

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени С. П. КОРОЛЕВА

С. В. ЛУКАЧЕВ

ОСНОВЫ
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
И ХАРАКТЕРИСТИКИ
ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Утверждено
редакционно-издательским
советом института в качестве
учебного пособия*

КУЙБЫШЕВ 1987

Лукачев С. В. *Основы рабочего процесса и характеристики двигателей внутреннего сгорания*: Учебное пособие. — Куйбышев: КуАИ, 1987, 76 с.

В пособии изложены принцип действия и рабочий процесс четырехтактного карбюраторного двигателя. Рассмотрены основные параметры, характеризующие работу двигателей внутреннего сгорания, и их зависимости от различных эксплуатационных и режимных факторов. Приведены регулировочные и основные характеристики двигателя. Изложены особенности работы дизеля, двухтактного и роторно-поршневого двигателей.

Книга предназначена для студентов групп ЦИПС (целевой интенсивной подготовки студентов) специальности 0537, изучающих курс «Энергетика ЛА», а также для студентов специальности 1610, изучающих курс «Теория поршневых двигателей».

Рецензенты: проф., д-р техн. наук А. В. Талантов,
доц. А. В. Юрин

Предисловие

Предлагаемая книга написана на основе части лекционного материала, читаемого автором по курсу «Энергетика ЛА» студентам факультета «Двигатели летательных аппаратов».

Ограниченный объем курса не позволяет подробно рассматривать рабочий процесс всех типов поршневых двигателей, как это принято в учебной литературе [1—4]. Поэтому основное внимание при изучении курса акцентируется на рабочем процессе четырехтактного карбюраторного двигателя. Особенности работы других типов двигателей рассматриваются на этой базе в разделах, посвященных методам форсирования мощности и повышения экономичности ДВС. Такой же принцип был принят и при написании данного учебного пособия.

В первой главе дана классификация ДВС и рассмотрены основные понятия и определения, принятые в теории поршневых двигателей.

Во второй главе описан принцип действия четырехтактного карбюраторного двигателя. Даны понятия о термодинамическом и действительном циклах, индикаторной диаграмме рабочего процесса. Рассмотрены процессы газообмена, сжатия, сгорания и расширения. Показано влияние различных режимных и эксплуатационных факторов на характер протекания этих процессов. Особое внимание здесь уделено процессам сгорания и газообмена, так как именно они определяют эффективность действительного цикла двигателя. Здесь же дано понятие о

детонационном горении и рассмотрены факторы, влияющие на его интенсивность.

Третья глава посвящена рассмотрению индикаторных и эффективных параметров, характеризующих работу двигателя, и влиянию на них различных факторов. В главе приведены также тепловой баланс и методика теплового расчета двигателя.

В четвертой главе рассмотрены наиболее употребительные регулировочные и основные характеристики ДВС: характеристика по составу смеси, характеристика по углу опережения зажигания, внешняя скоростная, винтовая (дроссельная) и высотная.

В пятой главе изложены особенности рабочего процесса в дизелях, двухтактных и роторно-поршневых двигателях.

Из-за ограниченности объема в пособии не рассматриваются вопросы форсирования литровой мощности ДВС, повышения экологичности и снижения токсичности отработавших газов. Этот материал предполагается издать отдельной книгой.

Автор выражает признательность рецензентам профессору Талантову А. В. и доценту Юрину А. В. за внимательный просмотр рукописи и полезные критические замечания.

Основные условные обозначения

<p>V_h — рабочий объем цилиндра, м³ V_c — объем камеры сгорания, м³ V_a — полный объем цилиндра, м³ V_H — суммарный рабочий объем двигателя, м³ i — число цилиндров S — ход поршня, м $D_{ц}$ — диаметр цилиндра, м $F_{ц}$ — площадь поршня, м² n — частота вращения, 1/мин $W_{ср.п.}$ — средняя скорость поршня, м/с ϵ — степень сжатия α — коэффициент избытка воздуха L_0 — стехиометрический коэффициент G_T, G_H — массовый расход топлива (воздуха), кг/ч L_i, L_e — индикаторная (эффективная) работа, кДж $L_p, L_{сж}$ — работа расширения (сжатия), кДж $L_{п.х.}$ — работа насосных ходов, кДж φ — угол поворота коленчатого вала, град β — угол опережения зажигания, град k — коэффициент изэнтропии η_t — термический КПД η_i, η_e — индикаторный (эффективный) КПД</p>	<p>η_M — механический КПД η_f — полнота сгорания топлива η_v — коэффициент наполнения η_{α}, η_D — соответственно коэффициенты состава смеси, диаметра, камеры сгорания и скругления P_i, P_c — среднее индикаторное (эффективное) давление, МПа P_M — среднее давление механических потерь, МПа N_i, N_e — индикаторная (эффективная) мощность, кВт $N_{м.}$ — мощность механических потерь, кВт g_i, g_e — индикаторный (эффективный) удельный расход топлива, кг/кВт·ч ρ — коэффициент продувки; ρ — плотность, кг/м³ γ — коэффициент остаточных газов λ — коэффициент дозарядки M — число молей, кмоль m — молекулярный вес τ — период задержки воспламенения, с ξ_z — коэффициент выделения тепла U — внутренняя энергия, кДж $u_{н.}, u_T$ — нормальная (турбулентная) скорость распространения пламени, м/с</p>
--	--

R — газовая постоянная,
кДж/кг · град
 β_0, β — коэффициент молярных из-
менений свежей (рабочей)
смеси

H_u — низшая теплотворная спо-
собность топлива, кДж/кг
 C_v — удельная теплоемкость при
постоянном объеме,
кДж/кг·град

ИНДЕКСЫ

вп — выпуск
в — выпуск
о. в — опережение выпуска
з. в — запаздывание выпуска
о. вп — опережение впуска
з. вп — запаздывание впуска
в. г — выхлопные газы
см — свежая смесь
р. см — рабочая смесь
эк — экономичный
расч — расчетный
ном — номинальный
ц — цикл, цилиндр
 i — индикаторный
 e — эффективный

opt — оптимальный
max — максимальный
min — минимальный
0 — стандартные атмосферные ус-
ловия
 k — условия на впуске
 p — условия на выпуске
Параметры в характерных точ-
ках индикаторной диаграммы:
 a — в конце такта наполнения
 c — в конце такта сжатия
 b — в конце такта расширения
 r — в конце такта выпуска
 z — в точке, соответствующей ма-
ксимальному давлению в цикле

СОКРАЩЕНИЯ

ДВС — двигатель внутреннего сго-
рания
ТВС — топливоздушная смесь
КВ — коленчатый вал
ВМТ — верхняя мертвая точка

НМТ — нижняя мертвая точка
САУ — стандартные атмосферные
условия
КС — камера сгорания
РПД — роторно-поршневой двигатель

I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС) называются тепловые двигатели, в которых процессы сжигания топлива, выделения тепла и преобразования части тепла в механическую работу происходят непосредственно внутри цилиндра двигателя.

ДВС классифицируются по следующим основным признакам.

По виду применяемого топлива: а) двигатели, работающие на легком жидком углеводородном топливе (бензин); б) двигатели, работающие на тяжелом углеводородном топливе (газойль и дизельное топливо); в) двигатели, работающие на газовом топливе (сжатый и сжиженный газы).

По способу осуществления цикла: а) четырехтактные, у которых рабочий цикл в каждом цилиндре осуществляется за четыре хода поршня (за два оборота коленчатого вала); б) двухтактные, у которых рабочий цикл в каждом цилиндре осуществляется за два хода поршня (за один оборот коленчатого вала).

По способу смесеобразования: а) с внешним смесеобразованием, когда топливовоздушная смесь образуется вне цилиндра (карбюраторные и газовые двигатели); б) с внутренним смесеобразованием, когда топливовоздушная смесь (ТВС) образуется непосредственно внутри цилиндра (дизели и двигатели с непосредственным впрыском легкого топлива в цилиндр).

По способу воспламенения смеси: а) с принудительным воспламенением смеси от электрической искры (двигатели легкого топлива и газовые двигатели); б) с воспламенением топлива от сжатия рабочего тела (дизели).

По способу наполнения рабочего цилиндра: а) без наддува (с наполнением из атмосферы); б) с наддувом.

По способу охлаждения: а) с жидкостным охлаждением; б) с воздушным охлаждением.

По числу и расположению цилиндров: а) одно- и многоцилиндровые (четырёх-, шести-, восьмицилиндровые и т. д.);

б) однорядные, двухрядные (V-образные), звездообразные (авиационные).

По назначению: а) автотракторные; б) для железнодорожного и водного транспорта; в) авиационные; г) стационарные; д) специального назначения.

К ДВС предъявляются требования по надежности, ресурсу, металлоемкости (удельному весу), экономичности и токсичности выхлопных газов. Приоритетность этих требований в зависимости от назначения двигателей приведена в табл. 1.

Таблица 1

Тип двигателя	Надежность	Ресурс	Металлоемкость	Экономичность	Токсичность
Автотранспортные	5	4	2	1	3
Авиационные	1	4	2	3	5
Железнодорожного и водного транспорта	3	1	4	2	5
Стационарные	2	1	5	3	4

1.2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

На рис. 1.1 приведена принципиальная схема четырехтактного карбюраторного ДВС, пользуясь которой рассмотрим основные понятия и определения, принятые для поршневых двигателей. Здесь: 1—цилиндр, 2—головка цилиндра, в которой расположены впускной 3 и выпускной 4 клапаны и свеча зажигания 5, 6—поршень, 7—шатун, 8—коленчатый вал (КВ). Преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение КВ осуществляется посредством кривошипно-шатунного механизма. Открытие и закрытие клапанов

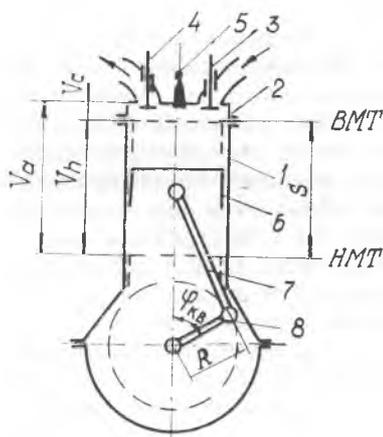


Рис. 1.1. Схема четырехтактного ДВС

в нужные моменты времени производится с помощью газораспределительного механизма.

Крайнее верхнее положение поршня в цилиндре называется

верхней мертвой точкой (ВМТ), крайнее нижнее положение — нижней мертвой точкой (НМТ). В мертвых точках скорость поршня равна нулю, так как в них изменяется направление перемещения поршня.

Перемещение поршня от ВМТ до НМТ или от НМТ до ВМТ называют ходом поршня. Ход поршня соответствует половине оборота КВ и равен двум радиусам кривошипа ($S=2R$).

Объем, описываемый поршнем при его перемещении от ВМТ до НМТ, называют рабочим объемом цилиндра V_h , который обычно измеряют в литрах:

$$V_h = F_{\pi} S = (\pi D^2_{\pi} / 4) S, \quad (1.1)$$

где F_{π} — площадь поршня.

Объем внутренней полости цилиндра при положении поршня в ВМТ называют объемом камеры сгорания V_c . Объем внутренней полости цилиндра при положении поршня в НМТ называют полным объемом цилиндра V_a :

$$V_a = V_h + V_c. \quad (1.2)$$

Сумму рабочих объемов всех цилиндров называют литражом двигателя или рабочим объемом двигателя V_H :

$$V_H = V_h i. \quad (1.3)$$

Отношение полного объема цилиндра к объему КС называют степенью сжатия ϵ :

$$\epsilon = V_a / V_c = (V_h + V_c) / V_c = (V_h / V_c) + 1. \quad (1.4)$$

Степень сжатия показывает, во сколько раз уменьшается объем цилиндра над поршнем, т. е. сжимается заряд в цилиндре, при перемещении поршня из НМТ в ВМТ.

Ряд периодически повторяющихся процессов (для четырехтактного двигателя это впуск, сжатие, сгорание, расширение и выпуск) в каждом цилиндре двигателя, в результате которых осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую работу, называют рабочим циклом или рабочим процессом двигателя. Рабочий процесс совершается за четыре такта (впуск, сжатие, рабочий ход и выпуск), каждый из которых соответствует одному ходу поршня.

Условную постоянную скорость, при которой поршень, двигаясь равномерно, совершал бы свой ход за то же время, что и в действительности (двигаясь с переменной скоростью), называют средней скоростью поршня $W_{срп}$. Поскольку за один оборот КВ поршень совершает свой ход дважды, то

$$W_{срп} = Sn / 30, \quad (1.5)$$

где n — частота вращения вала двигателя в мин.

Вещество, при помощи которого осуществляется действительный цикл двигателя, называют рабочим телом. В поршневых ДВС рабочее тело состоит из атмосферного воздуха, топлива и продуктов его сгорания.

Состав смеси или соотношение воздуха и топлива в ТВС характеризуется коэффициентом избытка воздуха α , который равен отношению действительного количества воздуха в смеси, приходящегося на 1 кг топлива, к теоретически необходимому. Теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, называется стехиометрическим коэффициентом $L_0 = (G_B / G_T)_{\text{стех}}$. Таким образом,

$$\alpha = G_B / (G_T L_0). \quad (1.6)$$

Величина L_0 зависит от химического состава топлива и для бензинов составляет 14,9 кг возд./кг топл.

ТВС с $\alpha = 1$ называют стехиометрической, с $\alpha > 1$ — бедной и с $\alpha < 1$ — богатой.

2

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВС

2.1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

2.1.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рабочий цикл в цилиндре четырехтактного двигателя осуществляется следующим образом.

Первый такт — впуск (см. рис. 2.1,а). Во время такта впуска впускной клапан открыт, а поршень перемещается от ВМТ к НМТ, увеличивая объем надпоршневого пространства.

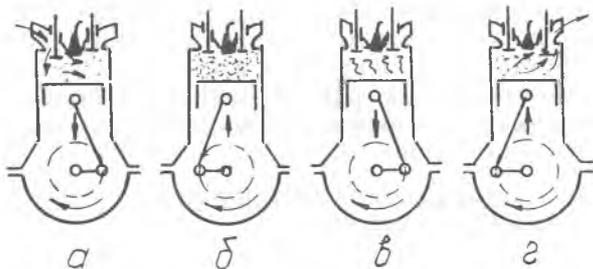


Рис. 2.1. Схема работы четырехтактного карбюраторного двигателя

ва, вследствие чего в цилиндре создается разрежение. Под действием этого разрежения цилиндр заполняется ТВС, поступающей из карбюратора через открытый впускной клапан в течение всего такта. Свежая ТВС в цилиндре смешивается с остаточными газами, оставшимися от предыдущего цикла в объеме КС, и образует рабочую смесь.

Второй такт — сжатие (рис. 2.1,б). Во время такта сжатия впускной и выпускной клапаны закрыты, а поршень перемещается от НМТ к ВМТ, сжимая находящуюся в цилиндре рабочую смесь. При сжатии рабочей смеси в цилиндре ее температура и давление повышаются, что создает лучшие условия для сгорания смеси. В конце процесса сжатия смесь воспламеняется от электрической искры.

Третий такт — рабочий ход (рис. 2.1,в). Во время рабочего хода оба клапана закрыты. В начале такта при положении поршня, близком к ВМТ, фронт пламени распространяется по объему смеси, в результате чего температура и давление газов интенсивно повышаются. Под действием силы давления газов поршень перемещается от ВМТ к НМТ и с помощью кривошипно-шатунного механизма передает воспринимаемое им усилие на КВ, заставляя его вращаться и производить механическую работу.

Четвертый такт — выпуск (рис. 2.1,г). Во время такта выпуска выпускной клапан открыт, а поршень перемещается от НМТ к ВМТ, выталкивая в атмосферу отработавшие газы из цилиндра.

Четвертым тактом рабочий цикл заканчивается. При дальнейшем движении поршня все процессы цикла повторяются в той же последовательности.

Полезная механическая работа на валу двигателя создается только во время рабочего хода поршня, остальные три такта осуществляются за счет кинетической энергии вращающегося коленчатого вала с маховиком и работы других цилиндров.

В многоцилиндровом двигателе рабочий процесс в цилиндрах сдвинут по углу поворота КВ на величину $720^\circ/i$. Равномерность крутящего момента двигателя по углу поворота КВ достигается очередностью работы цилиндров (зажигания смеси в них). Например, в 4-цилиндровом двигателе последовательность работы цилиндров 1—3—4—2.

2.1.2. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

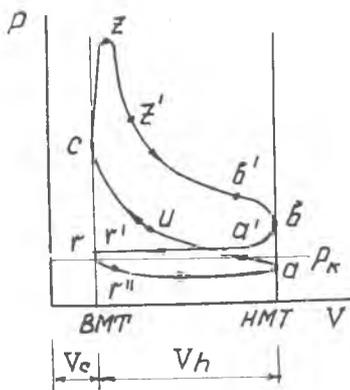


Рис. 2.2. Индикаторная диаграмма рабочего цикла четырехтактного двигателя

При рассмотрении рабочего процесса и определении индикаторной работы L_i ДВС используется диаграмма изменения давления в цилиндре по ходу поршня за цикл, которую называют индикаторной диаграммой. На индикаторной диаграмме (рис. 2.2) ординаты показывают значение давления газов в цилиндре P , а абсциссы — ход поршня и соответствующие ему объемы цилиндра V . Горизонтальная линия, нанесенная на диаграмме, характеризует давление P_k во впускном трубопроводе; вертикальными линиями отмечены крайние точки положения поршня (ВМТ и НМТ).

Для интенсификации процессов впуска и выпуска, с целью увеличения полезной работы на валу двигателя, впускной и выпускной клапаны открываются и закрываются не в моменты нахождения поршня в крайних положениях, а с некоторым опережением или запаздыванием относительно их. Поэтому все процессы реального цикла не соответствуют тактам.

Рабочий цикл включает в себя пять процессов (см. рис. 2.2): впуск — $r' - a'$ (впускной клапан открывается в точке r' и закрывается в точке a'); сжатие — $a - c$; сгорание и — z' (в точке и подается искра, точка z соответствует максимальной величине давления в цилиндре); расширение — $z - b$; выпуск — $b' - r''$ (выпускной клапан открывается в точке b' и закрывается в точке r''). Процессы впуска и выпуска называют процессами газообмена, а соответствующие им ходы поршня — насосными ходами.

2.1.3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЯ

Для оценки совершенства действительного цикла индикаторную диаграмму, полученную на двигателе, сопоставляю с идеальным термодинамическим циклом, в котором для упрощения сложного рабочего цикла отдельные процессы заменяют легко поддающимися исследованию элементарными обратимыми процессами. В идеальном цикле, в отличие от реального, отсутствуют какие-либо потери, кроме отдачи тепла Q_2 холодному источнику.

Карбюраторный четырехтактный ДВС работает по циклу, близкому к термодинамическому циклу с подводом тепла Q_1 при постоянном объеме (рис. 2.3). Идеальный цикл рассматривается при следующих допущениях:

рабочее тело — идеальный газ, масса и физические свойства которого неизменны во всех процессах;

изменением теплоемкости рабочего тела пренебрегают;

подвод и отвод тепла от рабочего тела осуществляется мгновенно при $V = \text{const}$;

процессы газообмена отсутствуют, цикл завершается отводом тепла Q_2 от рабочего тела к холодному источнику;

процессы сжатия и расширения принимаются адиабатными, тем самым пренебрегают теплообменом со стенками, имеющимся в действительных процессах.

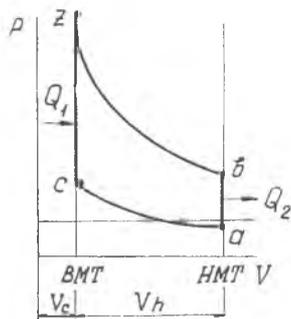


Рис. 2.3. Индикаторная диаграмма идеального цикла с подводом тепла при $V = \text{const}$

Эффективность идеального цикла оценивается термическим КПД, который зависит от степени сжатия ϵ и физических свойств рабочего тела:

$$\eta_t = \frac{L_{ид}}{Q_1} = (Q_1 - Q_2) / Q_1 = 1 - 1 / \epsilon^{k-1}. \quad (2.1)$$

2.2. ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА

2.2.1. ПЕРИОДЫ ГАЗООБМЕНА

Продолжительность процессов газообмена (выпуска и наполнения) и их последовательность в цикле определяются продолжительностью и последовательностью открытия клапанов, т. е. фазами газораспределения. Фазы газораспределения указывают начало открытия и закрытия клапанов. Их задают в виде углового положения кривошипа в градусах относительно положения ВМТ или НМТ.

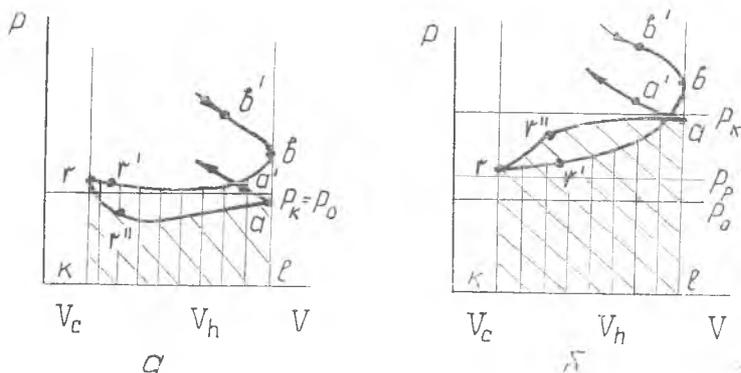


Рис. 2.4. Индикаторная диаграмма процессов газообмена для двигателя: а—без наддува ($P_p/P_k > 1$); б—с наддувом ($P_p/P_k < 1$)

Выпускной клапан начинает открываться во время процесса расширения (рис. 2.4,а) с опережением ($b' - b$) относительно НМТ на угол $\varphi_{обв} = 30 - 75^\circ$ и закрывается после ВМТ с запаздыванием ($r - r''$) на угол $\varphi_{звв} = 15 - 45^\circ$. Впускной клапан открывается с опережением ($r' - r$) относительно ВМТ на угол $\varphi_{овп} = 15 - 30^\circ$ и закрывается с запаздыванием ($a - a'$) относительно НМТ на угол $\varphi_{звп} = 45 - 70^\circ$ во время хода поршня к ВМТ, в такте сжатия. Вблизи ВМТ имеет место фаза перекрытия клапанов (оба клапана открыты). У двигателей без наддува она невелика: $30 - 60^\circ$, а с наддувом доходит до $90 - 140^\circ$. Общая продолжительность процессов газообмена составляет $400 - 520^\circ$, у высокооборотных двигателей она больше. У двигателей без наддува давление P_k

перед впускным клапаном при полностью открытой дроссельной заслонке обычно принимают равным атмосферному ($P_k = P_0$), пренебрегая гидравлическими потерями в воздушном фильтре и карбюраторе. Давление P_p за впускным клапаном больше атмосферного ($P_p > P_0$) на величину гидравлического сопротивления выпускного трубопровода и глушителя шума.

Для лучшего понимания физической картины явлений целесообразно делить процесс газообмена на отдельные периоды. В четырехтактных двигателях процесс газообмена делят на периоды выхлопа, выталкивания, продувки, наполнения и дозарядки.

В ы х л о п ($b' - b$ на рис. 2.4,а). В момент открытия выпускного клапана в ходе расширения рабочее тело в цилиндре обладает достаточно высокой энергией ($P_{b'} = 0,3 - 0,8$ МПа, $T_{b'} = 1000 - 1600$ К). Под действием большого перепада давления между цилиндром и выпускной системой до 90% отработавших газов покидают цилиндр за счет самоистечения. При прохождении газов через клапанную щель их скорость достигает 600—700 м/с, вследствие чего период выхлопа сопровождается значительным шумом.

В ы т а л к и в а н и е ($b - r$). Принудительное выталкивание отработавших газов из цилиндра осуществляется при ходе поршня от нижней к верхней мертвой точке. Скорость истечения газов и перепад давления в впускном клапане определяются скоростью перемещения поршня. Средняя скорость в клапанной щели составляет 80—250 м/с. Давление и температура газа при выталкивании меняются незначительно.

Во время перекрытия клапанов ($r' - r''$) давление в цилиндре в начале открытия впускного клапана выше давления P_k , поэтому продукты сгорания вытекают одновременно и через выпускной, и через открывающийся впускной клапаны, т. е. происходит заброс продуктов сгорания во впускной трубопровод. Выпуск отработавших продуктов сгорания и их заброс во впускную магистраль продолжаются и после ВМТ, пока давление в цилиндре остается больше величин P_p и P_k . Поэтому наполнение цилиндра свежим зарядом начинается с запаздыванием—после ВМТ. Во избежание чрезмерного заброса газов и ухудшения наполнения цилиндра угол перекрытия клапанов в двигателях без наддува выполняют небольшим.

П р о д у в к а. У двигателей с наддувом давление во впускном трубопроводе выше, чем в выпускном ($P_p/P_k < 1$) и в цилиндре во время принудительного выталкивания и наполнения (рис. 2.4,б). Поэтому здесь во время перекрытия клапанов происходит продувка ($r' - r''$) объема КС от продуктов сгорания свежей смесью. При этом часть свежей ТВС попадает вместе с отработавшими газами в выпускной трубопровод. Продувка позволяет значительно

уменьшить количество остаточных газов в КС, в связи с чем у двигателей с наддувом угол перекрытия клапанов намного больше, чем у двигателей без наддува.

Наполнение ($r - a$). Этот период соответствует всему ходу поршня при его движении от ВМТ к НМТ (рис. 2.4,а). Ход наполнения сопровождается увеличением объема цилиндра, вследствие чего давление в цилиндре падает и становится меньше давления P_k во впускном трубопроводе. В результате возникающего перепада давления смесь начинает поступать в цилиндр. В процессе наполнения температура свежей смеси увеличивается на 30—60°С из-за ее подогрева от горячих поверхностей деталей цилиндрово-поршневой группы и смешения с остаточными газами.

До заряда ($a - a'$). При перемещении поршня к ВМТ в такте сжатия давление в цилиндре остается некоторое время меньше P_k (рис. 2.4,а), несмотря на уменьшение объема цилиндра, и смесь продолжает поступать в цилиндр. Кроме того, ТВС во впускном трубопроводе обладает довольно высоким скоростным напором и вследствие своих инерционных свойств будет некоторое время продолжать поступать в цилиндр, даже когда давление в нем превысит величину P_k .

2.2.2. РАБОТА НАСОСНЫХ ХОДОВ

Работу, которую необходимо затратить на осуществление процессов газообмена, в четырехтактном двигателе определяют для тактов выпуска и наполнения и называют работой насосных ходов:

$$L_{н.х.} = L_{в.} + L_{нап.} \quad (2.2)$$

В соответствии с принятым в термодинамике правилом работа процесса выпуска отрицательна (работа производится над системой), а работа процесса наполнения положительна (произведенная системой работа передается потребителю). В индикаторной диаграмме (см. рис. 2.4,а) работа процесса выпуска эквивалентна площади $brklb$, а работа процесса наполнения — площади $ralkr$. У двигателей без наддува ($P_p/P_k > 1$) работа насосных ходов, эквивалентная площади $brab$, всегда отрицательна. У двигателей с наддувом ($P_p/P_k < 1$) она может быть положительной (см. рис. 2.4,б).

2.2.3. ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ГАЗООБМЕНА. КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ

Совершенство процессов газообмена оценивают двумя показателями: массой свежего заряда $G_{см.н.}$ и работой насосных ходов $L_{н.х.}$. Чем больше величина $G_{см.н.}$, тем (при постоянном

составе смеси α) большее количество тепла $Q_{1ц}$ подводится к рабочему телу за цикл, в результате чего возрастает работа цикла ($L_i = Q_{1ц} \eta_i$). При уменьшении $L_{пх}$ увеличивается эффективная работа L_e , передаваемая от двигателя к потребителю, т. е. возрастает эффективная мощность двигателя N_e .

Работа насосных ходов зависит, помимо величины отношения давлений P_D/P_K (см. раздел 2.2.2), и от угла опережения открытия выпускного клапана $\varphi_{ов}$ относительно ИМТ (рис. 2.5). При больших значениях $\varphi_{ов}$ (точка b'') работа выталкивания $L_{в}$ продуктов сгорания из цилиндра сводится к минимуму, так как большая часть отработавших газов покидает цилиндр за период выхлопа, однако при этом заметно уменьшается полезная работа, совершаемая рабочим телом в такте расширения. При позднем открытии выпускного клапана (точка b , $\varphi_{ов} = 0$) работа в ходе расширения несколько возрастает, но значительно увеличивается работа принудительного выталкивания $L_{в}$, соответственно возрастает и $L_{пх}$. Оптимальную величину $\varphi_{ов}$ подбирают так, чтобы получить максимальную работу L_e и мощность N_e двигателя.

Основным критерием качества процессов газообмена является коэффициент наполнения η_v , который равен отношению количества свежего заряда в цилиндре двигателя (в кг) к количеству заряда, который размещается в объеме, равном рабочему объему цилиндра, при давлении P_K и температуре T_K во впускном трубопроводе:

$$\eta_v = G_{смц} / G_{смт,о,в} = G_{смц} / (i \rho_b V_h). \quad (2.3)$$

При экспериментальном определении η_v массу свежего заряда в цилиндре определяют делением массового расхода воздуха (кг/с) на частоту циклов $f_{ц}$ (s^{-1}) и число цилиндров двигателя: $G_{смц} = G_B / (f \cdot i)$ (массой топлива здесь пренебрегают, так как топлива в смеси примерно в 15 раз меньше, чем воздуха). В четырехтактном двигателе цикл совершается за два оборота КВ, т. е. $f = n / (60 \cdot 2)$. Тогда $G_{смц} = 120 G_B / (n \cdot i)$, а коэффициент наполнения

$$\eta_v = 120 G_B / (\rho_k V_h i n). \quad (2.4)$$

Масса действительного заряда обычно меньше теоретической, поэтому $\eta_v < 1$. Однако при определенных условиях η_v может

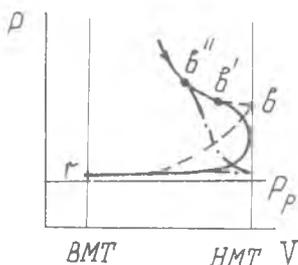


Рис. 2.5. Индикаторная диаграмма процесса выпуска при различных углах опережения открытия выпускного клапана

быть и больше единицы. В частности, $\eta_v > 1$ при наличии продувки цилиндра — когда объем остаточных газов меньше объема КС (V_c). На расчетных режимах работы двигателя величина η_v составляет 0,8—1,2.

Качество продувки оценивается коэффициентом продувки КС ρ , который представляет отношение термодинамического объема остаточных газов V_r при параметрах рабочего тела T_r, P_r , соответствующих концу такта выпуска, к объему КС: $\rho = V_r/V_c$. При отсутствии продувки $\rho = 1$, полной продувке камеры соответствует $\rho = 0$.

Количество остаточных газов в цилиндре к концу периода наполнения оценивается коэффициентом остаточных газов γ , который равен отношению количества остаточных газов (в кмоль) к количеству свежего заряда (в кмоль): $\gamma = M_r/M_{смц}$.

В четырехтактных карбюраторных двигателях без наддува продувка КС отсутствует или очень незначительна, поэтому у них $\rho \approx 1$, $\eta_v < 1$, а величина γ довольно высока.

Масса свежего заряда существенно возрастает за счет дозарядки цилиндра во время периода запаздывания закрытия впускного клапана ($a - a'$). Коэффициентом дозарядки λ называют отношение количества смеси (в кмоль) в цилиндре в момент закрытия впускного клапана ($M_{a'}$) к количеству смеси в цилиндре при прохождении поршнем НМТ (M_a): $\lambda = M_{a'}/M_a$. Величина λ у быстроходных двигателей может достигать 1,15. Введение угла $\varphi_{звп}$ позволяет не только осуществлять дозарядку цилиндра за счет использования кинетической энергии поступающей смеси, но и существенно увеличить площадь проходного сечения клапанной щели $f_{вп}$ во время периода наполнения без увеличения динамических нагрузок на клапан (при тех же ускорениях клапана) (рис. 2.6). Площадь:

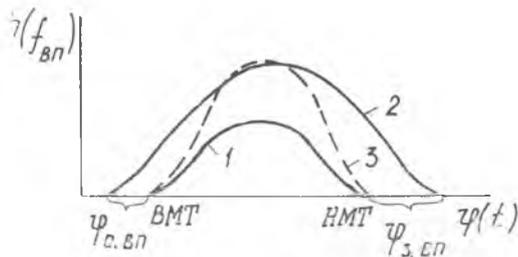


Рис. 2.6. Диаграмма подъема впускного клапана: 1 — при $\varphi_{о.вп} = \varphi_{з.вп} = 0$; 2 — при $\varphi_{о.вп} > 0$ и $\varphi_{з.вп} > 0$ и том же ускорении, что и в 1; 3 — при $\varphi_{о.вп} = \varphi_{з.вп} = 0$ и том же максимальном подъеме клапана h_{max} , что и в 2

под кривой $f_{\text{вп}} = f(t)$ называют время — сечением клапана. Увеличение время — сечения приводит к снижению гидравлических потерь при протекании смеси через клапанную щель, росту $G_{\text{смц}}$ и, следовательно, к увеличению η_v .

Величина η_v зависит и от целого ряда режимных факторов. К главным влияющим факторам относят: отношение давления отработавших газов на выпуске к давлению смеси на впуске (P_p/P_k), температуру смеси на впуске T_k и обороты двигателя n .

Влияние P_p/P_k (или P_r/P_a). Величина P_p определяет давление остаточных газов P_r в конце такта выпуска, а P_k — давление смеси P_a в конце такта наполнения, поэтому P_r/P_k качественно изменяется так же, как и P_p/P_k . Увеличение P_r/P_a приводит к падению величины η_v (при этом безразлично, меняется P_r или P_a). Такая зависимость η_v объясняется изменением парциального объема, занимаемого остаточными газами в процессе наполнения.

Если у двигателя отсутствует продувка КС (небольшая фаза перекрытия клапанов), то в конце хода выпуска остаточные газы занимают весь объем камеры V_c . В случае, когда давление остаточных газов P_r больше давления рабочей смеси в конце такта наполнения P_a ($P_r/P_a > 1$), остаточные газы в процессе наполнения расширяются и при нахождении поршня в НМТ (точка a) займут некоторый объем $V_c + \Delta V$ (см. рис. 2.4,а). Соответственно объем, занимаемый свежей смесью, уменьшится на величину ΔV и будет меньше V_h . При наддуве же двигателя ($P_r/P_a < 1$) остаточные газы в процессе наполнения сжимаются, занимая в конце такта наполнения объем $V_c - \Delta V$ (см. рис. 2.4,б), а свежая смесь занимает объем ($V_h + \Delta V$). Кроме того, наддув двигателя ($P_p/P_k < 1$) позволяет повысить η_v и за счет продувки КС от остаточных газов путем доведения фазы перекрытия клапанов до 90° .

Влияние наддува на η_v можно учесть с помощью полуэмпирического выражения

$$\eta_v/\eta_{v0} = [1,15 \varepsilon - (P_p/P_k)] / (1,15 \varepsilon - 1), \quad (2.5)$$

где η_{v0} соответствует условиям: $P_k = P_p = P_0 = 0,105 \text{ МПа}$ (величина P_0 в САУ).

Влияние T_k на η_v осуществляется через целый ряд факторов: характер испарения топлива; степень подогрева от стенок; коэффициент восстановления давления в процессе наполнения (P_a/P_k). В целом, увеличение T_k приводит к росту величины η_v .

Наличие топлива в смеси двояко влияет на количество воздуха, поступающего в цилиндр: с одной стороны, воздух охлаж-

дается за счет затрат части его теплосодержания на нагрев и испарение топлива (при этом увеличивается плотность воздуха, и, следовательно, $G_{смц}$), с другой стороны, образующиеся пары топлива занимают в цилиндре некоторый объем и препятствуют увеличению весового заряда. При $T_k = 280—300$ К эти процессы взаимно уравнивают друг друга, но при увеличении $T_k > 300$ К скорость испарения топлива интенсивно возрастает, что приводит к росту η_v за счет преобладающего влияния охлаждения воздуха.

С увеличением T_k снижается абсолютный ($\Delta T_{ст} = T_a - T_k$) и относительный ($\delta = T_a / T_k = 1 + (\Delta T_{ст} / T_k)$) подогрев смеси от стенки (от горячих узлов цилиндра-поршневой группы), что так же приводит к росту η_v .

И, наконец, с увеличением T_k снижаются вязкостные гидравлические потери в процессе наполнения, т. е. возрастает P_a / P_k , а следовательно, и η_v .

Влияние T_k на η_v учитывается с помощью выражения

$$\eta_v / \eta_{v_0} = \sqrt{T_k / T_0}, \quad (2.6)$$

где $T_0 = 288$ К (величина T_0 в САУ).

Влияние оборотов. При увеличении числа оборотов η_v сначала растет, а затем начинает падать (рис. 2.7). Подобный характер изменения η_v объясняется следующим. Увеличение n приводит к возрастанию скорости поступления смеси в цилиндр. Это, с одной стороны, увеличивает дозарядку цилиндра ($\lambda > 1$) за счет большего скоростного напора смеси, а с другой стороны, приводит к увеличению гидравлических потерь на впуске, т. е. к уменьшению P_a , а следовательно, и весового заряда цилиндра. На больших оборотах второй фактор становится преобладающим, что и приводит к снижению η_v .

Таким образом, величина коэффициента наполнения зависит от большого числа конструктивных и режимных факторов. В прикидочном тепловом расчете двигателя для оценки η_v можно воспользоваться эмпирическим выражением, предложенным авторами работы [1]:

$$\eta_v = (P_a / P_k) (\epsilon - P_r / P_a) / [(\epsilon - 1)]. \quad (2.7)$$

2.3. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Предварительное сжатие смеси до ее воспламенения позволяет иметь более высокое давление газов после сгорания и таким образом увеличивает работу, получаемую при их рас-

ширении, что повышает полезную работу и экономичность цикла. Термический КПД идеального цикла непрерывно увеличивается с ростом ϵ , следовательно, для повышения экономичности рабочего цикла в ДВС следует увеличивать степень сжатия рабочего тела. Однако надо иметь в виду, что с увеличением ϵ резко возрастают максимальные значения температуры и давления в цилиндре и повышаются потери на трение. В карбюраторных двигателях величина ϵ ограничена условиями возникновения детонационного горения смеси и составляет 6,5—11.

Процесс сжатия протекает с двухсторонним теплообменом: в начале процесса смесь подогревается от стенок, а к концу сжатия температура рабочего тела становится выше температуры большинства деталей цилиндра-поршневой группы, в результате чего процесс происходит с охлаждением смеси. Таким образом, процесс сжатия представляет собой политропу с переменным показателем $n = 1,36 — 1,39$. Параметры рабочего тела в конце процесса сжатия составляют: $P_c = 1,5—3,5$ МПа, $T_c = 550—750$ К.

2.4. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

2.4.1. ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЦЕССУ СГОРАНИЯ

В реальном цикле рабочее тело получает тепло не от какого-то внешнего источника, как в идеальном цикле, а за счет сжигания топлива в цилиндре двигателя.

Для максимального приближения реального цикла к идеальному выделение тепла должно происходить возможно ближе к ВМТ. Отклонение момента выделения тепла в ту или другую сторону от ВМТ приводит к ухудшению экономичности цикла за счет уменьшения степени расширения рабочего тела после выделения тепла. Таким образом, процесс сгорания должен проходить быстро и своевременно для того, чтобы связанное с ним выделение тепла приводило к повышению температуры рабочего тела в требуемый момент протекания реального цикла. Кроме того, для максимального использования энергии топлива сгорание должно быть как можно более полным, с выделением максимально возможного количества тепла.

Скорость, своевременность и полнота сгорания оказывают решающее влияние на работу, получаемую за реальный цикл, а следовательно, и на его экономичность.

2.4.2. ПРОТЕКАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

Процесс сгорания начинается с момента воспламенения смеси от электрической искры высокого напряжения (8—15 тысяч вольт), т. е. от искрового разряда. Поскольку температура в шнуре разряда превышает 10000 К, процессы про-

грева, распада, ионизации молекул топлива и кислорода и воспламенение происходят очень быстро, за время, сравнимое с периодом разряда, $(1-2) \cdot 10^{-5}$ с, что приводит к образованию вблизи электродов свечи небольшого очага пламени.

Если объем этого очага пламени достаточно велик, а времени его существования достаточно для прогрева и воспламенения окружающих слоев смеси, то процесс сгорания начинает распространяться и через некоторое время τ_i (период задержки воспламенения) на индикаторной диаграмме (рис. 2.8) можно будет заметить отрыв линии давления в процессе начавшегося сгорания от линии давления сжатия, которую можно записать при выключенном зажигании. Если же объем очага сгорания и длительность его поддержки разрядом оказались недостаточными, то очаг затухает и сгорание не развивается.

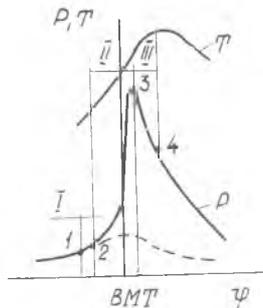


Рис. 2.8. Изменение давления и температуры рабочего тела в зависимости от угла поворота КВ

му объему КС, количество смеси, вступающей в реакцию, уменьшится, скорость тепловыделения существенно упадет. Вместе с возрастающим объемом цилиндра, вызванным перемещением поршня от ВМТ, это приведет к тому, что давление, достигнув своего максимального значения, начнет снижаться.

Весь процесс сгорания принято разделять на три характерные фазы (рис. 2.8).

Первая фаза — фаза воспламенения смеси и формирования первичного очага пламени. Длительность первой фазы принимают равной длительности задержки воспламенения — от момента подачи искры (точка 1 на рис. 2.8) до начала резкого повышения давления в цилиндре (точка 2). На расчетных и близких к ним режимах работы двигателя эта фаза занимает 4—5° угла поворота КВ.

Вторая фаза — фаза быстрого сгорания (основная). В течение второй фазы фронт пламени распространяется по всей смеси и достигает стенок КС. Принимают, что основное сгорание заканчивается при достижении максимального давления в цилиндре (точка 3). Продолжительность фазы составляет 20—35°.

Третья фаза — фаза догорания. Считают, что третья фаза начинается с момента достижения максимального давления, а заканчивается с завершением горения топлива (точка 4). В третьей фазе происходит догорание отдельных объемов турбулентной смеси и продуктов неполного окисления топлива. На расчетных режимах работы двигателя продолжительность фазы составляет 10—15°, а на нерасчетных — догорание может растянуться на весь процесс расширения.

В современных двигателях на весь процесс сгорания отводится 0,001—0,003 с. Следовательно, своевременное выделение тепла может быть получено лишь при средней скорости распространения пламени порядка 20—30 м/с, которую необходимо иметь в цилиндре двигателя.

В случае ламинарной ТВС пламя перемещается перпендикулярно к поверхности фронта с так называемой нормальной скоростью u_n (рис. 2.9, а). Опытами в калориметрических бомбах установлено, что величина u_n зависит от состава смеси и рода топлива (рис. 2.10). Как видно, распространение пламени, а следовательно, и воспламенение смеси могут проходить лишь в определенных пределах ее состава, называемых пределами воспламенения (пределами горючести). Для бензиновоздушных смесей верхний предел горючести составляет $\alpha = 0,3$, нижний — 1,3. (Верхний и нижний

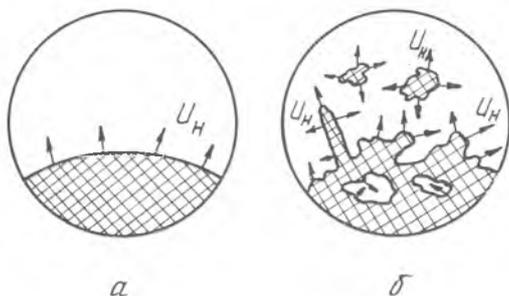


Рис. 2.9. Распространение фронта пламени: а — в ламинарной смеси; б — в турбулентной смеси

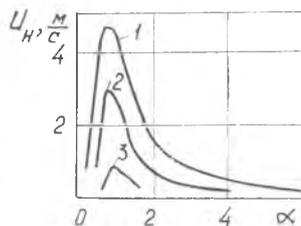


Рис. 2.10. Зависимость скорости распространения пламени от состава топливо-воздушной смеси и различных топлив: 1 — водород, 2 — ацетилен, 3 — метан

пределы горючести соответствуют максимальному и минимальному содержанию топлива в смеси.) $u_{\max} \approx 2$ м/с имеет место при $\alpha = 0,8—0,9$ (следовательно, условия максимальной скорости тепловыделения не соответствуют условиям получения максимальной полноты сгорания топлива). Невоспламенение очень бедных ($\alpha > 1,3$) и очень богатых ($\alpha < 0,3$) смесей объясняется тем, что в этих случаях скорость тепловыделения резко падает (реакция окисления молекул топлива протекает вяло), температура пламени снижается и даже возникший очаг пламени не сможет удержаться и затухает вследствие его охлаждения.

Ускорению распространения сгорания по объему камеры способствует интенсивная турбулизация смеси (смесь турбулизуется в процессе наполнения при обтекании грибка впускного клапана, который является плохообтекаемым телом). Турбулентные (хаотические) вихри искривляют фронт пламени и выносят за него отдельные очаги, в результате чего поверхность фронта резко возрастает (рис. 2.9,б) и скорость перемещения фронта пламени повышается до 15—80 м/с, ее называют турбулентной скоростью u_t .

В карбюраторном двигателе приготовление ТВС осуществляется путем распыления топлива на капли размером 100—300 мкм в поток воздуха, протекающий через карбюратор со скоростью 25—150 м/с. По пути следования смеси от карбюратора до цилиндра испаряется 60—80% топлива, а остальное топливо попадает в цилиндр в виде капель и пленки, образующейся на стенках трубопроводов из осажденных капель. Наличие жидкой топливной фазы в цилиндре вызывает существенную неоднородность состава смеси по объему КС, что неблагоприятно сказывается на условиях воспламенения смеси и может привести к неустойчивой работе двигателя. Неустойчивая работа, вызывающая тряску двигателя и колебания числа оборотов, является следствием нарушения единообразия сгорания в следующих друг за другом циклах, что приводит к колебанию максимального давления и получаемой за цикл работы.

В качестве примера на рис. 2.11 приведены многоцикловые диаграммы цилиндра двигателя АШ-82, полученные при двух составах смеси. Как видно, при умеренной богатой смеси ($\alpha = 0,84$) максимальные давления в последовательно чередующихся циклах получаются примерно одинаковыми, в результате чего двигатель работает устойчиво. При крайне бедной смеси ($\alpha = 1,3$) условия сгорания в отдельных циклах резко различны: наряду с хорошим протеканием сгорания (цикл 1) имеются циклы с запоздалым сгоранием и малым повышенным давлением

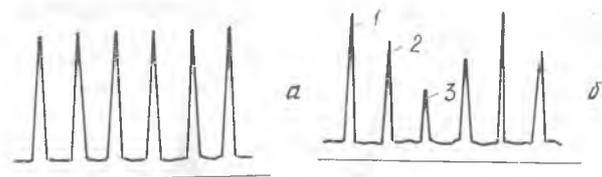


Рис. 2.11. Многоцикловые диаграммы работы двигателя при α , равном: а — $\alpha = 0,84$; б — $\alpha = 1,3$

(цикл 2) и даже циклы с пропуском воспламенения (цикл 3). Подобная нестабильность циклов вызывает неустойчивую работу двигателя, недопустимую в эксплуатации. Различие в циклах на рис. 2.11,б объясняется изменением от цикла к циклу состава смеси в микрообъеме вблизи электродов свечи, вызванным неоднородным распределением топлива по объему КС. Причем чем беднее смесь, тем больше разброс α по объему КС и неустойчивость работы двигателя. Необходимость обеспечения устойчивой работы двигателя сужает эксплуатационный диапазон составов смеси до $\alpha = 0,6—1,1$.

Двигатель развивает максимальную мощность и имеет минимальный расход топлива, если давление в цилиндре достигает максимума при повороте КВ на угол $12—15^\circ$ после ВМТ.

Эффективное использование тепла в цилиндре, даже при больших скоростях распространения пламени, возможно лишь при условии своевременного выделения тепла (симметрично относительно ВМТ). Своевременность выделения тепла достигается введением угла опережения зажигания β относительно ВМТ и регулированием его величины в зависимости от режима работы двигателя.

Величина β_{opt} зависит в основном от величины u_T : чем выше u_T , тем меньше β_{opt} . Соответственно все факторы, влияющие на величину u_T , будут оказывать влияние и на β_{opt} . Так, например, составу смеси $\alpha = 0,8—0,9$ соответствует u_{Tmax} . Обеднение смеси вызовет снижение величины u_T (особенно возрастет длительность задержки воспламенения и догорания), поэтому β_{opt} увеличивается.

С увеличением частоты вращения КВ u_T возрастает примерно пропорционально n (за счет роста интенсивности турбулизации смеси), поэтому длительность II фазы в градусах поворота КВ изменяется мало. Но длительность задержки воспламенения и фазы догорания (в градусах) увеличивается, следовательно, необходимо увеличивать β_{opt} .

Отклонение угла опережения зажигания от оптимального в любую сторону вызывает существенное изменение вида пиди-

каторной диаграммы (рис. 2.12), уменьшение мощности и увеличение расхода топлива.

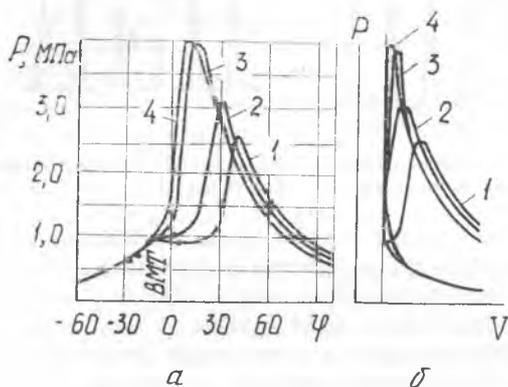


Рис. 2.12. Влияние величины угла опережения зажигания на протекание индикаторной диаграммы: а — $P\phi$ -диаграмма; б — PV -диаграмма; 1 — $\beta = 0^\circ$, 2 — $\beta = 7^\circ$, 3 — $\beta = 22^\circ$, 4 — $\beta = 27^\circ$

Системы зажигания современных двигателей обычно автоматически регулируют величину опережения зажигания по двум параметрам — частоте вращения КВ и нагрузке ДВС.

Полнота сгорания топлива определяется в основном составом смеси и качеством ее приготовления (степенью испаренности топлива и равномерностью его распределения по объему КС, т. е. однородностью смеси). Для определения полноты сгорания качественно приготовленных смесей с $\alpha < 1$ в прикидочных расчетах можно пользоваться эмпирическим выражением

$$\eta_r = 1,28\alpha - 0,28. \quad (2.8)$$

Для определения максимальной температуры цикла T_z принято использовать уравнение сгорания, которое представляет собой уравнение сохранения энергии, показывающее изменение внутренней энергии рабочего тела U в процессе подвода к нему тепла:

$$U_c + Q = U_z. \quad (2.9)$$

Подведенное тепло определяется температурами рабочего тела в начале T_c и конце T_z процесса горения и его теплоемкостью C_v , поэтому для идеального цикла, рассматриваемого при условиях постоянства C_v и неизменного состава рабочего тела, выражение для Q_1 имеет вид

$$Q_1 = C_v (T_z - T_c). \quad (2.10)$$

В действительности же величина C_v существенным образом зависит от физических свойств рабочего тела и его температуры (увеличение температуры рабочего тела в процессе горения вызывает существенный рост C_v , в результате чего величина T_z теоретического цикла с переменной теплоемкостью получается значительно ниже T_z идеального цикла с постоянной теплоемкостью), поэтому для действительного цикла уравнение (2.10) усложняется:

$$Q_1 = C_{v \text{ пр сгор}} \left| \begin{matrix} T_z \\ 273 \end{matrix} (T_z - 273) - C_{v \text{ р см}} \left| \begin{matrix} T_c \\ 273 \end{matrix} (T_c - 273), \quad (2.11)$$

где $C_{v \text{ пр сгор}} \left| \begin{matrix} T_z \\ 273 \end{matrix} \right.$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур 273 К и T_z ;

$C_{v \text{ пр сгор}} \left| \begin{matrix} T_z \\ 273 \end{matrix} (T_z - 273) \right.$ — приращение внутренней энергии 1 кг продуктов сгорания при повышении температуры от 273 К до T_z ;

$C_{v \text{ р см}} \left| \begin{matrix} T_c \\ 273 \end{matrix} (T_c - 273) \right.$ — то же для рабочей смеси при повышении температуры от 273 К до T_c .

Таким образом, в реальном случае Q_1 рассматривается как разность приращений внутренней энергии продуктов сгорания и рабочей смеси, отсчитываемых от 273 К. Это связано с тем, что теплотворная способность топлива H_u , являющаяся источником получения тепла Q_1 , определяется при $T = 273$ К. Поэтому для получения правильных результатов необходимо учитывать разницу в приращениях внутренней энергии продуктов сгорания и рабочей смеси между 273 К и T_z (T_c).

На практике уравнение сгорания используется следующим образом.

Величину Q_1 определяют по уравнению

$$Q_1 = H_u \xi_z / G_{\text{р см}}, \quad (2.12)$$

где ξ_z — коэффициент выделившегося тепла, а $G_{\text{р см}}$ — масса рабочей смеси, содержащей 1 кг топлива (поскольку H_u характеризует располагаемую энергию 1 кг топлива).

Коэффициент выделения тепла учитывает потери тепла, связанные с неполнотой сгорания топлива, диссоциацией и теплообменом со стенками. Для стехиометрической смеси ($\alpha = 1$) в случае стопроцентной полноты сгорания топлива ($\eta_1 = 1$) максимальное значение $\xi_z \text{ макс} \leq 0,95$. Поскольку двигатель работает в основном на обогащенных смесях ($\alpha < 1$, а следова-

тельно, и $\eta_r < 1$), величина ξ_z на расчетных режимах составляет $\xi_z = 0,8 - 0,9$.

Рабочая смесь состоит из свежей смеси $G_{см}$ и остаточных газов G_r , следовательно

$$G_p = G_{см} + G_r = G_{см} (1 + G_r / G_{см}). \quad (2.13)$$

Масса свежей смеси, содержащей 1 кг топлива, определяется составом смеси α :

$$G_{см} = 1 + \alpha L_0, \quad (2.14)$$

а отношение $G_r / G_{см}$ можно определить с помощью коэффициента остаточных газов γ , который равен отношению числа молей остаточных газов M_r к числу молей свежей смеси $M_{см}$:

$$\gamma = M_r / M_{см}. \quad (2.15)$$

Коэффициент остаточных газов дает объемное соотношение между остаточными газами и свежей смесью при одинаковых значениях давления и температуры. (На основных режимах работы двигателя $\gamma = 0,01 - 0,07$).

Моль — это весовое количество газа, численно равное его молекулярному весу m , т. е. $M_r = G_r / m_r$, а $M_{см} = G_{см} / m_{см}$. Тогда уравнение (2.15) можно переписать в виде

$$\gamma = M_r / M_{см} = (G_r / G_{см}) (m_{см} / m_r) = (G_r / G_{см}) \beta_0. \quad (2.16)$$

Здесь $\beta_0 = m_{см} / m_r$ —

коэффициент мольных изменений свежей смеси, он характеризует изменение ее молекулярного веса при сгорании. Поскольку масса рабочего тела в процессе сгорания не изменяется, β_0 характеризует также происходящее изменение числа молей. Увеличение β_0 (при $\beta_0 > 1$) означает рост числа молей продуктов сгорания в сравнении с числом молей свежей смеси, что при постоянном геометрическом объеме КС и прочих равных условиях приводит к повышению давления рабочего тела в цилиндре и, следовательно, увеличению работы, совершаемой газами в процессе расширения.

Величина коэффициента мольных изменений зависит от состава смеси и химических свойств топлива. Для углеводородных топлив без большой погрешности можно считать, что β_0 определяется только величиной α (рис. 2.13).

Найдем отношение $G_r / G_{см}$ из (2.16), подставим его вместе с (2.14) в уравнение (2.13) и с его помощью преобразуем выражение (2.12):

$$Q_1 = H_u \xi_z / (1 + \alpha L_0) (1 + \gamma / \beta_0). \quad (2.18)$$

Поскольку параметры рабочего тела в конце такта сжатия,

как правило, известны, можно определить $U_c = C_v \left| \frac{T_c}{273} (T_c - 273) \right.$ и далее, с помощью уравнения сгорания (2.9), — величину T_z . Для снижения трудоемкости расчета T_z обычно определяется графоаналитическим методом. Для этого на графике $U = i(T)$ (рис. 2.14) наносим линию, соответствующую левой части уравнения (2.9) $U_c + Q_1 = \text{const}$. Далее задаемся несколькими произвольными значениями T_z и определяем для них $U_z = C_v \left| \frac{T_z}{273} (T_z - 273) \right.$. Полученные значения U_z наносим на график и строим кривую $U_z = i(T_z)$. Пересечение двух линий $U_c + Q_1 = \text{const}$ и $U_z = i(T_z)$ и дает искомую точку (рис. 2.14), по которой графически определяем величину T_z .

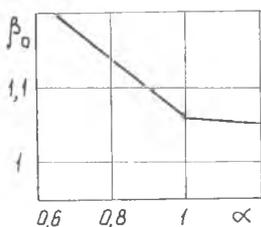


Рис. 2.13. Зависимость коэффициента мольных изменений от состава смеси

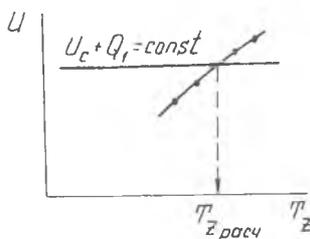


Рис. 2.14. К графоаналитическому методу определения T_z

Найденное значение T_z соответствует теоретическому циклу, так как оно найдено с помощью предположения о мгновенном выделении тепла (при постоянном объеме в момент нахождения поршня в ВМТ). В действительном цикле процесс сгорания (выделение тепла) происходит во времени (при изменении геометрического объема КС), поэтому T_z действительного цикла составляет примерно $0,8 T_{z \text{ теор}}$.

Зная T_z , по уравнению состояния можно определить P_z теоретического цикла (при $V = \text{const}$):

$$P_z = P_c (R_z / R_{p \text{ см}}) (T_z / T_c), \quad (2.19)$$

где R_z и $R_{p \text{ см}}$ — газовые постоянные продуктов сгорания и рабочей смеси.

Поскольку отношение газовых постоянных обратно отношению молекулярных весов ($R_z / R_{p \text{ см}} = m_{p \text{ см}} / m_z$), то уравнение (2.19) можно переписать в виде

$$P_z = P_c \beta (T_z / T_c), \quad (2.20)$$

Здесь

$$\beta = m_{p \text{ см}} / m_z \quad (2.21)$$

— коэффициент мольных изменений рабочей смеси в процессе сгорания. Величины β и β_0 связаны между собой соотношением

$$\beta = (\beta_0 + \gamma) / (1 + \gamma). \quad (2.22)$$

В этом уравнении $(1 + \gamma)$ представляет собой число молей рабочей смеси, содержащей 1 моль свежей смеси, а $(\beta_0 + \gamma)$ — число молей газа после сгорания.

Значение P_z действительного цикла обычно составляет $(0,8—0,9) P_z$ теоретического цикла, найденного по уравнениям (2.22) и (2.20). Численные значения P_z и T_z в современных авиационных двигателях составляют $P_z = 5—12$ МПа, $T_z = 2600—3100$ К.

2.4.3. ДЕТОНАЦИОННОЕ ГОРЕНИЕ

В некоторых случаях сгорание в двигателях может принимать взрывной характер. Детонационное горение возникает в наиболее удаленных от свечи микрообъемах смеси. В таких местах смесь до прихода фронта пламени успевает сильно перегреться и подвергается интенсивному сжатию при распространении фронта пламени, что способствует быстрому развитию в ней предпламенных реакций с образованием и накоплением химически активных промежуточных продуктов (радикалов, перекисей, атомов водорода и кислорода). В результате таких процессов смесь самовоспламеняется и ее сгорание происходит по цепной реакции (взрывообразно), вследствие чего вокруг горящего очага имеет место резкое местное повышение температуры и образуется ударная волна давления, скорость перемещения которой по объему КС достигает $1000—2300$ м/с. Отражаясь от стенок КС, ударная волна образует новые волны (отраженные) и новые очаги воспламенения. Торможение ударных волн у стенок камеры приводит к мощному местному нарастанию температуры и давления, что вызывает повышенную теплоотдачу в стенки и интенсивную диссоциацию (распад молекул) с образованием окиси углерода, атомарных углерода, водорода, кислорода и поглощением большого количества тепла. В некоторых случаях температура и давление при торможении волны бывают настолько велики, что создаются условия для воспламенения смеси во фронте ударной волны за время порядка 10^{-6} с, поэтому после соприкосновения такой волны со стенкой появляется не отраженная ударная волна, а детонационная волна, в которой химические превращения смеси заканчиваются почти полностью.

В зависимости от конкретных условий детонационное горение может быть более или менее интенсивным, но оно всегда сопровождается наличием ударных волн и самовоспламенением

отдельных объемов смеси. Наличие прямых и отраженных ударных волн при детонационном горении проявляется на индикаторной диаграмме в виде характерных гребешков в конце процесса сгорания и в процессе расширения (рис. 2.15).

Повышение детонации сильно отражается на работе двигателя, вызывая следующие нежелательные последствия:

наличие ударных волн вызывает характерный металлический стук (звон), вызванный вибрациями стенок цилиндра;

торможение ударных и детонационных волн у стенок вызывает повышенную теплоотдачу от газов, что приводит к перегреву и даже прогоранию поршней, клапанов и выгоранию электродов свечей;

сильное повышение температуры в волне вызывает интенсивную диссоциацию сгорающей смеси с выделением чистого углерода. Дальнейшее понижение температуры, связанное с расширением газов, препятствует сгоранию углерода, и он в виде сажи выбрасывается из цилиндра, образуя дымный выхлоп;

большие потери тепла в стенку и на диссоциацию приводят к снижению мощности и ухудшению экономичности;

воздействие ударных и детонационных волн на поршень вызывает появление ударной нагрузки и на кривошипно-шатунный механизм, что часто приводит к механическим разрушениям отдельных деталей двигателя.

Таким образом, работа двигателя при детонации связана с резким уменьшением надежности всей конструкции, а также с некоторым падением мощности и экономичности, поэтому длительная работа двигателя при детонации совершенно недопустима.

Как уже отмечалось, основной причиной появления детонации является достаточно большое время пребывания объема смеси, который должен сгореть в последнюю очередь, в условиях высоких температур и давлений. Поэтому все факторы, увеличивающие продолжительность пребывания или скорость реакций окисления в части смеси, сгорающей последней, будут способствовать возникновению детонационного горения. Так, увеличение степени сжатия приводит к росту P_c и P_z , что, в свою очередь, увеличивает предварительное сжатие части смеси, сгорающей последней, и склонность двигателя к детонации возрастает. Увеличение угла опережения зажигания приводит к росту максимального давления в цикле P_z и, следовательно, увеличи-

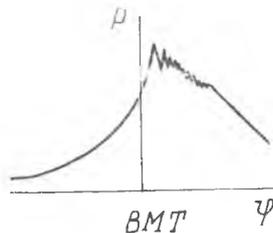


Рис. 2.15. Индикаторная диаграмма при наличии детонационного горения

вает вероятность появления детонации. Возможность детонации в сильной степени зависит от α . Наибольшая склонность к детонации появляется при $\alpha = 0,8 - 0,9$, так как именно в этом диапазоне реакции окисления в части смеси, сгорающей последней, проходят наиболее интенсивно.

Основное влияние на детонацию оказывает химический состав топлива, так как различные углеводороды, содержащиеся в топливе, неодинаково склонны к детонации вследствие разницы в механизме их окисления. Поэтому антидетонационные свойства топлива являются одной из важнейших его характеристик.

Детонационную стойкость бензина определяют методом сравнения его с эталонным топливом, состоящим из смеси изооктана (обладающим 100 единицами детонационной стойкости) с гептаном (0 единиц). Детонационная стойкость оценивается октановым числом, численно равным процентному содержанию изооктана в смеси с гептаном в эталонном топливе, которое даст детонацию той же интенсивности, что и испытываемое топливо.

Для улучшения детонационной стойкости топлива в него добавляют специальные присадки — антидетонаторы, основным из которых в настоящее время является тетраэтилсвинец $Pb(C_2H_5)_4$. В условиях высокой температуры в цилиндре двигателя он быстро распадается с выделением химически чистого свинца. Этот свинец, окисляясь, связывает активный кислород и тем самым препятствует образованию органических перекисей и гидроперекисей, а следовательно, и зарождению цепных реакций.

Отметим, что тетраэтилсвинец чрезвычайно ядовит, а окислы свинца, образующиеся при сжигании этилированных бензинов, токсичны и являются сильным загрязнителем окружающей среды.

2.5. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Расширение рабочего тела после сгорания представляет собой основной процесс, позволяющий преобразовать тепловую энергию в механическую. Начало процесса расширения условно рассматривается с момента достижения в цилиндре максимального давления (точка z на рис. 2.2). В дальнейшем расширение газов происходит в течение всего рабочего хода горшня, причем в конце рабочего хода оно частично совпадает с начинающимся процессом выпуска ($b' - b$).

Характер протекания процесса расширения обуславливается двумя факторами: догоранием смеси и теплоотдачей в стенку. В начале расширения доминирует первый фактор, в конце — второй. В результате этого показатель политропы расширения непрерывно увеличивается. В среднем его величину принимают равной 1,2—1,3.

3

ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

3.1. ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ

Индикаторные параметры характеризуют преобразование тепловой энергии в механическую в действительном рабочем цикле и определяются либо расчетным путем, либо экспериментально по снятой индикаторной диаграмме изменения давления в цилиндре за время рабочего цикла. К ним относятся: среднее индикаторное давление P_i , индикаторная мощность N_i , индикаторный КПД η_i и индикаторный удельный расход топлива g_i .

Как уже отмечалось выше (раздел 2.1.2), индикаторная диаграмма (см. рис. 2.2) дает изображение всех процессов, происходящих в цилиндре двигателя за полный цикл его работы и образующих в совокупности рабочий процесс в цилиндре. Эти процессы с точки зрения их принципиальной сущности могут быть разделены на две группы.

Процессы сжатия, сгорания и расширения принципиально необходимы для практического осуществления цикла, поскольку они служат для преобразования химической энергии топлива в механическую работу и, следовательно, являются основными процессами, происходящими в цилиндре. Поэтому эти процессы целесообразно выделить. Изображение их на диаграмме в течение двух ходов поршня дает разомкнутый контур. Для получения замкнутого контура (цикла) конец расширения соединяется с началом такта сжатия вертикальной линией (изохорой). Полученный таким образом цикл (рис. 3.1), изображающий процессы в цилиндре при практическом осуществлении идеального цикла, представляет собой действительный цикл в цилиндре.

Работа, получаемая за действительный цикл, называется индикаторной. Таким образом, индикаторная работа L_i представляет собой работу, получаемую в цилиндре двигателя в результате преобразования тепла, выделяющегося при сгорании топлива. Величина L_i выражается площадью диаграммы действительного цикла.

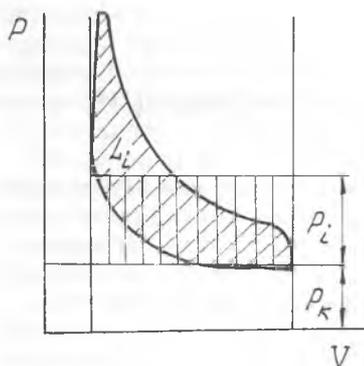


Рис. 3.1. Действительный цикл и среднее индикаторное давление

величину среднего индикаторного давления. Средним индикаторным давлением называют условное постоянное по величине избыточное давление, которое, действуя на поршень в течение одного рабочего хода, совершает работу, равную работе газа за цикл, т. е.

$$L_i = P_i V_h. \quad (3.1)$$

Из определения можно сделать следующую графическую интерпретацию среднего индикаторного давления: P_i — это высота прямоугольника с основанием V_h и площадью, равной L_i (рис. 3.1). В современных четырехтактных карбюраторных двигателях величина $P_i = 0,4—1,2$ МПа.

Поскольку индикаторная мощность двигателя равна суммарной работе действительных циклов во всех цилиндрах в единицу времени, то можно установить непосредственную связь между N_i и P_i :

$$N_i = P_i V_h i n / (2 \cdot 60) = P_i V_h n / 120. \quad (3.2)$$

Здесь $n/120$ — частота циклов в цилиндрах (в с^{-1}).

Экономичность действительного цикла характеризуется индикаторным КПД двигателя, который равен отношению индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = L_i / Q_1 = L_i / (H_u G_T). \quad (3.3)$$

В отличие от термического КПД цикла, η_i учитывает не только отвод тепла Q_2 к холодному источнику (потери тепла, необходимые для реализации идеального цикла), но и потери, связанные с неполнотой сгорания, диссоциацией, отводом тепла

Процессы впуска и выпуска обычно изображаются отдельно (см. рис. 2.4). Они имеют второстепенное значение и служат для смены рабочего тела в цилиндре двигателя. В течение этих ходов поршня можно рассматривать работу двигателя как насоса, поэтому они и называются насосными ходами (раздел 2.2). Соответствующую им работу насосных ходов относят к механическим потерям.

В качестве характеристики работоспособности действительного цикла принято использовать

в стенки и утечкой рабочего тела через неплотности. Численные значения η_i составляют 0,25—0,40.

Вторым показателем, характеризующим экономичность действительных циклов, является индикаторный удельный расход топлива, который равен отношению часового расхода топлива к индикаторной мощности:

$$g_i = G_T / N_i. \quad (3.4)$$

Численные значения g_i составляют 200—330 г / (кВт·ч).

Записав выражение (3.3) для часовой индикаторной работы и часового расхода тепла, можно установить связь между η_i и g_i :

$$\eta_i = N_i \cdot 3600 / (H_u G_i), \quad (3.5)$$

с учетом уравнения (3.4) имеем

$$\eta_i = 3600 / (H_u g_i) \quad (3.6)$$

или

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i). \quad (3.7)$$

С помощью выражения (3.5) можно получить и взаимосвязь N_i с основными параметрами, характеризующими рабочий процесс. Перепишем (3.5) в виде

$$N_i = H_u G_T \eta_i / 3600. \quad (3.8)$$

Выразим G_T через G_B из (1.6):

$$G_T = G_B / (\alpha L_0). \quad (3.9)$$

Из (2.4) имеем

$$G_B = (3600 / 120) \rho_k V_H \eta_v. \quad (3.10)$$

Подставляя (3.9) и (3.10) в (3.8), получим

$$N_i = (1/120) \rho_k V_H \eta_v (\eta_i / \alpha) (H_u / L_0). \quad (3.11)$$

Выражение (3.11) предложено академиком Б. С. Стечкиным. Оно широко используется при анализе влияния различных факторов на N_i .

Аналогичное выражение для P_i можно получить, приравняв правые части выражений (3.2) и (3.11):

$$P_i = \rho_k \eta_v (\eta_i / \alpha) (H_u / L_0). \quad (3.12)$$

3.2. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Из выражений (3.11) и (3.12) следует, что P_i определяется нижней теплотворной способностью топлива H_u , составом смеси α , стехиометрическим коэффициентом L_0 , плотностью

воздуха на впуске ρ_k , индикаторным КПД η_i и коэффициентом наполнения η_v ; N_i , помимо этих параметров, зависит еще от частоты вращения КВ n и литража двигателя V_H .

Рассмотрим влияние основных регулировочных, эксплуатационных и конструктивных факторов на индикаторные параметры.

Род применяемого топлива в общем случае может влиять на P_i через H_u/L_0 , η_i и η_v .

Отношение H_u/L_0 представляет собой количество энергии, вводимой в двигатель с топливом в расчете на 1 кг воздуха при стехиометрическом составе смеси ($\alpha = 1$). Следовательно, это отношение, как и η_v , при прочих равных условиях характеризует количество тепла, вводимого в цилиндр в виде химической энергии.

При рассмотрении углеводородных топлив можно считать, что η_i и η_v от рода топлива не зависят. Отношение H_u/L_0 для этих топлив изменяется в довольно узких пределах и с точностью 1—2% его можно принимать также постоянным.

Таким образом, все факторы, зависящие от рода топлива и влияющие на P_i , в пределах углеводородных топлив остаются почти неизменными. Следовательно, при переходе с одного углеводородного топлива на другое P_i практически не изменяется.

Степень сжатия. Согласно уравнению (2.1) увеличение ϵ приводит к непрерывному повышению η_t цикла. За счет роста работоспособности рабочего тела будет возрастать и η_i . Однако при больших степенях сжатия ($\epsilon > 13—15$) η_i начинает падать (рис. 3.2) вследствие чрезмерно больших потерь тепла в стенки и на диссоциацию.

Угол опережения зажигания. Наивыгоднейшему опережению зажигания соответствует наибольшая работа L_i , получаемая за цикл (за счет своевременного выделения тепла относительно ВМТ). Поэтому при β_{opt} величины η_i и P_i достигают своего максимального значения (рис. 3.3).

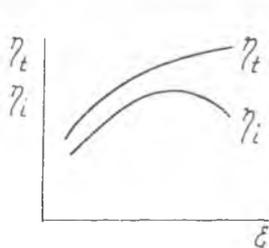


Рис. 3.2. Зависимость термического и индикаторного КПД от степени сжатия

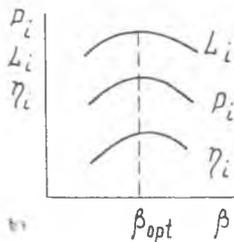


Рис. 3.3. Зависимость индикаторных параметров от угла опережения зажигания

Состав смеси сильно влияет на полноту сгорания топлива η_r и характер протекания действительного цикла (через u_n). Полное сгорание топлива возможно только в стехиометрических и обедненных смесях ($\alpha \geq 1$), следовательно, η_i должен увеличиваться с ростом α . Однако с обеднением смеси падает u_n (см. рис. 2.10), поэтому η_i возрастает только до значений $\alpha = 1,05 - 1,15$. С дальнейшим обеднением смеси скорость сгорания уменьшается все быстрее, сгорание заканчивается все позднее, отвод тепла в стенки увеличивается и некоторое дополнительное увеличение η_r не компенсирует тепловых потерь.

Характер влияния α очень слабо зависит от величины других факторов, а следовательно, и от абсолютного значения η_i . Поэтому при рассмотрении влияния α на η_i удобно пользоваться относительным коэффициентом, называемым коэффициентом состава смеси η_α . Коэффициент состава смеси представляет собой отношение η_i при данном составе смеси к индикаторному КПД при стехиометрическом составе смеси ($\alpha = 1$) и прочих равных условиях, т. е.

$$\eta_\alpha = \eta_i / (\eta_i)_{\alpha=1} \quad (3.13)$$

Таким образом, η_α показывает относительное изменение η_i при переходе от стехиометрического состава смеси к какому-либо другому. Зависимость $\eta_\alpha = f(\alpha)$ (рис. 3.4) примерно одинакова для всех углеводородных топлив.

В зависимости от состава смеси в правой части уравнений (3.11) и (3.12) будет изменяться только отношение η_i/α , поэтому эти уравнения можно переписать в виде

$$N_i = C_1 \eta_i / \alpha, \quad (3.14)$$

$$P_i = C_2 \eta_i / \alpha, \quad (3.15)$$

где C_1 и C_2 — константы, включающие все остальные величины, считающиеся постоянными.

Согласно (3.14) величина η_i/α должна изменяться пропорционально общему количеству тепла, обращаемого в работу за единицу времени.

В самом деле, часовое количество тепла, подведенное к рабочему телу в виде располагаемой химической энергии топлива, можно записать как $Q_{1, \text{час}} = G_r H_u = H_u G_b / (\alpha L_0) = C_3/\alpha$. То есть величина $1/\alpha$ пропорциональна количеству введенного за час тепла $Q_{1, \text{час}}$ и показывает его изменение по сравнению с его

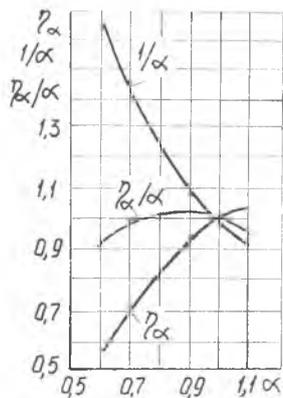


Рис. 3.4. Зависимость величин $1/\alpha$, η_α/α и η_α от коэффициента избытка воздуха

величиной при $\alpha = 1$; следовательно, η_i/α изменяется пропорционально количеству тепла, обращенного в работу за единицу времени.

По аналогии с η_α введем понятие относительного среднего индикаторного давления \bar{P}_i :

$$\bar{P}_i = P_i / (P_i)_{\alpha=1} . \quad (3.16)$$

Далее, с учетом (3.15) и (3.13), получаем

$$\bar{P}_i = \eta_\alpha / \alpha . \quad (3.17)$$

Таким образом, величина η_α/α показывает относительное изменение среднего индикаторного давления в зависимости от α по сравнению с его величиной при $\alpha = 1$. Соответственно максимальные значения P_i и N_i при изменении α будут достигаться при максимальной величине комплекса η_i/α .

Характер изменения величин η_α/α и η_α от α существенно различен (см. рис. 3.4). Максимальное значение η_α/α имеет место при $\alpha \approx 0,85$, этот состав смеси называется составом на максимальную мощность. Несовпадение составов смеси на максимальную мощность и на максимальную экономичность ($\alpha = 1,05 - 1,15$) объясняется тем, что с обогащением смеси до $\alpha = 0,85$ индикаторный КПД, характеризуемый коэффициентом η_α , падает менее сильно, чем возрастает количество подведенного тепла (характеризуемое величиной $1/\alpha$). Поэтому, несмотря на падение экономичности, возрастает общее количество обращенного в работу тепла, что приводит к росту P_i и N_i .

Форма камеры сгорания влияет на величину поверхности теплообмена и, следовательно, на потери тепла в стенки и величину η_i .

Относительное количество тепла, отводимого при сгорании смеси в стенку, зависит от отношения поверхности КС к ее объему, так как $Q_{ст}/Q_1$ изменяется пропорционально $(F/V)_{КС}$. Минимальная величина $(F/V)_{КС}$ соответствует полусферической камере. Поэтому относительная экономичность других КС оценивается при помощи коэффициента камеры сгорания η_k , который представляет собой отношение η_i при рассматриваемой КС к величине η_i при полусферической камере (рис. 3.5).

Отметим, что форма КС существенным образом влияет также на качество смесеобразования и, следовательно, на экономичность двигателя.

Размеры цилиндра. Увеличение диаметра цилиндра $D_{ц}$ приводит к уменьшению относительной поверхности КС $(F/V)_{КС}$ и, следовательно, к увеличению η_i . На практике влияние $D_{ц}$ на η_i обычно учитывают с помощью так называемого коэффициента диаметра η_D , который показывает относительное

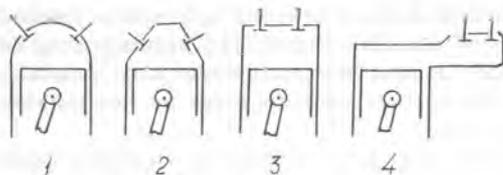


Рис. 3.5. Схемы камер сгорания ДВС: 1—полу-сферическая, $\eta_k = 1$; 2 — шатровая, $\eta_k = 0,99$; 3 — цилиндрическая, $\eta_k = 0,98$; 4 — Г-образная, $\eta_k = 0,92$.

изменение индикаторного КПД в зависимости от диаметра цилиндра по сравнению с его величиной при $D_{ц} = 0,15$ м. Величина η_D определяется с помощью эмпирического выражения

$$\eta_D = 1 + 0,5 (D_{ц} - 0,15). \quad (3,18)$$

Условия на впуске и выпуске. Изменение давления смеси на впуске P_k и противодавления отработавших газов на выпуске P_p сказывается на протекании рабочего процесса в основном через изменение концентрации остаточных газов в рабочей смеси (см. раздел 2.2.3). Увеличение отношения P_p/P_k , например за счет уменьшения P_k при дросселировании двигателя или увеличения P_p при установке в выпускной системе нейтрализатора отработавших газов, приводит к увеличению концентрации остаточных газов в цилиндре, вследствие чего скорость и полнота выгорания топлива падает, что снижает эффективность цикла. Поэтому увеличение P_p/P_k всегда сопровождается снижением η_i и \dot{P}_i , особенно заметным при $P_p/P_k > 1,5$.

Кроме того, параметры на впуске P_k и T_k влияют на P_i через массовый заряд цилиндра, так как определяют плотность смеси на впуске.

Частота вращения КВ. С ростом n возрастает турбулизация смеси в цилиндре, вследствие чего увеличивается и теплоотдача в стенки. Однако время протекания цикла снижается, а следовательно, сокращается и продолжительность соприкосновения горячих газов с окружающими их стенками. Последний фактор имеет превалирующее значение, поэтому потери тепла в стенки уменьшаются, что приводит к некоторому увеличению η_i .

Поскольку η_i изменяется незначительно, его влиянием на величину P_i обычно пренебрегают. Тогда из (3.12) следует, что $P_i = \dot{C}_4 \eta_v$, т. е. среднее индикаторное давление в зависимости от числа оборотов изменяется по тому же закону, что и коэффициент наполнения (см. раздел 2.2.3), как это показано на рис. 2.7.

Индикаторный КПД является основным показателем, характеризующим работу двигателя. На практике η_i обычно определяется исходя из опытно-статистических данных, так как существующие расчетные методы пока не позволяют получить надежного результата.

Для определения η_i с помощью эмпирических коэффициентов введем понятие теоретического цикла. Если кривые расширения и сжатия действительного цикла продолжить по средним показателям их политроп до крайних вертикалей (соответствующих мертвым точкам поршня) и соединить между собой прямыми, то получится цикл, который и называется теоретическим (рис. 3.6).

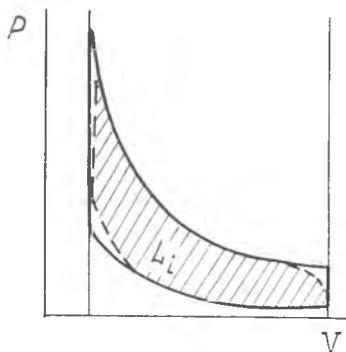


Рис. 3.6. Теоретический (сплошные линии) и действительный (пунктир) циклы двигателя

цикл. Отношение L_i к $L_{i\text{теор}}$ называется коэффициентом округления:

$$\eta_w = L_i / L_{i\text{теор}} \quad (3.19)$$

Таким образом, η_w характеризует потери L_i , связанные с мгновенным протеканием процессов сгорания и выпуска в действительном цикле.

Экономичность теоретического цикла характеризуется теоретическим индикаторным КПД $\eta_{i\text{теор}}$, показывающим, какая доля располагаемого тепла превращается в теоретическую индикаторную работу. Следовательно,

$$\eta_{i\text{теор}} = L_{i\text{теор}} / Q_1 \quad (3.20)$$

Поскольку $\eta_i = L_i / Q_1$, то очевидно, что

$$\eta_i = \eta_{i\text{теор}} \eta_w \quad (3.21)$$

Величина $\eta_{i\text{теор}}$ для углеводородных топлив при стехиомет-

рическом составе смеси ($\alpha = 1$), минимальной потере тепла в стенки (соответствующей полусферической КС) и диаметре цилиндра, равном 0,15 м, определяется эмпирическим выражением

$$\eta_{i \text{ теор}} = 1 - 1 / \varepsilon^{0,25}. \quad (3.22)$$

С учетом (3.21) выражение для определения η_i при тех же условиях можно записать как

$$\eta_i = (1 - 1 / \varepsilon^{0,25}) \eta_{\omega}. \quad (3.23)$$

Для учета изменения η_i при работе на любом составе смеси α , при любой форме КС и диаметре цилиндра, отличном от $D_{\text{ц}} = 0,15$ м, в выражение (3.23) следует ввести коэффициент состава смеси η_{α} , коэффициент камеры η_k и коэффициент диаметра η_D :

$$\eta_i = (1 - 1 / \varepsilon^{0,25}) \eta_{\omega} \eta_{\alpha} \eta_k \eta_D. \quad (3.24)$$

Выражение (3.24) используется для определения величины η_i при тепловом расчете двигателя.

3.3. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ И МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Некоторая часть мощности N_i , развиваемой в цилиндрах расходуется в самом двигателе на преодоление трения между движущимися деталями, привод вспомогательных агрегатов двигателя (топливного, масляного и водяного насосов, генератора, воздушного вентилятора, распределителя зажигания и т. п.) и работу насосных ходов. Эту мощность называют мощностью механических потерь N_m .

Величина N_m зависит в основном от частоты вращения КВ и температуры масла T_m , а также от конструктивного и технологического совершенства двигателя. Зависимость N_m от n может быть выражена уравнением

$$N_m = An^m, \quad (3.25)$$

где A — постоянный для данного двигателя коэффициент, m — постоянный для данного двигателя показатель степени, для различных двигателей $m = 1,8 - 2,2$, в среднем же его можно принять равным 2.

Увеличение T_m вплоть до 100°C приводит к существенному падению N_m за счет уменьшения вязкости масла. При дальнейшем увеличении T_m вязкость масла падает настолько, что оно не удерживается в зазорах между трущимися поверхностями, в результате чего наступает полусухое трение и N_m быстро возрастает.

Эффективная (полезная) мощность двигателя, отдаваемая потребителю, меньше N_i на величину механических потерь:

$$N_e = N_i - N_m. \quad (3.26)$$

По аналогии с P_i введем понятия среднего эффективного давления P_e и среднего давления механических потерь P_m .

Давление P_e — это условное постоянное давление в цилиндрах двигателя, при котором работа, произведенная в них за один рабочий ход, равняется эффективной работе L_e .

Давление P_m — это условное постоянное давление, действующее на поршни со стороны картера в течение рабочего хода и создающее работу, равную потерям на трение и самообслуживание двигателя.

Тогда

$$P_e = P_i - P_m. \quad (3.27)$$

На практике, в ходе выполнения теплового расчета двигателя, величину P_m обычно определяют по эмпирическому выражению:

$$P_m = k (\varepsilon + 8,5) W_{срп}, \quad (3.28)$$

где k — статистический коэффициент, зависящий от типа двигателя.

По аналогии с (3.2) можно записать:

$$N_e = P_e V_H n / 120, \quad (3.29)$$

$$N_m = P_m V_H n / 120, \quad (3.30)$$

Снижение мощности двигателя вследствие механических потерь в нем характеризуется механическим КПД η_m :

$$\eta_m = N_e / N_i = P_e / P_i. \quad (3.31)$$

Заменив N_e на $(N_i - N_m)$ или P_e на $(P_i - P_m)$, получим

$$\eta_m = 1 - N_m / N_i = 1 - P_m / P_i. \quad (3.32)$$

Численные значения P_e и η_m на номинальном режиме работы двигателя составляют $P_e = 0,6 - 1,0$ МПа, $\eta_m = 0,7 - 0,85$.

Показателями экономичности работы двигателя служат эффективный КПД η_e и удельный эффективный расход топлива:

$$\eta_e = L_e / Q_1 = L_e / (H_u G_T), \quad (3.33)$$

$$g_e = G_T / N_e. \quad (3.34)$$

Поскольку $L_e = P_e V_H = P_i V_H \eta_m$, то с учетом (3.3) имеем

$$\eta_e = (V_H P_i / G_T H_u) \eta_m = \eta_i \eta_m. \quad (3.35)$$

Таким образом, η_e учитывает как эффективность преобразования тепла в механическую работу в процессе реализации действительного цикла, так и механические потери.

Из уравнения (3.5) с учетом (3.35) и (3.31) следует, что

$$\eta_e = N_e \cdot 3600 / (H_u G_T). \quad (3.36)$$

По аналогии с g_i (3.7) можно записать

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e). \quad (3.37)$$

Тогда из сравнения (3.7) и (3.37) следует, что

$$g_e = g_i / \eta_m. \quad (3.38)$$

Численные значения показателей экономичности работы двигателя составляют $\eta_e = 0,22 - 0,3$; $g_e = 270 - 380$ г / (кВт·ч).

Важным параметром, характеризующим качество двигателя, является его удельная мощность. В случае ДВС под удельной мощностью понимают литровую мощность N_d (мощность, снимаемую с 1 л рабочего объема):

$$N_d = N_e / V_H. \quad (3.39)$$

Численные значения N_d для различных типов двигателей приведены в табл. 2.

Таблица 2

Двигатели	N_d , кВт/л
Авиационные	60—100
Автомоторные карбюраторные	18—60
Дизели:	
автомоторные 4-тактные	7,5—22
автомоторные 2-тактные	14,5—33
судовые	1,5—7,5
тепловозные	7,5—14,5
стационарные	1,5—7,5
газовые	3,5—16

3.4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВС

Распределение тепла, вводимого в двигатель в виде располагаемой химической энергии топлива, на отдельные составляющие (полезно используемое тепло и различные виды тепловых потерь) называют тепловым балансом двигателя.

Тепловой баланс позволяет оценить эффективность использования тепла и выявить резервы повышения экономичности и мощности двигателя.

Уравнение теплового баланса двигателя имеет вид

$$Q_1 = Q_e + Q_{\text{физ}} + Q_{\text{хим}} + Q_{\text{охл}} + Q_m + Q_{\text{ост}}, \quad (3.40)$$

где Q_1 — располагаемая химическая энергия топлива (для смеси, содержащей 1 кг топлива, $Q_1 = H_u$); Q_e — тепло, эквивалентное эффективной работе; $Q_{\text{физ}}$ — тепло, отводимое в окружающую среду с отработавшими газами; $Q_{\text{хим}}$ — химические потери энергии, связанные с недожегом (неполнотой сгорания) топлива; $Q_{\text{охл}}$ — тепло, отводимое от двигателя охлаждающей средой; Q_m — тепло, отводимое смазочным маслом; $Q_{\text{ост}}$ — тепло, отводимое в результате лучистого и конвективного теплообменов нагретых частей двигателя с окружающей средой.

Выразим отдельные составляющие теплового баланса в процентах, для чего разделим правую и левую части уравнения (3.40) на Q_1 и умножим на 100:

$$100 = q_e + q_{\text{физ}} + q_{\text{хим}} + q_{\text{охл}} + q_m + q_{\text{ост}}$$

В четырехтактных карбюраторных двигателях удельные потери тепла и удельная эффективная работа составляют: $q_e = 22-30\%$; $q_{\text{физ}} = 30-55\%$; $q_{\text{хим}} = 0-45\%$; $q_{\text{охл}} = 20-25\%$; $q_m = 3-8\%$; $q_{\text{ост}} = 3-8\%$.

Видим, что основные резервы повышения экономичности и мощности двигателей заключаются: 1—в снижении химического недожега ($q_{\text{хим}}$) путем улучшения качества смесеобразования и сжигания стехиометрических и обедненных смесей; 2—в утилизации энергии отработавших газов ($q_{\text{физ}}$), например, для осуществления наддува двигателя с помощью газотурбокомпрессора.

3.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Тепловой (или энергетический) расчет двигателя проводится с целью определения его основных параметров, обусловленных протеканием рабочего процесса. Различают поверочный и проектный тепловые расчеты.

Поверочный расчет делается для двигателя с известной геометрией и конструкцией с целью определения степени соответствия параметров двигателя, заявленных заводом-изготовителем, их расчетным значениям.

При проектном расчете геометрия двигателя неизвестна, задана только величина эффективной мощности, которую двигатель должен развивать на расчетном (или номинальном) режиме работы. Цель расчета заключается в определении геометрии двигателя.

Рассмотрим порядок проектного расчета ДВС.

Задано N_e . Требуется определить: диаметр цилиндра D_n , ход поршня S и эффективный удельный расход топлива g_e на расчетном режиме работы.

Для выполнения теплового расчета необходимо иметь дополнительные данные, поэтому делаем следующие допущения:

1. Рассчитываем простой двигатель (без наддува), т. е. давление на впуске и противодавление на выпуске принимаем равными барометрическому давлению ($P_k = P_p = P_0$), $T_k = T_0$ и $\rho_k = \rho_0$.

2. Выбираем тип двигателя (рядный, звездообразный и т. д.), геометрию КС (например, цилиндрическую) и число цилиндров i .

3. Задаемся (с прототипа) величиной средней скорости поршня $W_{срп}$, степенью сжатия ϵ и составом смеси α .

4. Выбираем топливо, обычно углеводородное, для него $L_0 = 14,9$ кг воздуха/кг топлива и $H_u = 43400$ кДж/кг топл.

5. По статистическим данным принимаем, что давление в конце такта накопления $P_a = 0,9 P_0$, а давление в конце такта выпуска $P_r = 1,1 P_0$.

Теперь можно приступить к расчету.

Согласно уравнению (3.29) $N_e = P_e V_H n / 120$. С учетом того, что $V_H = i F_n S$, а $W_{срп} = S n / 30$, выражение (3.29) принимает вид

$$N_e = P_e i F_n S n / 120 = P_e i F_n W_{срп} / 4. \quad (3.41)$$

Из уравнения (3.41) можно определить F_n , но для этого необходимо знать величину P_e , которая, согласно (3.27), определяется как $P_e = P_i - P_m$.

По уравнению Стечкина (3.12) $P_i = \rho_k \eta_v (\eta_i / \alpha) (H_u / L_0)$, неизвестными величинами здесь являются η_i и η_e .

Индикаторный КПД определяем по (3.24) как

$$\eta_i = (1 - 1 / \epsilon^{0,25}) \eta_w \eta_z \eta_e \eta_D.$$

Все величины в правой части этого выражения, кроме η_D , известны, так как известны значения ϵ и α , тип двигателя и геометрия КС. В первом приближении принимаем $\eta_D = 1$.

Коэффициент наполнения определяем по формуле (2.7):

$$\eta_v = (P_a / P_k) (\epsilon - P_r / P_a) / (\epsilon - 1).$$

Подставляя значения η_i и η_v в (3.12), находим величину P_i . P_m вычисляем по формуле (3.28):

$$P_m = k (\epsilon + 8,5) W_{срп},$$

где $k = 0,008 - 0,01$ зависит от типа двигателя: меньшие значения k соответствуют звездообразному двигателю, большие — рядному.

Зная величины P_i и P_m , определяем $P_e = P_i - P_m$ и $\eta_m = 1 - P_m/P_i$.

Теперь из (3.41) можно определить F_n и D_n :

$$F_n = 4 N_e / (P_e i W_{срп}), \quad (3.42)$$

$$D_n = \sqrt{4 F_n / \pi} = 4 \sqrt{N_e / (\pi P_e i W_{срп})}. \quad (3.43)$$

Ход поршня определяем, используя статистические данные: $S/D_n = 0,8 - 1,2$ (большие значения φ соответствуют стационарным двигателям с невысокой частотой вращения КВ, а меньшие — быстроходным).

Таким образом,

$$S = \varphi D_n. \quad (3.44)$$

Далее с помощью (1.5) определяем частоту вращения КВ:

$$n = 30 W_{срп} / S.$$

Теперь по уравнению (3.21) проверяем величину расчетной эффективной мощности при выбранных нами значениях статистических коэффициентов:

$$N_{e \text{ расч}} = P_e V_H n / 120.$$

Если значение $N_{e \text{ расч}}$ отличается от величины заданной мощности $N_{e \text{ зад}}$ не более, чем на 3%, то можно переходить к следующему этапу расчета. Если же эта разница больше, делают следующее приближение, уточняя статистические коэффициенты η_D , k , φ , а при необходимости изменяют и величины α , ε и $W_{срп}$.

После того, как величина $N_{e \text{ расч}}$ будет находиться в допустимых пределах, с помощью уравнений (3.7) и (3.38) определяем эффективный удельный расход топлива:

$$g_e = g_i / \eta_m = 3600 / (H_u \eta_i \eta_m).$$

На этом проектный тепловой расчет заканчивается.

4.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ХАРАКТЕРИСТИКАХ

Тепловой расчет двигателя позволяет определить его параметры лишь при каких-то определенных расчетных условиях работы. В эксплуатации же двигатель работает в условиях, существенно отличающихся от расчетных по частоте вращения КВ, нагрузке, положению дроссельной заслонки карбюратора, условиям на впуске и выпуске, температурам охлаждающей жидкости и масла и т. д. Для оценки целесообразности использования конкретного двигателя (уже изготовленного или проектируемого) на самолете (автомобиле и т. д.) с заданными тактико-техническими требованиями необходимо иметь зависимости изменения эффективной мощности и эффективного удельного расхода топлива от основных изменяемых факторов. Эти зависимости называются характеристиками двигателя.

Обычно характеристики даются в виде кривых, полученных опытным путем при испытаниях двигателя или построенных по приближенному полуэмпирическому уравнению.

Характеристики делятся на регулировочные и основные.

Регулировочные характеристики двигателя определяют оптимальные условия его работы по какому-либо регулируемому параметру (в зависимости от поставленной цели за оптимальные условия принимают достижение максимальной N_e или минимального g_e , обеспечение нормальной работы двигателя в сложных условиях эксплуатации, допустимое температурное состояние элементов двигателя и т. д.). Наиболее употребительными из них являются характеристики по составу смеси и углу опережения зажигания.

Основные характеристики отражают изменение параметров двигателя при изменении тех или иных эксплуатационных факторов (частоты вращения, нагрузки, условий на впуске и выпуске и т. д.). В настоящее время распространено довольно большое количество таких характеристик, но наиболее употребительными являются только три: внешняя (скоростная), винтовая (дроссельная) и высотная.

4.2. ХАРАКТЕРИСТИКА ПО СОСТАВУ СМЕСИ

Характеристикой по составу смеси называют зависимости эффективной мощности N_e и эффективного удельного расхода топлива g_e от состава смеси α . Характеристика снимается экспериментальным путем при постоянной частоте вращения КВ ($n = \text{const}$), оптимальном угле опережения зажигания для каждого α , постоянном давлении воздуха на впуске ($P_k = \text{const}$) и неизменном положении дроссельной заслонки карбюратора, величина α варьируется за счет изменения G_T (обычно с помощью изменения площади проходного сечения главного топливного жиклера). Условие $n = \text{const}$ выполняется за счет подбора соответствующей нагрузки на КВ двигателя для каждого значения α .

В разделе 3.2 подробно рассмотрено влияние α на P_i , N_i и η_i , там же показано, что изменение P_i и N_i от α определяется изменением комплекса η_o/α , а $\eta_i = f(\alpha)$ определяется изменением η_α (см. рис. 3.4). В результате величины P_i , N_i и η_i изменяются по α с максимумом, причем P_i и N_i достигают своего максимального значения при $\alpha \approx 0,85$, а η_i — при $\alpha = 1,05 - 1,15$ (рис. 4.1).

Поскольку характеристика снимается при $n = \text{const}$, а тепловой режим работы двигателя изменяется незначительно, величина механических потерь при изменении α практически оста-

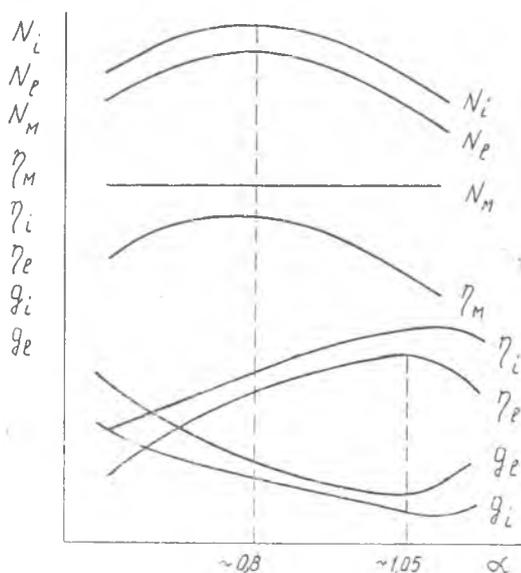


Рис. 4.1. Характеристика по составу смеси

ется постоянной ($N_M = \text{const}$). Следовательно, эффективная мощность $N_e = N_i - N_M$ изменяется по кривой, эквидистантной N_i , а механический КПД $\eta_M = 1 - N_M/N_i$ качественно изменяется так же, как N_i .

Согласно (3.7) $g_i = 3600 / (H_u \eta_i)$, т. е. $g_i = f(\alpha)$, является зеркальным отображением $\eta_i = f(\alpha)$ и изменяется с минимумом при $\alpha = 1,05, -1,15$. Поскольку $\eta_e = \eta_i \eta_M$ и $g_e = g_i / \eta_M$, а величина η_M в области экстремумов η_i и g_i возрастает с уменьшением α , экстремальные значения η_e и g_e несколько сдвинуты в сторону стехиометрической смеси (рис. 4.1).

Из рис. 4.1 видно, что составы смеси на максимальную мощность ($N_{e \max}$) и максимальную экономичность ($g_{e \min}$) существенно различны. Поэтому основное назначение характеристики по составу смеси и заключается в возможности правильного регулирования топливной системы по режимам работы двигателя.

4.3. ХАРАКТЕРИСТИКА ПО УГЛУ ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ

Характеристикой по углу опережения зажигания называются зависимости N_e и g_e от угла опережения зажигания β . Характеристика снимается при постоянной частоте вращения КВ ($n = \text{const}$), неизменном положении дроссельной заслонки карбюратора ($P_k = \text{const}$) и оптимальном составе смеси.

Как уже отмечалось в разделе 2.4.2, величина угла опережения зажигания существенным образом влияет на работу L_i , получаемую в цилиндре двигателя за цикл. Рассмотрим протекание рабочего процесса в цилиндре при различных углах опережения зажигания β .

При слишком большом опережении зажигания (рис. 4.2, а),

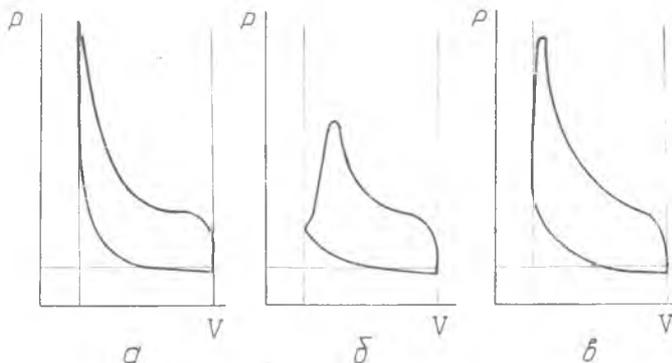


Рис. 4.2. Действительные циклы двигателя: а — раннее зажигание; б — позднее зажигание; в — наилучшее опережение зажигания

т. е. при раннем зажигании смеси, ее температура и давление повышаются преждевременно. Вследствие быстрого возрастания давления в конце хода сжатия работа $L_{сж}$, затрачиваемая на этот ход, получается чрезмерно большой. Большие величины давления и температуры в момент нахождения поршня в ВМТ приводят, с одной стороны, к повышенным потерям тепла в стенку ($T_{ст}$ растет с увеличением β), а с другой, — к интенсивной диссоциации молекул топлива и продуктов сгорания, которая сопровождается поглощением тепла. Из-за больших потерь тепла рабочее тело охлаждается и давление в процессе расширения имеет заниженные значения, в результате чего работа газов при расширении L_p получается заниженной. Таким образом, увеличение $L_{сж}$ и снижение L_p при раннем зажигании приводят к существенному падению индикаторной работы:

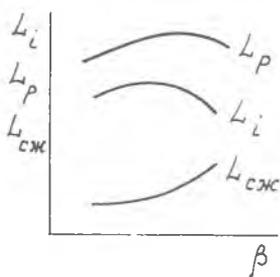
$$L_i = L_p - L_{сж} \text{ (рис. 4.3),}$$


Рис. 4.3. Влияние опережения зажигания на работу сжатия, расширения и работу, получаемую в цилиндре за цикл

Увеличивается количество тепла, выбрасываемого с отработавшими газами в атмосферу (растет температура выхлопных газов $T_{вг}$).

Таким образом, уменьшение L_p при раннем зажигании объясняется увеличением потерь тепла в стенку и на диссоциацию, а при позднем зажигании — запоздалым развитием давления.

Существует наиболее выгодное (оптимальное) опережение зажигания β_{opt} , при котором за счет своевременного выделения тепла относительно ВМТ работа L_i достигает максимального значения. При этом максимальное давление цикла наблюдается при повороте КВ на $12-15^\circ$ после ВМТ.

Из рассмотрения выражения для эффективной мощности, которое можно получить с использованием (3.11) и (3.31),

$$N_e = N_i \eta_m = (1/120) \rho_k V_H n \eta_p \eta_m (\eta_i / \alpha) (H_u / L_0) \quad (4.1)$$

следует, что N_e (N_i) по данной характеристике зависит только от индикаторного КПД $\eta_i = L_i / Q_1$. А так как $Q_1 = \text{const}$, то N_e , N_i и η_i будут изменяться пропорционально L_i (рис. 4.4). Мощность механических потерь, при условиях снятия характеристики, остается неизменной ($N_m = \text{const}$), следовательно, характер изменения $\eta_m = 1 - N_i / N_m$ будет аналогичен изменению N_i , а $\eta_e = \eta_i \eta_m$ достигает максимума при β_{opt} . Эффективный удельный расход топлива $g_e = g_i / \eta_m = 3600 / (H_u \eta_e)$ является зеркальным отображением η_e (рис. 4.4).

Следует отметить, что величина β практически не влияет на скорость распространения пламени, а лишь смещает протекание процесса сгорания относительно ВМТ. Это видно из рис. 4.5, где представлены совмещенные индикаторные диаграммы при различных величинах β . Наклонные прямые нарастания давления при сгорании во всех случаях почти параллельны друг другу, что указывает на малое изменение скорости повышения давления, которая до известной степени характеризует величину $u_{\text{н}}$.

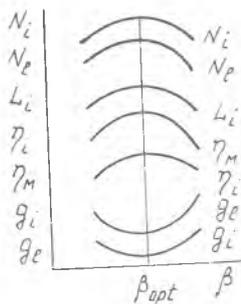


Рис. 4.4. Характеристика по углу опережения зажигания

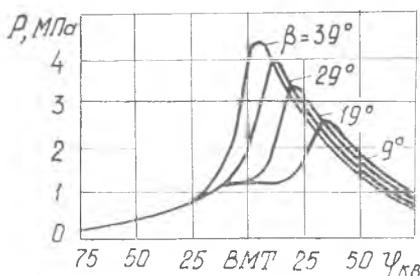


Рис. 4.5. Изменение давления в цилиндре по углу поворота КВ при различных β

Характеристика по углу опережения зажигания используется для выбора закона регулирования β_{opt} по режимам работы двигателя. Значения β_{opt} всецело зависят от скорости распространения пламени и скорости поршня, а величина $u_{\text{н}}$ зависит от многих факторов (α , n , интенсивности турбулентности, условия на впуске и выпуске и т. д.). Поэтому для выбора наилучшего закона регулирования β_{opt} необходимо снять большое количество характеристик.

4.4. ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Внешней скоростной характеристикой называются зависимости N_e , g_e и других параметров двигателя от частоты вращения КВ при полностью открытой дроссельной

заслонке карбюратора и оптимальном регулировании состава смеси α и угла опережения зажигания β . Регулирование n при снятии характеристики осуществляется изменением нагрузки на валу двигателя.

В случае регулируемого карбюратора состав смеси для всех значений n поддерживается постоянным ($\alpha \approx 0,85$) для получения максимальной мощности. В случае же автоматической регулировки карбюратора при снятии характеристики α несколько возрастает (в диапазоне $\alpha = 0,8—0,9$) с увеличением n . Обычно при рассмотрении внешней характеристики с некоторым приближением принимают $\alpha = \text{const}$.

Поскольку внешняя характеристика снимается при полностью открытой дроссельной заслонке и наивыгоднейших значениях α и β , она показывает предельные мощностные возможности двигателя по оборотам.

Скоростные характеристики, полученные при промежуточных положениях дроссельной заслонки, называются частичными скоростными характеристиками.

Проанализируем изменение основных параметров двигателя по внешней характеристике. Согласно уравнению (3.12) $P_i = \rho_k \eta_v (\eta_i / \alpha) \times (H_u / L_0)$. При неизменном положении дроссельной заслонки параметры воздуха на входе в двигатель остаются постоянными, следовательно, $\rho_k = \text{const}$. Тогда, выразив все изменяющиеся факторы через $C_1 = \text{const}$, получим

$$P_i = C_1 \eta_v (\eta_i / \alpha). \quad (4.2)$$

Поскольку состав смеси при всех значениях n остается постоянным ($\alpha = \text{const}$), индикаторный КПД η_i и индикаторный удельный расход топлива g_i также не изменяются (см. раздел 4.2), следовательно, изменение P_i по внешней характеристике целиком определяется изменением η_v . Как уже отмечалось в разделе 2.2.3, изменение величины η_v с ростом n происходит под влиянием двух противоположно действующих факторов: с одной стороны, увеличивается дозарядка цилиндра свежей смесью за счет более эффективного использования кинетической энергии поступающей смеси, а с другой,—повышается гидравлическое сопротивление во всасывающей системе, что приводит к понижению давления в конце такта наполнения. Вследствие этого η_v (и P_i) изменяется с максимумом (рис. 4.6).

Характер протекания индикаторной мощности $N_i = P_i V_H n = C_2 n \eta_v$ определяется двумя факторами — η_v и n , поэтому N_i изменяется по характеристике тоже с максимумом, но он сдвинут относительно максимума η_v (и P_i) в сторону больших n .

Согласно (3.25) мощность механических потерь изменяется примерно пропорционально квадрату оборотов ($N_M = A n^2$). Поскольку $N_e = N_i - N_M$, то, построив $N_M = f(n)$ и взяв разность

между N_i и N_M при различных значениях n , можно получить кривую изменения N_e по частоте вращения КВ (см. рис. 4.6).

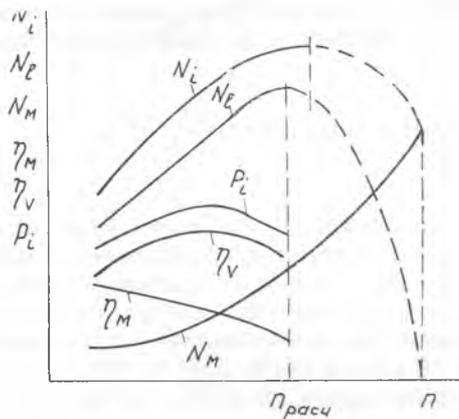


Рис. 4.6. Изменение N_i , N_e , N_M , P_i , η_v и η_M по внешней скоростной характеристике

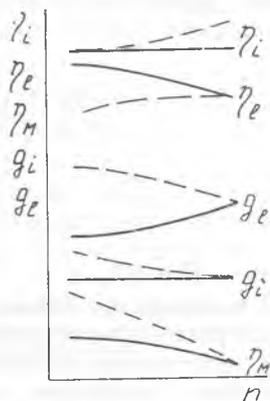


Рис. 4.7. Изменение η_i , η_e , g_e , g_i и η_M по внешней скоростной характеристике (сплошные линии — при $\alpha = \text{const}$, пунктирные — при $\alpha = \text{var}$)

Отметим, что частота вращения КВ, соответствующая $N_{e \text{ макс}}$, всегда меньше величины n , соответствующей $N_{i \text{ макс}}$. Этот сдвиг максимальных мощностей объясняется более значительным увеличением N_M по n (примерно по квадратичной зависимости) по сравнению с увеличением N_i . Это обстоятельство определяет и непрерывное падение механического КПД $\eta_M = 1 - N_s / N_i$.

Уменьшение η_M с ростом n приводит к снижению $\eta_e = \eta_i \eta_M$ и увеличению $g_e = g_i / \eta_M$ (рис. 4.7). (Для сравнения на рис. 4.7 пунктирными линиями показано изменение параметров, характеризующих экономичность двигателя, в случае автоматического регулирования состава смеси ($\alpha = \text{var}$) в карбюраторе).

Как видно из рис. 4.6, значительное увеличение n вызывает падение N_i и интенсивный рост N_M . При каком-то значении $n = n_{\text{разг}}$ вся мощность, развиваемая в цилиндрах двигателя, будет затрачиваться на преодоление механических потерь ($N_i = N_M$), а мощность, отдаваемая потребителю, обращается в ноль ($N_e = 0$). Такой режим работы называется режимом разгона, он сопровождается чрезвычайно высокими динамическими и тепловыми нагрузками и поэтому недопустим при эксплуатации. На практике режим разгона возникает при внезапном снятии нагрузки с КВ двигателя (например, срезались детали крен-

ления винта к валу), если сразу же не прикрыть дроссельную заслонку карбюратора.

Знание внешней скоростной характеристики позволяет оценить мощностные возможности двигателя в эксплуатационном диапазоне частот вращения КВ.

4.5. ВИНТОВАЯ (ДРОССЕЛЬНАЯ) ХАРАКТЕРИСТИКА

Для двигателей, работающих на винт (самолеты, морские суда, аэросани), большое практическое значение имеет винтовая характеристика, которой называют зависимости изменения N_e , g_e и других параметров двигателя от частоты вращения КВ при нагрузке двигателя винтом (постоянной нагрузке на валу двигателя). Частота вращения n регулируется изменением положения дроссельной заслонки карбюратора, поэтому винтовую характеристику иногда называют дроссельной характеристикой.

Мощность, поглощаемая винтом, изменяется пропорционально кубу частоты вращения: $N_v = Bn^3$. Мощность двигателя, нагруженного винтом, при каждом равновесном режиме ($n = \text{const}$) равна мощности, поглощаемой винтом, поэтому $N_e = Bn^3$. Таким образом, эффективная мощность двигателя по винтовой характеристике изменяется по кубической параболе.

Поскольку при работе двигателя с винтом постоянного шага (т. е. при постоянной нагрузке на КВ) N_e интенсивно падает при снижении n , возможности двигателя по скоростной характеристике используются не полностью. Часто двигатель должен обеспечивать повышенный крутящий момент и мощность при работе на низких частотах вращения. Для этого используют винты с регулируемым шагом, что позволяет изменять нагрузку за счет изменения угла установки винта φ . Их применение позволяет работать по внешней характеристике во всем диапазоне изменения n и, тем самым, лучше использовать возможность двигателя (рис. 4.8).

Винтовая характеристика определяет номенклатуру рабочих режимов двигателя (рис. 4.9). При заданном значении нагрузки (постоянном угле установки винта) двигатель развивает максимальную мощность при полном открытии дроссельной заслонки, т. е. в точке, лежащей на внешней скоростной характеристике. Этот режим работы называется расчетным, в эксплуатации он используется только для взлета самолета. Время непрерывной работы двигателя на нем не должно превышать 10 мин. Вторым по напряженности режимом работы двигателя является номинальный, обычно $N_{e \text{ ном}} = 0,9 N_{e \text{ расч}}$. Он исполь-

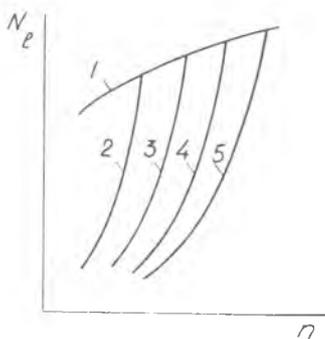


Рис. 4.8. Характеристики работы двигателя с винтом регулируемого шага: 1 — внешняя; 2, 3, 4, 5 — винтовые характеристики ($\varphi_2 > \varphi_3 > \varphi_4 > \varphi_5$)

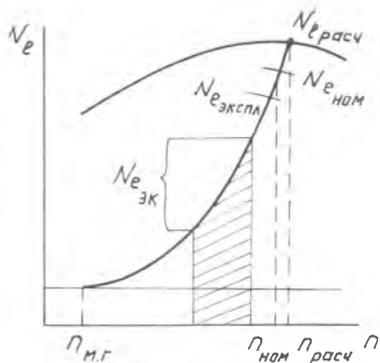


Рис. 4.9. Номенклатура режимов работы двигателя по винтовой характеристике

зуется при подъеме самолета или горизонтальном полете с максимальной скоростью. Завод—изготовитель, как правило, гарантирует непрерывную работу двигателя на номинальном режиме не менее, чем в течение одного часа без каких-либо дефектов. Тепловой расчет двигателя обычно проводят именно для номинального режима.

Помимо номинального режима, на винтовой характеристике различают так называемый эксплуатационный режим (название условное) $N_{e \text{ экп}} = 0,9 N_{e \text{ ном}}$. Он используется для проверки надежности двигателя при продолжительной работе.

В области средних значений n располагаются крайсерские режимы ($N_{e \text{ кр}} = (0,4 - 0,7) N_{e \text{ ном}}$). Это наиболее экономичные режимы двигателя, на которых осуществляется основная парабатка ресурса. И, наконец, последним режимом является режим малого газа ($N_{e \text{ мг}} = (0,03 - 0,07) N_{e \text{ ном}}$). Он используется для прогрева двигателя и при рулежке самолета.

Рассмотрим изменение основных параметров двигателя по винтовой характеристике.

Как уже отмечалось выше, снижение N_e от $N_{e \text{ расч}}$ по винтовой характеристике осуществляется путем прикрытия дросельной заслонки карбюратора (путем дроселирования двигателя). Прикрытие дроселя вызывает увеличение гидравлических потерь на впуске, в результате чего снижается P_k , что, в свою очередь (см. раздел 2.2.3), приводит к снижению коэффициента наполнения η_v и росту коэффициента остаточных газов γ (рис. 4.10).

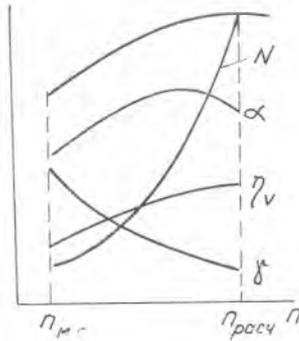


Рис. 4.10. Изменение N_e , η_v , γ и α по винтовой характеристике

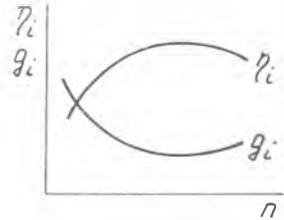


Рис. 4.11. Изменение η_i и g_i по винтовой характеристике

Состав смеси α по винтовой характеристике изменяется в соответствии с номенклатурой режимов работы (рис. 4.10). При полном открытии дросселя, т. е. при максимальной мощности двигателя, величина α имеет значение $\alpha = 0,85—0,9$. В области наиболее экономичных крейсерских режимов состав смеси устанавливается на достижение максимальной экономичности $\alpha = 0,95—1,05$. На малом газе для надежного воспламенения смеси в условиях высокой концентрации остаточных газов при глубоком дросселировании двигателя смесь обогащают до $\alpha = 0,6—0,7$.

Так как индикаторный КПД η_i зависит главным образом от состава смеси (см. раздел 4.2), то изменение η_i по винтовой характеристике будет аналогично изменению α . Следует лишь отметить более резкое снижение η_i при малых значениях n вследствие усиления теплопередачи в стенку (рис. 4.11).

Поскольку $g_i = 3600 / (H_u \eta_i)$, то g_i меняется по закону, обратному закону изменения η_i .

Для перехода от g_i к эффективному удельному расходу топлива $g_e = g_i / \eta_m$ необходимо рассмотреть изменение $\eta_m = 1 - N_m / N_i$. Так как по винтовой характеристике N_i пропорциональна n^3 , а N_m , как и по внешней характеристике, пропорциональна n^2 , увеличение n сопровождается ростом механического КПД (рис. 4.12). В результате чего с уменьшением n , начиная от $n_{эк}$, g_e растет быстрее, чем g_i .

Рис. 4.12. Изменение η_e , η_m , g_e и g_i по винтовой характеристике

С помощью винтовой характеристики подбирают угол установки винта (с не-

изменяемым шагом) так, чтобы при полностью открытой дроссельной заслонке выйти на максимум N_e по внешней характеристике. Кроме того, винтовая характеристика необходима для оптимального выбора режимов работы (по N_e и g_e).

4.6. ВЫСОТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Высотной характеристикой называются зависимости изменения N_e , g_e и других параметров двигателя по высоте полета H при постоянных значениях частоты вращения КВ ($n = \text{const}$) и состава смеси ($\alpha = \text{const}$), полностью открытой дроссельной заслонке карбюратора и оптимальном угле опережения зажигания для каждого значения H .

По уравнению Стечкина (3.11) $N_i = (1/120) \rho_k V_H n \eta_v (\eta_i/\alpha) \times (H_u/L_0)$. Из определения характеристики следует, что с изменением H в правой части уравнения (3.11) все члены, кроме η_v и ρ_k , остаются постоянными, т. е. изменение N_i по высоте полета определяется лишь изменением ρ_k и η_v ($N_i = C \rho_k \eta_v$, где $C = \text{const}$).

С увеличением высоты полета изменяются условия (P_k и T_k) на впуске в двигатель. Так, увеличение H в САУ от 0 до 11 км сопровождается снижением $T_H = T_k$ от 288 до 216,5 К (т. е. на 25%) и $P_H = P_k$ от $1,013 \cdot 10^5$ до $0,227 \cdot 10^5$ Па (в 4,5 раза). То есть снижение P_H происходит значительно интенсивнее, чем уменьшение T_H , в результате чего $\rho_H = \rho_k$ также уменьшается (рис. 4.13).

Снижение T_H вызывает уменьшение η_v (см. раздел 2.2.3). Изменение P_H на величину η_v не влияет, так как отношение P_f/P_k при изменении H остается постоянным.

Одновременное уменьшение ρ_k и η_v приводит к существенному падению N_i с ростом H . Так, при увеличении H от 0 до 5,5 км N_i падает в два раза. Поскольку $n = \text{const}$, мощность механических потерь также не меняется ($N_m = \text{const}$), следовательно, $N_e = N_i - N_m$ изменяется аналогично N_i , а $\eta_m = 1 - N_m/N_i$ уменьшается с ростом H .

Величины η_i и g_i по характеристике не изменяются, так как $\alpha = \text{const}$. А снижение η_m обуславливает повышение $g_e = g_i/\eta_m$ и уменьшение $\eta_e = \eta_i \eta_m$ (рис. 4.14). Увеличение H от 0 до 5,5 км вызывает ухудшение экономичности (увеличение g_e) на 30—40%.

Таким образом, с увеличением высоты полета параметры N_e , g_e простого ДВС существенно ухудшаются, поэтому высотный авиационный двигатель необходимо снабжать нагнетателем, т. е. наддувать двигатель.

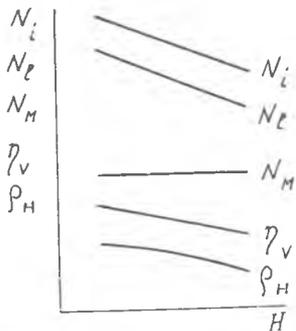


Рис. 4.13. Изменение N_i, N_e, N_m, ρ_H и ρ_v по высотной характеристике

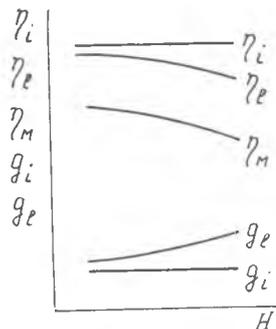


Рис. 4.14. Изменение $\eta_i, \eta_e, \eta_m, g_i$ и g_e по высотной характеристике

Высотная характеристика необходима для оценки параметров двигателя с точки зрения целесообразности его использования на самолете с заданными тактико-техническими требованиями.

5

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЕЙ, ДВУХТАКТНЫХ И РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

5.1. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ

Дизелями называются двигатели внутреннего сгорания, работающие с самовоспламенением тяжелого топлива, впрыскиваемого в цилиндр двигателя в конце процесса сжатия. В связи с этим дизели часто называют двигателями тяжелого топлива или двигателями с воспламенением от сжатия.

Дизели работают в диапазоне $\alpha = 1,2 - 2,2$ и $\epsilon = 14 - 23$, что обуславливает их высокую экономичность, так как при работе на смесях обедненного состава ($\alpha > 1$) имеется возможность получения стапроцентной полноты сгорания топлива ($\eta_v = 1$), а большие значения ϵ обеспечивают повышенную величину термического КПД (см. рис. 3.2).

В цилиндрах дизеля сжимается чистый воздух, а топливо впрыскивается через форсунки непосредственно в камеру сгорания с некоторым опережением относительно ВМТ (угол опережения впрыска $\Theta = 10 - 30^\circ \varphi_{кв}$) и самовоспламеняется вследствие значительного разогрева воздуха в процессе сжатия. Дизель может работать как по 4-х-тактному, так и по 2-х-тактному циклу, причем 2-тактные двигатели целесообразно выполнять по схеме дизеля, так как в них продувка цилиндра от остаточных газов осуществляется воздухом (а не свежей ТВС, как у карбюраторного двигателя), т. е. в процессе продувки нет потерь топлива.

Основное отличие дизеля от карбюраторного двигателя заключается в способе регулирования мощности. У карбюраторного двигателя оно количественное — N_e регулируется за счет изменения положения дроссельной заслонки карбюратора. Например, для снижения N_e необходимо прикрыть дроссельную заслонку, при этом возрастает гидравлическое сопротивление на впуске и в цилиндр поступает меньший весовой заряд смеси, что

приводит к уменьшению количества тепла Q_1 , выделяющегося в единицу времени, а следовательно, к снижению L_i и N_i . При этом во всем диапазоне режимов работы двигателя состав смеси изменяется незначительно ($\alpha=0,8-1,05$). У дизелей же регулирование мощности качественное — N_e регулируется путем изменения количества топлива, впрыскиваемого в цилиндр. Например, для снижения N_e уменьшают G_T , что при $G_B \approx \text{const}$ приводит к росту α , т. е. снижению энергоемкости 1 кг ТВС ($H_u / (\alpha L_0)$), что согласно уравнению Стечкина ведет к уменьшению

$$N_e = (G_B / 120) [H_u / (\alpha L_0)] \eta_i \eta_m. \quad (5.1)$$

Поскольку дизели работают на обедненных смесях ($\alpha = 1,2-2,2$), энергоемкость ТВС у них всегда меньше, чем у карбюраторных двигателей. Именно по этой причине величина N_d дизелей меньше, чем у двигателей с внешним смесеобразованием, работающих в диапазоне $\alpha = 0,8-1,05$.

Дизели работают на тяжелых топливах (керосине, дизельном топливе, газойле и даже сырой нефти), поскольку эти топлива обладают сравнительно низкой температурой самовоспламенения. Так, у керосина T самовоспламенения составляет 530—540 К, но для обеспечения надежного запуска холодного двигателя (первые циклы сопровождаются большими потерями тепла в стенку) надо иметь запас по температуре порядка 800—900 К, что достигается за счет увеличения ϵ до 15—17. Отметим, что тяжелые топлива обладают в сравнении с бензином более худшими характеристиками испаряемости, это, с одной стороны, усложняет организацию качественного смесеобразования в КС, но, с другой стороны, облегчает выполнение требований по пожаро- и взрывобезопасности.

Эффективное сгорание бедных ТВС в дизелях с α , превышающим бедный предел горючести гомогенных смесей ($\alpha > 1,3$), объясняется тем, что здесь реализуется совершенно иной принцип организации процесса сгорания, чем в карбюраторных двигателях. Если в двигателе с внешним смесеобразованием в цилиндр поступает смесь, близкая к гомогенной, т. е. большая часть топлива находится в газообразной фазе (в испаренном состоянии) и равномерно перемешана с воздухом, то в дизеле ТВС заранее не подготавливается — топливо впрыскивается в КС в конце процесса сжатия и находится в цилиндре в виде капель (в жидкой фазе). Капля испаряется и вокруг нее образуется паровая рубашка, которая сдувается при движении капли (рис. 5.1). В паровую рубашку диффундирует воздух, в результате чего локальный состав смеси α в микрообъемах по радиусу паровой рубашки будет переменным и изменяться от ∞ (вне

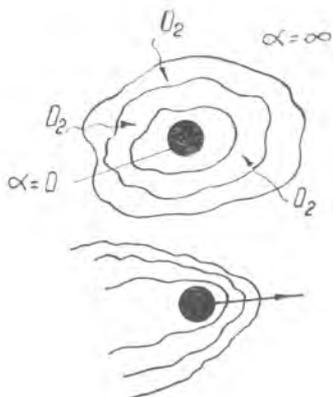


Рис. 5.1. Схема образования ТВС при непосредственном впрыске топлива в КС

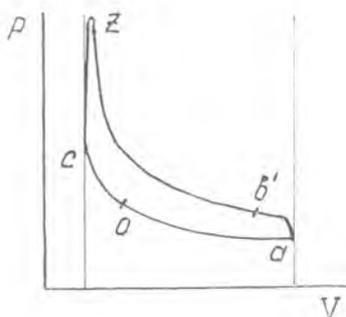


Рис. 5.2. Действительный цикл дизеля

паровой рубашки) до 0 (в капле). Таким образом, в паровой рубашке непременно будет существовать микрообъем, локальный состав смеси в котором соответствует оптимальным условиям воспламенения ($\alpha=0,7-0,8$). Поскольку воспламенение смеси в дизеле происходит не от электрического разряда, а за счет самовоспламенения при высоких температурах воздуха в конце процесса сжатия, то первичные очаги пламени образуются в паровых рубашках каждой капли; т. е. в дизеле сразу начинается объемное сгорание топлива и процесс горения происходит очень интенсивно.

Это отличие в организации смесеобразования объясняет и тот факт, что, несмотря на высокие значения ϵ , в дизелях отсутствует детонационное горение: время пребывания смеси в условиях высоких значений температуры и давления очень мало — смесь, образующаяся в паровых рубашках капель топлива, сразу начинает выгорать.

Поскольку в двигателях с внутренним смесеобразованием предпламенные процессы (дробление топливной струи на капли, испарение капель и диффузия воздуха в паровую рубашку) происходят внутри цилиндра и требуют определенных затрат времени на их осуществление, частота вращения КВ дизелей обычно значительно ниже, чем у карбюраторных двигателей. Так, у стационарных и судовых дизелей $n = 300 - 1000$ 1/мин. Создание высокооборотных дизелей связано с разработкой усовершенствованных систем смесеобразования, позволяющих получать более тонкий распыл топлива и равномерное распределение его по объему КС и осуществляющих точную регулировку впрыска по углу поворота КВ.

Реальный цикл быстроходного дизеля (рис. 5.2) внешне практически не отличается от цикла карбюраторного двигателя. Максимальная величина N_e и минимальное значение g_e у дизеля имеют место при достижении максимального давления в цикле P_z через $10\text{--}15^\circ \varphi_{\text{КВ}}$ после прохождения поршнем ВМТ. В соответствии с этим топливо начинают впрыскивать в КС с опережением относительно ВМТ $\Theta = \varphi_0 - c = 10\text{--}30^\circ \varphi_{\text{КВ}}$, а сам процесс впрыска, в зависимости от режима работы, длится в течение $12\text{--}40^\circ \varphi_{\text{КВ}}$. Для получения оптимальных характеристик двигателя на каждом режиме необходимо иметь возможность точного регулирования величины Θ по режиму работы. Поскольку продувка КС здесь осуществляется сжатым воздухом, фаза перекрытия клапанов $r' - r''$ у дизелей существенно больше (до $120^\circ \varphi_{\text{КВ}}$), чем у карбюраторных двигателей (до $60^\circ \varphi_{\text{КВ}}$), это позволяет повысить коэффициент наполнения и снизить коэффициент остаточных газов.

Недостатки дизеля. К основным недостаткам дизели относят его жесткую работу и дымность выхлопа.

Жесткая работа дизеля обусловлена высокими градиентами нарастания давления по углу поворота КВ ($dP/d\varphi = 0,03\text{--}0,6 \text{ МПа}/^\circ\varphi_{\text{КВ}}$, а у высокооборотных $dP/d\varphi \geq 1,5 \text{ МПа}/^\circ\varphi_{\text{КВ}}$). Дело в том, что во время задержки воспламенения первой порции топлива в цилиндр впрыскивается до 20% циклового горючего и после самовоспламенения все оно сразу начинает гореть (при этом топливо продолжает поступать в КС), т. е. процесс горения происходит очень интенсивно, и это наряду с высокой величиной ϵ приводит к большим значениям $dP/d\varphi$. Жесткая работа дизеля, с одной стороны, вызывает повышенные динамические нагрузки на кривошипно-шатунный механизм, а с другой, — сопровождается высоким уровнем шума (более 100 дБ), так как регулярные пульсации давления большой амплитуды (с периодом, равным времени совершения цикла) передаются через стенки блока цилиндров и КС в окружающую среду, где и создают низкочастотный шум дискретного тона.

Основной путь снижения шумности работы дизеля заключается в совершенствовании системы смесеобразования с целью оптимального регулирования угла опережения впрыска и закона подвода топлива во времени.

Дизеля зачастую дымят, особенно на переходных режимах работы в моменты рассогласования системы подачи топлива с режимом работы двигателя. Дымность выхлопа объясняется пиролизом топлива в микрообъемах с недостатком кислорода при высоких значениях температуры и давления. Т. е. основной предпосылкой дымного выхлопа является наличие в КС переобогащенных топливом локальных микрообъемов. Очевидным путем ликвидации дыма является совершенствование

ние системы смесеобразования с целью получения более тонкого распыла топлива и равномерного его распределения по объему камеры.

Другими недостатками дизеля при сравнении с карбюраторными двигателями являются:

меньшая, при прочих равных условиях, величина N_d , что связано с пониженной энергоемкостью ТВС, так как дизели работают на обедненных смесях;

более высокий (на 30—40%) удельный вес двигателя, что объясняется ростом его металлоемкости с целью обеспечения прочностной надежности в условиях повышенных значений P_z (ϵ) и снижения N_d ,

повышенное содержание в выхлопе оксидов азота (вещество повышенного токсического действия), вызванное высоким уровнем температур в локальных микрообъемах вокруг капель топлива;

сложность системы регулирования подачи топлива в КС.

Как уже отмечалось выше, благодаря использованию ТВС обедненного состава и высоким степеням сжатия экономичность дизелей существенно выше, чем у карбюраторных двигателей (величина η_e больше на 20—30%), поэтому дизелизация, например автомобильного парка, позволяет получить значительную экономию топлива, но при этом необходимо решать задачи по снижению шума, токсичности и дымности выхлопа и повышению литровой мощности дизелей.

Смесеобразование и горение в дизелях. Все недостатки дизеля связаны с присущими этому типу двигателя недостатками организации процессов смесеобразования и горения.

Весь процесс горения делится на 4 фазы (рис. 5.3). I фаза — задержка воспламенения (с момента начала впрыска до точки расслоения политропа). Во время этой фазы происходит дробление струи топлива на капли, образование паровой рубашки, проникновение в рубашку воздуха, прогрев смеси и самовоспламенение. II фаза — интенсивное горение с высоким градиентом нарастания давления ($dP/d\varphi$) (до точки с максимальным давлением в цикле P_z). III фаза — горение при незначитель-

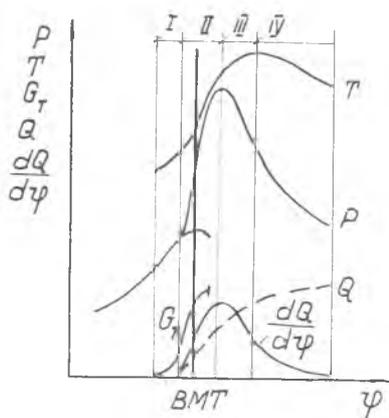


Рис. 5.3. Фазы горения в дизеле

ном изменении давления (до точки, соответствующей максимальной температуре рабочего тела). IV фаза — догорание.

Как правило, впрыск топлива осуществляется в течение I и частично во II фазах, однако в быстроходных дизелях с целью повышения η_e вся доза топлива впрыскивается еще в I фазе, таким двигателям присуща очень высокая жесткость работы.

В фазе догорания горение смеси происходит вяло, так как очаги пламени окружены продуктами сгорания. Для ускорения протекания IV фазы необходимо интенсифицировать процессы тепломассопереноса, обычно это делается за счет повышенной турбулизации заряда.

Как уже отмечалось выше, для обеспечения высокоэффективного сгорания топлива в дизелях необходимо организовать качественное смесеобразование: мелкодисперсный распыл топлива и равномерное распределение капель топлива по объему КС. Тонкость распыла (средний диаметр капель топлива d_k) форсунками определяется скоростью истечения топливных струй из сопел форсунки. При заданной площади сопел величина d_k будет определяться перепадом давления ΔP_ϕ на форсунке (рис. 5.4). Во время впрыска топлива давление в КС непрерывно возрастает (см. рис. 5.3), поэтому для обеспечения

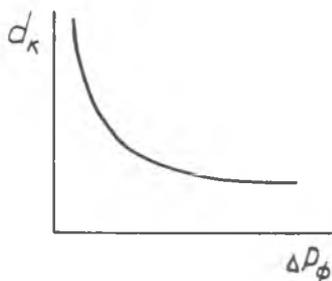


Рис. 5.4. Зависимость тонкости распыла от перепада давления на форсунке

качественного распыла топлива в течение всего времени впрыска необходимо непрерывно повышать давление подачи топлива (для поддержания $\Delta P_\phi = \text{const}$).

Равномерное распределение топлива по объему КС достигается за счет турбулизации заряда либо с помощью закрутки воздуха, поступающего через впускной клапан (или впускное окно в случае 2-х-тактного ДВС), либо с помощью специальных предкамер.

Дизели бывают с разделенными и неразделенными камерами сгорания.

В неразделенных КС (рис. 5.5) топливо обычно впрыскивается через многосопловую форсунку или через несколько форсунок, а для улучшения равномерности распределения топлива по объему камеры закручивают воздух, поступающий в цилиндр (с помощью тангенциального подвода впускного патрубка к клапану, специальных шторок на клапане, тангенциальных продувочных окон у 2-х-тактных двигателей). Давление впрыска топлива составляет от 20 МПа (в начале) до

250 МПа (в конце). Поскольку у этого типа двигателя II фаза горения протекает очень бурно (с большими величинами $dP/d\varphi$), рабочий диапазон по составу смеси ограничен снизу ($\alpha \geq 1,5$) и составляет $\alpha = 1,5 - 2,2$. По этой же причине частота вращения КВ не превышает 300—2000 1/мин. Степень сжатия $\varepsilon = 13-17$.

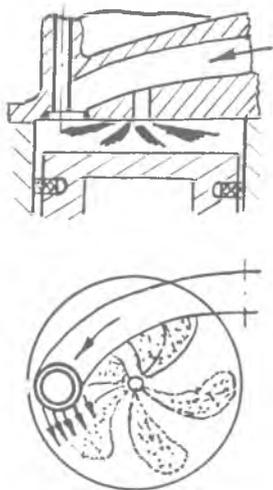


Рис. 5.5. Схема организации смесеобразования в дизеле с неразделенной КС

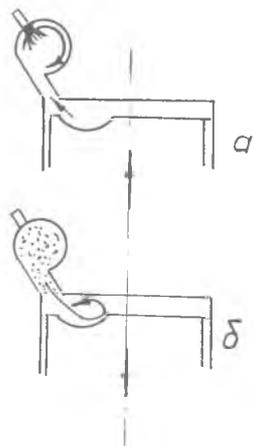


Рис. 5.6. Схемы течения рабочего тела в вихрекамерной КС: а — в конце процесса сжатия, б — в процессе горения

Жесткость работы двигателя (величину $dP/d\varphi$) можно уменьшить при использовании разделенных КС. В этом случае КС состоит из двух полостей — основной надпоршневой и дополнительной камеры, расположенной в головке блока цилиндров и соединенной с основной одним или несколькими каналами. Топливо впрыскивается только в дополнительную КС, т. е. воспламенение и начало сгорания осуществляется при недостатке воздуха ($\alpha < 1$), это ограничивает скорость сгорания во II фазе процесса и, следовательно, снижает скорость нарастания давления $dP/d\varphi$ в цилиндре. Наполнение дополнительной камеры воздухом в процессе сжатия осуществляется за счет перетекания воздуха под значительным перепадом давления из основной камеры в дополнительную через соединительные каналы, что приводит к интенсивной турбулизации течения в дополнительной КС (рис. 5.6,а), т. е. создает благоприятные условия для равномерного распределения топлива по объему камеры и

интенсификации горения. Следующая особенность разделенных КС заключается в том, что дополнительная КС охлаждается не так интенсивно, как основная ($T_{ст}$ доходит до 1050 К), это приводит к увеличению температуры заряда, и, как следствие, к интенсификации испарения топлива. При обратном перетекании горячей смеси в надпоршневой КС образуется интенсивный вихрь (рис. 5.6,б), хорошо смешивающий горящую богатую смесь со свежим воздухом.

Благодаря перечисленным особенностям дизеля с разделенными КС могут работать при повышенных значениях α ($\alpha = 1,15 - 1,4$) (что позволяет повысить $N_{л}$) без увеличения $dP/d\varphi$ и при меньших давлениях впрыска (что повышает надежность работы топливной аппаратуры). Они менее чувствительны к сортности топлива и изменениям условий работы двигателя, лучше приспособляются для работы в широком диапазоне нагрузок и частот вращения КВ.

Дизели с разделенными КС подразделяются на вихрекамерные и предкамерные.

Вихревые камеры шаровой или бочкообразной формы (рис. 5.6) с объемом, составляющим приблизительно 30% от общего объема КС, соединены с основной камерой одним—тремя каналами, выполненными по касательной к вихревой камере. В процессе сжатия при перетекании воздуха из основной камеры в вихревую в последней образуется интенсивный вихрь, хорошо распределяющий топливо по объему КС, что позволяет снизить α до 1,15—1,4 и давление впрыска до 12—15 МПа (в начале) и 25 МПа (в конце впрыска). Из-за больших гидравлических потерь при перетекании рабочего тела из основной камеры в вихревую и развитой поверхности КС, обуславливающей повышенную теплоотдачу в стенку, степень сжатия в этих двигателях должна быть не менее 17 ($\epsilon \geq 17$).

Предкамеры (или форкамеры), объем которых составляет 10—20% от суммарного объема КС, соединены с основной камерой узкими каналами так, что при перетекании воздуха в предкамеру в конце процесса сжатия в ней образуются интенсивные беспорядочные вихри, разрушающие топливный факел и перемешивающие топливо с воздухом (рис. 5.7).

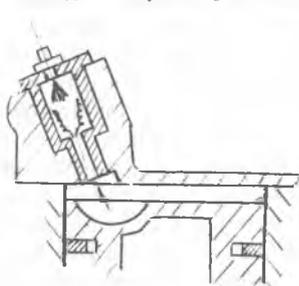


Рис. 5.7. Схема предкамерной разделенной КС

При высоких значениях $\epsilon = 19 - 22$ здесь можно снизить начальное давление подачи топлива до 7,8—12,3 МПа и α до 1,05—1,2.

Отметим, что вследствие больших потерь при перетекании рабочего тела через узкие соединительные каналы и повышенной теплоотдачи в стенке экономичность дизелей с разделенными КС на 10—15% ниже, чем у дизелей с неразделенной камерой.

5.2. ОСОБЕННОСТИ ДВУХТАКТНОГО ПРОЦЕССА

Переход от четырехтактного процесса к двухтактному является кардинальным способом увеличения литровой мощности двигателя, так как при неизменных оборотах КВ число рабочих циклов в единицу времени увеличивается в 2 раза, что теоретически должно привести к удвоению N_i . Уравнение Стечына (3.11) для двухтактного двигателя принимает вид

$$N_i = (1/60) \rho_{\text{ц}} V_H n \eta_v (\eta_i / \alpha) (H_u / L^0). \quad (5.2)$$

В реальном случае N_i возрастает только в 1,5—1,7 раза, что объясняется потерей части рабочего объема, которая используется для осуществления газообмена в цилиндре, ухудшением качества очистки цилиндра от отработавших газов и наполнения его свежим зарядом.

Двухтактные двигатели бывают как с внешним, так и с внутренним смесеобразованием. Мы рассмотрим особенности рабочего процесса карбюраторного двухтактного двигателя.

Теоретическая индикаторная диаграмма двухтактного двигателя соответствует теоретической диаграмме четырехтактного двигателя с рабочим объемом V_H' (рис. 5.8). Ход поршня bma , в течение которого осуществляются процессы газообмена (выхлоп, продувка и наполнение), называют мертвым ходом. Объем цилиндра, соответствующий этому ходу, называют мертвым объемом V_c . Степень сжатия $\epsilon' = (V_H + V_c) / V_c$ называют кажущейся, $\epsilon = (V_H' + V_c) / V_c$ — действительная степень сжатия.

Начало процесса сжатия здесь соответствует моменту закрытия поршнем выпускных окон (точ-

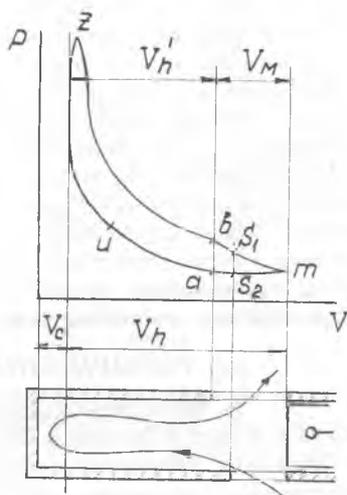


Рис. 5.8. Действительный цикл двухтактного двигателя

ка a), далее процессы сжатия, сгорания и расширения до точки b (соответствующей началу открытия выпускных окон) происходит так же, как и в четырехтактном двигателе. На участке $b-s_1$ происходит выхлоп продуктов сгорания за счет их самоотечения в выпускное окно, а в период s_1-m-s_2 осуществляется петлевая продувка цилиндра свежей смесью, т. е. процессы продувки и наполнения происходят одновременно. Для осуществления продувки цилиндра необходимо, чтобы давление свежей смеси P_k перед впускными окнами превышало давление остаточных газов в цилиндре. Повышение величины P_k достигается за счет использования части энергии рабочего хода: смесь из карбюратора поступает в картер двигателя (в пространство под поршнем) и при движении поршня в ходе расширения от ВМТ к НМТ сжимается, вследствие чего ее давление возрастает; при достижении поршнем уровня впускных окон ТВС поступает из картера в цилиндр, где и осуществляет петлевую продувку последнего, при этом часть смеси вместе с продуктами сгорания предыдущего цикла выбрасывается через выпускные окна. Смазка трущихся поверхностей осуществляется за счет масла, которое добавляют непосредственно в топливо. То есть здесь масло непрерывно расходуется в ходе рабочего процесса.

К преимуществам двухтактных двигателей, помимо высокой величины N_d , следует отнести большую равномерность крутящего момента (полный цикл осуществляется здесь за один оборот КВ, а у четырехтактного за два) и упрощение конструкции из-за отсутствия сложного газораспределительного механизма.

Недостатками двухтактных двигателей являются: плохая очистка цилиндра от продуктов сгорания (на процессы газообмена отводится всего лишь $90-120^\circ$ угла поворота КВ), высокая теплонапряженность двигателя, повышенный расход топлива, масла и дымный выхлоп, обусловленный выгоранием масла.

Поскольку в двигателях с внешним смесеобразованием часть топлива теряется во время продувки цилиндров, двухтактный процесс чаще применяют в дизелях. Исключение составляют мотоциклетные, лодочные и другие двигатели небольшой мощности, для которых компактность и простота конструкции имеют более важное значение, чем экономичность.

5.3. РОТОРНО-ПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

В роторно-поршневых двигателях все такты осуществляются при изменении объемов полостей, образованных между корпусом двигателя (статором) и совершающим сложное планетарное движение ротором, имеющим треугольную форму. Главное отличие РПД от поршневых двигателей заключается в замене возвратно-поступательного движения поршней вращательным, вследствие чего можно увеличить частоту вращения

вала двигателя, что при одинаковом рабочем объеме позволяет получить большую мощность. Поэтому при одинаковой мощности РПД компактнее и легче обычных поршневых двигателей. Конструктивное воплощение принципа действия РПД сопряжено с большими трудностями в создании надежного уплотнения как между ребрами ротора и рабочей поверхностью статора, так и между торцевыми поверхностями ротора и статора. Именно по этой причине идея вращающегося поршня, известная еще в XVI веке, была осуществлена только в 1957 г. Ф. Ванкелем, создавшим первый роторно-поршневой двигатель.

Рабочий процесс в РПД осуществляется за четыре такта, чередование которых можно проследить по схеме на рис. 5.9. При вращении эксцентрикового вала ротор совершает сложное движение, обуславливающее скольжение его вершин по двухэпитрохондной поверхности статора и соответствующее изменение объемов трех рабочих полостей. Ротор совершает полный оборот за три оборота эксцентрикового вала. А поскольку за один оборот ротора происходят три рабочих цикла в трех полостях, то за один оборот эксцентрикового вала происходит один полный рабочий цикл двигателя. Т. е. N_i подсчитывают по формуле для двухтактного двигателя:

$$N_i = P_i V_k n / 60,$$

где V_k — рабочий объем полости, n — частота вращения вала

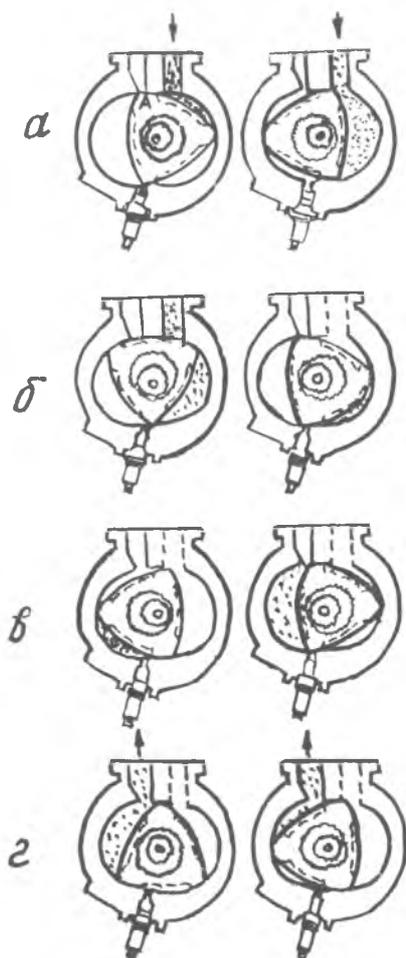


Рис. 5.9. Схема работы РПД: а — впуск, б — сжатие, в — расширение, г — выпуск

отбора мощности (эксцентрикового вала). Так как РПД является четырехтактным двигателем, то это выражение можно представить в виде $N_i = P_i 2 V_k n / 120$, т. е. мощность РПД равна мощности четырехтактного поршневого двигателя с рабочим объемом, равным двум объемам рабочей полости РПД ($2 V_k$).

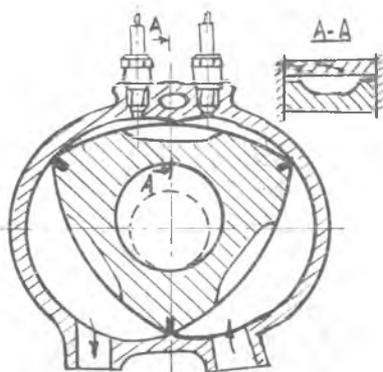


Рис. 5.10. Конфигурация КС РПД при положении очередной рабочей полости в ВМТ

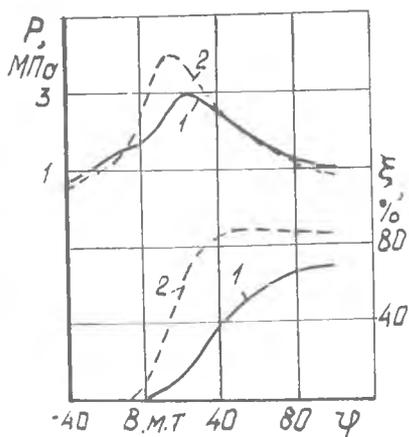


Рис. 5.11. Сопоставление индикаторных диаграмм и характеристик активного тепловыделения двигателей: 1 — РПД; 2 — поршневого [5]

Преимуществами РПД являются их компактность, малая удельная масса, плавность и малая шумность работы, пониженная склонность к детонации. Основные недостатки — пониженный ресурс работы за счет интенсивного изнашивания поверхностей уплотнений и корпуса двигателя, а также повышенный удельный расход топлива, что вызвано целым рядом причин, связанных с особенностями протекания процесса сгорания и условиями теплоотдачи.

Конфигурация КС в РПД, выполняемой (как показано на рис. 5.10) в виде небольшого углубления в теле ротора, весьма неблагоприятна с точки зрения получения высокой скорости, полноты сгорания и малой теплоотдачи в стенку. Значительная часть рабочего заряда заключена в узких зазорах между поверхностями ротора и статора. И хотя вытеснение смеси в конце такта сжатия из этих зазоров в основной объем КС и создает в нем дополнительную турбулентность заряда, однако относительная поверхность таких вытеснителей в РПД крайне велика, что снижает их эффективность.

В РПД имеют место значительные утечки газов из очередной рабочей полости, в которой происходит сгорание, в обе смежные через зазоры между уплотнительными пластинами ротора и поверхностями статора. Если утечка в предыдущую по порядку работы полость, в которой происходит сжатие, особого вреда не причиняет, так как просочившиеся в нее газы снова принимают участие в сгорании, то несгоревшая смесь, просочившаяся в полость, в которой уже происходит расширение продуктов сгорания от предыдущего цикла, хотя и успевает частично догореть, но уже практически без совершения полезной работы.

Изменение объема КС по углу поворота вала вблизи ВМТ в РПД происходит медленнее, чем в поршневых двигателях, что наряду с пониженной скоростью распространения фронта пламени приводит к растягиванию процесса горения во времени. В связи с этим максимальные давления и температуры рабочего цикла оказываются значительно более низкими, чем в поршневых двигателях. На рис. 5.11 сопоставлены индикаторные диаграммы и характеристики тепловыделения, полученные в РПД при $\epsilon = 8,5$, $n = 3500$ 1/мин эксцентрикового вала и в двигателе ГАЗ-21 при $\epsilon = 6,75$, $n = 2000$ 1/мин [5]; в обоих случаях $\alpha = 1$, углы опережения зажигания оптимальные. Видно, что кривая тепловыделения в РПД идет значительно более долго и процесс догорания продолжается в течение всего такта расширения. Сильно пониженные значения P_z и T_z приводят к меньшей склонности РПД к детонации, чему дополнительно способствует наличие в КС значительных по своей площади хорошо охлаждаемых «защемленных объемов». При степенях сжатия $\epsilon = 8,5 - 9$ в РПД вполне возможно использование бензина А-76.

Несколько улучшить протекание процесса сгорания в РПД удается установкой в КС двух свечей зажигания (см. рис. 5.10), что обеспечивает более быстрый и равномерный охват пламенем всего объема смеси и улучшает условия пуска холодного двигателя.

Удельные расходы топлива в лучших современных моделях РПД превышают величину g_e в также хороших поршневых двигателях всего лишь на 12—15%, что объясняется меньшими потерями энергии на трение и газообмен, а также в систему охлаждения. Последнее связано с меньшими температурами сгорания и пониженными значениями коэффициента теплоотдачи вследствие относительно невысокой турбулентности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Масленников М. М., Раппорт М. С. Авиационные поршневые двигатели. — М.: Оборонгиз, 1951.
2. Иноземцев Н. В., Курс тепловых двигателей. — М.: Оборонгиз, 1954.
3. Вырубов Д. Н., Иващенко Н. А., Ивин В. И. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1983.
4. Алексеев В. П., Иващенко Н. А., Ивин В. И. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1980.
5. Агеев И. К., Ападизи Г. Д., Бойко А. М. Исследование показателей РИД. Труды НАНН, 1970, вып. 205, с. 62—88.

Оглавление

Предисловие	3
Основные условные обозначения	5
1. Общие сведения о двигателях внутреннего сгорания и их классификация	7
1.1. Классификация двигателей внутреннего сгорания	7
1.2. Основные понятия и определения	8
2. Рабочий процесс четырехтактного карбюраторного ДВС	11
2.1. Общее описание рабочего процесса	11
2.1.1. Принцип действия четырехтактного карбюраторного двигателя	11
2.1.2. Индикаторная диаграмма рабочего процесса	12
2.1.3. Термодинамический цикл двигателя	13
2.2. Процессы газообмена	14
2.2.1. Периоды газообмена	14
2.2.2. Работа насосных ходов	16
2.2.3. Показатели качества газообмена. Коэффициент наполнения	16
2.3. Процесс сжатия	20
2.4. Процесс сгорания	21
2.4.1. Требования к процессу сгорания	21
2.4.2. Протекание процесса сгорания	21
2.4.3. Детонационное горение	30
2.5. Процесс расширения	32
3. Параметры, характеризующие работу двигателя	33
3.1. Индикаторные параметры двигателя	33
3.2. Влияние различных факторов на индикаторные параметры	35
3.3. Эффективные параметры двигателя и механические потери	41
3.4. Тепловой баланс ДВС	43
3.5. Тепловой расчет двигателя	44
4. Характеристики ДВС	47
4.1. Общие сведения о характеристиках	47
4.2. Характеристика по составу смеси	48
4.3. Характеристика по углу опережения зажигания	49
4.4. Внешняя скоростная характеристика	51
4.5. Винтовая (дрессельная) характеристика	54
4.6. Высотная характеристика	57
5. Особенности рабочего процесса дизелей, двухтактных и роторно-поршневых двигателей	59
5.1. Особенности рабочего процесса дизеля	59
5.2. Особенности двухтактного процесса	67
5.3. Роторно-поршневой двигатель	68
Библиографический список	72

Св. плав. 1987, поз. 108

Сергей Викторович Лукичев

ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ХАРАКТЕРИСТИКИ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Редактор Т. К. Кретикина
Техн. редактор Н. М. Каленюк
Корректор А. П. Захардьева

Сдано в набор 8.01.87 г. Подписано в печать 4.03.87 г.
ЕО 00115. Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.
Печать высокая. Гарнитура литературная.
Усл. п. л. 4,4. Уч.-изд. л. 4,0. Т. 800 экз.
Заказ 13. Цена 15 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С. П. Королева,
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Тип. ЭОЗ КуАИ, г. Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.