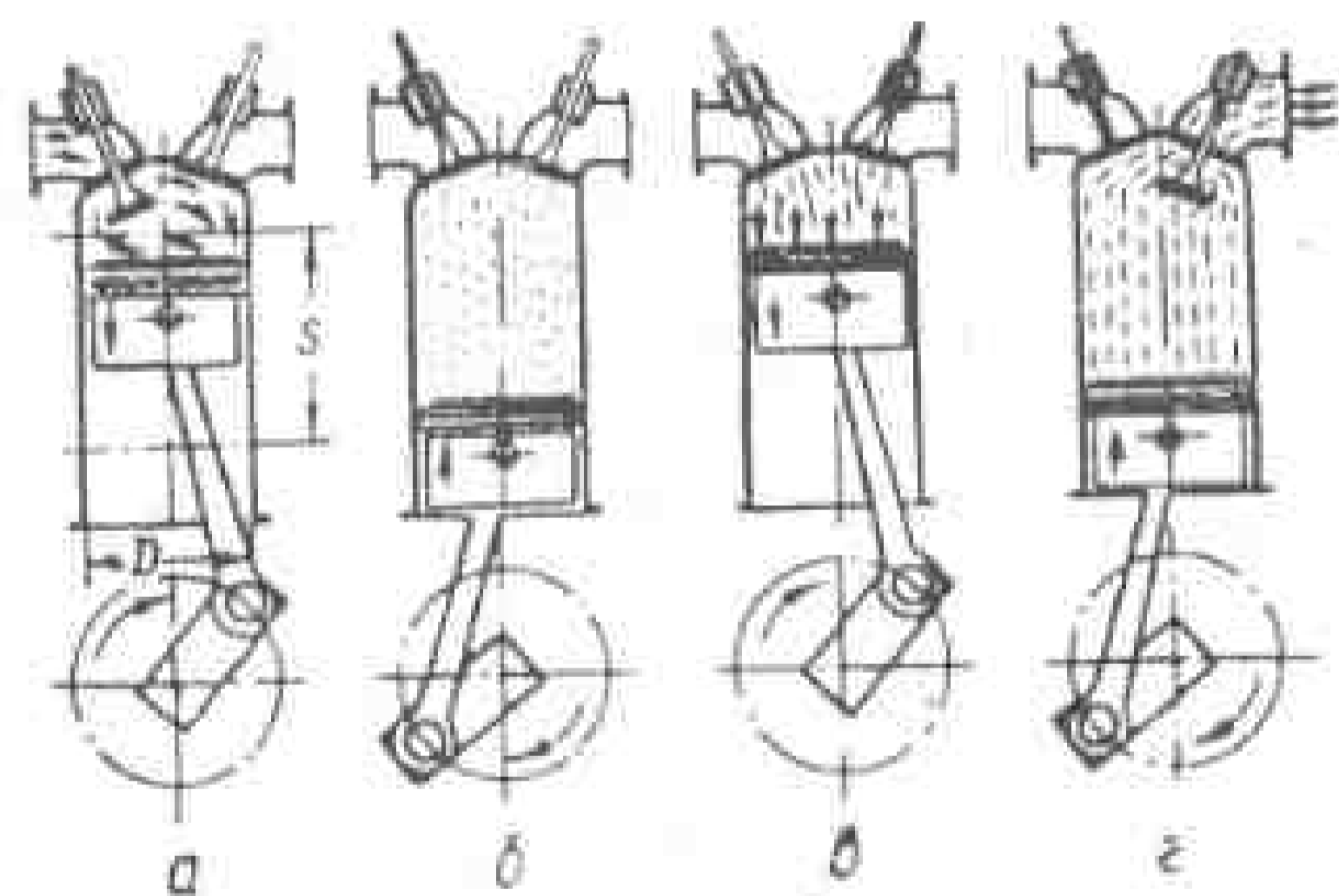


Рис. 1. Схема работы поршневого двигателя.

поршня в цилиндре, соответствующие началу каждого из четырех тактов рабочего цикла (тактом называется часть цикла, происходящая за один ход поршня). Крайнее положение поршня ($\varphi = 0^\circ$), при котором объем рабочего тела минимален, называется верхней мертвой точкой (в. м. т.). Крайнее положение поршня ($\varphi = 180^\circ$), при котором объем рабочего тела

максимален, называется нижней мертвой точкой (н. м. т.).

Расстояние между крайними положениями (в. м. т. и н. м. т.) называется ходом поршня S .

Объем цилиндра над поршнем при его положении в в. м. т. называется объемом пространства сжатия V_c .

Объем цилиндра, соответствующий ходу поршня S , называется рабочим объемом V_h :

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

где D — диаметр цилиндра.

Полным объемом цилиндра V_a является сумма объема пространства сжатия и рабочего объема:

$$V_a = V_c + V_h.$$

Отношение полного объема цилиндра V_a к объему пространства сжатия V_c называется степенью сжатия:

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}.$$

Рабочий цикл в цилиндре происходит за четыре хода поршня (такта), т. е. за два оборота коленчатого вала.

В первом такте (рис. 1, а), поршень перемещается от в. м. т. к н. м. т. При этом через открытый клапан впуска в цилиндр поступает топливо-воздушная смесь (в карбюраторных двигателях) или чистый воздух (в двигателях с непосредственным впрыском топлива). В течение первого такта — впуска — выпускной клапан закрыт.

Второй такт — сжатие (рис. 1, б). Поршень движется от н. м. т. к в. м. т. В период этого такта оба клапана закрыты. При этом происходит сжатие смеси (или воздуха для двигателей с непосредственным впрыском топлива). В момент, когда поршень еще не доходит до в. м. т. ($20-40^\circ$ угла поворота коленчатого вала), осуществляется воспламенение смеси (в двигателях с непосредственным впрыском этому предшествует подача в цилиндр через форсунку топлива и его испарение). Воспламенение смеси до в. м. т. (опережение зажигания) обеспечивает завершение процесса сгорания при положении поршня вблизи в. м. т., т. е. при минимальном объеме пространства сжатия, что способствует лучшему теплоспользованию в цикле.

Третий такт — расширение (рис. 1, в). Поршень под давлением продуктов сгорания перемещается из в. м. т. в н. м. т. Кривошипно-шатунный механизм преобразует поступательное движение поршня во вращательное движение коленвала. В процессе расширения совершается полезная работа, поэтому ход поршня, соответствующий такту расширения, называют также рабочим ходом.

Четвертый такт — выпуск (рис. 1, г). Поршень снова движется к в. м. т. При этом клапан выпуска открывается, и продукты сгорания выталкиваются в атмосферу.

Ниже будет показано, что клапаны впуска и выпуска открываются и закрываются не при крайних положениях поршня, а с некоторым опережением или запаздыванием. Соответствующие углы поворота коленвала, при которых происходит открытие и закрытие клапанов впуска и выпуска, подобраны с целью обеспечения наилучшей очистки цилиндра от продуктов сгорания, максимального наполнения цилиндра свежей смесью и соответственно максимальной эффективности цикла.

§ 2. ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ

Последовательность процессов, протекающих в цилиндре поршневого двигателя за четыре такта, в результате которых происходит преобразование тепловой энергии в механическую работу, называется рабочим, или действительным циклом.

Теоретический анализ рабочего цикла представляет огромные трудности в силу сложной зависимости характера протекания процессов в цилиндре от большого числа факторов.

Анализ основных параметров, характеризующих количественные и качественные показатели цикла, может быть осуществлен после ряда упрощающих допущений:

1. Рабочим телом является воздух, наиболее приближающийся по своим свойствам к совершенному газу.
 2. Процессы сжатия и расширения протекают без теплообмена с внешней средой при отсутствии трения, т. е. адиабатически. При этом трение в цилиндро-поршневой группе и утечки газа отсутствуют.
 3. Теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры и остается постоянной в течение всего цикла.
 4. Сообщение тепла рабочему телу осуществляется извне.
 5. Отвод тепла совершается путем охлаждения рабочего тела в цилиндре.
 6. Процессы наполнения и выпуска не рассматриваются.
- Замкнутый обратимый цикл, построенный в результате принятых допущений, называется идеальным.

Анализ идеального цикла позволяет установить характер

и оценить влияние на показатели работы двигателя таких основных параметров и процессов, как степень сжатия ϵ , способ подвода теплоты (процесс сгорания топлива), наддув и др.

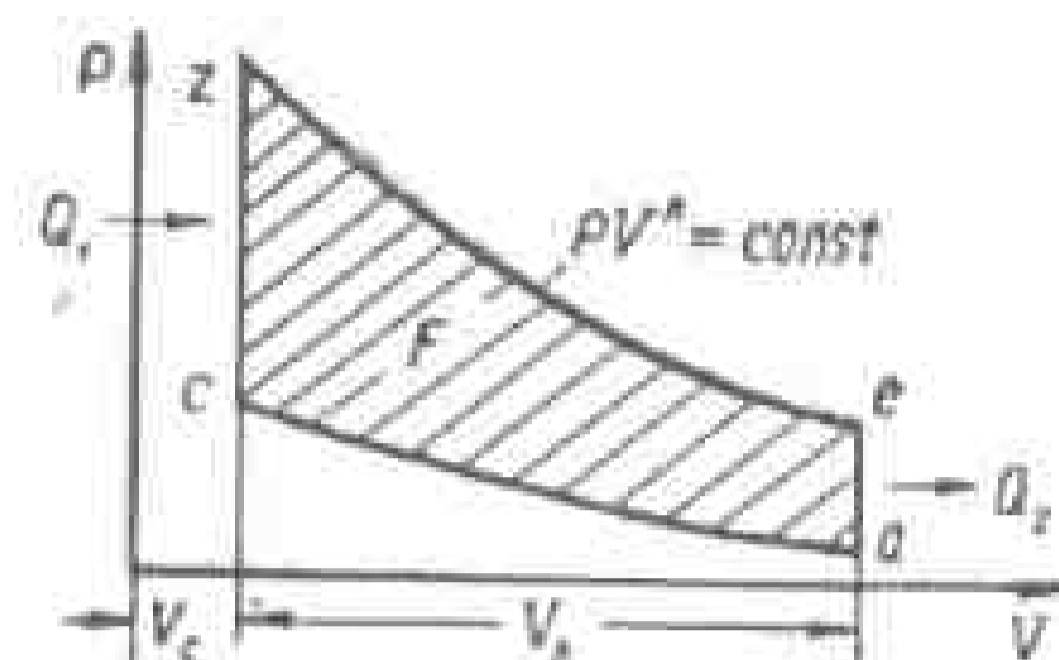


Рис. 2. Диаграмма цикла с подводом тепла при постоянном объеме.

Цикл с подводом тепла при постоянном объеме

Цикл состоит из четырех процессов (рис. 2):

- 1) адиабаты сжатия ($a-c$);
- 2) изохоры с сообщением тепла ($c-z$);
- 3) адиабаты расширения ($z-e$);
- 4) изохоры с отводом тепла ($e-a$).

Площадь диаграммы цикла F представляет собой полезную работу цикла. Отношение тепла, превращенного в полезную работу в идеальном цикле, к подведенному теплу называется термическим к. п. д. идеального цикла, который является основным показателем степени совершенства процесса преобразования тепловой энергии в механическую работу:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1)$$

Учитывая обозначения, принятые на рис. 2, запишем:

$$Q_1 = c_V(T_z - T_c); \quad Q_2 = c_V(T_e - T_a),$$

где c_V — теплоемкость при постоянном объеме.

После подстановки в (1) имеем

$$\eta_t = 1 - \frac{c_V(T_e - T_a)}{c_V(T_z - T_c)} = 1 - \frac{T_a}{T_c} \cdot \frac{\left(\frac{T_e}{T_a} - 1\right)}{\left(\frac{T_z}{T_c} - 1\right)}$$

Используя уравнения состояния и адиабаты для процессов сжатия и расширения, получаем:

$$P_z V_z^k = P_c V_c^k; \quad P_c V_c^k = P_a V_a^k; \\ P_a V_a = RT_a; \quad P_c V_c = RT_c; \quad P_z V_z = RT_z; \quad P_e V_e = RT_e.$$

Учитывая, что $V_z = V_c$, а $V_e = V_a$, после почленного деления предыдущих равенств имеем

$$\frac{T_z}{T_c} = \frac{T_e}{T_a}$$

Тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{T_a}{T_c} = 1 - \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{k-1}$$

Окончательно

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (2)$$

Из уравнения (2) следует, что основным фактором, определяющим величину термического к. п. д. цикла, является степень сжатия.

В современных поршневых двигателях

$$\varepsilon = 5,4 \div 6,9,$$

а термический к. п. д. (при $k=1,4$) колеблется в пределах

$$\eta_t = 0,5 \div 0,55.$$

Термический к. п. д. характеризует теплониспользование в цикле и его экономичность.

Помимо η_t идеальный цикл характеризуется полезной работой:

$$AZ_t = Q_1 - Q_2 \text{ ккал/кг} \quad \text{или} \quad Z_t = \frac{Q_1 - Q_2}{A} \text{ кГм/кг.}$$

Подведенное тепло

$$Q_1 = c_v (T_z - T_c) = c_v T_a (\lambda - 1) \varepsilon^{k-1},$$

где $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$;

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1}.$$

Отведенное тепло

$$Q_2 = c_v (T_e - T_a) = c_v T_a \left(\frac{T_e}{T_a} - 1\right) = c_v T_a (\lambda - 1).$$

Тогда

$$Z_t = \frac{c_v}{A} T_a (\lambda - 1) (\varepsilon^{k-1} - 1). \quad (3)$$

Если площадь диаграммы идеального цикла заменить равновеликим ей прямоугольником, имеющим основание V_h , то высотой его будет P_{cp} , называемое средним давлением цикла. P_{cp} определяет количество полезной работы цикла, отнесенной к единице рабочего объема.

Из рис. 3, а и б следует:

$$P_{cp} = \frac{Z_t}{V_h} = \frac{c_v}{AV_h} T_a (\lambda - 1) (\varepsilon^{k-1} - 1).$$

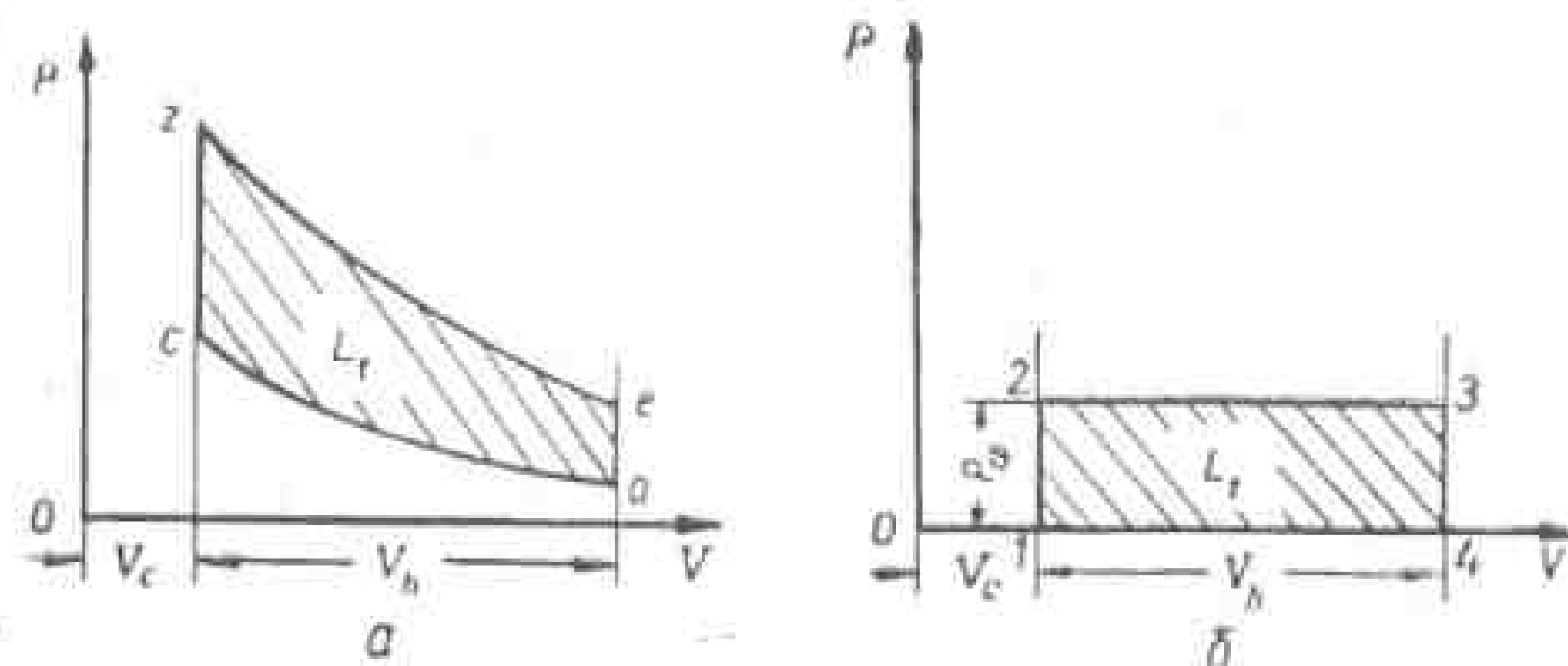


Рис. 3. К определению среднего давления цикла.

Принимая во внимание, что

$$V_h = V_a - V_c = V_a \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right),$$

имеем

$$\begin{aligned} P_{cp} &= \frac{c_v}{A} \cdot \frac{T_a}{V_a} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \left[(\lambda - 1) (\varepsilon^{k-1} - 1) \right] = \\ &= \frac{c_v}{AR} P_a \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} (\lambda - 1) (\varepsilon^{k-1} - 1), \end{aligned}$$

или

$$P_{cp} = P_a \frac{(\varepsilon^k - \varepsilon)(\lambda - 1)}{(\varepsilon - 1)(k - 1)}. \quad (4)$$

Как следует из выражения (4), среднее давление идеального цикла увеличивается с ростом степени сжатия, начального давления цикла и степени повышения давления.

Идеальный цикл с подводом тепла при $V = \text{const}$ для двигателя с механическим наддувом

Поскольку среднее давление цикла пропорционально начальному давлению P_a , увеличение его целесообразно для повышения удельной работы цикла (P_{cp}). Для этой цели в поршневых авиационных двигателях применяются центробежные нагнетатели, приводимые во вращение от коленчатого вала двигателя.

Идеальный цикл двигателя с наддувом состоит из идеального цикла собственно двигателя, в котором сжатие в цилиндре начинается с давления наддува P_k , и идеального цикла нагнетателя, сжимающего воздух (или топливовоздушную смесь) от атмосферного давления P_a до давления P_k , подаваемого в цилиндр двигателя.

Термический к. п. д. η_{tk} с учетом затраты работы на привод нагнетателя

$$\eta_{tk} = \frac{AZ_t - AZ_{за.н}}{Q_1} = \eta_t - \frac{AZ_{за.к}}{Q_1},$$

где $AZ_{за.к}$ — работа идеального цикла нагнетателя (рис. 4, площадь $o-k-m-n$):

$$\eta_{tk} = \eta_t - \frac{AZ_{за.к}}{Q_1}. \quad (5)$$

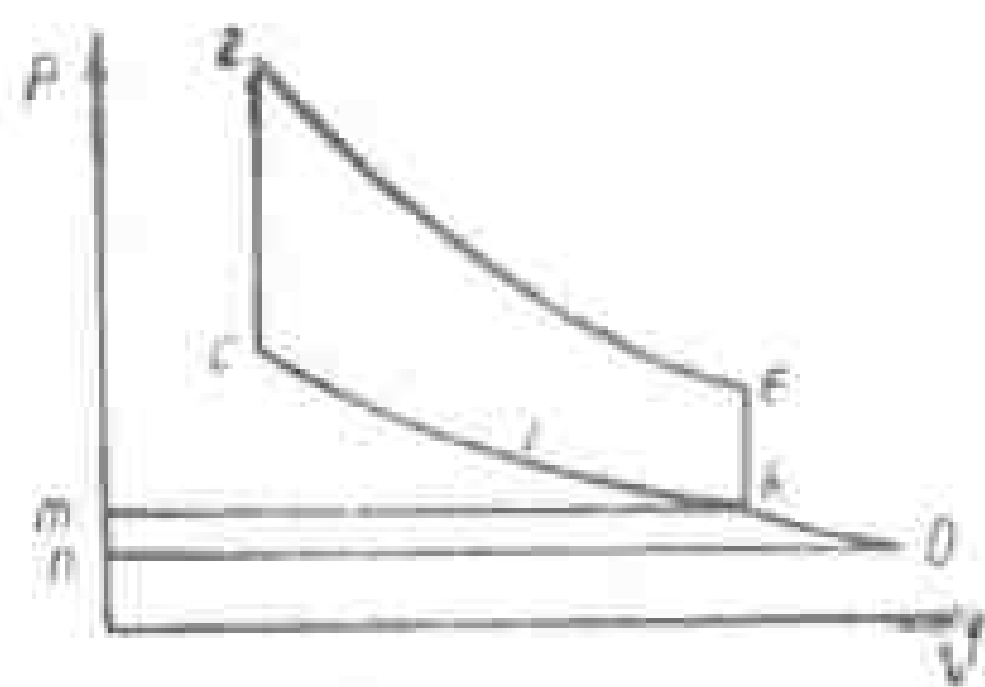


Рис. 4. Идеальный цикл с подводом тепла при постоянном объеме и наддувом

Из курса термодинамики известно, что адиабатическая работа сжатия

$$Z_{за.к} = \frac{C_p}{A} T_0 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Подставив значение для $Z_{за.к}$ и полученное ранее выражение для Q_1 в формулу (5), после упрощений получим

$$\eta_{tk} = \eta_t - \frac{\left[T_0 k \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right]}{T_k (\lambda - 1) \varepsilon^{k-1}} = \eta_t - \frac{k \pi_k^{\frac{k-1}{k}} (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{(\lambda - 1) \varepsilon^{k-1}}. \quad (6)$$

Из равенства (6) следует, что термический к. п. д. двигателя с наддувом тем меньше, чем больше P_k развивает нагнетатель (т. е. чем большая работа затрачивается на повышение давления на входе в цилиндры двигателя), чем меньше степень сжатия в цилиндре ε и чем меньше количество тепла (характеризуемое величиной λ) подводится к рабочему телу.

Таким образом, основными параметрами, определяющими величину термического к. п. д. (экономичность) и среднее давление (удельную работу), являются: степень сжатия ε , количество тепла, сообщаемое рабочему телу Q_1 , весовое количество рабочего тела (характеризуемое начальным давлением P_a), начальная температура цикла T_a .

Анализ полученных ранее зависимостей показывает:

1. С увеличением степени сжатия η_t и P_{cp} возрастают.
2. С возрастанием Q_1 среднее давление цикла увеличивается, термический к. п. д. падает.

3. Термический к. п. д. не зависит от весового количества рабочего тела, совершающего цикл, но при этом удельная работа цикла прямо пропорциональна весовому количеству рабочего тела (P_{cp} пропорционально P_a).

4. С увеличением начальной температуры, при прочих равных условиях, среднее давление цикла падает, что связано с уменьшением удельного веса, а следовательно, весового количества рабочего тела, заполняющего цилиндр. В меньшей степени с возрастанием T_a падает η_t , что связано с повышением теплоемкостей рабочего тела.

§ 3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ЦИКЛ

Рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания протекает в более сложных условиях, чем идеальный. Основные отличия действительного цикла от идеального:

1. Сообщение тепла рабочему телу осуществляется за счет сгорания топлива внутри цилиндра. Причем, в силу конечности скорости сгорания процесс подвода тепла протекает при изменяющемся объеме.

2. Процесс сгорания сопровождается потерями тепла в результате теплообмена со стенками цилиндра, химической неполноты сгорания и диссоциации.

3. Отвод тепла к холодному источнику заменяется выпуском большей части рабочего тела в атмосферу, отводом тепла через стенки цилиндра и поршень.

4. Состав рабочего тела в течение цикла изменяется.

5. Процессы сжатия и расширения вследствие изменения состава газов, наполняющих цилиндр, и изменения температур в течение цикла, а также теплообмена между газами и стенками цилиндра протекают политропически при переменном показателе политропы.

6. Процессы наполнения и выхлопа протекают при различных давлениях, которые отличаются от наружного давления и изменяются в каждом из процессов. Это связано с наличием гидравлических потерь при движении воздуха и продуктов сгорания во всасывающей и выхлопной системах.

Изображение действительного цикла в координатах $P-V$ называется индикаторной диаграммой (рис. 5), снимаемой при работающем двигателе специальным прибором — индикатором.

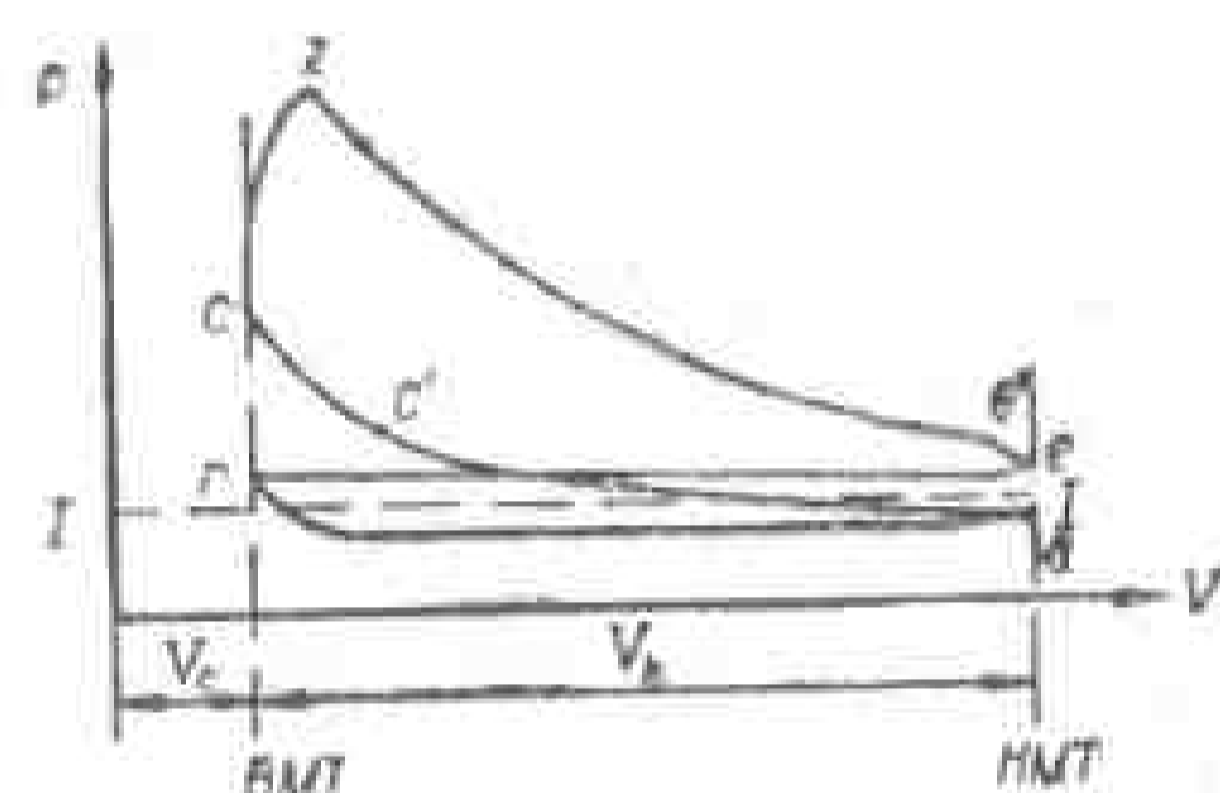


Рис. 5. Действительный цикл поршневого двигателя с подводом тепла при постоянном объеме.

Процесс сжатия изображен кривой $a-c$. Более резкое повышение давления на отрезке кривой $c-c'$ вызвано подводом тепла при сгорании топлива, воспламенении которого происходит в точке c' . Процесс сгорания протекает с конечной скоростью, поэтому ему соответствует кривая $c'-c-z$.

Кривая $c-z-e'$ характеризует рабочий ход. Точка e' соответствует моменту начала открытия выпускного клапана, в связи с чем давление на участке $e'-e$ падает интенсивнее. Опережение открытия выпускного клапана способствует лучшей очистке цилиндра от продуктов сгорания. Кривая $e-r$ характеризует собой процесс выпуска. Гидравлические потери в выхлопной системе приводят к тому, что в процессе выпуска давление в цилиндре становится выше атмосферного.

Полезная (индикаторная) работа цикла определяется площадью $a-c-z-e$ индикаторной диаграммы (рис. 6, а). Величина индикаторной работы Z_i , отнесенная к рабочему объему цилиндра, называется средним индикаторным давлением:

Линия $l-l$ на индикаторной диаграмме (рис. 5) соответствует давлению наружной среды и называется «атмосферной линией». Кривая $r-a$ соответствует процессу наполнения. Как следует из диаграммы, давление при этом становится ниже атмосферного из-за гидравлических потерь во всасывающей системе цилиндра.

Процесс сжатия изо-

Среднее индикаторное давление равно среднему значению разности давлений между линиями процессов расширения и сжатия. В авиационных двигателях P_i колеблется в пределах $9-20 \text{ кг/см}^2$.

Площадь $e-r-a$ (рис. 6, б), заключенная между кривыми процессов наполнения и выпуска, соответствует работе, затрачиваемой на преодоление гидравлических потерь (работе насосных ходов поршня). Работа насосных ходов должна быть учтена наряду с другими механическими потерями в двигателе.

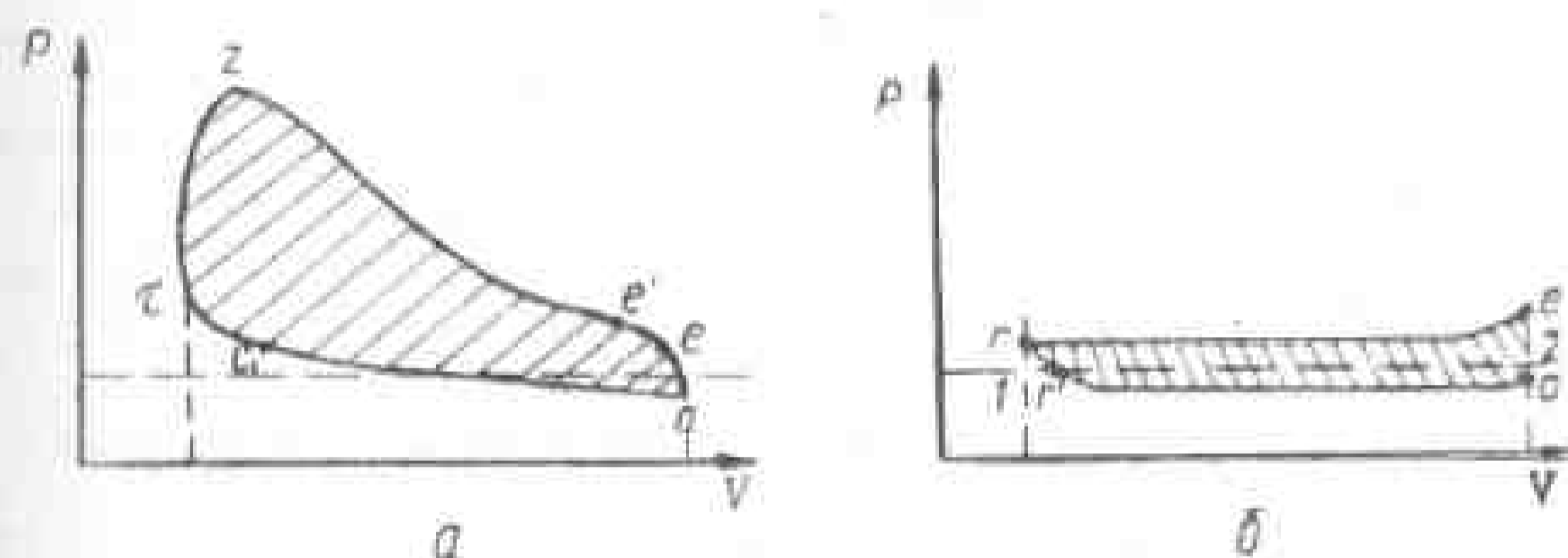


Рис. 6. К определению полезной работы и работы потерь реального цикла поршневого двигателя.

Отношение тепла, преобразованного в индикаторную работу, к теплу, подведенному в цилиндр в виде химической энергии топлива, называется индикаторным к. п. д. действительного цикла:

$$\eta_i = \frac{AZ_i}{Q_i} \quad (7)$$

Термический к. п. д. действительного цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{e^{m-1}} \quad (8)$$

Величина m меньше показателя адиабаты k и может быть определена при подстановке в формулу (8) значения η_i , полученного опытным путем.

При $\alpha=1$ можно принять $m=1,226$. Для современных авиационных двигателей $\eta_i=0,27-0,32$.

Отношение индикаторного к. п. д. к термическому называется относительным индикаторным к. п. д. действительного цикла:

$$\eta_a = \frac{\eta_i}{\eta_t}; \quad \eta_a = 0,75 \div 0,80.$$

Относительный индикаторный к. п. д. характеризует степень приближения теплоиспользования в действительном цикле к идеальному циклу.

§ 4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ

При проектировании и расчете на прочность поршневого двигателя возникает необходимость построения цикла, более близкого к действительному, расчетным путем. Такой цикл называется теоретическим.

Под теоретическим циклом следует понимать необратимый незамкнутый цикл, осуществляемый реальным рабочим телом переменного состава при той же величине степени сжатия и тех же начальных параметрах рабочего тела, при которых протекает и действительный цикл, при отсутствии потерь тепла связанных с неполнотой сгорания и теплообменом между рабочим телом и стенками цилиндра.

При рассмотрении теоретического цикла приняты следующие допущения:

1. Сгорание происходит мгновенно при минимальном объеме.
2. Процессы сжатия и расширения протекают по политропам с постоянными показателями, причем политропы должны проходить через характерные точки цикла.
3. Моменты открытия и закрытия клапанов совпадают с мертвыми точками.
4. Уравнивание давления в цилиндре при открытии клапана на выпуска в н. м. т. происходит мгновенно ($V = \text{const}$).

Влияние переменной теплоемкости на к. п. д. и другие параметры цикла

В двигателях внутреннего сгорания состав газов, наполняющих цилиндры, и их температура значительно изменяются в течение цикла, а также при изменении режима работы двигателя.

В процессе сжатия цилиндр наполнен в основном двухатомными газами (O_2, N_2) с небольшой примесью (1—3% пр. номинальном режиме работы двигателя) продуктов сгорания — трехатомных газов CO_2, H_2O .

К концу процесса сгорания количество трехатомных газов достигает 26—27%. При этом температура изменяется от 300—400° К в начале сжатия и до 2300—2500° К в конце сгорания. К концу расширения температура газов снижается до 1300—1500° К, поэтому теплоемкость газов будет изменяться в течение всего цикла, что скажется на к. п. д. цикла и параметрах рабочего тела.

Сравнительный анализ теоретических циклов, построенных в предположении постоянной ($\mu c_V = \text{const}$) и переменной теплоемкости ($\mu c_V = d_V + bT \neq \text{const}$), показывает, что с увеличением процентного содержания трехатомных газов в продуктах сгорания и интервала изменения температур в течение цикла (т. е. с увеличением интервала изменения теплоемкости газов) к. п. д. цикла и среднее давление уменьшаются.

Приближенная оценка величины к. п. д. теоретического цикла двигателя внутреннего сгорания с учетом переменной теплоемкости может быть произведена по формуле

$$\eta_t \approx 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,596}}$$

или

$$\eta_t \approx \frac{1}{6} \sqrt{\varepsilon}.$$

Расчет теоретического цикла

Значения температур, давлений и состава продуктов сгорания в характерных точках диаграммы теоретического цикла определяются различными методами расчета. Ниже рассмотрен метод расчета теоретического цикла с использованием таблиц теплоемкостей и энтропии газов, составленных в МЭИ на основании данных спектрального анализа. Расчет цикла ведется при следующих допущениях:

1. Теплообмен газов со стенками отсутствует.
2. Процесс полного сгорания завершается при $V = \text{const}$.
3. Диссоциация газов отсутствует.
4. Теплоемкость газов во всех циклах изменяется в соответствии с температурой.
5. В каждый данный момент процесса сгорания продукты сгорания образуются в результате полного окисления сгоревшей к этому моменту части топлива.

Расчет теоретического цикла производится при значениях степени сжатия ε , коэффициента избытка воздуха α и параметрах газа в начале процесса сжатия P_a, V_a, T_a , равных соответствующим параметрам действительного цикла.

Значения параметров газа в характерных точках диаграммы теоретического цикла вычисляются по известным из термодинамики формулам:

для внутренней энергии и энтальпии смеси газов

$$U = t \sum_{i=1}^n \bar{\mu} \bar{c}_{v_i} M_i \text{ ккал}; \quad (9)$$

$$I = t \sum_{i=1}^n \bar{\mu} \bar{c}_{p_i} M_i \text{ ккал}; \quad (10)$$

для энтропии смеси газов

$$S = \sum_{i=1}^n \bar{\mu} S_i M_i \text{ ккал/град}; \quad (11)$$

для адиабатного процесса сжатия и расширения

$$S_{V_2} - S_{V_1} + 1,986 M \ln \frac{V_2}{V_1} = 0; \quad (12)$$

$$S_{p_2} - S_{p_1} - 1,986 M \ln \frac{p_2}{p_1} = 0,$$

где $\bar{\mu} \bar{c}_{v_i}$, $\bar{\mu} \bar{c}_{p_i}$ и $\bar{\mu} S_i$ — соответственно средние молекулярные теплоемкости и энтропия 1 кмоль i -того газа, входящего в состав смеси при температуре $t^\circ \text{C}$;

M_i и M — число киломолей i -того газа и суммарное число киломолей смеси;

S_{V_2} , S_{V_1} , S_{p_2} , S_{p_1} — энтропии M молей смеси газов при постоянном объеме и постоянном давлении для температур t_2 и t_1 .

Значения $\bar{\mu} S_V$ и $\bar{\mu} c_V$ отдельных газов в зависимости от температуры t приведены в табл. 1 и 2.

Величины $\bar{\mu} c_p$ подсчитываются по известному соотношению

$$\bar{\mu} c_p = \bar{\mu} c_v + 1,986 \text{ ккал/кмоль} \cdot \text{град}.$$

Необходимое количество киломолей отдельных газов и суммарное количество киломолей всей смеси M определяются в характерных точках диаграммы цикла термохимическим расчетом.

Уравнения (9) — (12) решаются методом последовательных приближений.

§ 5. ТЕРМОХИМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИКЛА

Количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг углеводородного топлива, определяется из уравнений

$$I_0 = \frac{\frac{8}{3} C + 8H}{0,232} \text{ кг/кг топлива}, \quad (13)$$

или

$$I_0 = \frac{\left(\frac{C}{12}\right) + \left(\frac{H}{4}\right)}{0,209} \text{ кмоль/кг топлива},$$

где C и H — соответственно весовые части углерода и водорода в топливе.

Энтропия газов при постоянном объеме

Таблица 1

$$\bar{\mu} S_V = \bar{\mu} S_p - 1,986 M \ln \frac{T}{273} \text{ ккал/кмоль} \cdot \text{град}$$

$t, ^\circ\text{C}$	Воздух	N_2 (атмосферный)	CO_2	H_2O	SO_2
0	0	0	0	0	0
100	1,5460	1,5463	2,213	1,863	2,383
200	2,7440	2,7310	4,120	3,356	4,420
300	3,7360	3,7060	5,805	4,596	6,180
400	4,5990	4,5510	7,325	5,689	7,760
500	5,3530	5,2890	8,693	6,657	9,170
600	6,0450	5,9660	9,956	7,554	10,450
700	6,6740	6,5820	11,117	8,384	11,625
800	7,2510	7,2480	12,290	9,257	12,787
900	7,7900	7,6780	13,194	9,891	13,670
1000	8,2940	8,1730	14,132	10,589	14,587
1100	8,7700	8,6410	15,017	11,259	15,450
1200	9,2150	9,0790	15,847	11,897	16,250
1300	9,6310	9,4880	16,632	12,510	—
1400	10,0330	9,8850	17,373	13,095	—
1500	10,4120	10,2590	18,079	13,660	—
1600	10,7720	10,6140	18,749	14,210	—
1700	11,1200	10,9570	19,393	14,740	—
1800	11,4480	11,2800	20,006	15,250	—
1900	11,7680	11,5950	20,593	15,750	—
2000	12,0771	11,8930	21,154	16,230	—
2100	12,3690	12,1860	21,698	16,690	—
2200	12,6420	12,4550	22,208	17,130	—
2300	12,9630	12,7700	22,755	17,610	—
2400	13,1800	12,9830	23,191	17,990	—
2500	13,4470	13,2440	23,667	18,410	—
2600	—	—	—	18,780	—
2700	—	—	—	19,150	—

Таблица 2

Средняя молекулярная теплоемкость газов при постоянном объеме

 \bar{c}_V ккал/кмоль·град

$t, ^\circ\text{C}$	Воздух	N_2 (атмосферный)	CO_2	H_2O	CO	O_2
0	4,958	4,945	6,579	6,015	4,970	7,29
100	4,977	4,952	7,117	6,073	4,983	7,72
200	5,012	4,968	7,582	6,163	5,013	8,12
300	5,065	5,009	7,987	6,272	5,064	8,49
400	5,129	5,060	8,344	6,395	5,129	8,81
500	5,202	5,123	8,660	6,524	5,203	9,09
600	5,276	5,190	8,942	6,659	5,281	9,32
700	5,352	5,261	9,195	6,801	5,359	9,53
800	5,425	5,331	9,422	6,945	5,435	9,70
900	5,495	5,400	9,626	7,092	5,508	9,86
1000	5,561	5,465	9,811	7,238	5,577	9,99
1100	5,624	5,527	9,980	7,383	5,642	10,11
1200	5,683	5,587	10,133	7,526	5,703	10,21
1300	5,739	5,643	10,272	7,665	5,759	—
1400	5,792	5,696	10,400	7,801	5,813	—
1500	5,842	5,746	10,517	7,932	5,862	—
1600	5,888	5,792	10,625	8,059	5,908	—
1700	5,932	5,836	10,725	8,183	5,951	—
1800	5,972	5,876	10,817	8,301	5,992	—
1900	6,011	5,915	10,902	8,413	6,030	—
2000	6,049	5,951	10,981	8,522	6,065	—
2100	6,084	5,986	11,054	8,627	6,099	—
2200	6,117	6,019	11,122	8,727	6,130	—
2300	6,149	6,049	11,185	8,823	6,160	—
2400	6,179	6,078	11,244	8,916	6,188	—
2500	6,208	6,105	11,298	9,005	6,215	—
2600	—	—	—	9,092	—	—
2700	—	—	—	9,175	—	—
2800	—	—	—	9,254	—	—
2900	—	—	—	9,330	—	—

Для обеспечения полного сгорания топлива в цилиндре двигателя (учитывая неравномерность распределения паров топлива в объеме камеры сгорания) необходимо подать в цилиндр больше воздуха, чем это требуется теоретически.

Отношение действительного количества воздуха, приходящегося на 1 кг топлива, к теоретически необходимому для полного сгорания 1 кг топлива называется коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{M}{l_0}$$

В авиационных двигателях полное сгорание достигается при $\alpha = 1,03-1,05$ (режим максимальной экономичности). При

недостатке воздуха в смеси сгорание неполное, экономичность двигателя ухудшается, но при этом несколько увеличивается мощность (при $\alpha = 0,85$ — режим максимальной мощности), снижается температура цилиндров. При $\alpha > 1$ смесь называется бедной, при $\alpha < 1$ — богатой.

Количество и состав продуктов полного сгорания определяются следующими соотношениями (в кмоль/кг топлива):

$\alpha > 1$:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}; \quad (14)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,791 \alpha l_0;$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,209 (\alpha - 1) l_0.$$

$\alpha = 1$:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}; \quad (15)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,791 l_0 \alpha.$$

$\alpha < 1$:

Пренебрегая незначительными примесями других газов, считаем, что продукты сгорания состоят из CO_2 , CO , H_2O , H_2 и N_2 :

$$M_{\text{CO}} = 0,418 l_0 \left(\frac{1 - \alpha}{1 + K} \right);$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - M_{\text{CO}};$$

$$M_{\text{H}_2} = K M_{\text{CO}}; \quad (16)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - K M_{\text{CO}};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,791 \alpha l_0.$$

Здесь K — коэффициент, зависящий от α и водородного

числа топлива ВЧ ($ВЧ = 12 \frac{H}{C}$). Значения K приведены в табл. 3.

Таблица 3

α	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,90	1,00
K	0,27ВЧ	0,26ВЧ	0,24ВЧ	0,22ВЧ	0,18ВЧ	0,15ВЧ	0

В общем случае число молекул продуктов сгорания не равно числу молекул свежей смеси. Отношение числа молекул продуктов сгорания к числу молекул свежей смеси называется коэффициентом молекулярного изменения свежей смеси:

$$\beta_0 = \frac{M_{пр}}{M_{см}} \quad (17)$$

Число молекул свежей смеси, отнесенное к 1 кг топлива, равно

$$M_{см} = \frac{1}{m_T} + \alpha l_0,$$

где m_T — молекулярный вес топлива.

При $\alpha > 1$ число молекул продуктов сгорания можно определить из уравнений (14):

$$M_{пр} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha l_0 - 0,209 l_0.$$

На основании равенства (13)

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} = 0,209 l_0.$$

Окончательно

$$M_{пр} = \alpha l_0 + \frac{H}{4}.$$

Тогда

$$\beta_0 = \frac{\alpha l_0 + \frac{H}{4}}{\frac{1}{m_T} + \alpha l_0} \quad (18)$$

При $\alpha < 1$ коэффициент молекулярного изменения свежей смеси равен

$$\beta_0 = \frac{0,209 l_0 (1 + 3,785 \alpha) + \frac{H}{4}}{\frac{1}{m_T} + \alpha l_0} \quad (19)$$

Количество и состав газов в цилиндре в начале сжатия определяются на основании коэффициента избытка воздуха, количества свежей смеси и коэффициента остаточных газов, равного отношению оставшихся в цилиндре от предыдущего цикла газов M_r к количеству свежей смеси, поступившей в цилиндр:

$$\nu_r = \frac{M_r}{M_{см}} \quad (20)$$

Величина ν_r лежит в пределах 0,07—0,12. В начале сжатия смесь газов состоит из свежего заряда воздуха и остаточных газов:

$$\begin{aligned} l_0 &= M_{см} + M_r = \left(\frac{1}{m_T} + \alpha l_0 \right) + \nu_r \left(\frac{1}{m_T} + \alpha l_0 \right) = \\ &= \left(\frac{1}{m_T} + \alpha l_0 \right) (1 + \nu_r). \end{aligned} \quad (21)$$

ГЛАВА 2

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЛЕГКОГО ТОПЛИВА

В поршневом двигателе тепло выделяется периодически. Чередование тактов, в течение которых происходит сгорание топлива, с тактами, протекающими при сравнительно низких температурах (очистка цилиндра, наполнение свежей смесью), позволяет использовать высокие начальные параметры рабочего тела (температуру и давление газов в конце сгорания) и

обеспечить высокую экономичность поршневого двигателя при сравнительно низких средних температурах цикла.

Современное состояние теории двигателей внутреннего сгорания позволяет с достаточной для практических целей точностью рассчитать основные параметры проектируемых двигателей по заданным условиям работы с целью обеспечения высоких мощностных, экономических и прочностных качеств двигателя.

В результате расчета рабочего цикла определяются количество цилиндров и их размеры.

§ 1. ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ

В процессе наполнения цилиндры двигателя заряжаются свежей топливовоздушной смесью. Этот процесс осуществляется при движении поршня от в. м. т. к н. м. т. Конструктивное исполнение узлов цилиндра-поршневой группы и газораспределения должно обеспечить заполнение цилиндра наибольшим количеством свежей смеси, в результате чего достигается максимальное выделение тепла в цилиндре, а следовательно, и мощность.

Цилиндры двигателя могут наполняться непосредственно из атмосферы. В большинстве современных двигателей воздух перед поступлением в цилиндры сжимается нагнетателем (двигатели с наддувом).

Подготовка свежей смеси, в процессе которой осуществляется распыление жидкого топлива с последующим испарением, производится либо в карбюраторах, либо путем впрыска через специальные форсунки непосредственно в цилиндр двигателя.

В двигателях с непосредственным впрыском в цилиндр чистый воздух поступает в начале процесса наполнения. Топливо подается через форсунку через $30-50^\circ$ после в. м. т. в такте наполнения.

В начальный момент движения поршня от в. м. т. (рис. 7, а, точка r) оставшиеся после процесса выпуска продукты сгорания имеют давление P_r , большее, чем давление внешней среды ($P_r > P_0$). Остаточные газы при движении поршня к н. м. т. расширяются до давления P_{r_0} (точка r_0), и только после преодоления аэродинамических сопротивлений в системе впуска в цилиндры поступает свежая смесь (точка r'_0) при $P'_{r_0} = P_a < P_0$. На рис. 7, б изображен процесс наполнения в двигателе с наддувом.

В подавляющем большинстве двигателей клапан впуска открывается с опережением. В двигателях без наддува впускной клапан открывается в конце такта выпуска, когда колен-

чатый вал не доходит на $20-30^\circ$ до в. м. т. В двигателях с наддувом опережение открытия клапана впуска больше: $40-60^\circ$ поворота коленчатого вала до в. м. т.

Перепад давлений ΔP_a , под действием которого в цилиндр поступает свежая смесь, зависит от скорости движения поршня и гидравлических сопротивлений во всасывающей системе.

Согласно уравнению Бернулли:

$$\frac{P_0}{\gamma_0} + \frac{w_0^2}{2g} = \frac{P_a}{\gamma_0} + \frac{w_a^2}{2g} + \xi \frac{w_a^2}{2g}, \quad (22)$$

где w_0 , P_0 — начальная скорость и начальное давление наружного воздуха перед входом во всасывающую систему;

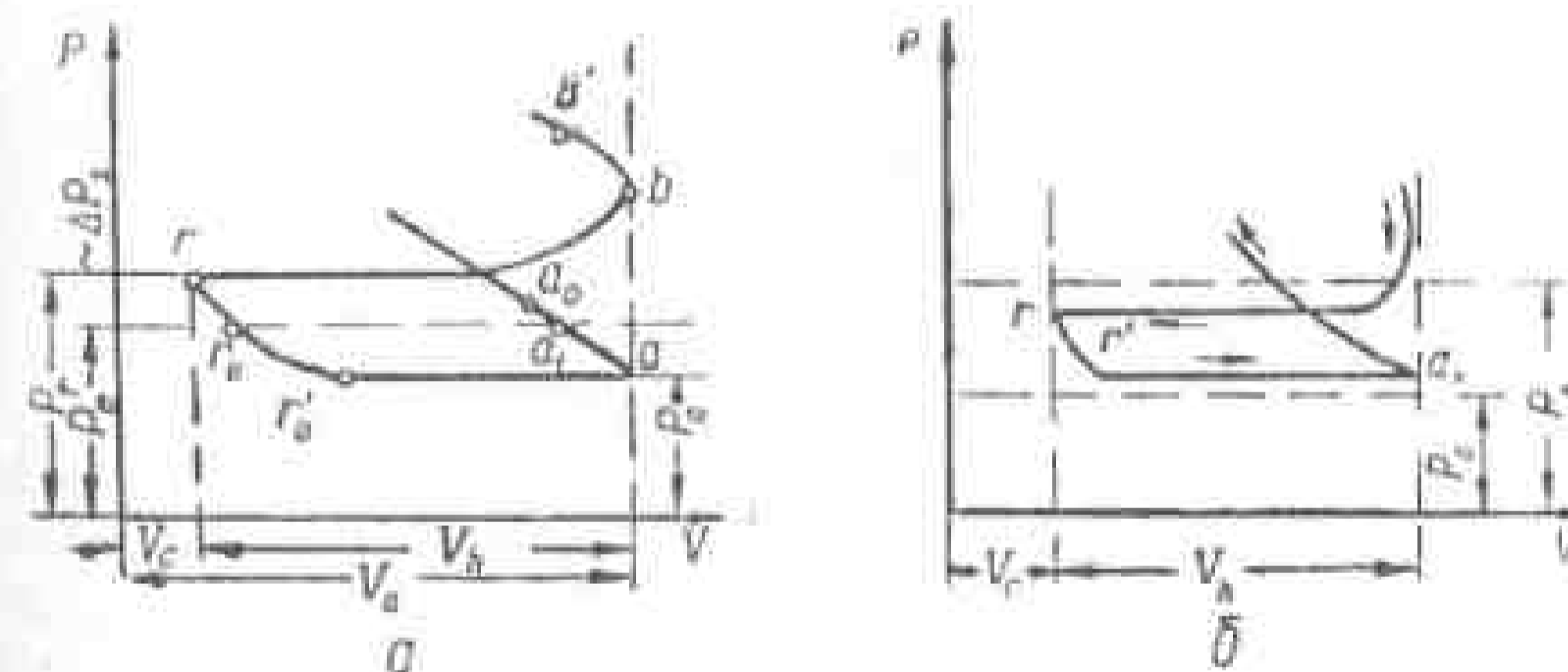


Рис. 7. Схема реального процесса наполнения в поршневом двигателе.

w_a — скорость потока у клапана при давлении P_a ;

ξ — коэффициент гидравлических сопротивлений впускной системы, отнесенный к скорости w_a .

В уравнении (22) изменение удельного веса свежей смеси по тракту всасывающей системы не принимается во внимание. Полагая $w_0 = 0$, находим

$$\Delta P_a = P_0 - P_a = \frac{\gamma_0}{2g} (1 + \xi) w_a^2 \text{ кГ/см}^2, \quad (23)$$

т. е. потеря давления во всасывающей системе пропорциональна квадрату оборотов.

В двигателях с наддувом из уравнения (22) имеем

$$\Delta P_{a_k} = P_{a_k} - P_k = \gamma_k \frac{w_k^2}{2g} - \gamma_k \frac{w_{a_k}^2}{2g} (1 + \xi), \quad (24)$$

где P_k и w_k — давление и скорость воздуха на входе во всасывающую систему (на выходе из нагнетателя);

w_{a_k} — скорость воздуха у клапана при давлении в цилиндре P_{a_k} .

У современных авиационных двигателей внутреннего сгорания

$$\Delta P_a = (0,10 \div 0,25) P_0;$$

$$\Delta P_{a_k} = (0,04 \div 0,15) P_k.$$

Давление смеси в конце процесса наполнения

$$P_a = (0,75 - 0,90) P_0; \quad (25)$$

$$P_{a_k} = (0,85 \div 0,94) P_k.$$

Изменение температуры смеси в процессе наполнения происходит в результате нагрева ее при соприкосновении с горячими поверхностями камеры сгорания и днища поршня, а также перемешивания с остаточными газами. В результате этого температура смеси в процессе наполнения повышается на 40—70°. Наряду с этим происходит и частичное охлаждение смеси за счет затраты тепла на испарение топлива и расширения смеси, поступающей в цилиндр.

Для обеспечения максимально возможного наполнения цилиндра свежей смесью наряду с опережением открытия клапана впуска используется запаздывание закрытия впускного клапана. При этом смесь, движущаяся во всасывающей системе, обладает значительной кинетической энергией и по инерции продолжает заполнять цилиндр, хотя поршень начинает перемещаться к в. м. т.

Запаздывание закрытия впускного клапана в современных авиационных двигателях достигает 45—70° поворота коленчатого вала после н. м. т., причем большие величины угла запаздывания имеют двигатели с наддувом.

Коэффициент наполнения

Наличие остаточных газов, пониженное давление, возникающее при движении поршня к н. м. т., а также подогрев смеси в результате теплообмена с горячими стенками камеры

сгорания приводят к уменьшению количества свежей смеси, поступающей в цилиндр. Качество процесса наполнения цилиндра свежей смесью характеризуется коэффициентом наполнения.

Коэффициент наполнения по смеси η_V' — это отношение количества свежей смеси, поступившей в цилиндр, к тому количеству смеси, которое заполнило бы рабочий объем цилиндра при давлении и температуре наружной смеси.

Для двигателей без наддува, т. е. при наполнении из атмосферы

$$\eta_V' = \frac{G}{V_H \gamma_{см 0}} = \frac{V_{см}' \gamma_{см 0}}{V_H \gamma_{см 0}} = \frac{V_{см}'}{V_H}, \quad (26)$$

Для двигателей с наддувом

$$\eta_{V_k}' = \frac{G_k}{V_H \gamma_{см k}} = \frac{V_k' \gamma_{см k}}{V_H \gamma_{см k}} = \frac{V_k'}{V_H}, \quad (27)$$

где

V_H — рабочий объем цилиндра;

$\gamma_{см 0}$ — удельный вес воздуха при давлении и температуре внешней среды;

$\gamma_{см k}$ — удельный вес при давлении и температуре за нагнетателем;

G, G_k — действительное количество смеси, поступившей в цилиндр соответственно в двигателе с заполнением из атмосферы и в двигателе с наддувом.

Пренебрегая содержанием паров топлива и учитывая только воздух, поступающий в процессе наполнения, получим коэффициент наполнения по воздуху

$$\eta_V = \frac{G_a}{V_H \gamma_{0a}} = \frac{V_a}{V_H}. \quad (28)$$

Для двигателя с наддувом

$$\eta_{V_k} = \frac{G_{ak}}{V_H \gamma_{0k}} = \frac{V_{ak}}{V_H}. \quad (29)$$

Зависимость между коэффициентами наполнения по смеси и по воздуху выражается равенством

$$\eta_V' = \eta_V \left(1 + \frac{1}{m_r a l_0'} \right). \quad (30)$$

Если предположить, что клапан впуска открывается в в. м. т. и закрывается в н. м. т., то из уравнения материального балан-

са газа количество молей рабочей смеси в конце наполнения (точка a , рис. 7, a) будет равно

$$M_a = M_{см} + M_r = M_{см} \left(1 + \frac{M_r}{M_{см}} \right) = M_{см} (1 + \nu_r), \quad (31)$$

где $M_{см}$ — количество молей свежей смеси;

M_r — количество остаточных газов;

ν_r — коэффициент остаточных газов, равный отношению количества оставшихся в цилиндре от предыдущего цикла газов M_r к количеству поступившей в цилиндр свежей смеси $M_{см}$.

Из равенства (31) действительное количество свежей смеси, поступившей в цилиндр:

$$M_{см} = M_a \frac{1}{1 + \nu_r}. \quad (32)$$

Из уравнения состояния, записанного для одного моля газа:

$$P_a V_a = 848 M_a T_a.$$

Подставив значение M_a в формулу (32), получим

$$M_{см} = \frac{P_a V_a}{848 T_a} \cdot \frac{1}{1 + \nu_r}. \quad (33)$$

Количество молей свежей смеси в рабочем объеме цилиндра V_h при давлении P_0 и температуре T_0

$$M_h = \frac{P_0 V_h}{848 T_0}. \quad (34)$$

С учетом (33) и (34) выражение для коэффициента наполнения преобразуется

$$\eta_v = \frac{M_{см}}{M_h} = \frac{P_a V_a}{P_0 V_h} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \nu_r}.$$

Принимая во внимание, что $V_a = V_c \epsilon$ и $V_h = V_c (\epsilon - 1)$ окончательно получим

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \nu_r}. \quad (35)$$

Для двигателя с наддувом вместо T_0 и P_0 нужно подставить T_x и P_x :

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a T_x}{P_x T_a} \cdot \frac{1}{1 + \nu_r}. \quad (36)$$

Для авиационного бензина величина $m_r \alpha T_0$, входящая в формулу (30), колеблется в пределах 0,017—0,027, поэтому с достаточной степенью точности можно принять $\eta_v \approx \eta'_v$.

У авиационных двигателей с наполнением из атмосферы при работе на расчетном режиме у земли $\eta_v = 0,75—0,88$. У двигателей с наддувом η_{vk} близок к единице, а иногда и превышает единицу.

Анализ формулы (36) показывает, что величина η_v зависит в основном от давления P_a и от всех факторов, влияющих на него. Повышение температуры T_a приводит к уменьшению коэффициента наполнения в связи с уменьшением удельного веса свежей смеси, заполняющей цилиндр.

Влияние повышения температуры смеси может быть установлено при рассмотрении уравнения теплового баланса свежей смеси и остаточных газов до и после их смешения:

$$q_a = q_{см} + \Delta q_{см} + q'_r, \quad (37)$$

где $q_a = M_a c_{mpa} T_a$ — теплосодержание рабочей смеси (рис. 7, a точка a);

$q_{см} = M_{см} c_{mpсм} T_0$ — теплосодержание свежей смеси при температуре наружного воздуха;

$q'_r = M_r c_{mp_r} T_r$ — теплосодержание остаточных газов после их расширения и отдачи части тепла стенкам (в точке r'_0 , рис. 7, a);

$\Delta q_{см} = M_{см} c_{mpсм} \Delta T_0$ — тепло, подведенное к смеси от стенок.

Из уравнения состояния, а также принимая во внимание $M_{см} = M_0 \eta_v$, имеем:

$$M_a = \frac{P_a V_a}{848 T_a}; \quad M_{см} = \frac{P_0 V_h}{848 T_0} \eta_v.$$

Для определения количества молей остаточных газов рассмотрим рис. 7, $a, б$.

В двигателях без наддува давление P_a , при котором смесь поступает в цилиндр, меньше P_r . Поэтому остаточные газы, занимавшие первоначально объем V_c , расширятся и займут объем $V_c + \Delta V_c$; давление газов уменьшится до $P'_r \approx P_a$.

Принимая процесс расширения остаточных газов политропным, имеем

$$V_c' = V_c + \Delta V_c = V_c \left(\frac{P_r}{P_r'} \right)^{\frac{1}{n}} \approx V_c \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

В двигателях с наддувом $P_{ак}$ больше P_r (рис. 7, б). При этом произойдет сжатие остаточных газов и занимаемый ими объем будет

$$V_c' = V_c - \Delta V_c = V_c \left(\frac{P_r}{P_r'} \right)^{\frac{1}{n}} \approx V_c \left(\frac{P_r}{P_{ак}} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Из уравнения состояния находим

$$M_r = \frac{P_r' V_r'}{848 T_r'} \approx \frac{P_a V_c}{848 T_r'} \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Для двигателя с наддувом

$$M_r = \frac{P_{ак} V_c}{848 T_r'} \left(\frac{P_r}{P_{ак}} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

После подстановки значений M в уравнение (37) имеем

$$\begin{aligned} \frac{P_a V_a}{848 T_a} T_a c_{mva} = \eta_v \frac{P_0 V_h}{848 T_0} c_{mva} T_0 + \frac{P_a V_c}{848 T_r'} \left(\frac{P_r}{P_{ак}} \right)^{\frac{1}{n}} c_{mvr} T_r + \\ + \eta_v \frac{P_0 V_h}{848 T_0} c_{mvr} \Delta T_0 \end{aligned}$$

или

$$P_a V_a c_{mva} = P_0 V_h c_{mvr} \frac{T_0 + \Delta T_0}{T_0} \eta_v + P_a V_c \left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{n}} c_{mvr}.$$

Разделим полученное уравнение на $P_0 V_c$. Полагая приближенно $c_{mva} \approx c_{mvr} \approx c_{mrg}$ и принимая во внимание

$$\frac{V_h}{V_c} = \varepsilon - 1,$$

получаем

$$\frac{P_a}{P_0} \varepsilon = \eta_v (\varepsilon - 1) \frac{T_0 + \Delta T_0}{T_0} + \frac{P_a}{P_0} \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Решив это уравнение относительно η_v для двигателя с наполнением из атмосферы, будем иметь

$$\eta_v = \frac{P_a}{P_0(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_0} \left[\varepsilon - \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (38)$$

Для двигателя с наддувом

$$\eta_{vк} = \frac{P_{ак}}{P_к(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_к}{T_к + \Delta T_к} \left[\varepsilon - \left(\frac{P_r}{P_{ак}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (39)$$

Для двигателя без наддува $\Delta T_0 = 10-25^\circ$. Для двигателя с наддувом $\Delta T_к = 0-15^\circ$. Показатель политропы приближенно можно принять равным $n = 1,3$.

Как показали экспериментальные исследования, наиболее сильно на весовой заряд цилиндра влияют температура и давление воздуха на входе в цилиндр, отношение давления на впуске к давлению на выпуске и число оборотов двигателя.

Влияние температуры и давления наружного воздуха на коэффициент наполнения

У двигателя с наполнением из атмосферы давление в процессе наполнения P_a и давление остаточных газов P_r изменяются приблизительно пропорционально давлению на входе в двигатель P_0 , т. е.

$$\frac{P_a}{P_0} = \text{const}, \quad \frac{P_r}{P_0} = \text{const},$$

откуда

$$\frac{P_r}{P_a} = \text{const}.$$

При подстановке приведенных соотношений в уравнение (38) коэффициент наполнения двигателя без наддува при изменении наружного воздуха остается постоянным.

В двигателе с наддувом при постоянном $P_к$ изменение давления наружного воздуха приводит к изменению противодавления на выпуске, а следовательно, и к изменению P_r . Уменьшение давления наружного воздуха ($P_в = \text{const}$) обуславливает уменьшение давления остаточных газов P_r и возрастание коэффициента наполнения за счет большего поджатия остаточных газов свежей смесью. Увеличение наддува также способствует росту η_v . Зависимость коэффициента наполнения от давления наружного воздуха и давления наддува описывается эмпирической формулой

$$\frac{\eta_{V\kappa_2}}{\eta_{V\kappa_1}} = \frac{1,15\varepsilon - \left(\frac{P_0}{P_\kappa}\right)_2}{1,15\varepsilon - \left(\frac{P_0}{P_\kappa}\right)_1} \quad (40)$$

Если двигатель без наддува имеет при P_0 и T_0 коэффициент наполнения η_{V0} , то при P_κ и T_κ он выражается зависимостью

$$\eta_{V\kappa} = \eta_{V0} \sqrt{\frac{T_\kappa}{T_0}} \cdot \frac{\varepsilon - \sqrt[1,3]{\frac{P_0}{P_\kappa}}}{\varepsilon - 1} \quad (40a)$$

§ 2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Сжатие рабочей смеси в цилиндре двигателя повышает температурный перепад, при котором протекает рабочий цикл. В связи с этим увеличивается теплоиспользование в цикле и среднее давление. В результате увеличивается работа газов при расширении, а следовательно, и мощность двигателя. Предварительное сжатие смеси повышает экономичность двигателя.

Предельная степень сжатия ограничивается опасностью возникновения детонационного режима работы двигателя и для двигателей без наддува не превышает 5—6. Применение бензинов с антидетонационными примесями позволяет повысить степень сжатия до 7—7,5.

Рабочая смесь, поступившая в цилиндр двигателя, сжимается при перемещении поршня от н. м. т. к в. м. т. В реальном двигателе начало процесса сжатия определяется фазами газораспределения.

Процесс сжатия сопровождается теплообменом между рабочей смесью и деталями цилиндра-поршневой группы, изменяющимся во времени как по величине, так и по направлению. В начальный момент температура смеси ниже температуры стенок. Происходит отдача тепла стенками рабочей смеси. По мере перемещения поршня к в. м. т. температура смеси повышается и к концу процесса сжатия значительно превышает температуру стенок. При этом происходит отвод тепла от смеси к стенкам цилиндропоршневой группы.

В двигателях с непосредственным впрыском топлива процессы сжатия сопровождаются расходом тепла на испарение топлива, поступающего в цилиндр.

В конце процесса сжатия начинается интенсивный подвод тепла к газам вследствие начинающегося процесса сгорания.

Поэтому сжатие смеси можно рассматривать как политропный процесс с переменным показателем политропы (рис. 8).

С перемещением поршня от н. м. т. к в. м. т. температура воздуха повышается, уменьшается температурный перепад, а следовательно, и передача тепла стенкам. При этом показатель политропы $\sim n_1' > k_1'$ и по своей величине приближается к показателю адиабаты. В момент, когда температура воздуха и стенок станет одинаковой, наступит мгновенный адиабатический процесс ($n_1' = k_1'$).

В дальнейшем, когда температура рабочего тела превысит температуру стенок, тепло будет отводиться от газа к стенкам. При этом показатель политропы $n_1' < k_1'$.

Если кривую процесса сжатия (рис. 8, а) разбить на небольшие участки и принять на каждом участке показатель политропы $n_1' = \text{const}$, то из уравнения $P V^{n_1'} = \text{const}$, записанного для данного участка, можно будет определить среднее местное значение показателя n_1' . Выполнив расчеты на промежутке а—с, можно получить зависимость показателя политропы процесса сжатия от положения поршня. Примерный вид такой зависимости показан на рис. 8, б.

Расчет процесса сжатия с учетом изменения показателя политропы представляет собой трудоемкую задачу. С достаточной для инженерных расчетов точностью величина показателя политропы принимается постоянной и выбирается таким образом, чтобы при определенных начальных и конечных параметрах процесса работа сжатия имела ту же величину, что и при истинном переменном показателе. Эта величина называется средним показателем политропы сжатия n_1 . Давление и температура рабочего тела в конце сжатия определяются из уравнения политропического процесса

$$P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1} \quad (*)$$

и уравнений состояния, записанных для точек начала и конца сжатия:

$$P_a V_a = 848 M_a T_a;$$

$$P_c V_c = 848 M_c T_c.$$

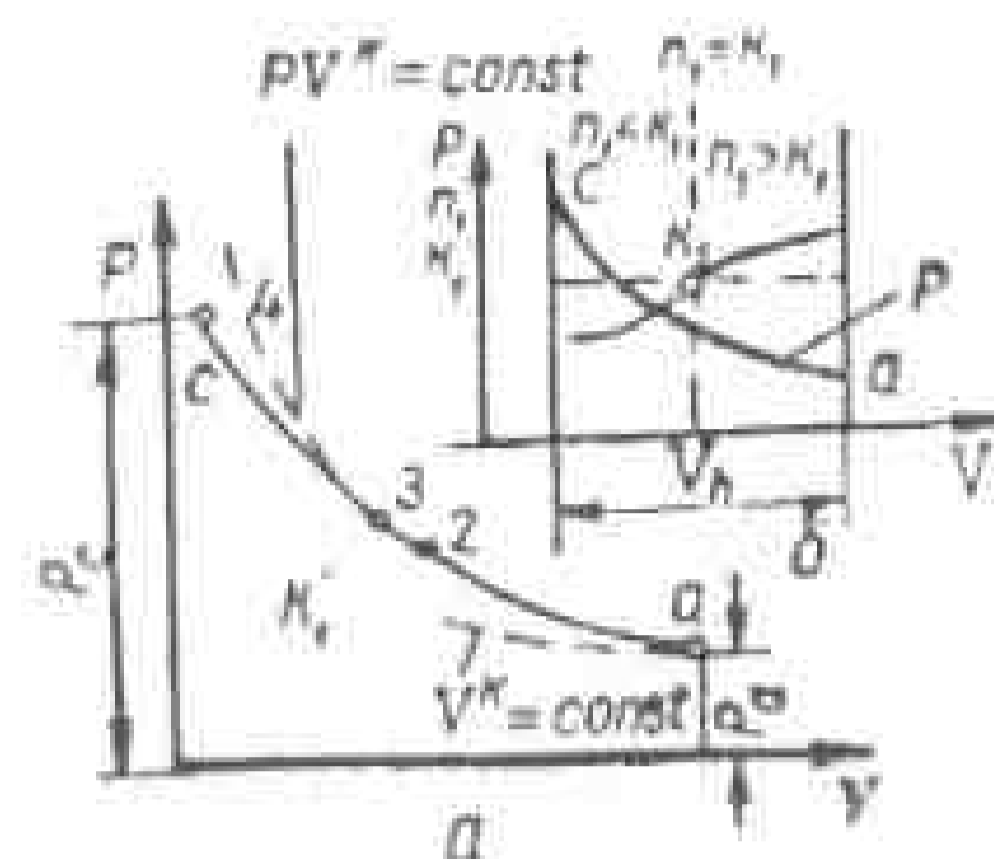


Рис. 8. Схема реального процесса сжатия в поршневом двигателе.

где P_a, V_a, T_a — параметры рабочего тела в начале сжатия;

M_a, M_c — число молей в начале и в конце сжатия.

Из уравнения (*) имеем

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{\kappa_1} = P_a \varepsilon^{\kappa_1}. \quad (41)$$

При отсутствии утечек рабочего тела из характеристических уравнений определяем

$$\frac{P_a V_a}{P_c V_c} = \frac{T_a}{T_c}.$$

откуда

$$T_c = T_a \frac{P_c V_c}{P_a V_a} = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{\kappa_1 - 1} = T_a \varepsilon^{\kappa_1 - 1}. \quad (42)$$

У авиационных двигателей κ_1 колеблется в пределах 1,32—1,36 в зависимости от конструкции цилиндра, принятого типа охлаждения цилиндра и условий протекания процесса сжатия. У двигателей с наполнением из атмосферы давление и температура в конце сжатия соответственно $P_c = 9 \div 12 \text{ кг/см}^2$; $T_c = 580 \div 350^\circ \text{ К}$. У двигателей с наддувом $P_c = 14 \div 20 \text{ кг/см}^2$; $T_c = 700 \div 800^\circ \text{ К}$.

§ 3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

В процессе сгорания происходит окисление углерода и водорода, входящих в состав топлива, кислородом воздуха с выделением тепла. Выделяющееся в процессе сгорания тепло обуславливает повышение температуры и давления рабочего тела. При последующем расширении продукты сгорания совершают работу по перемещению поршня в цилиндре.

Для обеспечения максимального теплониспользования в цикле процесс сгорания должен оканчиваться вблизи в. м. г. При этом наибольшее повышение давления и температуры продуктов сгорания происходит в точке z (рис. 2). Увеличение начальных параметров рабочего тела приводит к росту работы расширения, а в конечном итоге — полезной работы цикла.

Горению предшествует процесс воспламенения. У современных авиационных двигателях воспламенение осуществляется при помощи электрической запальной свечи. При проскакивании искры между электродами запальной свечи выделившееся тепло сообщается небольшому объему рабочей смеси (приблизительно 1 мл^3), окружающей электроды. Одновре-

менно часть смеси вблизи электродов ионизируется. Нагревание и ионизация интенсивно активизируют эту часть смеси, т. е. способствуют образованию активных соединений (перекисей, альдегидов и т. д.).

Эти промежуточные продукты окисления являются нестойкими и быстро распадаются с выделением тепла. Если тепловыделение превысит теплоотвод из зоны реакции, а скорость рассеивания их в результате диффузии, то стационарное течение реакции будет невозможным; начнется саморазгон реакции, произойдет воспламенение.

Характерная особенность процесса воспламенения — наличие некоторого промежутка времени между моментом проскакивания искры и моментом возникновения пламени, называемого периодом задержки воспламенения, или периодом скрытого горения. Этот период зависит от рода топлива, состава смеси и ее состояния.

После воспламенения смеси зона горения, называемая фронтом пламени, распространяется от места зажигания по непрореагировавшей рабочей смеси. При этом возрастают температура и давление газов в цилиндре.

Промежуток времени, в течение которого сгорание сопровождается ростом давления, называется периодом видимого сгорания.

В цилиндрах двигателей сгорание смеси в общем случае завершается при таком положении поршня в процессе расширения, когда давление в камере сгорания начинает уменьшаться.

Продолжительность сгорания смеси определяется скоростью распространения фронта пламени. На протяжении процесса сгорания скорость распространения фронта пламени изменяется в довольно широких пределах, достигая $20\text{--}30 \text{ м/сек}$.

Условная средняя скорость сгорания характеризуется средней величиной повышения давления на 1° поворота коленчатого вала. Эта величина при нормальном протекании процесса сгорания равна $1,75\text{--}2,6 \text{ кг/см}^2$.

Основные факторы, влияющие на скорость распространения фронта пламени: качество смеси, определяемое коэффициентом избытка воздуха α , содержание остаточных газов, температура и давление в конце сжатия, характер движения смеси в течение процесса сгорания.

Рассмотрим каждый из этих факторов.

Коэффициент избытка воздуха

Экспериментами установлено, что максимальная скорость сгорания достигается в обогащенных смесях при $\alpha = 0,85\text{--}0,9$.

Обогащение смеси или ее обеднение приводит к резкому снижению скорости распространения фронта пламени. При богатых смесях это определяется химической неполнотой сгорания, при бедных — затратами тепла на нагревание избыточного воздуха.

Пределные значения коэффициента избытка воздуха, при которых пламя от источника зажигания еще может распространяться по объему смеси, называются пределами воспламеняемости смеси. Эти пределы соответствуют значениям $\alpha = 0,4—1,3$.

Для многоцилиндровых двигателей (с учетом неравномерности состава смеси по цилиндрам) средняя величина коэффициента α , при котором возможна устойчивая работа двигателя, лежит в пределах 0,55—1,15.

Инертные газы

Остаточные газы вряду с азотом, поступающим в цилиндр со свежей смесью, снижают температуру реакции, а следовательно, уменьшают скорость распространения пламени. С увеличением примеси остаточных газов, помимо уменьшения скорости сгорания, сужаются пределы воспламеняемости смеси, перемещаясь в сторону обогащения.

Ухудшение очистки цилиндра, т. е. увеличение количества остаточных газов, наступает, в частности, при дросселировании двигателя. Поэтому при сильном дросселировании двигатель может устойчиво работать только на обогащенной смеси.

Начальные параметры смеси

Повышение начальной температуры смеси обуславливает уменьшение количества тепла, необходимого для нагревания смеси до температуры воспламенения. При повышении начальной температуры происходит более интенсивное образование активных соединений. Оба эти фактора вызывают увеличение скорости распространения фронта пламени. Изменение начального давления практически не влияет на скорость сгорания.

Характер движения смеси

Топливовоздушная смесь поступает в цилиндр с достаточно большой скоростью, в результате чего она приобретает интенсивное вихревое движение, не прекращающееся и во время сгорания. Это способствует значительному увеличению скорости распространения пламени, в несколько раз превышающей скорость распространения пламени в спокойной среде. Увеличение оборотов двигателя приводит к возрастанию скорости поступления смеси в цилиндр, а также к росту интенсивности

вихревого движения смеси, что обуславливает увеличение скорости сгорания.

На скорость сгорания влияют также конструктивные факторы, как количество и расположение запальных устройств, форма камеры сгорания. При увеличении количества запальных устройств сокращается путь распространения фронта пламени и время сгорания. Увеличение количества свечей в авиационных двигателях свыше двух практически не сказывается на скорости сгорания. Для более полного сгорания рабочей смеси в авиационных двигателях запальные свечи располагают ближе к клапанам впуска и выпуска.

Форма камеры сгорания при заданном ее объеме определяет величину поверхности, через которую происходит отвод тепла от газов к внешней среде, степень равномерности распределения смеси во всех точках камеры, интенсивность вихревого движения смеси. Наибольшую полноту сгорания обеспечивают сферические камеры.

Опережение зажигания

Так как процесс сгорания протекает за конечный промежуток времени, то для того, чтобы он завершился вблизи в. м. т., т. е. при минимальном объеме, зажигание смеси производят несколько раньше момента, когда поршень проходит в. м. т.

Величину опережения зажигания устанавливают опытным путем. Она достигает 23—28° угла поворота коленчатого вала до положения поршня в в. м. т.

При правильно установленном опережении зажигания сгорание заканчивается при положении поршня после в. м. т. на 10—12° угла поворота коленчатого вала. Полезная работа цикла в этом случае максимальна.

При раннем опережении зажигания повышение давления и температуры газов начинается задолго до прихода поршня в в. м. т. При этом увеличивается теплоотдача газов стенкам цилиндра, а также работа, выполняемая в процессе сжатия смеси. Все это уменьшает полезную работу цикла.

Позднее зажигание также нежелательно. В этом случае процесс сгорания в значительной мере протекает в процессе расширения при движении поршня к н. м. т. При этом максимальная температура цикла уменьшается, ухудшается использование выделившегося при сгорании тепла, что приводит к уменьшению работы расширения и в конечном итоге — полезной работы цикла.

На оптимальную величину опережения зажигания существенное влияние оказывают: число оборотов двигателя, степень сжатия, качество смеси, дросселирование двигателя.

Примерный вид индикаторной диаграммы цикла при раннем и позднем зажигании показан на рис. 9.

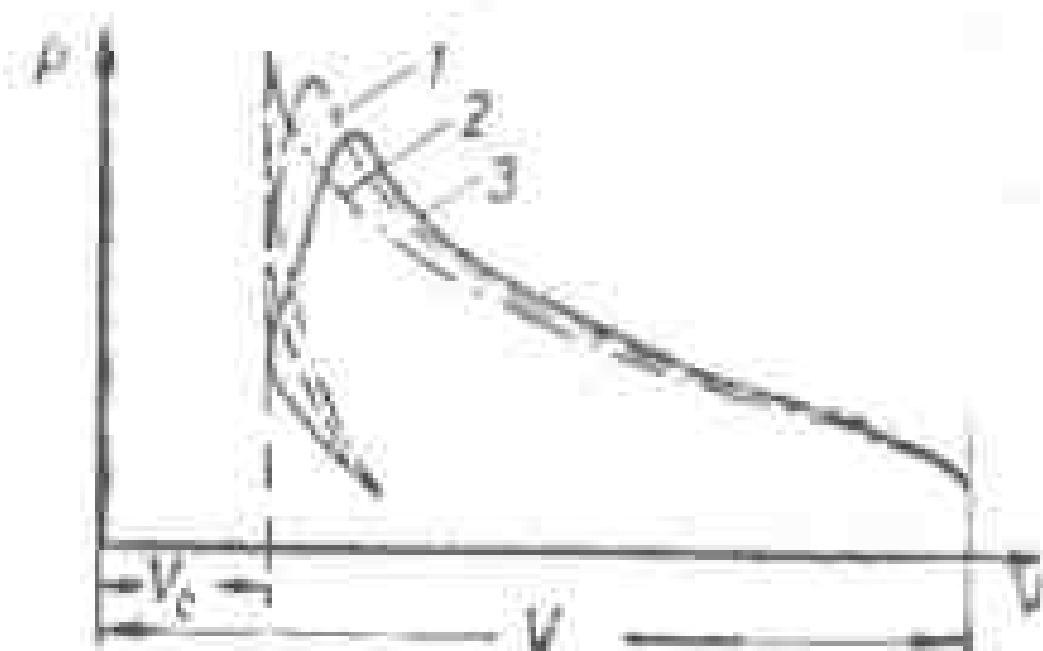


Рис. 9. Влияние опережения зажигания на характер индикаторной диаграммы.

Как указывалось выше, при определенных условиях нормальная работа двигателя может нарушиться вследствие детонации. Внешние признаки появления детонации: характерный стук и звон в цилиндрах, периодическое появление черного дыма на выхлопе, перегрев деталей двигателя, падение мощности и экономичности. Работа двигателя на детонационном режиме сопровождается вибрацией двигателя, что приводит к поломке поршневых колец, деформации электродов, свечей, разрушению днища поршня и т. д. Таким образом, работа двигателя на детонационном режиме недопустима.

Физической причиной возникновения явлений, сопровождающих детонационный режим, является резкое повышение скорости сгорания смеси, в результате чего процесс сгорания будет иметь взрывной характер. Скорость распространения пламени при детонации достигает 1500—2000 м/сек. Детонация наступает только тогда, когда горючая смесь предварительно подвергается воздействию высоких температур или давлений (перегрев двигателя, увеличение давления наддува). Природа возникновения детонации окончательно не изучена ввиду сложности и быстротечности протекающих процессов.

Наиболее полное объяснение процессов, протекающих при детонации, дает теория переокисления, согласно которой в процессе детонации образуются активные молекулы кислорода и топлива, взаимодействие которых вызывает появление ударных волн. Эти волны, соприкасаясь со стенками и головкой цилиндра, вызывают ее перегрев; отражаясь от стенок, ударные волны вызывают вибрацию деталей двигателя.

Склонность двигателя к детонации определяется его конструктивными особенностями, условиями эксплуатации, свойствами применяемого топлива.

Наиболее эффективной мерой борьбы с детонацией является подбор такого топлива, которое будет нормально сгорать в любых условиях.

За характеристику антидетонационных свойств топлив принято октановое число ОЧ. Октановым числом топлива называется процентное содержание по объему изооктана в эталонной смеси, обладающей такими же детонационными свойствами, как и испытуемое топливо. В качестве эталонной смеси применяют смесь изооктана C_8H_{18} и гектана C_7H_{16} .

Таким образом, ОЧ топлива, эквивалентного по своим антидетонационным свойствам чистому изооктану, равно 100.

Наиболее эффективным средством повышения антидетонационных свойств топлив является прибавка к ним специальных веществ — антидетонаторов. Самый результативный антидетонатор — тетраэтилсвинец $Pb(C_2H_5)_4$.

§ 4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

Связь между параметрами смеси, заполняющей цилиндр в начале и в конце процесса сгорания, устанавливается с помощью характеристического уравнения. При термодинамическом расчете за начало сгорания принято состояние газа в конце сжатия, соответствующее параметрам P_c, V_c, T_c .

Уравнение состояния

$$P_c V_c = 848 M_c T_c. \quad (43)$$

Количество молей газов в конце сжатия

$$M_c = M_{см} + M_f.$$

В конце сгорания состояние газа определяется параметрами P_z, V_z, T_z и количеством молей M_z :

$$M_z = M_{п.с} + M_f.$$

Уравнение состояния в точке z

$$P_z V_z = 848 M_z T_z. \quad (44)$$

Почленно разделив уравнение (44) на равенство (43), получим

$$\frac{P_z V_z}{P_c V_c} = \frac{M_z T_z}{M_c T_c}.$$

Отношение $\frac{M_z}{M_c}$ называется коэффициентом молекулярного изменения рабочей смеси. Используя соотношения (17) и (20), получаем

$$\frac{M_z}{M_c} = \frac{M_{n,r} + M_r}{M_{cm} + M_r} = \frac{M_{cm}\beta_0 + M_r}{M_{cm} + M_r} = \frac{\beta_0 + \frac{M_r}{M_{cm}}}{1 + \frac{M_r}{M_{cm}}} = \beta. \quad (45)$$

$$\text{С учетом } V_z = V_c = \text{const}, \quad \frac{P_z}{P_c} = \lambda$$

окончательно запишем

$$\lambda = \beta \frac{T_z}{T_c}. \quad (46)$$

Полученное уравнение содержит два неизвестных: P_z и T_z . Для отыскания этих неизвестных необходимо дополнительное условие, которым является уравнение, описывающее подвод тепла в процессе сгорания.

Уравнение первого закона термодинамики, записанное для участка диаграммы цикла $c-z$ (рис. 5), имеет вид

$$Q_{cz} = U_z - U_c + AZ_{cz} \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}.$$

Полагая, что процесс сгорания протекает при постоянном объеме, механическая работа AZ_{cz} будет равна нулю. Таким образом, тепло Q_{cz} , сообщенное рабочему телу на участке $c-z$, расходуется только на приращение внутренней энергии $\Delta U = U_z - U_c$. Остановимся несколько подробнее на величине Q_{cz} . При сгорании 1 кг углеводородного топлива выделяется тепло H_u , называемое низшей теплотворностью топлива. Для авиационного бензина $H_u = 10\,300$ ккал/кг. Процесс сгорания сопровождается неизбежными потерями тепла, связанными с теплоотводом его через стенки цилиндра, диссоциацией молекул продуктов реакции, догоранием в процессе расширения, химической неполнотой сгорания. Следовательно, тепло, сообщенное рабочему телу на участке $c-z$, будет равно

$$Q_{cz} = H_u - (\Delta Q_{ст} + \Delta Q_{дис} + \Delta Q_{дог}). \quad (47)$$

Полнота сгорания топлива определяется коэффициентом избытка воздуха α . При сгорании обогащенных смесей ($\alpha < 1$) вследствие неполноты сгорания количество выделившегося тепла определится по формуле

$$H_z = H_u - \Delta H_u,$$

где $\Delta H_u = 14700(1 - \alpha)$ ккал/кг топлива.

Величина H_z называется активной теплотворностью топ-

лива. Для произвольного значения коэффициента α выражение (47) будет иметь

$$Q_{cz} = H_z - (\Delta Q_{ст} + \Delta Q_{дис} + \Delta Q_{дог}). \quad (48)$$

Компоненты потерь тепла могут быть выражены в долях активной теплотворности топлива. Величина Q_{cz} может быть записана в виде ζH_z . Тогда

$$\zeta H_z = H_z - (\varphi_{ст} H_z + \varphi_{дис} H_z + \varphi_{дог} H_z),$$

или

$$\zeta H_z = H_z (1 - \varphi_{ст} - \varphi_{дис} - \varphi_{дог}).$$

Величина $\zeta = 1 - \varphi_{ст} - \varphi_{дис} - \varphi_{дог}$ называется коэффициентом выделения тепла.

Коэффициент выделения тепла авиационных двигателей лежит в пределах 0,85—0,95 и зависит в основном от качества смеси, т. е. α (рис. 10).

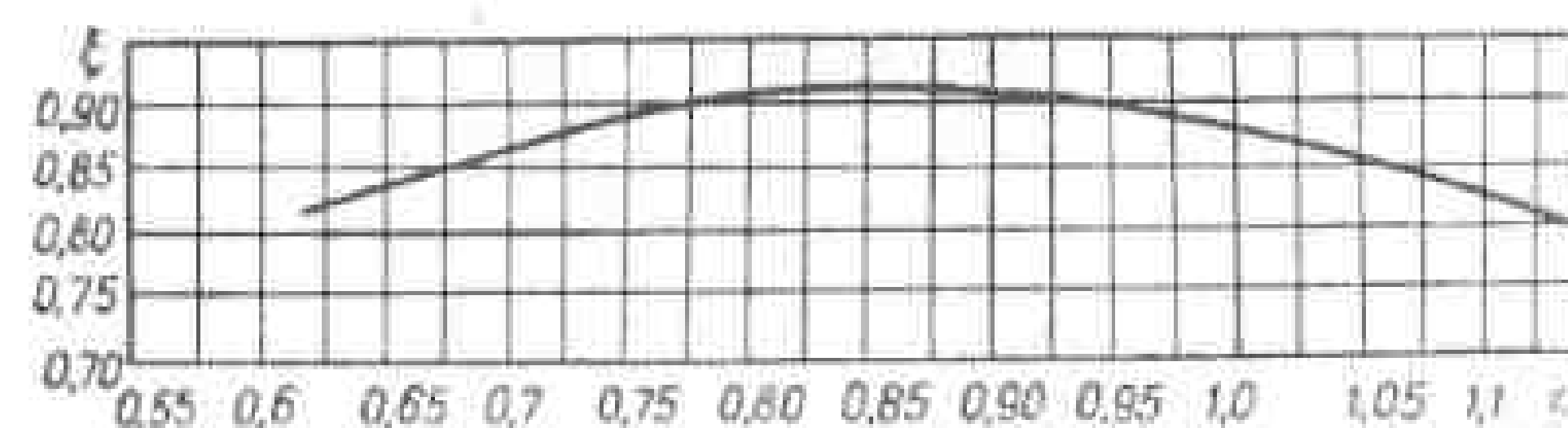


Рис. 10. Зависимость коэффициента ζ от α .

С учетом сказанного выше уравнение процесса сгорания

$$\zeta H_z + U_c = U_z. \quad (49)$$

Подставив в уравнение (49) значения внутренней энергии для точек c и z

$$U_c = M_c \mu \bar{c}_{v,c} (T_c - T_0)$$

и

$$U_z = M_z \mu \bar{c}_{v,z} (T_z - T_0),$$

получим

$$\zeta H_z + M_c \mu \bar{c}_{v,c} (T_c - T_0) = M_z \mu \bar{c}_{v,z} (T_z - T_0).$$

Разделив последнее равенство на величину

$$M_c = M_{cm}(1 + \nu) = \left(\frac{1}{m_r} + \alpha l'_0 \right) (1 + \nu)$$

и принимая во внимание $\frac{M_z}{M_c} \beta$, окончательно получим

$$\frac{\tau H_s}{\left(\frac{1}{m_r} + \alpha l'_0 \right) (1 + \nu)} + \bar{\mu} c_{Vc} (T_c - T_0) = \bar{\mu} c_{Vz} (T_z - T_0) \beta, \quad (50)$$

где $\bar{\mu} c_{Vc}$ и $\bar{\mu} c_{Vz}$ — средние молекулярные теплоемкости смеси газов в начале и в конце сгорания ($V = \text{const}$);

T_0 — начальная температура, при которой определялась теплотворность топлива.

Теплоемкости смеси газов зависят от температуры и состава смеси, т. е. коэффициента α .

Численные значения средней молекулярной теплоемкости смеси газов при $V = \text{const}$ приведены в табл. 2. По коэффициенту избытка воздуха α и коэффициенту остаточных газов ν_r ($\nu_r = 0,07 - 0,12$) определяют состав смеси в конце сжатия (точка c) и в конце сгорания (точка z) с помощью термодинамического расчета. По известной температуре $t^{\circ}\text{C}$ в конце сжатия вычисляют теплоемкость смеси $\bar{\mu} c_{Vc}$. В правой части уравнения (50) есть два неизвестных: $\bar{\mu} c_{Vz}$ и T_z .

Уравнение (50) решают методом последовательных приближений. При этом задаются некоторым значением температуры t_{zi} и по табл. 2 находят значения $\bar{\mu} c_{Vzi}$. Затем по формуле

$$\bar{\mu} c_{Vz} = \frac{\sum \bar{\mu} c_{Vzi} M_{zi}}{\beta M_{cm} (1 + \nu)}$$

определяют величину теплоемкости смеси, соответствующую предварительно принятому значению t_{zi} . После подстановки $\bar{\mu} c_{Vz}$ в уравнение (50) получают второе приближение для величины t_{zi} . Выполнив следующие приближения, добиваются тождества левой и правой частей уравнения (50). После нахождения температуры T_z по уравнению (46) находят степень повышения давления λ , а затем давление в конце сгорания:

$$P'_z = \lambda P_c, \quad (51)$$

В действительном цикле процесс сгорания протекает не при $V = \text{const}$, т. е. сгорание заканчивается не в точке z , а спустя $10 - 15^\circ$ угла поворота коленчатого вала после в. м. т. Поэтому максимальное давление P_z меньше расчетной величины P'_z . Приблизительно можно принять:

$$P_z = (0,80 \div 0,85) P'_z.$$

В авиационных двигателях максимальная температура процесса сгорания T_z равна примерно $2600 - 2900^\circ \text{K}$, давление конца сгорания $P_z = 50 \div 80 \text{ кг/см}^2$. При выполнении приближенного расчета цикла двигателя внутреннего сгорания можно принять, что при одинаковых температурах молекулярная теплоемкость рабочей смеси равна молекулярной теплоемкости воздуха. При этом предположении изменение внутренней энергии рабочей смеси при одинаковом перепаде температуры равно изменению внутренней энергии воздуха. Это позволяет решить уравнение (50) с помощью диаграмм изменения внутренней энергии моля воздуха и продуктов сгорания от начальной температуры T_0 (T_0 принята равной 300°K).

При известной температуре T_c из графика (рис. 11, а) находим величину $\bar{\mu} c_{Vc} (T_c - T_0)$. По уравнению (50) определяем величину $\bar{\mu} c'_{Vz} (T_z - T_0)$. На графике (рис. 11, б) по найденному значению $\bar{\mu} c'_{Vz} (T_z - T_0)$ для заданной величины α находим температуру T_z .

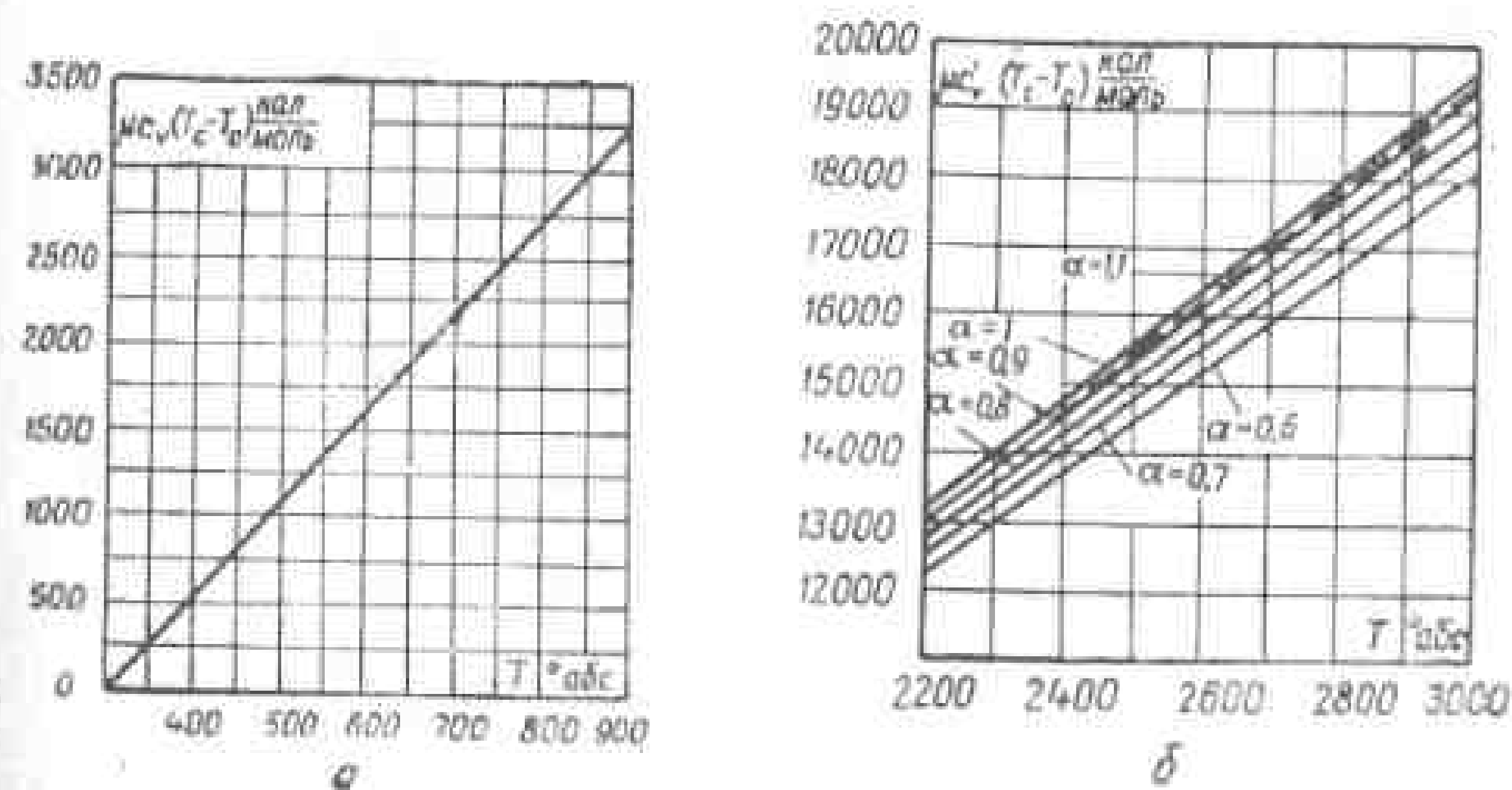


Рис. 11. Зависимости величины $\bar{\mu} c_{Vc} (T_c - T_0)$ и $\bar{\mu} c'_{Vz} (T_z - T_0)$ от T_c и T_z при различных α .

§ 5. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

В процессе расширения тепло, выделившееся при сгорании, преобразуется в работу. Расширение газовой смеси начинается с момента достижения максимального давления, что соответствует точке z' . Начальный период расширения сопровождается догоранием смеси, частичным выделением тепла, связанным с рекомбинацией молекул, т. е. протекает с подводом тепла. Показатель политропы этого периода меньше, чем показатель адиабаты.

По мере перемещения поршня к н. м. т. догорание топлива и восстановление продуктов диссоциации уменьшаются, отвод тепла стенкам увеличивается. Показатель политропы процесса расширения n_2 также возрастает. В некоторый момент времени, когда устанавливается равенство количества тепла, подводимого за счет догорания смеси и рекомбинации, количеству тепла, отводимому стенкам цилиндра, показатель политропы расширения n_2' достигает значения показателя адиабаты k_2 . При дальнейшем расширении преобладающую роль играет отвод тепла в стенки цилиндра, и показатель политропы расширения становится больше показателя адиабаты k_2 .

Таким образом, процесс расширения в реальных двигателях осуществляется по политропе с переменным показателем.

Расчет процесса расширения с учетом изменения показателя политропы затруднителен. Поэтому в прикладных расчетах при определении параметров газа и работы расширения действительный политропический процесс заменяется условным, при котором принимается средний показатель политропы расширения n_2 .

Показатель политропы n_2 может быть найден методом последовательных приближений исходя из баланса тепла за процесс расширения или из действительной индикаторной диаграммы с использованием уравнения

$$Z_{z-e_1} = \frac{1}{n_2 - 1} (P_z V_z - P_{e_1} V_{e_1}),$$

где P_z , V_z и P_{e_1} , V_{e_1} — соответственно давления и объемы начала и конца расширения действительного цикла. При этом точка e_1 соответствует началу открытия клапана выпуска.

При расчете процесса расширения в зависимости от типа двигателя и условий его работы обычно принимают $n_2 = 1,20 - 1,30$.

Учитывая уравнение политропы

$$P_z V_z^{n_2} = P_e V_e^{n_2} = \text{const}$$

и принимая во внимание $\frac{V_e}{V_z} = \frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$, определим давление и температуру конца расширения по формулам:

$$P_e = P_z \left(\frac{V_z}{V_e} \right)^{n_2} = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad (52)$$

$$T_e = T_z \left(\frac{V_z}{V_e} \right)^{n_2 - 1} = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}. \quad (53)$$

Давление в конце расширения для двигателей с наполнением из атмосферы достигает $P_e = 3 - 6 \text{ кг/см}^2$. При наддуве величина P_e возрастает приблизительно пропорционально давлению наддува P_k . Температура газа в конце расширения лежит в пределах $T_e = 1700 - 2000^\circ \text{ К}$.

§ 6. ПРОЦЕСС ВЫПУСКА

Процесс выпуска способствует более полному удалению продуктов сгорания из цилиндра. Недостаточная очистка цилиндра от остаточных газов уменьшает наполнение цилиндра свежей смесью, снижает скорость сгорания и сужает пределы устойчивого воспламенения смеси. Процесс выпуска должен протекать при минимально возможном давлении остаточных газов с целью уменьшения затраты работы на очистку цилиндра.

Начало процесса выпуска определяется моментом открытия клапана выпуска. Во всех современных двигателях клапан выпуска открывается до прихода поршня в н. м. т. в процессе расширения. Это способствует улучшению очистки цилиндра и уменьшению работы выпуска.

Открытие клапана выпуска в н. м. т. помимо ухудшения очистки цилиндра приводит к возрастанию давления в такте выпуска и увеличению работы, затрачиваемой на перемещение поршня. Слишком раннее открытие клапана выпуска вызывает уменьшение давления в конце процесса расширения, т. е. снижение полезной работы цикла. Поэтому для каждой конкретной конструкции двигателя существует некоторый оптимальный угол опережения открытия клапана выпуска, составляющий для современных двигателей $45 - 75^\circ$ угла поворота коленчатого вала до н. м. т.

Клапан выпуска закрывается с запаздыванием, т. е. после прохождения поршнем в. м. т. Угол запаздывания закрытия

клапана выпуска равен $2-40^\circ$. Как было сказано ранее, клапан впуска открывается до прихода поршня в в. м. т. В результате в конце процесса выпуска открыты оба клапана. При этом свежая смесь, поступающая в цилиндр, выталкивает остаточные газы, способствуя лучшей очистке цилиндра.

При расчете теоретического цикла давление в процессе выпуска P_f выбирают в зависимости от конструкции выхлопной системы и противодействия наружной среды. Обычно принимают

$$P_f = (1,05 - 1,15) P_0, \quad (54)$$

где P_0 — наружное давление.

Температуру остаточных газов определяют из уравнения политропы

$$T_f = T_e \left(\frac{P_f}{P_e} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (55)$$

Показатель политромы процесса выпуска лежит в пределах 1,33—1,35.

ГЛАВА 3

МОЩНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. ИНДИКАТОРНАЯ МОЩНОСТЬ И ИНДИКАТОРНЫЙ УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Индикаторной мощностью N_i называется мощность, развиваемая газами в цилиндре двигателя. Индикаторная мощность определяется величиной работы цикла Z_i и количеством циклов в единицу времени. Так как в четырехтактном двигателе рабочий цикл завешается за два оборота коленчатого вала, индикаторная мощность может быть выражена формулой

$$N_i = \frac{Z_i n_i}{275 \cdot 60} \text{ л. с.},$$

где i — число цилиндров двигателя;

n — число оборотов двигателя в минуту.

Заменяв Z_i произведением среднего индикаторного давления на рабочий объем цилиндра, окончательно получим

$$N_i = \frac{P_i V_h n_i}{900} \text{ л. с.} \quad (56)$$

В формуле (56) величина P_i измеряется в килограммах на квадратный сантиметр, а V_h — в литрах.

Остановимся подробнее на определении среднего индикаторного давления:

$$P_i' = \frac{Z_i}{V_h} = \frac{1}{A} \cdot \frac{Q \eta_u}{V_h}. \quad (57)$$

Количество тепла Q , выделившееся в цилиндре в течение цикла, равно объему заряда смеси, поступившей в цилиндр, умноженному на ее теплотворность:

$$Q = H_{см} V_{см}.$$

Теплотворность смеси — это количество тепла, выделившееся при сгорании 1 см³ смеси топлива и воздуха при заданной величине коэффициента избытка воздуха α

$$H_{см} = \frac{H_u}{22,4 \left(\frac{1}{m_r} + \alpha l'_0 \right)} \text{ ккал/моль.}$$

Здесь 22,4 — объем моля смеси при давлении 760 мм рт. ст. и температуре 25° С (298° К), при которой определялась теплотворность топлива.

Тогда выражение (57) примет вид

$$P_i' = \frac{1}{A} \cdot \frac{H_u}{22,4 \left(\frac{1}{m_r} + \alpha l'_0 \right)} \cdot \frac{V_{см}}{V_h} \eta_u \text{ кг/м}^2. \quad (57a)$$

В соответствии с формулой (30)

$$\frac{V_{см}}{V_h} = \eta_v = \eta_v \left(1 + \frac{1}{m_r \alpha l'_0} \right).$$

Учитывая, что $22,4 l'_0 = V_0 \text{ м}^3$, после соответствующих преобразований получим

$$P_i' = 427 \frac{H_u}{22,4 \alpha l'_0} \eta_v \eta_u = 427 \frac{H_u}{\alpha V_0} \eta_v \eta_u \text{ кг/м}^2.$$

Заменяв $V_0 = \frac{l_0}{\gamma_0}$, перепишем уравнение:

$$P_i' = 0,0427 \frac{H_u}{\alpha l_0} \eta_V \eta_i \gamma_0 \text{ кг/см}^2. \quad (576)$$

Давление P_i' соответствует теоретической диаграмме цикла. Площадь индикаторной диаграммы действительного цикла меньше площади диаграммы теоретического цикла, что учитывается коэффициентом полноты диаграммы ρ . Поэтому среднее индикаторное давление действительного цикла

$$P_i = 0,0427 \frac{H_u}{\alpha l_0} \eta_V \eta_i \gamma_0 \rho. \quad (58)$$

Как следует из выражения (58), среднее индикаторное давление пропорционально теплотворности топлива, плотности воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, индикаторному к. п. д. и коэффициенту наполнения. Среднее индикаторное давление авиационных поршневых двигателей достигает 20—30 кг/см².

Из равенства (58) можно получить формулу для определения индикаторного к. п. д.:

$$\eta_i = 0,0686 \frac{P_i \alpha l_0 T_0}{H_u \eta_V P_0}. \quad (59)$$

Индикаторный к. п. д. характеризует тепловое совершенство двигателя. У авиационных поршневых двигателей индикаторный к. п. д. достигает 0,33—0,36. Полученные значения P_i и η_i для двигателя с наполнением из атмосферы могут быть использованы и при расчете двигателя с наддувом. В этом случае необходимо заменить параметры P_0 , γ_0 , T_0 на P_k , γ_k , T_k , а η_V — на η_{Vk} .

Важной характеристикой двигателя является также удельный индикаторный расход топлива. Удельным индикаторным расходом называется часовое количество топлива, расходуемое двигателем в течение часа на одну индикаторную лошадиную силу:

$$c_i = \frac{G_H}{N_i} \text{ кг/л.с.}\cdot\text{ч}, \quad (60)$$

где G_H — часовой расход топлива.

Полагая работу 1 л.с. в течение 1 ч эквивалентной 632,3 ккал, а количество тепла, затраченное в действительности на одну индикаторную лошадиную силу равным $c_i H_u$, представим индикаторный к. п. д. двигателя выражением

$$\eta_i = \frac{632,3}{c_i H_u}, \quad (61)$$

откуда

$$c_i = \frac{632,3}{H_u \eta_i}. \quad (62)$$

У современных авиационных двигателей

$$c_i = 0,170 - 0,250 \text{ кг/л.с.}\cdot\text{ч}.$$

Из приведенных выражений следует, что при заданных размерах цилиндра, теплотворности топлива и оборотах двигателя индикаторная мощность N_i и удельный расход топлива c_i определяются величинами среднего индикаторного давления и индикаторным к. п. д.

Рассмотрим зависимость этих величин от эксплуатационных и конструктивных особенностей двигателя.

Влияние состава смеси. Изменение состава смеси значительно влияет на величину индикаторного к. п. д., изменяет полноту и скорость сгорания, а также величину потерь тепла через стенки. Полнота сгорания смеси увеличивается с ростом коэффициента избытка воздуха до $\alpha = 1,05 - 1,10$. При дальнейшем обеднении смеси полнота сгорания практически не изменяется. Падение полноты сгорания обуславливает уменьшение индикаторного к. п. д. (соответственно — увеличение удельного расхода топлива).

Влияние α на полноту сгорания, характеризуемую величиной активной теплотворности топлива H_k , показано на рис. 12.

Увеличение скорости сгорания $U_{ср}$ способствует росту η_i . Это объясняется, во-первых, приближением действительного цикла двигателя к идеальному с подводом тепла при $V = \text{const}$; во-вторых, уменьшением потери тепла через стенки цилиндра. Скорость сгорания однородных горючих смесей становится максимальной при $\alpha = 0,85 - 0,9$ (рис. 12).

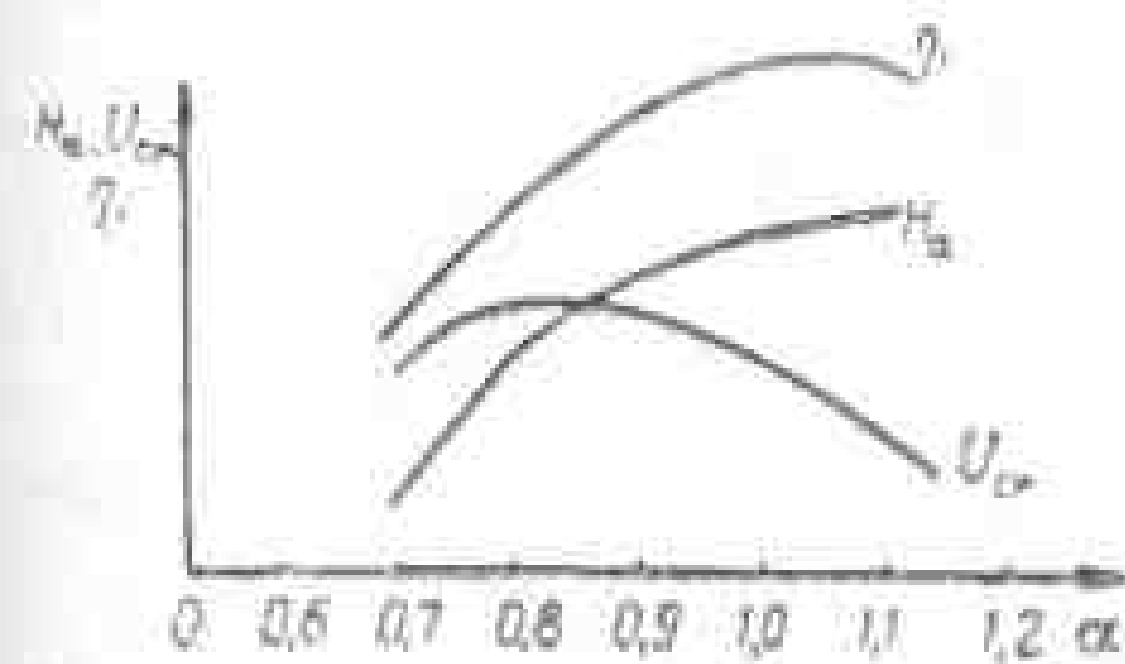


Рис. 12. Зависимости H_k , $H_{ср}$, η_i от α .

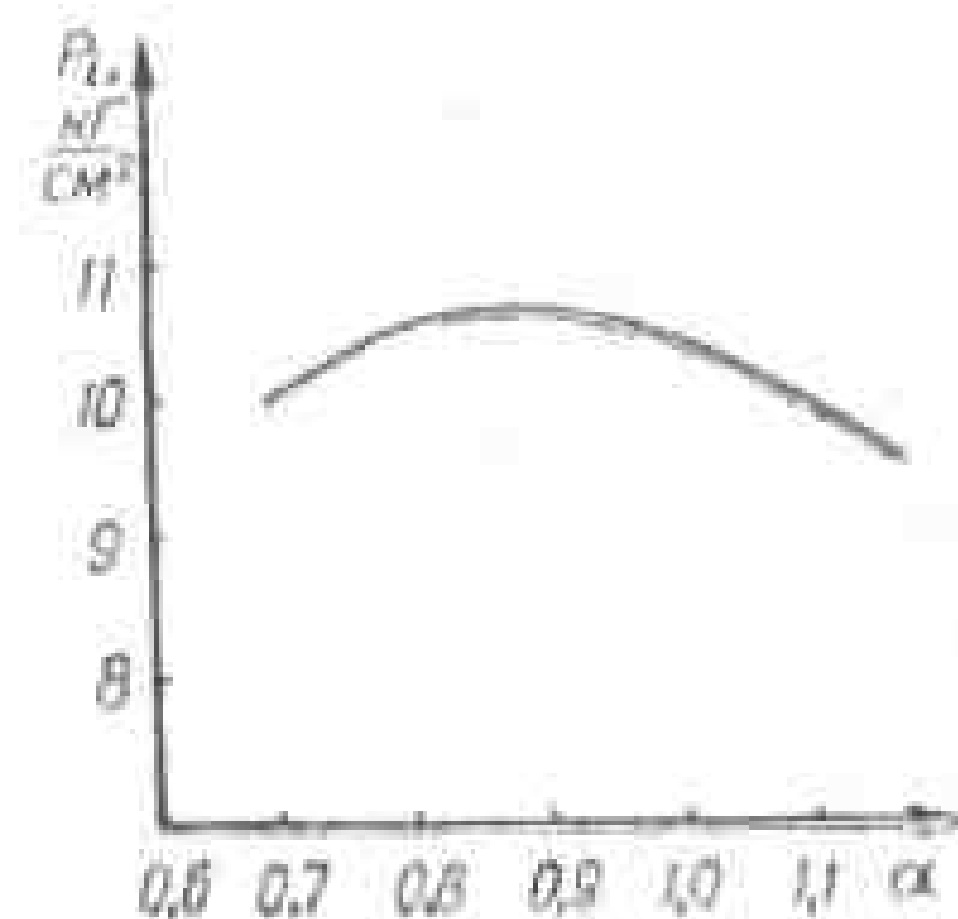


Рис. 13. Зависимость P_i от α .

В связи с этим по мере обеднения смеси η_i двигателя возрастает вначале за счет увеличения и полноты, и скорости сгорания, а затем только за счет полноты сгорания. При $\alpha = 1,05—1,10$ индикаторный к. п. д. достигает максимума. При дальнейшем увеличении α в связи с уменьшением скорости сгорания η_i начинает падать. Зависимость среднего индикаторного давления P_i от α приведена на рис. 13.

При $\alpha = 0,85—0,9$ с увеличением подвода тепла, вносимого в двигатель (H_0), и достижения наибольшей скорости сгорания среднее индикаторное давление P_i становится максимальным. Таким образом, для получения максимальной мощности необходимо обогащать смесь до указанных значений α .

Смеси, соответствующие $\alpha = 1,05—1,1$, обеспечивают минимальный удельный расход топлива.

Влияние опережения зажигания. Изменение момента подачи искры существенно влияет на величину η_i и вид индикаторной диаграммы.

Индикаторная работа и индикаторный к. п. д. будут наибольшими при некотором наимыгоднейшем опережении зажигания, обеспечивающем завершение процесса сгорания вблизи в. м. т. При наимыгоднейшем угле опережения зажигания двигатель, развивая наибольшую мощность, будет работать наиболее экономично.

Влияние наддува. При повышении давления воздуха на входе в цилиндр увеличиваются давление и температура цикла. При этом возрастает весовой заряд смеси, поступающей в цилиндры двигателя, что приводит к росту индикаторной мощности. Одновременно увеличивается и количество тепла, отдаваемое стенкам цилиндра. Так как при наддуве индикаторная мощность растет быстрее, чем количество тепла, отводимое стенкам, то относительная потеря тепла уменьшается, а индикаторный к. п. д. растет.

Влияние дросселирования. В результате прикрытия дроссельной заслонки на входе в цилиндры двигателя снижается давление газов в процессе сжатия и сгорания, возрастает концентрация остаточных газов, вследствие чего уменьшается скорость сгорания. При дросселировании увеличивается относительная потеря тепла в стенки цилиндра и потеря тепла на диссоциацию. В результате индикаторный к. п. д. двигателя уменьшается. Падение индикаторного к. п. д. и коэффициента наполнения при дросселировании двигателя обуславливают уменьшение индикаторного давления.

Наряду с перечисленными факторами на величину индикаторного к. п. д. и среднего индикаторного давления влияют также атмосферные условия, число оборотов двигателя, форма камеры сгорания и размеры цилиндров двигателя.

В двигателях без наддува среднее индикаторное давление изменяется пропорционально давлению наружного воздуха, так как при этом коэффициент наполнения не зависит от внешнего давления. Зависимость среднего индикаторного давления P_{ik} от температуры наружного воздуха характеризуется равенством

$$\frac{P_{i2}}{P_{i1}} = \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{02}}}$$

У двигателей с наддувом при неизменном P_k повышение внешнего давления приводит к уменьшению P_i в связи с уменьшением коэффициента наполнения. Зависимость среднего индикаторного давления P_{ik} от температуры наружного воздуха аналогично предыдущему будет

$$\frac{P_{ik2}}{P_{ik1}} = \sqrt{\frac{T_{к1}}{T_{к2}}}$$

Изменение внешних условий (P_0 и T_0) практически не влияет на величину индикаторного к. п. д. двигателя.

Влияние числа оборотов на величину среднего индикаторного давления определяется зависимостью η_i от числа оборотов. Индикаторный к. п. д. с ростом оборотов незначительно увеличивается, что обусловлено условиями теплообмена в цилиндрах двигателя. Форма камеры сгорания и размеры цилиндра определяют величину поверхности теплообмена. Минимальная для заданного объема поверхность теплоотдачи обеспечивает наибольшее значение индикаторного к. п. д. Этим условиям в наибольшей мере отвечают полусферические камеры сгорания, применяемые в авиационных двигателях.

§ 2. ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ

Эффективной мощностью авиационного двигателя называется мощность N_e , передаваемая от коленчатого вала к винту. Эффективная мощность равна разности между индикаторной мощностью и мощностью, затрачиваемой на преодоление механических потерь:

$$N_e = N_i - N_r \quad (63)$$

Мощность механических потерь в общем виде может быть выражена суммой составляющих

$$N_r = N_{тр} + N_{нас} + N_{пр} + N_k \quad (64)$$

где $N_{тр}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление трения в деталях и подшипниках;

$N_{нас}$ — мощность, затрачиваемая на выполнение работы наполнения и выпуска;

$N_{пр}$ — мощность привода вспомогательных агрегатов;
 N_k — мощность привода нагнетателя.

У современных авиационных двигателей мощность трения без учета привода нагнетателя равна 10—15% индикаторной мощности. Для двигателей без наддува мощность трения

$$N_r = \frac{P_r V_h n i}{900} \quad (65)$$

Величина P_r называется средним давлением трения и может быть определена по полуэмпирической формуле проф. М. М. Масленникова:

$$P_r = k(\epsilon + 8,5)c_n \text{ кг/см}^2, \quad (66)$$

где ϵ — степень сжатия;

c_n — средняя скорость перемещения поршня;

k — коэффициент, принимаемый для звездообразных двигателей равным 0,01.

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора, достигает 10—20% от N_i и определяется по формуле

$$N_k = \frac{G_a Z_{ад.к}}{75\eta_k} \text{ кг/см}^2, \quad (67)$$

где G_a — секундный весовой расход воздуха через двигатель;

$Z_{ад.к}$ — адиабатическая работа сжатия воздуха в компрессоре;

η_k — эффективный к. п. д. компрессора, равный 0,65—0,72.

Отношение эффективной мощности к индикаторной называется механическим к. п. д. двигателя:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (68)$$

Для авиационных двигателей без нагнетателя $\eta_m = 0,85—0,90$, для двигателей с нагнетателем $\eta_m = 0,70—0,80$. Отсюда

$$N_e = N_i \eta_m = \frac{\eta_m P_i V_h n i}{900} \text{ л.с.}$$

Произведение $P_i \eta_m$ называют средним эффективным давлением P_e .

Окончательно

$$N_e = \frac{P_e V_h n i}{900} \quad (69)$$

Отношение количества тепла, превращенного в эффективную работу, к теплу, введенному в двигатель при сгорании топлива, называется эффективным к. п. д.:

$$\eta_e = \frac{AZ_c}{Q_i} = \frac{AZ_i \eta_m}{Q_i}$$

но

$$\frac{AZ_i}{Q_i} = \eta_i$$

тогда

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (70)$$

Эффективный к. п. д. учитывает все потери энергии двигателя, достигая у современных авиационных поршневых двигателей 0,20—0,28.

Удельным эффективным расходом топлива называется расход топлива, отнесенный к эффективной мощности:

$$c_e = \frac{G_f}{N_e} \quad (71)$$

Из предыдущего

$$G_f = c_i N_i$$

тогда

$$c_e = \frac{c_i N_i}{N_e} = \frac{c_i}{\eta_m}$$

или

$$c_e = \frac{632,3}{\eta_m \eta_i H_u} = \frac{632,3}{\eta_e H_u} \text{ кг/э. л. с. } \cdot \text{ч.} \quad (72)$$

Удельный эффективный расход топлива авиационных поршневых двигателей лежит в пределах 0,200—0,320 кг/э. л. с. · ч.

ХАРАКТЕРИСТИКИ АВИАЦИОННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Авиационные двигатели проектируются на определенную мощность, называемую номинальной, которую они могут развивать при заданных условиях (на земле или на расчетной высоте) и определенном числе оборотов коленчатого вала.

Для оценки технико-экономических показателей двигателей при работе их в различных эксплуатационных условиях пользуются характеристиками двигателей. Наиболее важными являются внешняя, дроссельная (винтовая) и высотная характеристики.

§ 1. ВНЕШНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Зависимость эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива от числа оборотов при полностью открытой дроссельной заслонке называется внешней характеристикой двигателя. Внешняя характеристика определяет наибольшую мощность, которую может развивать двигатель при различных оборотах коленчатого вала. В связи с этим топливная аппаратура при работе двигателя на внешней характеристике регулирует качество смеси на максимальную мощность ($\alpha \approx 0,85$). Опережение зажигания также регулируется на максимальную мощность.

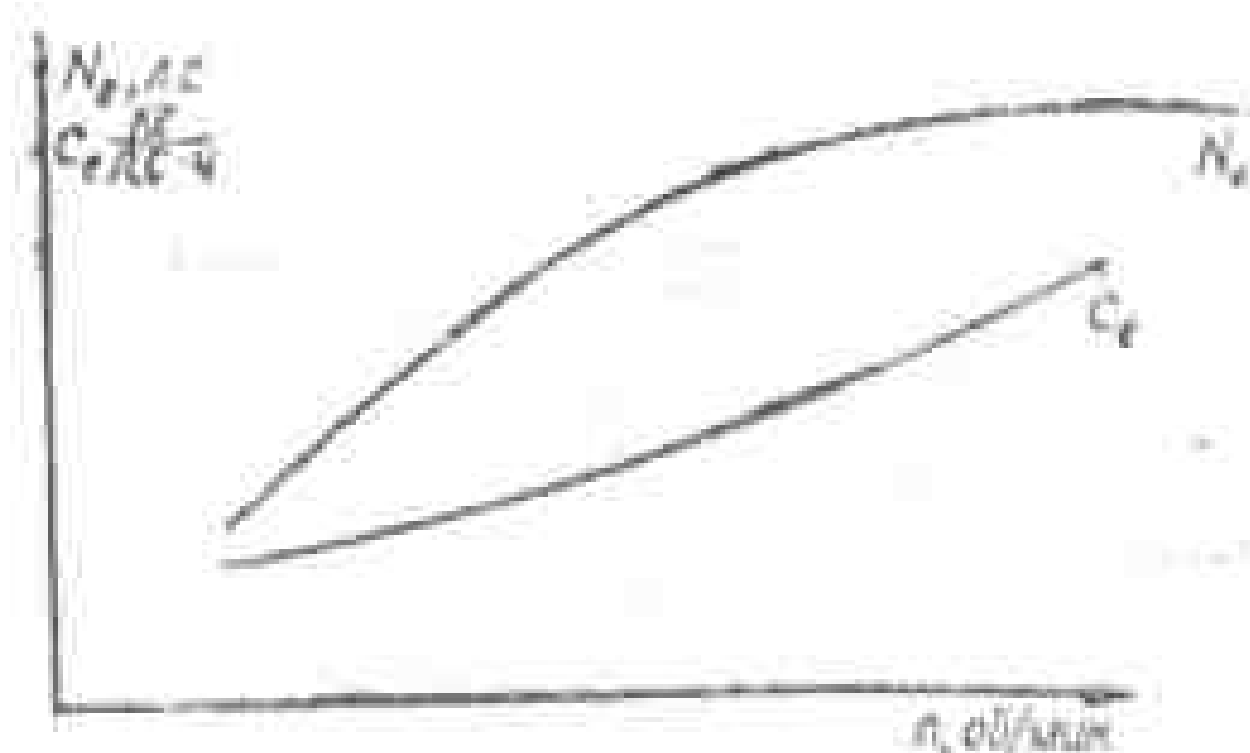


Рис. 14. Типичная внешняя характеристика авиационного поршневого двигателя с наддувом.

Внешняя характеристика двигателя снимается в стендовых условиях. В качестве нагрузки на валу двигателя применяются гидравлические, электрические или воздушные тормоза. Наибольшее распространение получили воздушные нагрузочные устройства — воздушные винты изменяемого шага.

Внешняя характеристика (рис. 14) снимается в диапазонах

оборотов $(1,0 \div 1,1) n_{\max} \div 0,8 n_{\max}$, что соответствует эксплуатационному диапазону работы двигателя.

При повышении числа оборотов двигателя и неизменном коэффициенте избытка воздуха α , а также оптимального угла опережения зажигания индикаторный к. п. д. и отношение η_i/α при всех числах оборотов останутся неизменными. В этом случае индикаторная мощность пропорциональна числу оборотов и коэффициенту наполнения.

По мере увеличения числа оборотов коэффициент наполнения уменьшается в связи с ростом гидравлических сопротивлений во всасывающей системе. Поэтому индикаторная мощность увеличивается значительно медленнее, чем число оборотов.

В связи с таким характером зависимости $\eta_V = \eta_V(n)$, начиная с некоторого числа оборотов N_i , возрастает незначительно или даже начинает падать. В двигателях с наддувом с ростом числа оборотов температура воздуха на выходе из нагнетателя увеличивается, при этом давление P_k при помощи дроссельной заслонки сохраняется постоянным. В результате плотность воздуха на выходе из нагнетателя уменьшается. Следовательно, индикаторная мощность работающего на внешней характеристике двигателя с наддувом возрастает с увеличением числа оборотов еще медленнее, чем у двигателя без наддува.

Мощность механических потерь N_f в двигателе увеличивается примерно пропорционально квадрату числа оборотов. Мощность, потребляемая нагнетателем, растет примерно пропорционально кубу числа оборотов. Изменения N_f , N_r , N_k от числа оборотов приводят к тому, что эффективная мощность вначале возрастает, а затем при значительном увеличении N_f и N_k начинает падать. Механический к. п. д. двигателя с увеличением оборотов падает.

Удельный индикаторный расход топлива c_i при постоянных α и η_i сохраняется неизменным. Удельный эффективный расход топлива вследствие уменьшения η_m с ростом числа оборотов увеличивается.

§ 2. ДРОССЕЛЬНЫЕ, ИЛИ ВИНТОВЫЕ, ХАРАКТЕРИСТИКИ

Зависимость эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива от числа оборотов при нагрузке винтом фиксированного шага называется дроссельной характеристикой.

На большинстве современных поршневых двигателей применяются винты изменяемого шага (ВИШ); угол установки лопастей таких винтов изменяется в определенных пределах.

Если установить лопасти винта на некоторый угол θ , не

меняя его, изменять положение дроссельной заслонки двигателя, то его мощность и обороты будут изменяться по винтовой характеристике, представляющей собой кубическую параболу:

$$N_e = k\beta\gamma_0 n^3, \quad (73)$$

где k — коэффициент, постоянный для данного винта и зависящий главным образом от его диаметра;

β — коэффициент мощности, зависящий от угла установки лопастей и скорости полета;

γ_0 — удельный вес воздуха;

n — число оборотов винта, об/мин.

При полностью открытой дроссельной заслонке двигателя винтовая характеристика при определенном числе оборотов пересечет в некоторой точке внешнюю характеристику.

Область возможных режимов работы двигателя с данным винтом ограничена винтовыми характеристиками (рис. 15), построенными при максимальном и минимальном углах установки лопастей, и отрезком внешней характеристики, расположенным между точками пересечения с винтовыми характеристиками.

Остановимся на зависимости эффективного удельного расхода топлива от числа оборотов при работе двигателя по винтовой характеристике.

Зависимость c_e от n приведена на рис. 16. При уменьшении числа оборотов двигателя эффективный удельный расход топлива c_e сначала уменьшается, а затем резко увеличивается.

Такой характер изменения c_e от n объясняется изменением коэффициента избытка воздуха α , что обеспечивается топливной аппаратурой двигателя (карбюратором или регулятором смеси насоса непосредственного впрыска). При максимальном числе оборотов, соответствующем взлетному режиму работы двигателя, в цилиндры двигателя подается обогащенная смесь ($\alpha \approx 0,85$ для двигателей без наддува и $\alpha \approx 0,65 \div 0,75$ для двигателей с наддувом) для устранения перегрева двигателя и предотвращения детонации. По мере уменьшения оборотов ($n = 0,75 \div 0,85 n_{\max}$) температурный режим работы двигателя снижается, что позволяет обеднить смесь до $\alpha = 0,9 \div 1,0$. Это соответствует экономичному режиму работы двигателя.

При дальнейшем уменьшении оборотов путем прикрытия дроссельной заслонки увеличивается количество остаточных газов, скорость сгорания снижается. Для обеспечения устойчивой работы двигателя необходимо обогащать смесь до $\alpha = 0,8 \div 0,85$ на максимальных оборотах ($0,5 \div 0,6 n_{\max}$) и до

$\alpha = 0,6 \div 0,7$ на минимальных. Такое обогащение смеси и одновременное уменьшение механического к. п. д. (индикаторная мощность N_i падает быстрее, чем мощность трения) при-

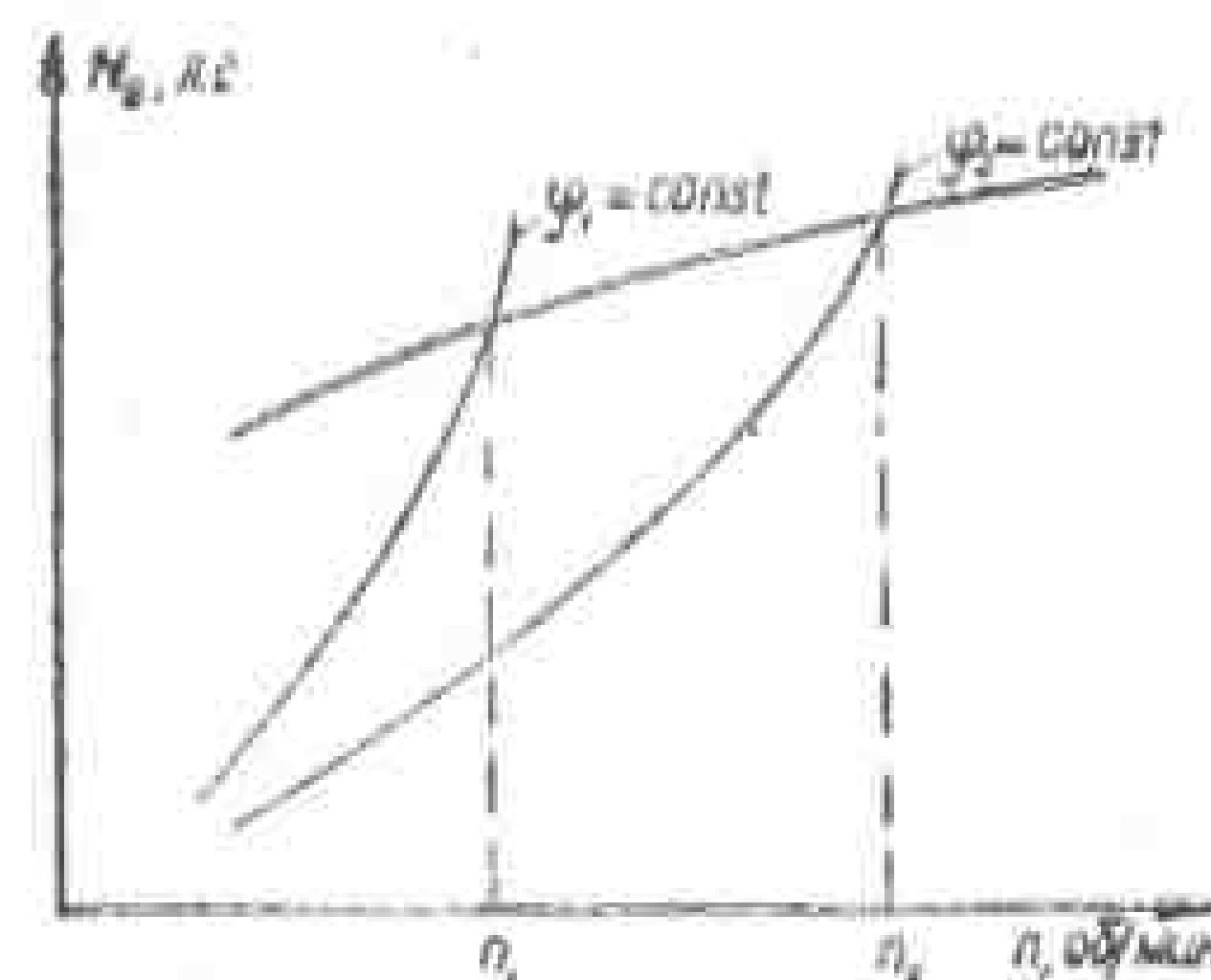


Рис. 15. Винтовая характеристика двигателя при фиксированном угле установки лопастей винта.

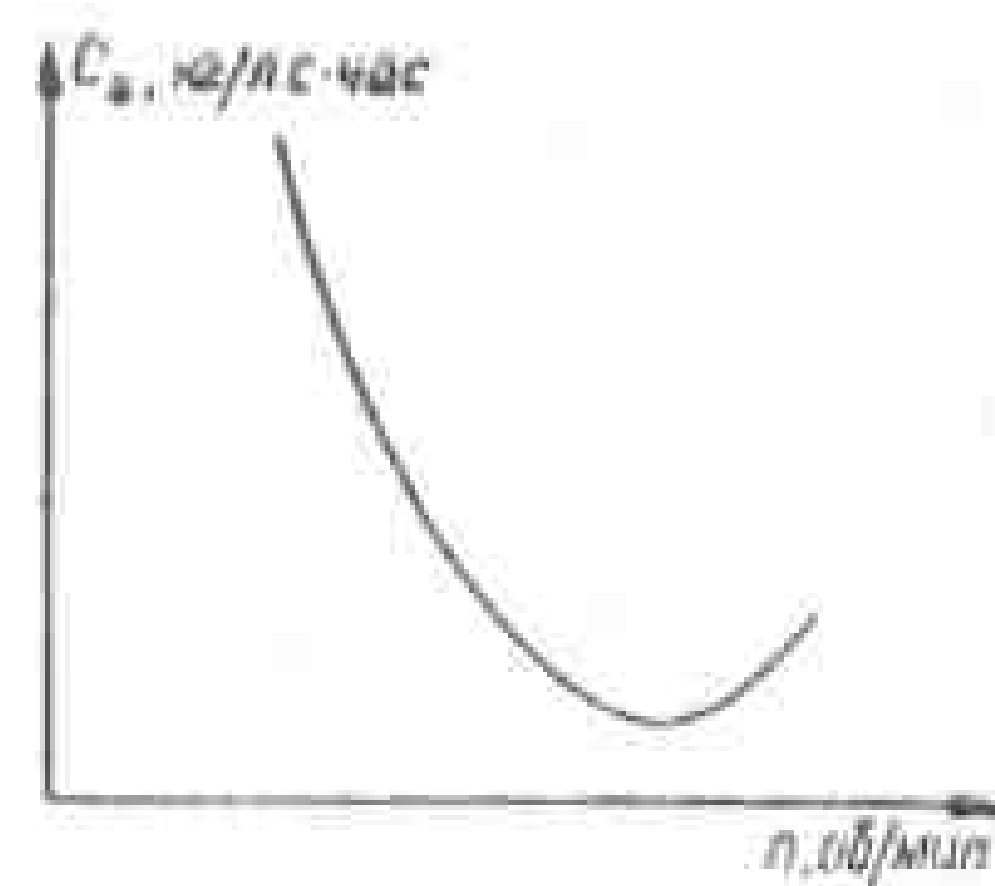


Рис. 16. Зависимость c_e от n .

водят к увеличению удельного эффективного расхода топлива при уменьшении оборотов по винтовой характеристике, начиная примерно с $n = (0,8 \div 0,9) n_{\max}$.

§ 3. ВЫСОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Высотной характеристикой двигателя без наддува называется зависимость эффективной мощности и эффективного удельного расхода топлива от высоты полета при полностью открытой дроссельной заслонке, постоянных оборотах и неизменном качестве смеси.

В двигателях с наддувом, кроме упомянутых выше условий, при построении высотной характеристики сохраняется постоянным давление наддува от земли до расчетной высоты.

При постоянных оборотах и неизменном отношении η_i/α для двигателя без наддува

$$N_i = k\eta_i\gamma_0; \quad (74)$$

$$N_e = k\eta_i\gamma_0\eta_m,$$

где k — постоянная величина, не зависящая от высоты полета.

С подъемом на высоту удельный вес воздуха уменьшается.

Наряду с этим в связи с понижением температуры воздуха коэффициент наполнения уменьшается, что характеризуется зависимостью

$$\frac{\eta_{vH}}{\eta_{v0}} = \sqrt{\frac{T_H}{T_0}}$$

Индикаторная мощность на некоторой высоте H определяется из соотношения

$$N_{iH} = \frac{\eta_{vH} \gamma_H}{\eta_{v0} \gamma_0} N_{i0} = \sqrt{\frac{T_H}{T_0}} \frac{V_H}{V_0} N_{i0} = \frac{P_H}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_H}} N_{i0}. \quad (75)$$

Как вытекает из формулы (75), с поднятием на высоту $\sqrt{N_i}$ изменяется прямо пропорционально уменьшению атмосферного давления и обратно пропорционально корню квадратному из температуры воздуха. Мощность механических сопротивлений N_r с поднятием на высоту уменьшается медленнее, чем индикаторная мощность, в связи с чем механический к. п. д. η_m уменьшается. Это приводит к более быстрому падению эффективной мощности N_e с увеличением высоты.

Эффективная мощность двигателя без наддува при $n = \text{const}$ и $\alpha = \text{const}$, развиваемая на заданной высоте, определяется по приближенной формуле

$$N_{eH} = N_{e0} \left(1,11 \frac{P_H}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_H}} - 0,11 \right), \quad (76)$$

где P_H, T_H — давление и температура воздуха на расчетной высоте;

P_0, T_0, N_0 — соответственно давление, температура воздуха и эффективная мощность двигателя на земле.

Удельный индикаторный расход топлива c_i при $\alpha = \text{const}$ и $n = \text{const}$ практически не зависит от высоты полета. Удельный эффективный расход топлива c_{eH} вследствие уменьшения механического к. п. д. с подъемом на высоту увеличивается:

$$c_{eH} = \frac{c_{iH}}{\eta_{mH}} = \frac{c_{i0} N_{i0}}{N_{eH}}. \quad (77)$$

Или с учетом (76)

$$c_{eH} = \frac{c_{e0}}{1,11 - 0,11 \frac{P_0}{P_H} \sqrt{\frac{T_H}{T_0}}}. \quad (78)$$

Типичная высотная характеристика двигателя без наддува показана на рис. 17.

Для поддержания заданной эффективной мощности двигателя до некоторой высоты на нем устанавливается нагне-

татель, поддерживающий постоянным давление воздуха на входе в двигатель до расчетной высоты. Такой двигатель называется высотным.

В настоящее время наибольшее распространение в качестве агрегатов наддува получили центробежные нагнетатели, приводимые во вращение от коленчатого вала двигателя. Область применения приводных центробежных нагнетателей ограничивается степенью повышения давления 1,5—1,6. При

больших значениях $\pi_k = \frac{P_k}{P_0}$

мощность, потребляемая нагнетателем, становится значительной (более 10% N_i), и экономичность двигателя падает. Высотные характеристики двигателей с наддувом по характеру изменения давления наддува состоят из двух участков: участка, соответствующего интервалу высот $H_0 < H < H_{\text{расч}}$, на котором давление P_k постоянно, и участка высот $H > H_{\text{расч}}$, на котором с поднятием на высоту давление наддува падает. На втором участке характер высотной характеристики аналогичен высотной характеристике двигателя без нагнетателя.

Рассмотрим высотную характеристику двигателя с нагнетателем на участке $H_0 < H < H_{\text{расч}}$. Эффективная мощность двигателя определяется уравнением

$$N_e = N_i - N_r - N_k.$$

Индикаторная мощность двигателя N_i по мере увеличения высоты возрастает, т. к. с подъемом на высоту при постоянном давлении P_k температура воздуха, поступающего в двигатель, и противодавление на выходе из него уменьшаются. Все это способствует улучшению очистки цилиндра и увеличению носового заряда смеси.

Мощность механических потерь N_r при постоянном числе оборотов двигателя практически не изменяется. Мощность, затрачиваемая на привод нагнетателя при $n = \text{const}$ и постоянной эффективной работе нагнетателя, пропорциональна расходу воздуха через двигатель. Расход воздуха при сохранении постоянным P_k и снижении температуры воздуха по мере увеличения высоты полета до $H_{\text{расч}}$ увеличивается, в результате

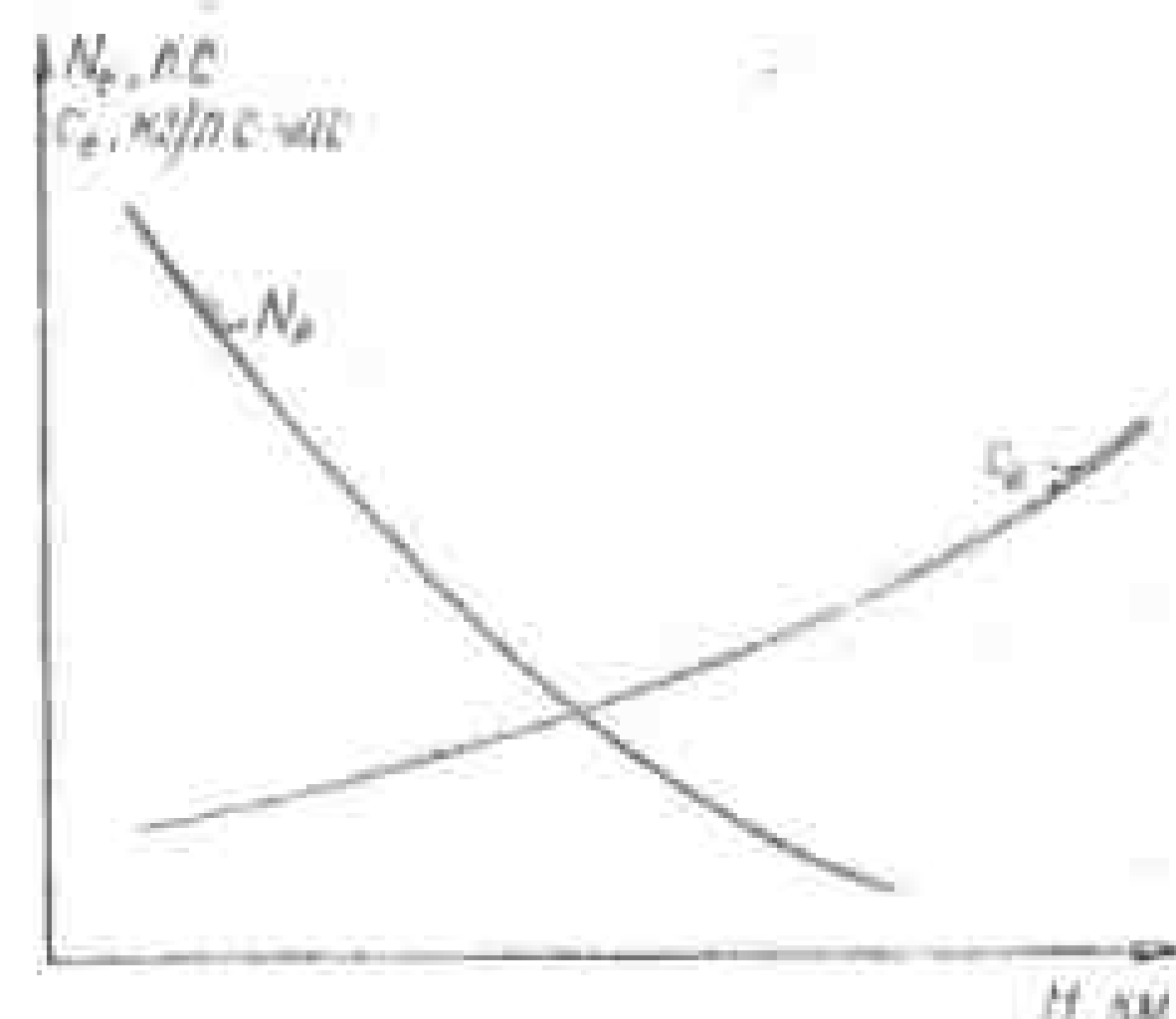


Рис. 17. Типичная высотная характеристика двигателя без наддува.

несколько возрастает и N_k . Однако увеличение N_i до расчетной высоты преобладает, вследствие чего эффективная мощность с подъемом на расчетную высоту возрастает. При достижении расчетной высоты давление P_k уменьшается, характер изменения N_e при дальнейшем увеличении высоты аналогичный характеру изменения N_e двигателя без наддува.

Изменение удельного эффективного расхода топлива двигателя с наддувом при изменении высоты определяется по формуле (77)

$$c_{eH} = c_{10} \frac{N_{eH} + N_{rH} + N_{кH}}{N_{eH}} = c_{10} \left(1 + \frac{N_{rH} + N_{кH}}{N_{eH}} \right).$$

Так как с изменением высоты $c_{10} \approx \text{const}$, а N_{eH} увеличивается быстрее, чем $N_{rH} + N_{кH}$, то при увеличении высоты c_{eH} будет уменьшаться. После расчетной высоты c_{eH} увеличивается аналогично двигателю без наддува. Типичная высотная характеристика поршневого двигателя показана на рис. 18.

Как указывалось выше, у высотных двигателей давление за нагнетателем до расчетной высоты должно оставаться постоянным. Но так как давление окружающей среды с увеличением высоты уменьшается, то при отсутствии специального регулирования наддува P_k также будет уменьшаться.

Существует несколько способов регулирования. Наиболее распространенным является способ дросселирования нагнетателя. При таком способе на входе в нагнетатель устанавливают регулирующее устройство (заслонку, лопатки Полковникова).

Нагнетатель рассчитывают таким образом, чтобы при полностью открытом регуляторе на расчетной высоте давление за нагнетателем было равным P_k . С уменьшением высоты полета регулятор давления прикрывается, и давление на входе в нагнетатель уменьшается до такой степени, чтобы P_k оставалось бы постоянным.

Другой способ заключается в изменении числа оборотов нагнетателя. Число оборотов нагнетателя выбирают таким, чтобы на расчетной высоте давление было равным P_k . С уменьшением высоты число оборотов

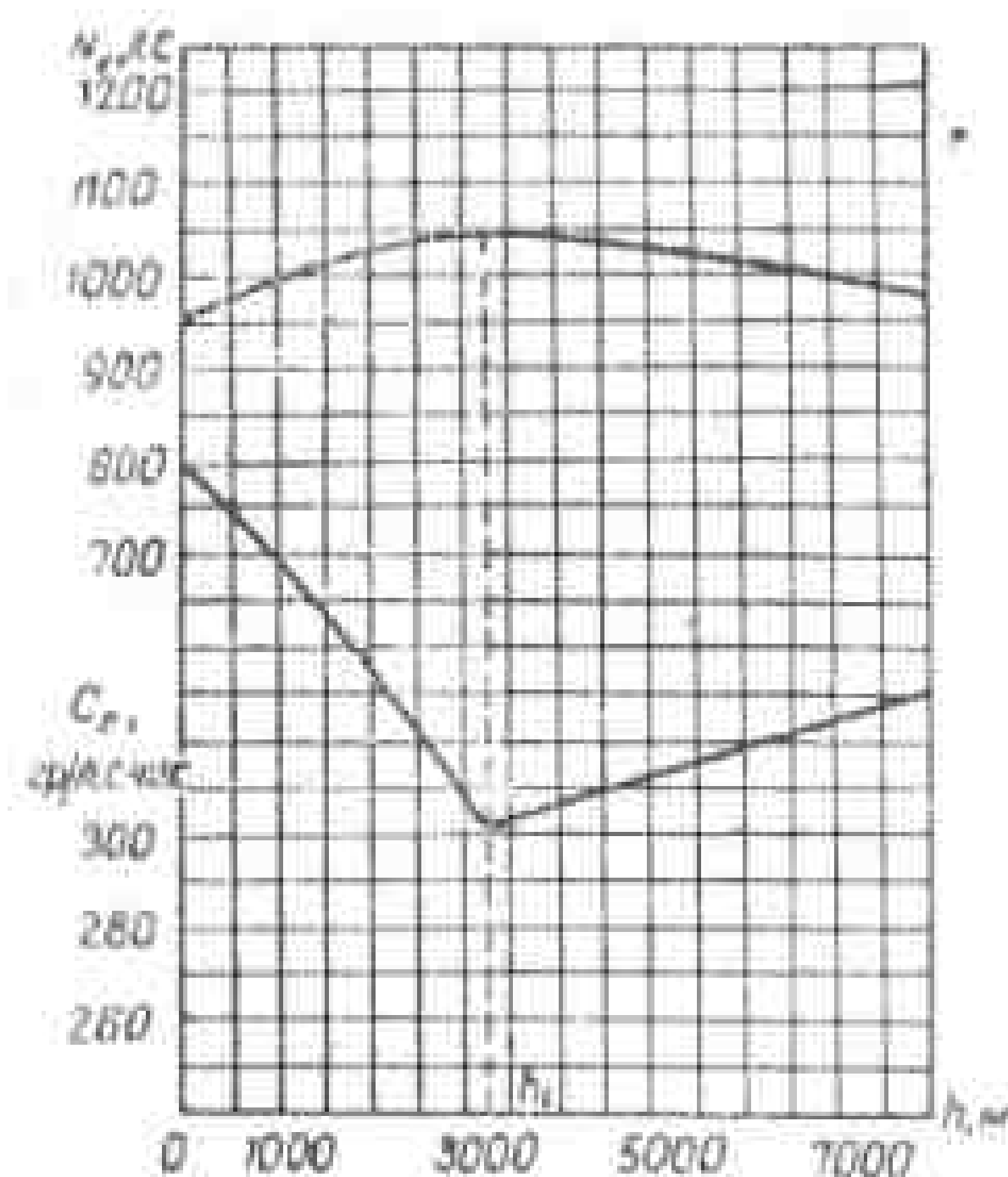


Рис. 18. Типичная высотная характеристика двигателя с наддувом от односкоростного нагнетателя.

нагнетателя должно уменьшаться таким образом, чтобы P_k оставалось постоянным. Идеальным случаем такой регулировки является плавное бесступенчатое изменение числа оборотов. Для этого в передачу от вала к нагнетателю необходимо вводить соответствующий механизм (например, гидравлическую муфту). Однако ввиду конструктивных сложностей такие устройства не получили широкого распространения. Наиболее просто плавное регулирование числа оборотов нагнетателя достигается при приводе нагнетателя от газовой турбины, работающей на выхлопных газах двигателя. При этом требуется аналогичное дросселирование количества выхлопных газов.

Широкое распространение в авиационных двигателях получили двухскоростные центробежные нагнетатели. При работе двигателя на земле и на небольшой высоте включается первая передача, и нагнетатель вращается с пониженным числом оборотов. Путем дросселирования давление наддува P_k поддерживается до некоторой высоты H_1 , называемой первой расчетной высотой. При этом протекание высотной характеристики будет аналогичным характеристике двигателя с односкоростным нагнетателем. При достижении высоты H_1 дроссельная заслонка полностью открывается, поэтому дальнейшее увеличение высоты приведет к уменьшению эффективной мощности. Если теперь переключить нагнетатель на вторую передачу и прикрыть дроссельную заслонку таким образом, чтобы давление P_k возросло до расчетного, то эффективная мощность не изменится. Дальнейшее увеличение высоты до

H_2 (вторая расчетная высота) при одновременном поддержании постоянного значения P_k будет приводить к возрастанию N_e . После высоты H_2 N_e уменьшается. Типичное протекание высотной характеристики двигателя с двухскоростным нагнетателем показано на рис. 19.

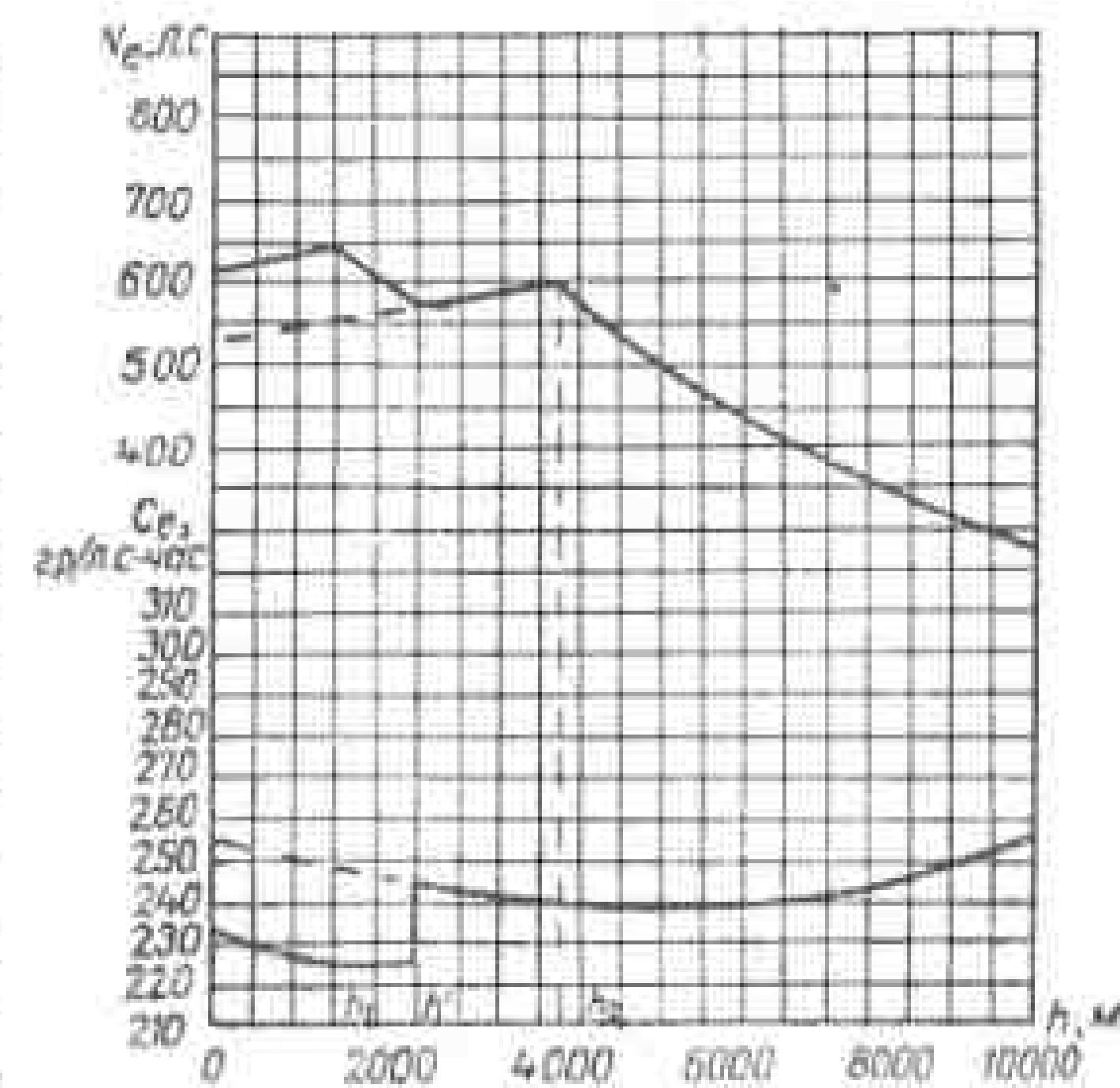


Рис. 19. Типичная высотная характеристика двигателя с наддувом от двухскоростного нагнетателя.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ АВИАЦИОННОГО
ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА

На основании теплового расчета поршневого двигателя устанавливаются законы изменения параметров и состава рабочего тела в каждом такте цикла. Зная эти законы изменения, можно построить теоретическую индикаторную диаграмму и исправить ее, приблизив к действительной. Если задана мощность, которую должен развивать двигатель, то зная параметры, полученные в процессе теплового расчета, можно определить рабочий объем цилиндров и соответственно размеры цилиндро-поршневой группы. Такой расчет называют проектным.

Если известен рабочий объем цилиндров, то при тепловом расчете можно определить эффективную мощность, развиваемую двигателем. Такой расчет называют проверочным. Полученные в процессе теплового расчета параметры позволяют определить к. п. д., удельный расход топлива и исходные данные для определения нагрузок, действующих на детали двигателя, что необходимо для выполнения расчетов на прочность.

Для невысоких двигателей тепловой расчет производится для земных условий. Высотные двигатели рассчитываются для заданной расчетной высоты. Тепловой расчет двигателя базируется на законах термодинамики и термохимии, а также на использовании эмпирических зависимостей и экспериментальных коэффициентов, полученных в процессе исследования реальных авиационных поршневых двигателей. Расчет двигателя выполняют обычно для номинального режима работы. Параметры двигателя на режимах, отличных от номинального, определяют путем снятия его характеристик.

В задании на проектирование поршневого авиационного двигателя, кроме величины эффективной мощности $N_{\text{эфом}}$ и числа оборотов $n_{\text{ном}}$, которые должен развивать двигатель при заданных условиях на входе (P_H и T_H), обычно указывают конструктивные особенности двигателя, степень сжатия, число цилиндров, род применяемого топлива. Для выполнения проверочного расчета вместо $N_{\text{эфом}}$ задается рабочий объем цилиндров V_H .

Однако по данным, приведенным в задании на проектирование, не всегда возможно выполнить тепловой расчет. Не-

обходимо знать еще ряд параметров, характеризующих работу двигателя. К ним относятся:

- 1) давление наддува P_K ;
- 2) коэффициент наполнения η_V ;
- 3) коэффициент избытка воздуха α ;
- 4) механический к. п. д. η_m ;
- 5) показатели политроп расширения и сжатия n_1 и n_2 ;
- 6) температура T_r и давление P_r остаточных газов в начале выхлопа;
- 7) величина ΔT_0 , на которую повышается температура смеси за счет соприкосновения ее с горячими деталями двигателя;
- 8) коэффициент выделения тепла ζ ;
- 9) коэффициент полноты индикаторной диаграммы μ .

При расчете двигателя с нагнетателем следует дополнительно знать к. п. д. нагнетателя $\eta_{\text{н}}$, $\eta_{\text{ад}}$ и величины потерь давления $\Delta P_{\text{карб}}$ и температуры $\Delta t_{\text{карб}}$ в карбюраторе для случая, когда карбюратор расположен перед нагнетателем.

Выбор перечисленных параметров определяется назначением, типом, конструкцией рассчитываемого двигателя, антидетонационными свойствами топлива и т. д. и производится на основании анализа отечественных и зарубежных статистических данных. При выборе исходных параметров нужно руководствоваться следующими положениями:

1. Увеличение степени сжатия ϵ приводит к повышению мощности и экономичности двигателя, но при большой величине мощности возникает детонация. В современных двигателях величина ϵ находится в пределах 5—7.

2. С увеличением давления наддува P_K возрастает мощность, развиваемая двигателем, но одновременно растет и мощность, затрачиваемая на привод нагнетателя. Поэтому давление наддува P_K выбирают не более 2500 мм рт. ст.

3. Величина коэффициента наполнения оценивается на основании существующих опытных данных для двигателей, подобных проектируемому. У авиационных двигателей с наполнением из атмосферы при работе на расчетном режиме у земли коэффициент наполнения η_V по воздуху находится в пределах 0,75—0,88; у двигателей с наддувом η_V достигает 0,95—1,05.

Если двигатель с наддувом у земли имеет коэффициент $\eta_{\text{н}}$, то, используя уравнение (40а), можно найти коэффициент наполнения η_{VH} при давлении наддува, соответствующем расчетной высоте.

4. Коэффициент избытка воздуха α поршневых двигателей при работе их на номинальном режиме находится в пределах 0,65—0,93.

5. Механические потери в двигателях без наддува оцениваются механическим к. п. д. Для двигателей η_m лежит в сравнительно узких пределах и составляет: для рядных двигателей 0,82—0,88, для звездообразных — 0,85—0,9. Механические потери в двигателях с наддувом включают затраты на привод нагнетателя, поэтому механический к. п. д. будет зависеть от давления наддува и высоты полета. Механические потери в этом случае определяются путем учета влияния нагнетателя на величину среднего эффективного давления P_{efh} :

$$P_{efh} = P_{ih} \left[1 - \frac{c_{ih} \alpha l_0 L_{aa}}{270000 \eta_k} - \frac{P_0}{P_k} \sqrt{\frac{T_H}{T_0}} - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon - \sqrt{\frac{P_H}{P_k}}} (1 - \eta_{mv}) \right] + 0,75(P_0 - P_H),$$

где P_{ih} — среднесиндикаторное давление;
 c_{ih} — индикаторный расход топлива;
 $l_0 = 14,9$;
 L_{aa} — адиабатическая работа сжатия в нагнетателе;
 η_k — к. п. д. нагнетателя;
 P_0, P_H, P_k — давление воздуха у земли, на расчетной высоте и давление наддува;
 T_0, T_H — температура воздуха у земли и на высоте;
 ε — степень сжатия;
 η_{mv} — механический к. п. д. двигателя без нагнетателя у земли.

6. Политропы процессов сжатия и расширения n_1 и n_2 лежат в пределах $n_1 = 1,32-1,36$; $n_2 = 1,15-1,25$.

7. Температура в конце выхлопа T_f находится в пределах 1100—1250° К, давление P_f превышает атмосферное на 5—15%.

8. При поступлении свежей смеси в цилиндр происходит увеличение ее температуры на величину ΔT_0 за счет теплообмена с нагретыми стенками. Интенсивность нагрева снижается тем, что часть подводимого тепла идет на испарение топлива. Однако в процессе заполнения температура смеси все же успевает повыситься на 15—25° С для двигателей без наддува и на 10—15° С для двигателей с наддувом.

9. Коэффициент выделения тепла ξ зависит от режима работы двигателя, состав смеси и других факторов.

На номинальном режиме при $\alpha = 0,8-0,9$ величина ξ входит в пределах 0,92—0,95. При сторании обедненных смесей ($\alpha = 1,0-1,1$) величина ξ снижается до 0,85—0,88.

10. Коэффициент полноты индикаторной диаграммы μ учитывает неточности в расчете теоретической индикаторной диаграммы, возникающие из-за принятых при этом допущений. Для расчетного режима работы двигателя μ находится в пределах 0,94—0,97.

11. К. п. д. нагнетателей поршневых авиационных двигателей достигают следующих значений: $\eta_{na} = 0,55-0,73$; $\eta_k = 0,5-0,68$; $\eta_m = 0,92-0,96$.

12. В поршневых двигателях с нагнетателем, у которых карбюратор установлен перед нагнетателем, следует учитывать снижение давления температуры в карбюраторе.

По опытным данным давление в карбюраторе снижается на 3—5%, а температура — на 15—20°.

Приведенные рекомендации по выбору исходных величин для расчета двигателя следует рассматривать как ориентировочные. Они могут уточняться в зависимости от особенностей рассчитываемого двигателя.

§ 2. РАСЧЕТ НЕВЫСОТНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

А. Проектный расчет

Задание. Определить размеры цилиндра-поршневой группы (диаметр D , ход поршня S) авиационного невысотного поршневого двигателя, развивающего на номинальном режиме мощность $N_{\text{ном}} = 700$ л. с. при числе оборотов $n_{\text{ном}} = 1800$ об/мин. Двигатель звездообразный воздушного охлаждения, число цилиндров $i = 9$, степень сжатия $\varepsilon = 7$.

Топливо — бензин авиационный, содержащий 85% углерода, 15% водорода; теплотворная способность $H_u = 10600$ ккал/кг, молекулярный вес $m_r = 113$. Давление и температура окружающей среды $P_0 = 1,033$ кг/см², $T_0 = 288^\circ$ К.

Исходные данные:

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,9$.

Коэффициент заполнения $\eta_v = 0,87$.

Показатели политроп: $n_1 = 1,3$, $n_2 = 1,25$.

Температура и давление газа в начале такта выпуска $T_f = 1150^\circ$ К, $P_f = 1,05$ кг/см².

Нагревание смеси $\Delta T_0 = 15^\circ$ С.

Коэффициент выделения тепла $\xi = 0,95$.

Механический к. п. д. $\eta_m = 0,87$.

Коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\mu = 0,95$.

Расчет ведем в следующей последовательности:

1. Процесс наполнения

Давление в конце наполнения

$$P_a = \frac{\eta_V(\epsilon - 1)P_0}{\epsilon \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_0}} + \frac{P_r}{\epsilon} = \frac{0,87(7-1)1,033}{7 \cdot \frac{288}{288+15}} + \frac{1,05}{7} = 0,987 \text{ кг/см}^2.$$

Температура в конце наполнения

$$T_a = \frac{\epsilon P_a T_0}{\eta_V(\epsilon - 1)P_0 + P_r \frac{T_0}{T_r}} = \frac{7 \cdot 0,987 \cdot 288}{0,87(7-1)1,033 + 1,05 \frac{288}{1150}} = 350^\circ \text{K}.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{P_r T_0}{\eta_V(\epsilon - 1)P_0 T_r} = \frac{1,05 \cdot 288}{0,87(7-1)1,033 \cdot 1150} = 0,05.$$

2. Процесс сжатия

Давление в конце сжатия

$$P_c = P_a \epsilon^{\alpha_1} = 0,983 \cdot 7^{1,3} = 12,3 \text{ кг/см}^2.$$

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \epsilon^{\alpha_1 - 1} = 350 \cdot 7^{1,33-1} = 627^\circ \text{K}.$$

3. Процесс сгорания

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания топлива ($\alpha = 1$):

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}C + 8H}{0,23} = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,85 + 8 \cdot 0,15}{0,23} = 14,9 \text{ кг воздуха/кг топлива}.$$

В молях

$$l'_0 = \frac{l_0}{m_H} = \frac{14,9}{28,95} = 0,512 \text{ моль/кг топл.}$$

То же при $\alpha = 0,87$:

$$\alpha l'_0 = 0,87 \cdot 0,512 = 0,446 \text{ моль/кг топлива};$$

$$\alpha l_0 = 0,87 \cdot 14,9 = 12,95 \text{ кг/кг топлива}.$$

Водородное число и коэффициент K :

$$\text{ВЧ} = 12 \frac{H}{C} = 12 \frac{0,15}{0,85} = 2,12.$$

Коэффициент K определяем по табл. 3:

Для $\alpha = 0,87$ $K = 0,16$ ВЧ:

$$K = 0,16 \cdot 2,12 = 0,339.$$

Активная теплотворная способность

$$H_s = H_u - 28440 l'_0 (1 - \alpha) \left(\frac{1 + 0,84 K}{1 + K} \right) = 10600 - 28440 \cdot 0,512 (1 - 0,87) \left(\frac{1 + 0,84 \cdot 0,339}{1 + 0,339} \right) = 8740 \text{ ккал/кг}.$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\beta_0 = \frac{0,209 l'_0 (1 + 3,785 \alpha) + \frac{H}{4}}{\frac{1}{m_r} + \alpha l'_0} = \frac{0,209 \cdot 0,512 (1 + 3,785 \cdot 0,87) + \frac{0,15}{4}}{\frac{1}{113} + 0,446} = 1,08;$$

рабочей смеси

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,08 + 0,05}{1 + 0,05} = 1,066.$$

Температуру в конце сгорания определяем по графику рис. 11. Величину $\mu c_{Vz}(T_z - T_0)$ находим по формуле

$$\mu c_{Vz}(T_z - T_0) = \frac{1}{\beta} \left[\frac{\beta H_s}{\left(\frac{1}{m_r} + \alpha l'_0 \right) (1 + \gamma)} + \mu c_{Vc}(T_c - T_0) \right].$$

Значение $\mu c_{Vc}(T_c - T_0)$ вычисляем по графику (рис. 11, а). При

$$T_c = 627^\circ \text{ абс } \mu c_{Vc} = 1875 \text{ ккал/моль}.$$

Тогда

$$\mu c_{Vz}(T_z - T_0) = \frac{1}{1,066} \left[\frac{0,95 \cdot 8740}{\left(\frac{1}{113} + 0,446\right)(1+0,05)} + 1875 \right] = 19300 \text{ ккал/моль.}$$

Из рис. 11, б при $\alpha = 0,87$ и $\mu c_{Vz}(T_z - T_0) = 19300 \text{ ккал/моль}$ находим $T_z = 2950^\circ \text{К}$.

Давление в конце сгорания

$$P'_z = P'_c \beta \left(\frac{T_z}{T_c} \right) = 12,3 \cdot 1,066 \cdot \frac{2950}{627} = 61,6 \text{ кг/см}^2.$$

4. Процесс расширения

Давление в конце расширения

$$P'_e = P'_z \frac{1}{\epsilon^{\gamma_e}} = \frac{61,6}{7^{1,25}} = 5,5 \text{ кг/см}^2.$$

Температура в конце расширения

$$T_e = T_z \frac{1}{\epsilon^{\gamma_e - 1}} = \frac{2950}{7^{1,25 - 1}} = 1770^\circ \text{К}.$$

5. Определение средних индикаторных величин

Среднее индикаторное давление

$$P'_i = \frac{P'_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{P'_z}{P'_c} \cdot \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right] = \frac{12,3}{7 - 1} \left[\frac{61,6}{12,3} \cdot \frac{1 - \frac{1}{7^{1,25 - 1}}}{1,25 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{7^{1,3 - 1}}}{1,3 - 1} \right] = 13,24 \text{ кг/см}^2.$$

Исправленное среднее индикаторное давление

$$P_i = \mu P'_i = 13,24 \cdot 0,95 = 12,57 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее эффективное давление

$$P_e = P_i \eta_m = 12,57 \cdot 0,87 = 10,82 \text{ кг/см}^2.$$

6. Коэффициенты полезного действия и удельный расход топлива

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{0,0686 P_i \alpha l_0 T_0}{H_u \eta_v P_0} = \frac{0,0686 \cdot 12,57 \cdot 0,87 \cdot 14,9 \cdot 288}{10600 \cdot 0,87 \cdot 1,033} = 0,342.$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$c_i = \frac{632}{H_u \eta_i} = \frac{632}{10600 \cdot 0,342} = 0,175 \text{ кг/л.с.}\cdot\text{ч.}$$

Удельный эффективный расход топлива

$$c_e = \frac{c_i}{\eta_m} = \frac{0,175}{0,87} = 0,201 \text{ кг/л.с.}\cdot\text{ч.}$$

Эффективный к. п. д. двигателя

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,342 \cdot 0,87 = 0,297.$$

7. Размеры цилиндрико-поршневых групп

Рабочий объем всех цилиндров

$$V_h = \frac{N_{\text{сном}} 900}{P_e n_{\text{ном}}} = \frac{700 \cdot 900}{10,82 \cdot 1800} = 32,4 \text{ л.}$$

Объем одного цилиндра

$$V_{h1} = \frac{V_h}{i} = \frac{32,4}{9} = 3,59 \text{ л} = 3590 \text{ см}^3.$$

Диаметр D и ход поршня S определим с учетом, что $S/D = 0,98 \div 1,1$.

Тогда

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_{h1}}{\pi(S/D)}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3590}{3,14 \cdot 1,02}} = 11,66 \text{ см};$$

$$S = 1,02 D = 1,02 \cdot 11,66 = 12,0 \text{ см}.$$

8. Расчет и построение теоретической индикаторной диаграммы

Объем камеры сжатия

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} = \frac{3590}{7 - 1} = 598,6 \text{ см}^3.$$

Полный объем цилиндра

$$V_a = V_c + V_h = 598,6 + 3590 = 4148,6 \text{ см}^3.$$

Для вычисления координат политропы сжатия интервал давлений от P_a до P_c разбиваем на 6—10 примерно равных участков. Объемы V_x , соответствующие выбранным давлениям P_x , вычисляем по формуле

$$V_x = V_a \left(\frac{P_a}{P_x} \right)^{\frac{1}{n_1}} = \frac{4148,6 (0,987)^{\frac{1}{1,3}}}{(P_x)^{\frac{1}{1,3}}} = \frac{4007,1}{(P_x)^{0,77}}.$$

Расчеты сводим в табл. 4.

Таблица 4

$P_x, \text{ кг/см}^2$	0,987	3	5	7	9	11	12,3
$V_x, \text{ см}^3$	4148,6	1302	897	755	655	635	598,6

Вычисление промежуточных точек политропы расширения производим так же, как и политропы сжатия. Объемы V_x , соответствующие выбранным давлениям P_x , находим по формуле

$$V_x = V_c \left(\frac{P'_z}{P_x} \right)^{\frac{1}{n_2}} = 598,6 \frac{(61,6)^{\frac{1}{1,25}}}{(P_x)^{\frac{1}{1,25}}} = \frac{16\,162,2}{(P_x)^{0,8}}.$$

Расчеты сводим в табл. 5.

Таблица 5

$P_x, \text{ кг/см}^2$	61,6	55	50	45	40	35	30	25	20	15	10	5,5
$V_x, \text{ см}^3$	598,6	653	706	770	847	945	1068	1230	1474	1770	2560	4148,6

Для построения индикаторной диаграммы строим взаимно-перпендикулярные оси P и V . Максимальными величинами на оси P будет численное значение P'_z , на оси V — объем V_a . На графике строим политропы сжатия и расширения по значениям P и V . Соединив точки c , z , a и e , получим теоретическую индикаторную диаграмму (рис. 20).

Б. Проверочный расчет

Задание. Определить эффективную мощность, развиваемую авиационным звездообразным поршневым двигателем, рабочий объем девяти цилиндров которого $V_h = 41,3$, число оборотов $n = 1800 \text{ об/мин}$, степень сжатия $\varepsilon = 7$, охлаждение —

воздушное, топливо — бензин авиационный, содержащий 85% углерода, 15% водорода, теплотворная способность $H_u = 10\,500 \text{ ккал/кг}$, молекулярный вес $m_r = 113$.

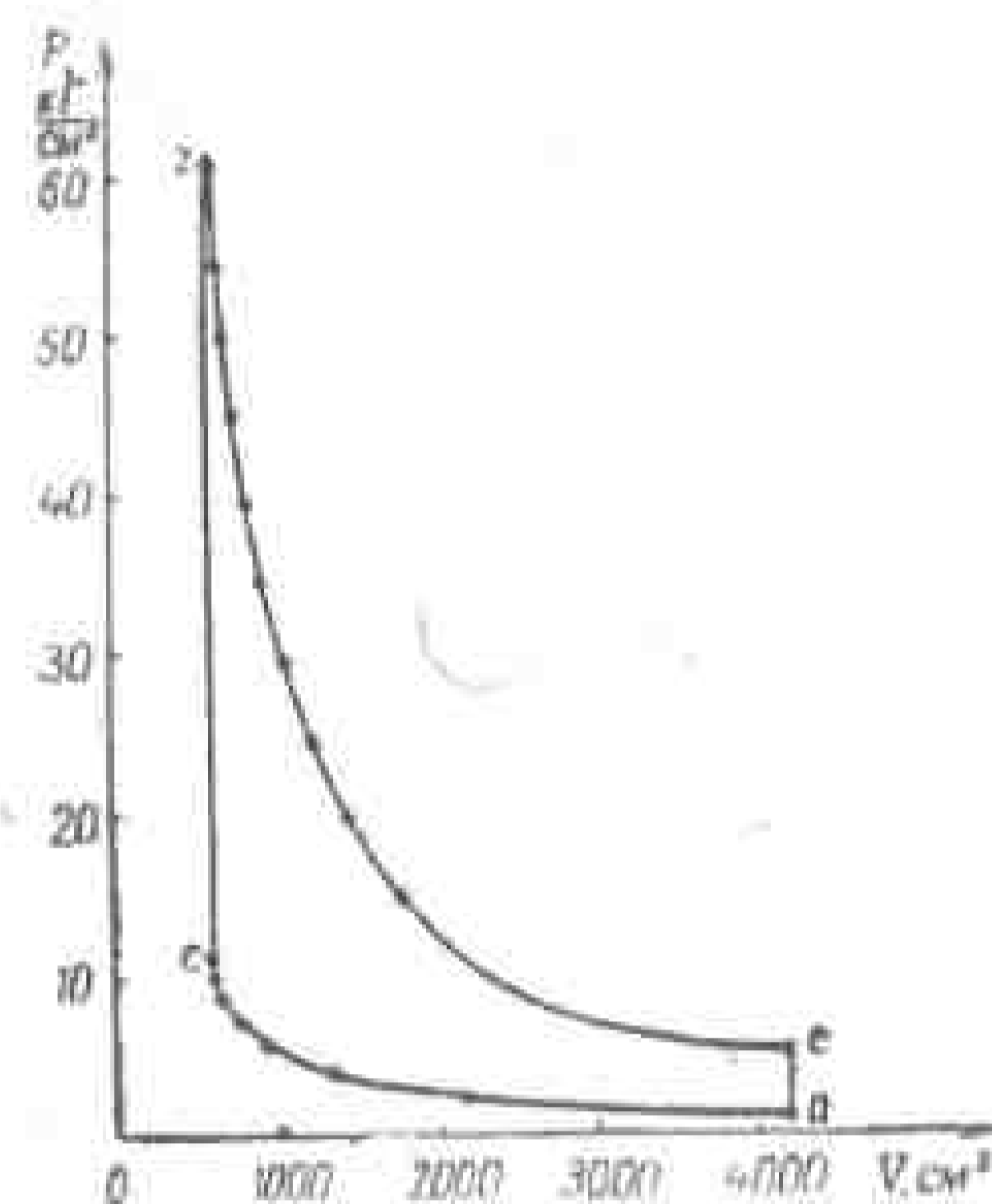


Рис. 20. Индикаторная диаграмма цикла.

Исходные данные:

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,9$.

Коэффициент наполнения $\eta_V = 0,87$.

Показатели политроп: $n_1 = 1,3$; $n_2 = 1,25$.

Температура и давление в начале выхлопа $T_r = 1150^\circ$, $P_r = 1,05 \text{ кг/см}^2$.

Нагревание смеси $\Delta T_0 = 20^\circ$.

Коэффициент выделения тепла $\xi = 0,95$.

Механический к. п. д. $\eta_m = 0,87$.

Проверочный расчет ведем до п. 6 включительно в такой же последовательности, как и проектный расчет.

Далее определяем мощность, развиваемую двигателем:

$$N_{\text{еном}} = \frac{V_h P_e n_{\text{ном}}}{900} = \frac{43,1 \cdot 10,82 \cdot 1800}{900} = 930 \text{ л. с.}$$

Теоретическая индикаторная диаграмма строится так же, как и при проектном расчете.

§ 3. РАСЧЕТ ВЫСОТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

А. Проектный расчет

Задание. Определить размеры цилиндра-поршневой группы (диаметр D , ход поршня S) авиационного высотного порш-

невого звездообразного двигателя с односкоростным центробежным нагнетателем, мощность которого на номинальном режиме $N_{\text{ном}} = 1600$ л. с, число оборотов $n = 2000$ об/мин, охлаждение воздушное, число цилиндров $i = 14$, степень сжатия $\varepsilon = 6,5$, расчетная высота $h = 1000$ м ($P_h = 0,916$ кг/см², $T_h = 281^\circ$), давление наддув $P_k = 1300$ мм рт. ст. (1,77 кг/см²). Карбюраторы расположены после нагнетателя.

Исходные данные:

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,8$.

Коэффициент наполнения $\eta_{\text{вб}} = 0,98$.

Температура T_r и давление начала выхлопа $P_r = 1,05$, $P_h = 0,962$ кг/см², $T_r = 110^\circ$ К.

Подогрев смеси $\Delta T_0 = 45^\circ$.

К. п. д. нагнетателя $\eta_k = 0,66$; $\eta_{\text{эл}} = 0,7$; $\eta_{\text{м}} = 0,98$.

Показатели политроп: $n_1 = 1,33$; $n_2 = 1,23$.

Коэффициент выделения тепла $\xi = 0,93$.

Коэффициент полноты диаграммы $\mu = 0,96$.

Механический к. п. д. двигателя без нагнетателя у земли $\eta_{\text{мб}} = 0,85$.

1. Процесс наполнения

Работа адиабатического сжатия 1 кг воздуха в нагнетателе

$$Z_{\text{ад}} = 102,5 \cdot T_h \left[\left(\frac{P_k}{P_h} \right)^{0,286} - 1 \right] = 102,5 \cdot 281 \left[\left(\frac{1,77}{0,916} \right)^{0,286} - 1 \right] = 6080 \text{ кГм/кг.}$$

Повышение температуры в нагнетателе

$$\Delta T_k = \frac{Z_{\text{ад}}}{102,5 \eta_{\text{к}}} = \frac{6080}{102,5 \cdot 0,7} = 84,5^\circ.$$

Температура на выход из нагнетателя

$$T_{\text{кн}} = T_h + \Delta T_k = 281 + 84,5 = 365,5^\circ \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_{\text{вк}} = \eta_{\text{вб}} \sqrt{\frac{T_k}{T_0}} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon - \sqrt{\frac{P_h}{P_k}}} = 0,98 \sqrt{\frac{281}{288}} \times \frac{6,5 - \sqrt{\frac{1,033}{1,77}}}{6,5 - 1} = 1,0.$$

Давление в конце наполнения

$$P_{\text{ак}} = P_k \eta_{\text{вк}} \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon - \sqrt{\frac{P_h}{P_k}}} \right) \left(\frac{T_{\text{кн}} + \Delta T_k}{T_{\text{кн}}} \right) =$$

$$= 1,77 \cdot 1,0 \cdot \frac{6,5 - 1}{6,5 - \sqrt{\frac{1,033}{1,77}}} \cdot \frac{365,5 + 15}{365,5} = 1,88 \text{ кг/см}^2.$$

Температура в конце наполнения

$$T_{\text{ак}} = \frac{\varepsilon P_{\text{ак}} T_{\text{кн}}}{\eta_{\text{вк}} P_k (\varepsilon - 1) + P_r \frac{T_{\text{кн}}}{T_r}} = \frac{6,5 \cdot 1,88 \cdot 365,5}{1,0 \cdot 1,77 (6,5 - 1) + 0,962 \frac{365,5}{1100}} = 440^\circ \text{ К.}$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{P_r T_{\text{кн}}}{(\varepsilon - 1) \eta_{\text{вк}} P_k T_r} = \frac{0,962 \cdot 365,5}{(6,5 - 1) 1,0 \cdot 1,77 \cdot 1100} = 0,0374.$$

2. Процесс сжатия

Давление в конце сжатия

$$P'_{\text{ск}} = P_{\text{ак}} \varepsilon^{n_1} = 1,88 \cdot 6,5^{1,33} = 22,85 \text{ кг/см}^2.$$

Температура в конце сжатия

$$T_{\text{ск}} = T_{\text{ак}} \varepsilon^{n_1 - 1} = 440 \cdot 6,5^{1,33 - 1} = 815^\circ \text{ К.}$$

3. Процесс сгорания

Количество воздуха l_0 , теоретически необходимое для полного сгорания топлива, при $\alpha = 1$:

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3} \text{ C} + 8 \text{ H}}{0,23} - \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,85 + 8 \cdot 0,15}{0,23} = 14,9 \text{ кг воздуха/кг топлива.}$$

В молях

$$l'_0 = \frac{l_0}{28,95} = \frac{14,9}{28,95} = 0,512 \text{ моль/кг топлива.}$$

То же при $\alpha = 0,80$:

$$\alpha l_0 = 14,9 \cdot 0,8 = 11,9 \text{ кг воздуха/кг топлива;}$$

$$\alpha l'_0 = 0,512 \cdot 0,8 = 0,409 \text{ моль/кг топлива.}$$

Для принятого состава топлива при $\alpha = 0,80$ водородное число ВЧ и коэффициент K берем из табл. 3:

$$\text{ВЧ} = \frac{0,15}{0,85} \cdot 12 = 2,12;$$

$$K = 0,2 \text{ ВЧ} = 0,2 \cdot 2,12 = 0,424.$$

Активная теплотворная способность

$$\begin{aligned} H_a &= H_u - 28\,440 l'_0 \left(1 - \alpha \left(\frac{1 + 0,84 K}{1 + K}\right)\right) = \\ &= 10\,600 - 28\,440 \cdot 0,512 (1 - 0,8) \left(\frac{1 + 0,84 K}{1 + 0,424}\right) = 7210 \text{ ккал/кг.} \end{aligned}$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\begin{aligned} \beta_0 &= \frac{0,209 l'_0 (1 + 3,785 \alpha) + \frac{H}{4}}{\frac{1}{m_r} - \alpha l'_0} = \\ &= \frac{0,209 \cdot 0,512 (1 + 3,785 \cdot 0,8) + \frac{0,15}{4}}{\frac{1}{113} - 0,409} = 1,05; \end{aligned}$$

рабочей смеси

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,05 + 0,0374}{1 + 0,0374} = 1,045.$$

Температуру в конце сгорания определяем из уравнения

$$\frac{\xi H_a}{\left(\frac{1}{m_r} + \alpha l'_0\right) (1 + \gamma)} + \mu c_v (T_c - T_0) = \beta \mu c'_v (T_z - T_0).$$

В данном случае

$$\begin{aligned} \frac{\xi H_a}{\left(\frac{1}{m_r} + \alpha l'_0\right) (1 + \gamma)} &= \frac{0,93 \cdot 7210}{\left(\frac{1}{113} + 0,409\right) (1 + 0,0374)} = \\ &= 15750 \text{ ккал/кг.} \end{aligned}$$

По графику (рис. 11, а при $T_c = 815^\circ$) находим

$$\mu c_v (T_c - T_0) = 2750 \text{ ккал/кг,}$$

отсюда

$$\mu c'_v (T_z - T_0) = \frac{15\,750 + 2750}{\beta} = \frac{18\,500}{1,045} = 17\,750 \text{ ккал/кг.}$$

Из рис. 11, б находим, что величине $\mu c'_v (T_z - T_0) = 17\,750$ ккал/моль при $\alpha = 0,8$ соответствует температура $T_z = 2850^\circ \text{ К}$.

Давление в конце сгорания

$$P'_z = P'_c \beta \frac{T_z}{T_c} = 22,85 \cdot 1,045 \frac{2850}{815} = 83,5 \text{ кг/см}^2.$$

4. Процесс расширения

Давление в конце расширения

$$P'_e = P'_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} = 83,5 \frac{1}{6,5^{1,33}} = 8,35 \text{ кг/см}^2.$$

Температура в конце расширения

$$T_e = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} = 2850 \frac{1}{6,5^{1,33 - 1}} = 1850^\circ \text{ К.}$$

5. Средние индикаторные величины

Среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned} P'_i &= \frac{P'_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{P'_z}{P'_c} \cdot \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right] = \\ &= \frac{22,5}{6,5 - 1} \left[\frac{83,5}{22,85} \cdot \frac{1 - \frac{1}{6,5^{1,33 - 1}}}{1,23 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{6,5^{1,33 - 1}}}{1,33 - 1} \right] = \\ &= 16,7 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Исправленное среднее индикаторное давление

$$P_{ih} = \mu P'_i = 0,96 \cdot 16,7 = 16,0 \text{ кг/см}^2.$$

6. Коэффициенты полезного действия и удельные расходы топлива

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{0,0686 P_i \alpha l_0 T_{ih}}{H_u \eta_{vk} P_k} = \frac{0,0686 \cdot 16 \cdot 0,8 \cdot 14,9 \cdot 365,5}{10600 \cdot 1,0 \cdot 1,77} = 0,255.$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$C_{ih} = \frac{632}{H_u \eta_i} = \frac{632}{10\,600 \cdot 0,255} = 0,224 \text{ кг/л.с.}\cdot\text{ч.}$$

Среднее эффективное давление

$$P_{eh} = P_i \left[1 - \frac{C_{ih} l_0 \alpha L_{22}}{270\,000 \eta_k} - \frac{P_0}{P_c} \sqrt{\frac{T_{xh}}{T_0}} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon - \sqrt[1,3]{\frac{P_h}{P_c}}} \right] \times \\ \times (1 - \eta_{mo}) + 0,75(P_0 - P_H) = 16,0 \left[1 - \frac{0,224 \cdot 14,9 \cdot 0,8 \cdot 6080}{270\,000 \cdot 0,66} - \frac{1,03}{1,77} \sqrt{\frac{365,5}{288}} \cdot \frac{6,5 - 1}{6,5 - \sqrt[1,3]{\frac{0,776}{1,77}}} (1 - 0,85) \right] + \\ + 0,75 (1,033 - 0,916) = 13,1 \text{ кг/см}^2.$$

Механический к. п. д.

$$\eta_{mh} = \frac{P_{ch}}{P_{ih}} = \frac{13,1}{16} = 0,82.$$

Удельный эффективный расход топлива

$$C_{eh} = \frac{C_{ih}}{\eta_{mh}} = \frac{0,224}{0,82} = 0,274 \frac{\text{кг}}{\text{л.с.}\cdot\text{ч.}}$$

7. Размеры цилиндра-поршневой группы

Рабочий объем всех цилиндров

$$V_h = \frac{N_{e \text{ ном}} 900}{P_{eh} n_{\text{ном}}} = \frac{1600 \cdot 900}{13,1 \cdot 2000} = 55 \text{ л.}$$

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_{hi} = \frac{V_h}{i} = \frac{55}{14} = 3,94 \text{ л} = 3940 \text{ см}^3.$$

Диаметр цилиндра D и ход поршня S определяем из условия, что для современных авиационных двигателей $\frac{S}{D} = 0,98 - 1,1$.

Тогда

$$D = \sqrt{\frac{4 V_{hi}}{\pi \left(\frac{S}{D}\right)}} = \sqrt{\frac{3930}{3,14 \cdot 1,02}} = 17 \text{ см.}$$

$$S = 1,02 D = 1,02 \cdot 17 = 17,3 \text{ см.}$$

8. Расчет и построение теоретической индикаторной диаграммы

Объем камеры сжатия

$$V_{ci} = \frac{V_{hi}}{\varepsilon - 1} = \frac{3930}{6,5 - 1} = 712 \text{ см}^3.$$

Полный объем цилиндра

$$V_{ci} = V_{ci} + V_{hi} = 3930 + 712 = 4642 \text{ см}^3.$$

Для вычисления координат политропы сжатия интервал давлений от P_a до P'_c разбиваем на 6—10 примерно равных участков. Объемы V_x , соответствующие выбранным давлениям, вычисляем по формуле

$$V_x = V_{ci} \left(\frac{P_{as}}{P_x} \right)^{\frac{1}{n_1}} = \frac{4642 (1,88)^{\frac{1}{1,33}}}{(P_x)^{\frac{1}{1,33}}} = \frac{7700}{(P_x)^{0,77}}.$$

Расчеты сводим в табл. 6.

Таблица 6

P_x , кг/см ²	1,88	5	8	11	14	17	20	22,85
V_x , см ³	4642	2240	1550	1220	1010	873	770	712

Вычисление промежуточных точек политропы расширения производим так же, как и политропы сжатия. Объемы V_x , соответствующие выбранным давлениям P_x , вычисляем по формуле

$$V_x = V_{ci} \left(\frac{P'_c}{P_x} \right)^{\frac{1}{n_2}} = \frac{712 (83,5)^{\frac{1}{1,35}}}{(P_x)^{\frac{1}{1,35}}} = \frac{24\,400}{(P_x)^{0,8}}.$$

Расчеты сводим в табл. 7.

Таблица 7

P_x , кг/см ²	83,5	75	65	55	45	35	25	15	8,35
V_x , см ³	712	825	864	995	1166	1430	1845	3120	4642

Для построения индикаторной диаграммы строим взаимно-перпендикулярные оси P и V . Максимальной величиной на оси P будет численное значение P'_c , а оси V — объем V_{oi} . На графике строим политропы сжатия и расширения.

Соединяя точки e и z , получаем теоретическую индикаторную диаграмму (рис. 20).

Б. Проверочный расчет

Задание. Определить эффективную мощность $N_{e\text{ном}}$, которую будет развивать авиационный поршневой двигатель с односкоростным центробежным нагнетателем на высоте $H = 1000 \text{ м}$ при давлении наддува $P_k = 1300 \text{ мм рт. ст.}$ ($1,77 \text{ кг/см}^2$). Двигатель звездообразный, воздушного охлаждения, число цилиндров $i = 14$, рабочий объем всех цилиндров $V_h = 55 \text{ л}$, степень сжатия $\varepsilon = 6,5$, число оборотов на номинальном режиме $n = 2000 \text{ об/мин}$, карбюраторы расположены после нагнетателя. Топливо — бензин авиационный, содержащий 85% углерода и 15% водорода; $H_u = 10\,500 \text{ ккал/кг}$, молекулярный вес $m_r = 113$.

Исходные данные:

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,8$.

Коэффициент наполнения на земле $\eta_{V_0} = 0,98$.

Температура и давление начала выхлопа: $T_r = 110^\circ\text{К}$, $P_r = 1,05P_h$.

Подогрев смеси $\Delta T_0 = 15^\circ$.

К. п. д. нагнетателя $\eta_k = 0,66$; $\eta_{из} = 0,7$; $\eta_m = 0,8$.

Показатели политроп: $n_1 = 1,33$; $n_2 = 1,25$.

Коэффициент выделения тепла $\xi = 0,93$.

Коэффициент полноты диаграммы $\rho = 0,96$.

Механический к. п. д. двигателя без нагнетателя у земли $\eta_{мо} = 0,85$.

Проверочный расчет ведем до п. 6 включительно в такой же последовательности, как и проектный расчет.

Далее определяем мощность, развиваемую двигателем:

$$N_{e\text{ном}} = \frac{V_h P_{eH} \eta_{e\text{ном}}}{900} = \frac{55 \cdot 13,1 \cdot 2000}{900} = 1600 \text{ л. с.}$$

Теоретическая индикаторная диаграмма строится аналогично проектному расчету.

ЛИТЕРАТУРА

1. Масленников М. М., Раппорт М. С. Авиационные поршневые двигатели, Оборонгиз, 1951.
2. Кулагин И. И., Теория авиационных двигателей легкого топлива, ч. 1, Л. 1946.