Страницы 1 – 37

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет
Кафедра технической эксплуатации транспортных средств

Пенкин Алексей Леонидович + 7 (905) 212-09-59
Метлякова Софья Александровна +7 (911) 705-42-54

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ

Учебное пособие для студентов направления подготовки
23.03.03 – эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Санкт-Петербург, 2024

УДК 621.431.73(075.4)

Рецензенты:
д-р техн. наук, проф. А. А. Воробьев (ПГУПС);
канд. техн. наук, доц. И. О. Черняев (СПбГАСУ)

Авторы: А. Л. Пенкин, С. А. Метлякова

В учебном пособии рассмотрены рабочие процессы действительных циклов двигателей с искровым зажиганием и дизельных двигателей. Описаны особенности каждого из процессов и факторы, влияющие на качество их протекания. Предложен тепловой расчет двигателя для определения параметров рабочего тела в действительном цикле двигателя, оценочных показателей, характеризующих цикл в целом, позволяющих определить размеры двигателя и оценить его мощностные и экономические показатели. Предлагаемый в пособии метод теплового расчёта разработан В. И. Гриневецким и дополнен Е. К. Мазингом и Н. Р. Брилингом.

Пособие предназначено для обучающихся всех форм обучения по направления подготовки 23.03.03 – эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов по дисциплине «Силовые агрегаты», инженерам-двигателистам, работникам транспортных предприятий и станций технического обслуживания.

Пенкин, А. Л.

Исследование рабочих процессов автомобильных двигателей. Тепловой расчёт двигателя : учебное пособие для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» / А. Л. Пенкин, С. А. Метлякова. – Санкт-Петербург : СПбГАСУ, 2024. – 37 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ 3
ВВЕДЕНИЕ 5
1. ПРОЦЕСС ВПУСКА 5
1.1. Общие сведения о процессе впуска 5
1.2. Параметры, характеризующие процесс впуска 9
1.3. Факторы, влияющие на наполнение цилиндра 12
2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ 15
3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ 16
3.1. Общие сведения 16
3.2. Факторы, влияющие на продолжительность и качество сгорания 18
3.3. Детонационное сгорание. Факторы, влияющие на появление детонации 21
4. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ 23
4.1. Общие сведения 23
4.2. Факторы, влияющие на продолжительность и качество процесса сгорания в дизеле 24
5. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ 26
6. ПРОЦЕСС ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ 27
7. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 28
7.1. Расчёт процесса впуска 28
7.2. Расчёт процесса сжатия 29
7.3. Расчёт процесса сгорания 29
7.4. Расчёт процесса расширения 31
7.5. Расчёт процесса выпуска 32
7.6. Расчёт индикаторных показателей 32
7.7. Расчёт эффективных показателей 32
7.8. Расчёт основных размеров цилиндра и показателей поршневого двигателя 33
8. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ 34
8.1. Общие положения 34
8.2. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с искровым зажиганием 34
8.3. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизельного двигателя 36
8.4. Перестроение индикаторной диаграммы в координаты p - φ 36
ЛИТЕРАТУРА 37

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

p_0 – давление окружающей среды, МПа;
$p_к$ – давление после компрессора (нагнетателя), МПа;
Δp_a – потеря давления на впуске, МПа;
p_a – давление конца впуска, МПа;
$p_с$ – давление в конце сжатия, МПа;
p_z – теоретическое максимальное давление сгорания, МПа;
$p_{zд}$ – действительное максимальное давление сгорания, МПа;
p_b – давление в конце расширения, МПа;

p_r – давление остаточных газов, МПа;

p_i' – среднее индикаторное давление теоретического цикла, МПа;

p_i – среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа;

p_e – среднее эффективное давление, МПа;

T_0 – температура окружающей среды, К;

ΔT – температура подогрева свежего заряда, К;

$T_к$ – температура после компрессора (нагнетателя), К;

T_a – температура конца впуска, К;

$T_с$ – температура в конце сжатия, К;

T_z – максимальная температура сгорания, К;

T_b – температура в конце расширения, К;

T_r – температура остаточных газов, К;

g_C, g_H, g_O – элементарный состав топлива в долях 1 кг углерода, водорода, кислорода;

$g\mathrm{C}n\mathrm{H}m\mathrm{O}r$ – массовая доля отдельного компонента в смеси жидких топлив;

n, m, r – количество атомов углерода, водорода и кислорода;

h – количество отдельных компонентов в топливе;

N_2 – количество азота в топливе, кмоль;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

ΔH_u – потеря теплоты вследствие неполноты сгорания топлива, кДж/кг;

$m_т$ – молекулярная масса топлива, кг/кмоль;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль возд./кг топлива;

l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг возд./кг топлива;

M_1 – число молей свежего заряда, кмоль/кг топлива;

M_2 – число молей продуктов сгорания, кмоль/ кг топлива;

$\rho_т$ – плотность топлива, кг/м^3;

mc_{vc} – средняя мольная теплоемкость свежего заряда, кДж/(кмоль·К);

mc_{vz} – средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·К);

V_m – молярный объем газа, м^3/кмоль;

$m_в$ – молярная масса воздуха, кг/кмоль;

ε – степень сжатия;

α – коэффициент избытка воздуха;

$\gamma_{ост}$ – коэффициент остаточных газов;

μ_0 – теоретический коэффициент молекулярного изменения;

μ – действительный коэффициент молекулярного изменения;

ξ – коэффициент использования теплоты;

$\varphi_п$ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы;

η_v – коэффициент наполнения;

η_i – индикаторный КПД;

$\eta_м$ – механический КПД;

η_e – эффективный КПД;

n_1 – показатель политропы сжатия;

n_2 – показатель политропы расширения;

k – степень повышения давления в процессе сгорания;

ρ – степень предварительного расширения;

δ – степень последующего расширения;
$\varphi_{пр}$ – коэффициент продувки;
g_i – удельный индикаторный расход топлива, г/(кВт·ч);
g_e – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч);
$G_т$ – часовой расход топлива, кг/ч;
$G_в$ – часовой расход воздуха, кг/ч;
N_i – индикаторная мощность, кВт;
$N_л$ – литровая мощность, кВт/л;
N_e – эффективная мощность, кВт;
$N_м$ – мощность механических потерь, кВт;
$M_к$ – крутящий момент, Нм;
D – диаметр цилиндра, м;
n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$;
C_m – средняя скорость поршня, м/с;
w – скорость газов, м/с;
S – ход поршня, м;
R – радиус кривошипа, м;
L – длина шатуна, м;
λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;
i – число цилиндров двигателя;
$V_д$ – объем двигателя, л;
V_h – рабочий объем одного цилиндра, л;
$V_с$ – объем камеры сгорания, л.

ВВЕДЕНИЕ

Двигатели внутреннего сгорания ещё долгие годы будут оставаться основным силовым агрегатом автомобилей. Повышение эффективных показателей двигателей является важной задачей как для производителей, так и для эксплуатирующих предприятий.

Опыты и расчеты показывают, что от характера протекания отдельных процессов зависит наибольшая мощность двигателя, его экономичность, экологичность, надёжность и другие эксплуатационные показатели. При разработке новых конструкций и их доводке, при работе двигателей в условиях эксплуатации можно улучшить показатели двигателя воздействием на факторы, влияющие на протекание каждого процесса.

В учебном пособии рассмотрены рабочие процессы действительных циклов двигателей с искровым зажиганием и дизельных двигателей. Описаны особенности каждого из процессов и факторы, влияющие на качество их протекания.

Проведение теплового расчета позволяет освоить связь между отдельными процессами рабочего цикла и получить представление о влиянии различных факторов на показатели двигателя в целом.

1. ПРОЦЕСС ВПУСКА

1.1. Общие сведения о процессе впуска

Во время процесса впуска в двигателях с внешним смесеобразованием в цилиндр вводится топливновоздушная смесь, а в двигателях с внутренним смесеобразованием – только воздух.

Наибольшее количество воздуха или горючей смеси может поступить в цилиндр при очень медленном движении поршня, отсутствии остаточных газов, большом проходном сечении впускных органов и при температуре теплопередающих поверхностей, равной температуре окружающей среды. В этом случае воздух или топливновоздушная смесь, поступившие в цилиндр при положении поршня в н.м.т., заняли бы полностью весь объем цилиндра, а давление и температура в нём соответствовали бы атмосферным условиям.

Если представить для простоты рассуждений, что в цилиндр в процессе впуска поступает только воздух, то наибольшее теоретически возможное его массовое количество в цилиндре за цикл:

$G_0 = V_a \rho_0$ кг,

где V_a - полный объем цилиндра в м3; ρ_0 - плотность воздуха при давлении и температуре окружающей среды (атмосферные условия) в кг/м^3.

В реальном двигателе невозможно осуществить впуск при указанных выше условиях. При движении во впускной системе воздуха и горючей смеси возникают являются следствием образования вихрей, трения воздуха о стенки, внутреннего трения частиц смеси между собой, ударов при резких изменениях сечений у дроссельной заслонки, клапанов и т. п. Наличие гидравлических сопротивлений приводит к тому, что давление воздуха во впускной системе снижается (рис. 1, от точки r до точки a).

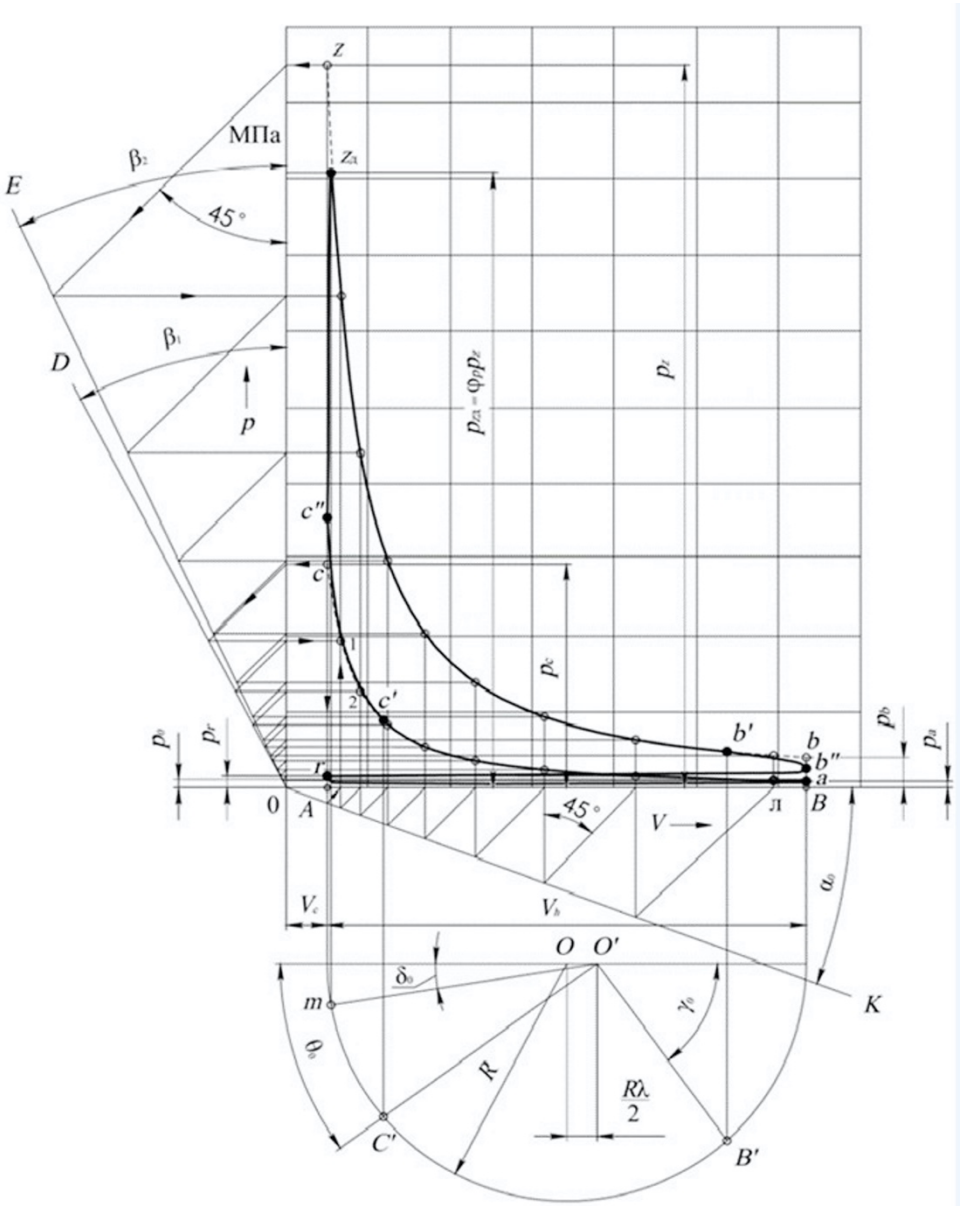


Рис. 1. Индикаторная диаграмма действительных процессов в четырехтактном двигателе с искровым зажиганием

Движение клапанов в начале открытия и при закрытии должно происходить с небольшой скоростью. Быстрое движение клапана в начальный момент подъема и при посадке на седло недопустимо из-за возникающих при этом чрезмерно больших динамических нагрузок, которые могут привести к поломке элементов механизма газораспределения. В то же время для обеспечения большего наполнения цилиндра свежим зарядом необходимо, чтобы проходные сечения клапанов были возможно большими в период наиболее интенсивного протекания процессов впуска свежего заряда и выталкивания поршнем продуктов сгорания. Выполнить указанные выше требования можно при соответствующем расширении фаз газораспределения, когда открытие и закрытие клапанов начинается не в крайних положениях поршня.

В автомобильных четырехтактных двигателях выпускной клапан открывается тогда, когда в процессе расширения поршень не доходит до н.м.т. 45 - 70° угла поворота коленчатого вала (точка b’, рис. 1, 2). В этот момент давление в цилиндре в 4 - 5 раз выше атмосферного и часть продуктов сгорания вытекает в атмосферу с большой скоростью. Этот процесс, называемый свободным выпуском, продолжается примерно

до прихода поршня в н.м.т., а затем при возвратном движении к в.м.т. поршень вытесняет оставшиеся продукты сгорания в выпускную систему.

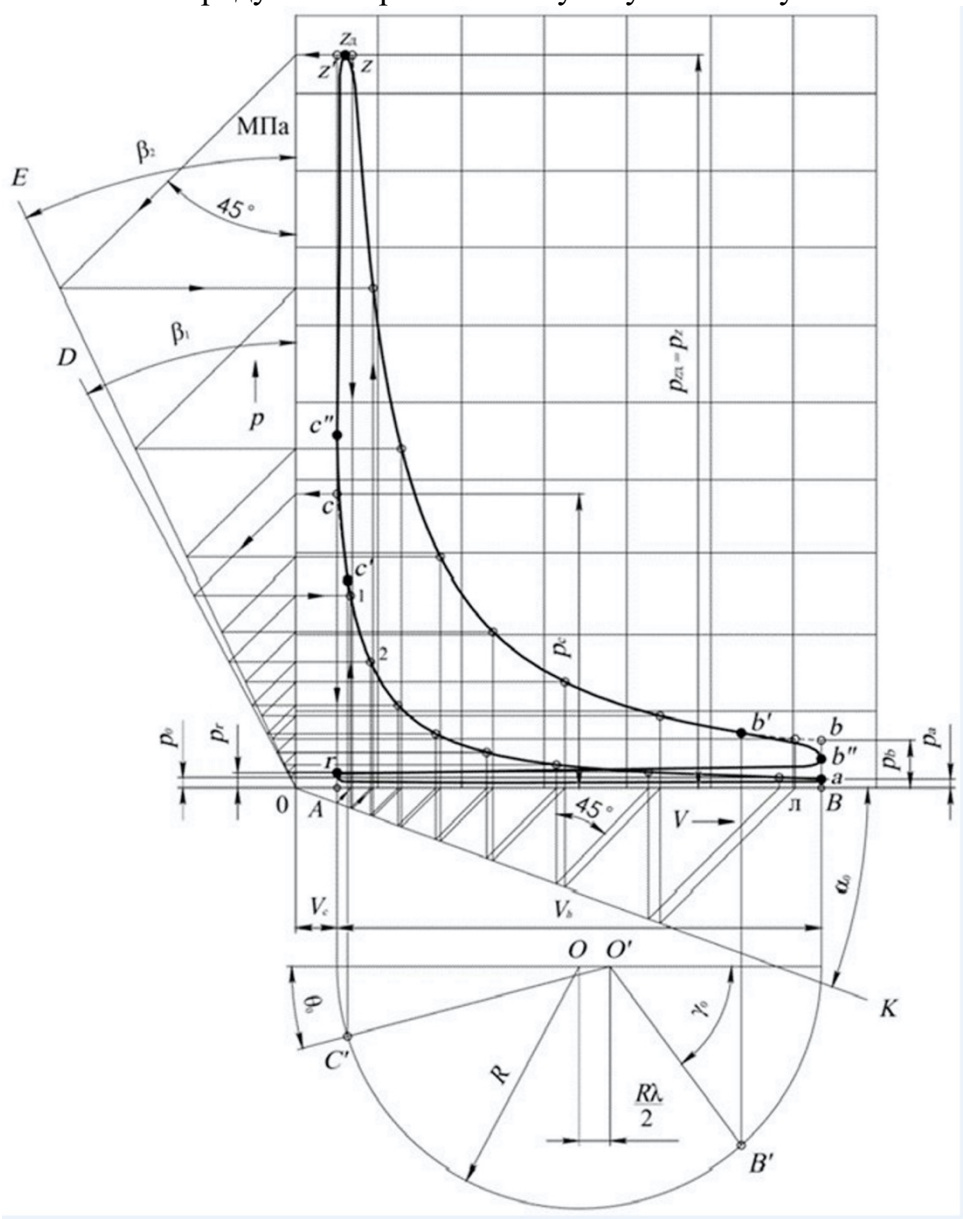


Рис. 2. Индикаторная диаграмма действительных процессов в четырехтактном дизельном двигателе

Выпускной клапан начинает закрываться, когда коленчатый вал повернется на угол 5 - 25° после в.м.т. Открытие впускного клапана происходит за 5 - 20° угла поворота коленчатого вала до в.м.т. Таким образом, в течение некоторого времени одновременно будут открыты оба клапана. Такое перекрытие клапанов положительно сказывается на процессе наполнения.

Благодаря раннему открытию впускного клапана к моменту, когда оставшиеся в цилиндре отработавшие газы расширяются до давления p_a, проходное сечение клапана будет достаточно большим, и в цилиндр двигателя поступит большее количество горючей смеси или воздуха. Кроме того, в быстроходных двигателях, где отработавшие газы в процессе выпуска движутся с большой скоростью при одновременно открытых впускном и выпускном клапанах газы по инерции продолжают выходить в выпускную систему. При этом в зоне под впускным клапаном создается некоторое разрежение, и в цилиндр начинает поступать свежий заряд.

В двигателях с наддувом перекрытие клапанов используют для продувки камеры сгорания поступающим в цилиндр под давлением воздуха.

Закрытие впускного клапана происходит в начале процесса сжатия, когда поршень переместится на 30 - 70° угла поворота коленчатого вала после н.м.т. При более позднем закрытии впускного клапана удается также использовать инерционные явления, возникающие во впускном трубопроводе, для дозарядки цилиндра.

1.2. Параметры, характеризующие процесс впуска

Давление.

Из приведенных выше индикаторных диаграмм (рис. 1 и 2) видно, что в процессе впуска имеются гидравлические потери, в результате чего давление в цилиндре с определенного момента становится ниже атмосферного p_0 (двигатель без наддува) Δp_a. Величина этих потерь зависит от качества обработки поверхностей впускной системы, наличия поворотов, положения дроссельной заслонки, величины открытия клапана и др. Опыты показали, что потери давления Δp_a прямо пропорциональны квадрату скорости движения заряда.

Пользуясь уравнением Бернулли для несжимаемой жидкости, можно определить величину потерь давления по выражению

$$\Delta p_a = p_к - p_a = (1 + \xi_0)\frac{w_{вп}^2}{2}\rho_к, \qquad (1)$$

где ξ_0 – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к проходному сечению в клапане; $w^2_{вп}$ - средняя скорость движения воздуха в проходном сечении клапана; $w^2_{вп}$ = 45 - 70 *м/сек.*

При работе двигателя без наддува $p_к = p_0$.

Если предположить, что процесс впуска заканчивается в н.м.т., то давление в цилиндре двигателя

$$p_a = p_к - \Delta p_a.$$

По опытным данным, у четырехтактных автомобильных двигателей без наддува $p_a \approx (0{,}8 \div 0{,}9)\, p_0$; с наддувом $p_a \approx (0{,}9 \div 0{,}96)\, p_к$.

В период впуска давление в цилиндре ниже, чем на входе во впускную систему, поэтому массовое количество поступившего заряда будет меньше, так как плотность его понизится.

Плотность воздуха при давлении p_a и p_0 при впуске из атмосферы и одинаковой температуре T_0 может быть определена:

$$\rho_a = \rho_0 \frac{p_a}{p_0}.$$

Следовательно, масса заряда при давлении p_a и температуре T_a

$$G = \rho_a V_a = \rho_0 V_a \frac{p_a}{p_0}.$$

Уменьшение массы заряда из-за гидравлических сопротивлений

$$\Delta G = G_0 - G = \rho_0 V_0 - \rho_0 V_0 \frac{p_a}{p_0} = \rho_0 V_0 \left(1 - \frac{p_a}{p_0}\right). \qquad (2)$$

Подогрев заряда.

Другой причиной, снижающей массовое количество поступающего заряда, является его подогрев при соприкосновении с горячими поверхностями внутрицилиндрового пространства, а также впускной системы.

При работе двигателя на полной нагрузке средняя температура теплопередающих поверхностей равна 150 - 200°С, в то время как температура

поступающего из атмосферы воздуха значительно ниже. В результате наличия разности температур при впуске воздух подогревается на ΔT, а плотность его уменьшается.

Температура заряда в конце наполнения с учетом его подогрева

$T_0' = T_0 + \Delta T$.

Плотность заряда в конце наполнения при наличии его подогрева и гидравлических сопротивлений

$\rho = \frac{p_a}{RT_0'}$

или, выражая через параметры, относящиеся к атмосферным условиям,

$\rho = \rho_0 \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_0'}$.

Тогда количество поступившего заряда

$G' = \rho_0 V_a \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_0'}$.

Уменьшение массы заряда по указанным выше причинам

$$\Delta G = \rho_0 V_a \left(1 - \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_0'}\right). \quad (3)$$

Величина подогрева заряда зависит от нагрузки двигателя и продолжительности процесса впуска.

Для увеличения наполнения цилиндра двигателя свежим зарядом следует стремиться уменьшить его подогрев в период впуска.

Остаточные газы.

Прежде чем начать впуск в цилиндр двигателя свежего заряда, необходимо удалить из него отработавшие газы. Однако, даже при самой совершенной очистке цилиндра от отработавших газов, в двигателях без наддува их невозможно удалить полностью. Часть отработавших газов, называемых остаточными, остается в цилиндре.

Влияние отработавших газов на наполнение двигателя характеризуется коэффициентом остаточных газов $\gamma_{ост}$, представляющим собой отношение в кмоль количества остаточных газов M_r к количеству свежего заряда M_1, поступившему в цилиндр двигателя за период впуска, т. е.

$$\gamma_{ост} = \frac{M_r}{M_1}. \quad (4)$$

Поскольку молекулярная масса продуктов сгорания незначительно отличается от молекулярной массы воздуха, можно принять

$\gamma_{ост} \approx \frac{G_r}{G_1}$,

где G_r – количество остаточных газов в кг; G_1 - количество свежего заряда в кг.

Величина коэффициента остаточных газов зависит от качества очистки цилиндра, определяемого типом двигателя.

У четырехтактных двигателей с искровым зажиганием, где применяются сравнительно низкие степени сжатия, объём камеры сгорания больше, чем у дизеля. Поэтому в этих двигателях при полностью открытой дроссельной заслонке $\gamma_{ост} \approx 0{,}06 \div 0{,}10$, в дизелях без наддува $\gamma_{ост} \approx 0{,}03 \div 0{,}06$.

На величину $\gamma_{ост}$ в двигателях всех типов влияет скоростной режим. Наименьшие значения $\gamma_{ост}$ при числе оборотов двигателя, соответствующем наибольшему массовому наполнению G_1. При дальнейшем увеличении числа оборотов G_1 уменьшается, а G_r увеличивается, что вызывает повышение $\gamma_{ост}$.

При уменьшении нагрузки в двигателе с искровым зажиганием, когда дроссельную заслонку прикрывают, G_1 уменьшается. Так как G_r при этом почти не меняется, то $\gamma_{ост}$ увеличивается. По опытным данным давление в конце выпуска $p_r = 1{,}1$

÷ 1,25 бар.; температура отработавших газов у бензиновых двигателей T_r = 900 ÷ 1000 К, а у дизелей T_r = 700 ÷ 900К.

Температура конца впуска.

При раздельном рассмотрении факторов, влияющих на протекание процесса газообмена, предполагалось, что каждый фактор воздействует на процесс зарядки отдельно и как бы последовательно.

В действительности, когда происходит процесс газообмена и главным образом впуск свежего заряда в цилиндре двигателя, все явления, определяющие характер этого процесса, происходят одновременно.

В четырехтактном двигателе, хотя выпуск отработавших газов в основном заканчивается до начала впуска, последний сопровождается одновременно подогревом заряда от стенок и перемешиванием его с расширяющимися остаточными газами. В результате этого температура заряда в конце впуска становится выше температуры окружающего воздуха, но ниже температуры остаточных газов.

Предполагая, что процесс впуска в четырехтактном двигателе заканчивается в точке а (рис. 1, 2) при положении поршня в н.м.т., можно определить температуру смеси при окончании впуска на основании баланса теплоты, составленного для свежего заряда и остаточных газов до и после их смешения.

Количество теплоты, внесенное свежим зарядом с учетом его подогрева от стенок,

$$Q_{\text{с.з.}} = c_p G_1 (T_0 + \Delta T),$$

где c_p —удельная теплоемкость свежего заряда (топливновоздушной смеси в двигателе с искровым зажиганием или воздуха в дизеле) при постоянном давлении.

Количество теплоты, оставшейся с остаточными газами,

$$Q_r = c_p'' G_r T_r,$$

где c_p'' – удельная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении.

Количество теплоты, полученной после смешения свежего заряда с остаточными газами,

$$Q_{\text{см}} = c_{p\,\text{см}} (G_1 + G_r) T_a,$$

где $c_{p\,\text{см}}$ – удельная теплоемкость смеси при постоянном давлении;

T_a – температура смеси в конце впуска.

По условиям баланса теплоты

$$Q_{\text{см}} = Q_{\text{с.з.}} + Q_r$$

или

$$c_p G_1 (T_0 + \Delta T) + c_p'' G_r T_r = c_{p\,\text{см}} (G_1 + G_r) T_a.$$

Полагая, что $c_p \approx c''_p \approx c_{p\,\text{см}}$ и разделив правую и левую части равенства на G_1 получим

$$T_0 + \Delta T + \frac{G_r}{G_1} T_r = \left(1 + \frac{G_r}{G_1}\right) T_a.$$

Так как

$$\frac{G_r}{G_1} = \gamma_{\text{ост}},$$

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_{\text{ост}} T_r}{1 + \gamma_{\text{ост}}}. \qquad (5)$$

В четырехтактных двигателях без наддува T_a = 310 ÷ 350К

Коэффициент наполнения.

Качество процесса впуска определяется величиной коэффициента наполнения под которым понимают отношение действительного количества свежего заряда,

поступившего в цилиндр двигателя, к тому его количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме V_h при давлении и температуре свежего заряда у входа во впускную систему двигателя.

В двигателях с искровым зажиганием свежий заряд состоит из воздуха и топлива, в дизелях – только из воздуха. Для бензиновых двигателей разница в значениях коэффициента наполнения, подсчитанного по воздуху, незначительно отличается от его величины, подсчитанной по заряду, состоящему из топливовоздушной смеси. Поэтому в дальнейшем для всех двигателей, работающих на жидком топливе, можно считать свежий заряд, состоящим из воздуха.

В четырехтактных автомобильных двигателях без наддува в процессе впуска воздух засасывается из атмосферы и его давление и температура соответственно равны p_0 и T_0.

В автомобильных двухтактных и в четырехтактных двигателях с наддувом воздух в цилиндр поступает из компрессора. При входе во впускную систему воздух имеет давление $p_к$ и температуру $T_к$.

Согласно определению, коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_0},$$

где G_1 - действительное количество свежего заряда, поступившего в цилиндр в кг; G_0 - количество свежего заряда, которое может поступить в рабочий объем цилиндра V_h при условиях окружающей среды, в кг.

Из характеристического уравнения, написанного при условии впуска из атмосферы

$$G_0 = \frac{p_0 V_h}{R T_0},$$

где R_0 - газовая постоянная свежего заряда.

Тогда

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_0} = \frac{p_a V_a}{R_{см} T_a} \cdot \frac{R_0 T_0}{p_0 V_h} \cdot \frac{1}{1+\gamma_{ост}}.$$

Приняв $R_{см} = R_0$ и учитывая, что

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

для случая впуска воздуха из атмосферы получим

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1+\gamma_{ост})}. \quad (6)$$

Так как

$$T_a(1 + \gamma_{ост}) = T_0 + \Delta T + \gamma_{ост} T_r.$$

Тогда

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_{ост} T_r}. \quad (7)$$

1.3. Факторы, влияющие на наполнение цилиндра

На величину коэффициента наполнения влияют давление p_a и температура T_a в конце впуска, подогрев заряда ΔT, коэффициент остаточных газов температура T_r, а также степень сжатия ε. Наибольшее влияние оказывает величина $\frac{p_a}{p_0}$ или $\frac{p_a}{p_к}$.

Значения этих величин, как было показано выше, зависят от ряда факторов. При подготовке к производству новых образцов двигателей стремятся по возможности уменьшить отрицательное влияние этих факторов на наполнение двигателя. Тщательная обработка внутренней поверхности впускного трубопровода и

рациональная его конструкция с наименьшим числом поворотов обеспечивают снижение сопротивлений во впускной системе; более совершенная организация выпуска отработавших газов способствует уменьшению количества остаточных газов; возможность регулирования обогрева впускного трубопровода позволяет в двигателях с искровым зажиганием избежать чрезмерного подогрева свежего заряда.

Наполнение двигателя при постоянном числе оборотов и изменении нагрузки.

Изменение нагрузки в двигателях с искровым зажиганием при постоянном числе оборотов коленчатого вала достигается перемещением дроссельной заслонки, в результате этого уменьшается или увеличивается количество поступающей в цилиндр горючей смеси.

Для получения наибольшей мощности при заданном числе оборотов дроссельную заслонку открывают полностью. В этом случае в цилиндр двигателя поступает наибольшее количество топливновоздушной смеси, и коэффициент наполнения имеет максимальное значение.

При снижении нагрузки дроссельную заслонку прикрывают, вследствие уменьшения проходного сечения гидравлические сопротивления во впускной системе возрастают, что приводит к понижению давления p_a.

Во впускной системе дизелей отсутствуют устройства, изменяющие количество подаваемого в цилиндр воздуха, так как изменение нагрузки в дизеле достигается регулированием количества впрыскиваемого топлива. Следовательно, при постоянном числе оборотов коленчатого вала гидравлические сопротивления во впускной системе дизеля остаются неизменными.

На величину коэффициента наполнения в дизеле при изменении нагрузки влияет только подогрев воздуха.

При увеличении нагрузки из-за выделения большего количества теплоты повышается температура стенок цилиндра, днища поршня и головки цилиндров. В результате этого по мере увеличения нагрузки поступающий в цилиндр воздух подогревается больше, и коэффициент наполнения несколько снижается.

Наполнение двигателя при переменных числах оборотов.

Потери давления во впускной системе прямо пропорциональны квадрату скорости движения заряда.

При повышении числа оборотов двигателя скорость движения заряда во впускной системе увеличивается примерно пропорционально числу оборотов. В связи с этим растут соответственно гидравлические сопротивления, а давление p_a понижается. Такая же картина наблюдается и в выпускной системе, где с повышением числа оборотов растет давление остаточных газов p_r и увеличивается их количество.

При повышении скоростного режима подогрев заряда из-за сокращения времени соприкосновения его с горячими стенками уменьшается.

Как показали опыты, у большинства автомобильных двигателей подогрев по сравнению с возрастающими сопротивлениями на впуске и выпуске меньше влияет на η_v.

В результате совместного действия этих факторов после достижения скоростного режима, при котором при соответствующим образом подобранных фазах газораспределения η_v имеет наибольшее значение, дальнейшее увеличение числа оборотов приводит к уменьшению коэффициента наполнения.

Необходимо отметить, что при малых числах оборотов увеличивается утечка заряда через поршневые кольца (особенно у двигателей с большим износом поршневых колец и зеркала цилиндра).

У двигателей с искровым зажиганием по мере прикрытия дроссельной заслонки из-за возрастающих сопротивлений коэффициент наполнения падает более резко. Такая зависимость коэффициента наполнения от числа оборотов при прикрытии дроссельной заслонки обеспечивает ограничение наибольшего числа оборотов при снижении нагрузки и устойчивую работу двигателя при наименьшем числе оборотов холостого хода.

В дизеле из-за уменьшения подогрева воздуха при снижении нагрузки коэффициент наполнения η_v растет.

Влияние степени сжатия.

При изменении степени сжатия меняются условия подогрева заряда в цилиндре двигателя, а также количество остаточных газов и их температура. Влияние отдельных факторов при этом взаимно компенсируется. Опыты показали, что коэффициент наполнения практически не зависит от степени сжатия.

Влияние размеров цилиндра, отношения хода поршня к диаметру цилиндра и расположения клапанов.

При больших диаметрах цилиндра можно разместить клапаны большего диаметра.

Увеличение диаметра впускного клапана позволяет осуществить процесс впуска при меньшей скорости движения заряда, что приводит к снижению гидравлических потерь и повышению коэффициента наполнения.

Большое распространение получают короткоходные двигатели, в которых отношение хода поршня к диаметру цилиндра меньше единицы. Одним из преимуществ этих двигателей, имеющих сравнительно большой диаметр цилиндра, является возможность размещения в головке цилиндров клапанов большого диаметра.

Влияние фаз газораспределения.

Коэффициент наполнения зависит от продолжительности и момента открытия и закрытия впускных и выпускных органов, т. е. от фаз газораспределения.

Влияние фаз газораспределения на коэффициент наполнения не поддается расчету, и их выбор производится опытным путем.

С учетом влияния фаз газораспределения коэффициент наполнения для четырехтактного двигателя можно подсчитать по уравнению

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0+\Delta T} \cdot \frac{\varphi_1 \varepsilon p_a - \varphi_2 p_r}{(\varepsilon-1)p_0}, \quad (8)$$

где φ_1 - коэффициент дозарядки, учитывающий дополнительное количество заряда, поступающего при движении поршня от н.м.т. до момента закрытия впускного клапана. φ_2 - коэффициент продувки, учитывающий дополнительную очистку цилиндров в период перекрытия клапанов при нахождении поршня вблизи в.м.т.

Если не учитывать дозарядку и продувку цилиндра и принять, что $\varphi_1 = \varphi_2 = 1$, то коэффициент наполнения для четырехтактного двигателя

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0+\Delta T} \cdot \frac{\varepsilon p_a - p_r}{(\varepsilon-1)p_0}, \quad (9)$$

а коэффициент остаточных газов

$$\gamma_{\text{ост}} = \frac{T_0+\Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (10)$$

Выбранные опытным путем фазы газораспределения обеспечивают оптимальные условия по наполнению для некоторого интервала изменения

скоростного режима двигателя. Это означает, что для автомобильных двигателей, работающих в широком диапазоне изменения чисел оборотов коленчатого вала, нельзя подобрать фазы газораспределения так, чтобы они были наилучшими для всех случаев. Число оборотов, при котором производят подбор фаз, выбирают в зависимости от требований, предъявляемых к двигателю при его эксплуатации.

Влияние колебательных явлений в трубопроводах.

В трубопроводах автомобильных двигателей в процессе впуска и выпуска возникает колебательное движение газов, приводящее к образованию волн давления. Это явление можно использовать для увеличения массы поступающего в цилиндр заряда. Если, например, настроить выпускную систему так, чтобы к концу процесса выпуска в момент перекрытия клапанов в ней образовалось разрежение, то количество отработавших газов, вытекающих из цилиндра, увеличится, а $\gamma_{ост}$ уменьшится. В результате этого в цилиндр двигателя поступит большее количество свежего заряда. Аналогичный эффект возможен также и в том случае, если к концу процесса впуска (в период дозарядки) в трубопроводе у впускного клапана давление будет выше атмосферного.

Такой метод увеличения массы заряда называют инерционным наддувом.

2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

После закрытия впускного клапана в четырехтактном двигателе при движении поршня к в.м.т. в цилиндре происходит процесс сжатия.

При сжатии температура и давление заряда увеличиваются.

Их конечные значения зависят от степени сжатия, с увеличением которой растет эффективность цикла и улучшается использование теплоты.

Для усиления вихревого движения заряда, возникающего в процессе сжатия при приближении поршня к в.м.т., применяют камеры сгорания специальной формы.

Характер протекания процесса сжатия в действительном цикле четырехтактного двигателя показан на рис. 1, 2, от точки а до точки с.

В первый период сжатия, когда температура стенок цилиндра, головки цилиндров и днища поршня выше температуры заряда, последний подогревается. По мере продвижения поршня к в.м.т. заряд все больше сжимается и разность между температурой заряда $T_з$ и средней температурой указанных поверхностей $T_{ст}$ становится меньше. В определенный момент температуры заряда и этих поверхностей становятся одинаковыми. При дальнейшем движении поршня к в.м.т., когда $T_з > T_{ст}$, изменяется направление теплового потока и происходит подогрев поверхностей сжимающимся зарядом.

Для определения температуры и давления в конце сжатия предполагают, что процесс протекает по политропе со средним показателем n_1. Тогда температуру и давление конца сжатия (точка с) можно определить по уравнению политропы $pV^{n_1} = \text{const}$.

Для рассматриваемого случая

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1},$$

но

$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$ и $p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$.

Определить температуру конца сжатия можно через уравнение политропы:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \qquad (11)$$

3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

3.1. Общие сведения

В процессе сгорания химическая энергия топлива превращается в тепловую. Это превращение осуществляется в течение некоторого промежутка времени, когда поршень находится вблизи в.м.т.

Эффективность протекания процесса сгорания зависит от большого количества факторов и прежде всего от способа смесеобразования и воспламенения топлива. Поэтому в отличие от процессов газообмена и сжатия процесс сгорания необходимо рассматривать отдельно для двигателей с искровым зажиганием и дизелей.

Процесс горения топлива, его развитие и полное завершение в короткий срок представляют собой ряд сложных последовательных реакций.

Если температура рабочей смеси в начальный момент реакции сгорания низкая, то реакции кислорода с топливом практически не происходит. При высоких температурах скорость этой реакции возрастает и процесс сгорания происходит очень быстро. Опыты показали, что скорость реакции зависит от состава горючей смеси, т. е. от коэффициента избытка воздуха, а воспламенение однородной горючей смеси возможно в определенных пределах изменения коэффициента избытка воздуха. За пределами этих значений коэффициента избытка воздуха воспламенить однородную смесь невозможно.

Наименьший коэффициент избытка воздуха α_{min} при котором можно воспламенить смесь, называют верхним концентрационным пределом распространения пламени. Наибольший коэффициент избытка воздуха α_{max}, при котором еще можно воспламенить смесь, называют нижним концентрационным пределом распространения пламени.

В применяемых для двигателей углеводородных топливах наибольшие скорости имеют смеси при $\alpha = 0{,}85 \div 0{,}9$. Дальнейшее обогащение или обеднение смеси приводит к плавному снижению скорости распространения пламени до такого значения, при котором смесь не воспламеняется. При повышении температуры в момент воспламенения топлива скорость распространения пламени увеличивается (пропорционально квадрату температуры), при повышении давления –несколько снижается.

В двигателях с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием горючая смесь, состоящая из горючего газа или паров жидкого топлива и воздуха, практически однородна и ее воспламенить за пределами воспламеняемости невозможно.

При наличии в смеси остаточных газов пределы воспламеняемости сужаются. Поэтому в двигателях с искровым зажиганием при изменении нагрузки необходимо одновременно изменять количество поступающего в цилиндр топлива и воздуха так, чтобы при всех нагрузках горючая смесь находилась в пределах воспламеняемости. Количество поступающей в цилиндр горючей смеси в таком двигателе регулируется изменением положения дроссельной заслонки при одновременном изменении в узких пределах ($\alpha = 0{,}85 \div 1{,}15$) состава горючей смеси в зависимости от нагрузки. Такое количественное регулирование состава смеси, когда при прикрытой дроссельной заслонке приходится использовать богатую смесь, снижает экономичность двигателя.

В действительном цикле, где сгорание происходит за некоторый промежуток времени (около 0,001 с.), поршень успевает несколько переместиться от в.м.т. За период сгорания коленчатый вал поворачивается на 15 - 25°.

За период сгорания (поршень проходит небольшой путь, при котором отклонение линии, характеризующей процесс сгорания, от линии $V = const$ невелико. Поэтому трудно провести анализ протекания процесса сгорания в системе координат p - V. Удобнее рассматривать этот процесс в системе координат, где по оси ординат отложено давление p, а по оси абсцисс – угол поворота коленчатого вала φ (рис. 3). При испытаниях быстроходных двигателей такая диаграмма записывается индикатором.

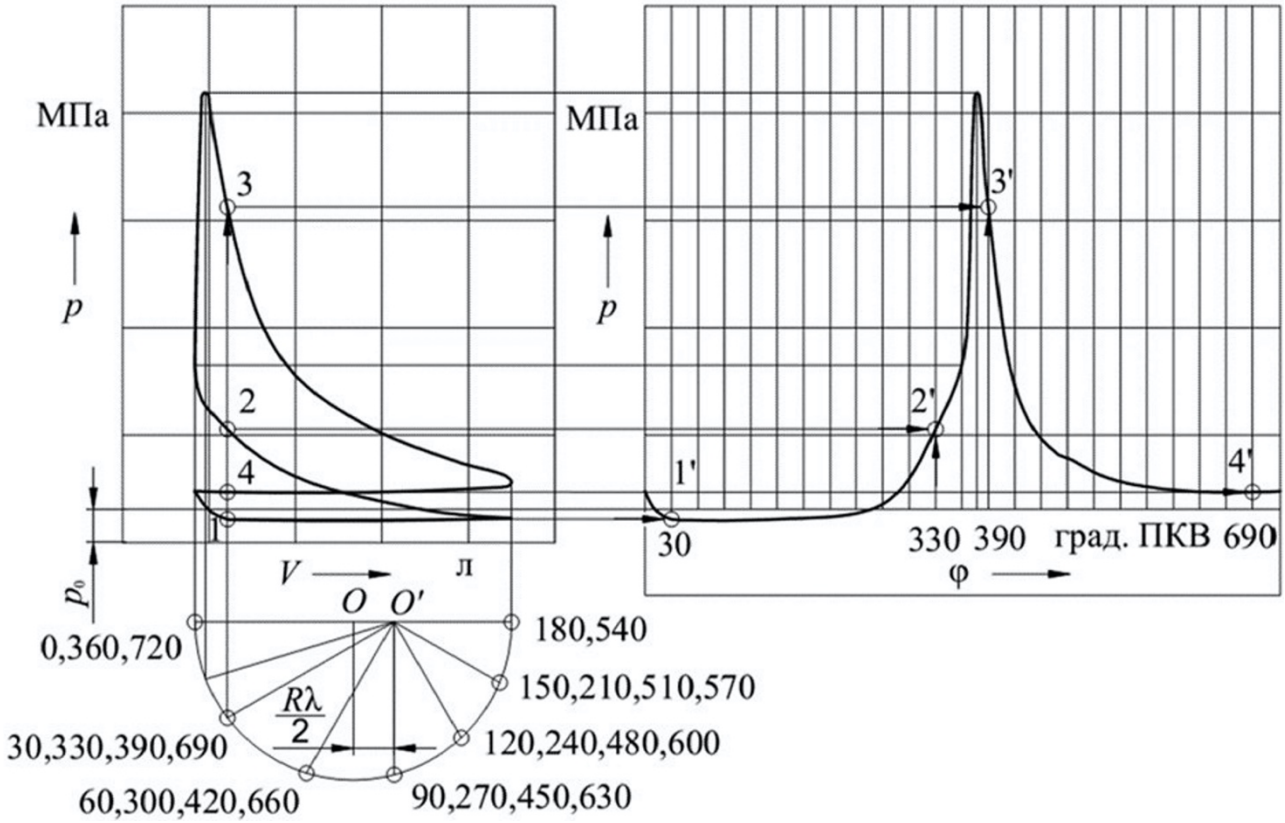


Рис. 3. Соответствие индикаторных диаграмм в координатах p - V и p - φ

Для быстрого сгорания рабочей смеси вблизи в.м.т., при котором достигается наилучшее использование теплоты, необходимо в камеру сгорания подать электрическую искру в тот момент, когда коленчатый вал на несколько градусов не доходит до в.м.т. Угол поворота коленчатого вала, соответствующий проскакиванию искры до в. м. т., называют углом опережения зажигания и обозначают через $\varphi_з$. В зоне проскакивания искры она оказывает тепловое и электрическое воздействие на рабочую смесь. Если рабочая смесь находится в пределах воспламеняемости, возникает очаг воспламенения.

Опыты показали, что видимое пламя появляется не мгновенно в момент проскакивания искры, так как для его образования и химической подготовки смеси к сгоранию требуется некоторый промежуток времени, равный тысячным долям секунды. При проведении экспериментов, угол опережения выбирается наивыгоднейший, который обеспечивает при данном скоростном режиме оптимальные показатели двигателя.

Анализ процесса сгорания по индикаторной диаграмме показывает, что максимальная температура цикла достигается не при наибольшем давлении, а несколько позже.

Это объясняется тем, что интенсивный процесс сгорания продолжается еще после того, как давление достигнет максимального значения. Однако, вследствие движения поршня с возрастающей скоростью и происходящего при этом расширения газов давление начинает уменьшаться, чему способствует также увеличивающаяся отдача теплоты от газов к стенкам.

К концу процесса, развивающегося в пристеночных слоях и в зонах, где нет интенсивного движения заряда, скорость существенно снижается.

При наличии направленного движения заряда развитие процесса значительно ускоряется. В современных автомобильных двигателях скорость распространения пламени в средней зоне камеры достигает 60 м/с.

Процесс сгорания можно разделить на три фазы:

- первая фаза – от момента проскакивания электрической искры до начала резкого повышения давления по индикаторной диаграмме называется начальной фазой сгорания. Она включает период, в течение которого возникает небольшой очаг горения в зоне высоких температур между электродами свечи (в момент разряда температура достигает примерно 10000 К), и период появления видимого начального очага воспламенения. За время, соответствующее первой фазе, сгорает 6 - 8% горючей смеси.

- вторая (основная) фаза сгорания от момента начала резкого повышения давления до момента достижения максимального давления $p_{z\,max}$.

В течение этого периода пламя распространяется в большей части объема рабочей смеси и выделяется наибольшее количество теплоты. За время второй фазы сгорает около 80 % горючей смеси.

Вторую фазу сгорания при наличии индикаторной диаграммы оценивают по скорости нарастания давления на каждый градус угла поворота коленчатого вала. Среднее значение этой величины, называемой жесткостью процесса, определяется отношением

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_{z\,max} - p_2}{\theta_{II}} \frac{\text{бар}}{\text{град}} \text{ или } \frac{\text{кГ}}{\text{см}^2 \cdot \text{град}}. \qquad (12)$$

- третья фаза начинается в точке z (рис. 1, 2) индикаторной диаграммы и характеризует догорание топлива.

Окончание этой фазы зафиксировать на индикаторной диаграмме затруднительно, поскольку не представляется возможным установить момент, когда сгорает все топливо. В двигателях с искровым зажиганием топлива продолжительность третьей фазы невелика, и процесс сгорания при правильном его осуществлении заканчивается полностью на первой половине хода поршня в процессе расширения.

Величина средней жесткости процесса в этих двигателях составляет 1 - 2 бар/град.

3.2. Факторы, влияющие на продолжительность и качество сгорания

Влияние угла опережения зажигания.

Для того чтобы основная масса рабочей смеси сгорала в процессе расширения вблизи в.м.т., необходимо, учитывая продолжительность начальной фазы сгорания, подавать электрическую искру с некоторым опережением до в.м.т., соответствующим нескольким градусам поворота коленчатого вала.

На рис. 1 показана индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием, снятые при оптимальном значении угла опережения зажигания.

Своевременная подача искры обеспечила развитие процесса сгорания вблизи в.м.т. В этом случае получается наибольшая мощность двигателя и наилучшая его экономичность.

При установке слишком большого угла опережения зажигания процесс сгорания начнётся до прихода поршня в в.м.т., давление резко увеличится и достигнет наибольшей величины еще при движении поршня к в.м.т. Слишком раннее зажигание приводит к уменьшению мощности и ухудшению экономичности двигателя. Установка чрезмерно большого угла опережения зажигания может вызвать ненормальное детонационное сгорание.

При очень малом угле опережения зажигания процесс сгорания происходит во время расширения, когда поршень уже находится далеко от в.м.т. В результате позднего сгорания мощность и экономичность двигателя ухудшаются, температура отработавших газов в процессе расширения и выпуска повышается и двигатель перегревается.

Оптимальный угол опережения зажигания зависит от всех выше перечисленных факторов, влияющих на процесс сгорания.

Выбор его производится при испытании двигателя на тормозном испытательном стенде.

Влияние состава рабочей смеси.

Состав рабочей смеси, определяемый коэффициентом избытка воздуха, оказывает значительное влияние на процесс сгорания. Опыты показали, что процесс сгорания имеет наименьшую продолжительность тогда, когда рабочая смесь воспламеняется при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0{,}85 \div 0{,}9$, при котором достигается наибольшая скорость распространения фронта пламени. При этих значениях коэффициента избытка воздуха начальная фаза процесса сгорания сокращается, а основная развивается быстро и при правильном выбранном угле опережения зажигания протекает вблизи в.м.т., обеспечивая наивысшие значения давления p_z и наибольшую работу цикла.

Обеднение смеси сверх определенного предела, зависящего от формы камеры сгорания, степени сжатия и нагрузки двигателя, приводит к невозможности воспламенения и сгорания топливовоздушной смеси.

При работе двигателя на обогащенной рабочей смеси для получения наибольшей мощности не обеспечиваются условия достижения наилучшей экономичности. Ухудшение экономичности является следствием химической неполноты сгорания топлива из-за недостатка кислорода ($\alpha < 1$).

Наилучшая экономичность в современных автомобильных карбюраторных двигателях достигается при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1{,}05 \div 1{,}15$. В этом случае, хотя процесс сгорания протекает медленно и работа цикла уменьшается, всё топливо сгорает полностью. В результате этого, при указанных значениях α, использование теплоты в действительном цикле будет наилучшим, а его индикаторный к.п.д. наивысшим.

В связи с изменением скорости сгорания в зависимости от состава рабочей смеси меняется оптимальный угол опережения зажигания.

Влияние скорости вихревого движения рабочей смеси.

Увеличение скорости вихревого движения рабочей смеси способствует ускорению развития фронта пламени и резкому уменьшению общей продолжительности сгорания вследствие сокращения его второй фазы. Опыты показали, что скорость распространения пламени в двигателях с искровым зажиганием

при вихревом движении рабочей смеси достигает 60 м/с,что в 8 - 12раз больше, чем когда оно отсутствует.

Вихревое движение рабочей смеси в цилиндре возникает в процессе впуска свежего заряда. Для увеличения скорости вихревого движения рабочей смеси в период сгорания, когда поршень приближается к в.м.т., применяют камеры сгорания с вытеснителем. В такой камере сгорания при приближении поршня к в.м.т. в зоне, противоположной размещению свечи зажигания, образуется небольшой (около 1 мм) зазор между поршнем и головкой цилиндров, из которого заряд вытесняется в направлении к свече зажигания; при этом происходит усиление вихревого движения.

При наличии вытеснителя, в котором сгорает последняя порция топлива, уменьшается возможность возникновения детонационного сгорания.

Влияние числа оборотов.

При повышении числа оборотов двигателя, время, отводимое на осуществление процесса сгорания, сокращается прямо пропорционально увеличению числа оборотов.

С повышением числа оборотов время начальной фазы сгорания несколько сокращается, но это сокращение не пропорционально росту числа оборотов, вследствие этого длительность первой фазы, выраженная в градусах угла поворота коленчатого вала, увеличивается.

Из-за усиливающейся интенсивности движения заряда скорость распространения фронта пламени при увеличении числа оборотов растет так, что продолжительность второй – основной фазы сгорания по углу поворота коленчатого вала практически не меняется.

С увеличением числа оборотов возрастает также длительность третьей фазы – догорания.

Для компенсации увеличения угла поворота коленчатого вала, и получения оптимальных условий для сгорания, когда этот процесс происходит вблизи в.м.т., необходимо при повышении числа оборотов увеличивать угол опережения зажигания.

Влияние нагрузки двигателя.

При снижении нагрузки двигателя дроссельную заслонку прикрывают, уменьшая количество свежей смеси, поступающей в цилиндр. При этом начальные и конечные значения давления и температуры понижаются. Количество остаточных газов остается при этом неизменным, а коэффициент остаточных газов увеличивается и, следовательно, свежая смесь больше загрязняется инертными газами. В результате этого ухудшаются условия воспламенения смеси, уменьшается скорость распространения пламени и увеличивается продолжительность начальной и основной фаз процесса сгорания.

При прикрытии дроссельной заслонки вследствие уменьшения скорости движения воздуха в диффузоре процесс смесеобразования ухудшается.

Частичное улучшение процесса сгорания при прикрытой дроссельной заслонке достигается специальной регулировкой состава горючей смеси в зависимости от положения дросселя и изменением угла опережения зажигания.

Состав горючей смеси регулируется так, чтобы при прикрытии дроссельной заслонки от положения, при котором обеспечивается наилучшая экономичность двигателя (α = 1,05 ÷ 1,15), смесь обогащалась. Обогащение смеси способствует ускорению процесса сгорания. Увеличение угла опережения зажигания, производимое автоматически, обеспечивает протекание второй фазы сгорания ближе к в.м.т. При обогащении смеси ($\alpha < 1$) из-за химической неполноты сгорания топлива часть теплоты не выделяется, вследствие чего расход топлива резко возрастает. Одновременно с этим

с отработавшими газами выбрасывается в атмосферу большое количество продуктов неполного сгорания, содержащих отравляющие вещества (окись углерода (CO) и другие вредные вещества).

Влияние степени сжатия.

При увеличении степени сжатия давление и температура в конце процесса сжатия возрастают.

С увеличением температуры и давления подготовка топлива к сгоранию ускоряется и скорость распространения пламени повышается. В результате этого общая продолжительность процесса сгорания уменьшается и показатели работы двигателя улучшаются. При увеличении степени сжатия угол опережения зажигания уменьшают.

Следует отметить, что повышение степени сжатия дает положительный эффект, если не возникает детонационного сгорания, преждевременного или последующего самовоспламенения.

Влияние формы камеры сгорания и размещения свечи зажигания.

Форма камеры сгорания и расположение в ней свечи зажигания существенно влияют на продолжительность процесса сгорания. Наиболее удачной является такая форма камеры сгорания, в которой расстояние от свечи зажигания до наиболее удаленной точки будет наименьшим.

При больших диаметрах цилиндра для ускорения процесса сгорания и обеспечения безотказной работы двигателя иногда устанавливают две свечи зажигания. Такое же мероприятие целесообразно применять и в газовых двигателях большого диаметра, где скорость меньше, чем в бензиновых.

3.3. Детонационное сгорание. Факторы, влияющие на появление детонации

При некоторых условиях в двигателях с искровым зажиганием возникают звенящие металлические стуки, которые являются признаком детонационного сгорания топлива. При слабой детонации они появляются через некоторые интервалы и похожи на стуки, возникающие при увеличении зазора между верхней втулкой шатуна и поршневым пальцем. С увеличением интенсивности детонации в цилиндре двигателя слышатся сильные непрерывные стуки. При этом работа двигателя становится неустойчивой, уменьшается число оборотов коленчатого вала, поршень, цилиндр и головка цилиндров перегреваются и появляется черный дым в отработавших газах.

В случае длительной работы двигателя с детонационным сгоранием возможно обгорание кромок поршня, прокладки между цилиндрами и головкой блока, а также электродов и изоляторов свечи зажигания. Местные высокие давления, возникающие при детонации, создают повышенные ударные нагрузки на кривошипно-шатунный механизм и вызывают разрушения антифрикционного слоя в шатунных подшипниках. Из-за разрушения масляной пленки, а также под воздействием содержащихся в продуктах сгорания активных веществ усиливается износ поверхности цилиндров в верхней части.

По указанным выше причинам длительная работа двигателя с детонацией недопустима.

Опыты показали, что в процессе сгорания перед фронтом пламени вследствие расширения продуктов сгорания несгоревшая рабочая смесь сжимается, и ее температура повышается. В результате повышения температуры и давления несгоревшей части рабочей смеси в ней возникают химические реакции окисления молекул топлива и образуются перекисные соединения. При достаточно высоких

давлениях и температуре эти соединения воспламеняются еще до того, как к этой части рабочей смеси приблизится фронт пламени. Начавшийся процесс сгорания распространяется с весьма высокой скоростью на соседние слои рабочей смеси, где также произошли предварительные реакции окисления.

В результате такого развития процесса сгорания возникают ударные волны, которые распространяются с большой скоростью по всему объему камеры сгорания и, отражаясь от стенок, вызывают металлические стуки. Попадая в зоны, где указанные химические реакции близки к завершению, эти ударные волны вызывают детонационный взрыв. Распространение детонационной волны происходит со скоростью 2000 - 2300 м/сек.

Опытным путем установлено, что детонационное сгорание, как правило, возникает в зоне камеры сгорания, наиболее удаленной от свечи зажигания, где рабочая смесь сгорает в последнюю очередь и наиболее подвержена сжатию газами, образовавшимися от сгоревшего топлива, и воздействию высоких температур.

На возникновение детонации влияют различные факторы.

Степень сжатия.

При увеличении степени сжатия температура и давление в конце процесса сжатия возрастают, что способствует возникновению детонации. Поэтому пределом увеличения степени сжатия является такое ее значение, при котором возникает детонационное сгорание.

При прочих равных условиях возможное повышение степени сжатия зависит от октанового числа топлива и применяемой формы камеры сгорания. Поэтому степень сжатия для данного двигателя выбирают с учетом предназначаемого для него топлива и типа камеры сгорания.

Форма камеры сгорания и расположение свечи зажигания.

Форма камеры сгорания в известной мере определяет характер распространения фронта пламени. Компактная камера сгорания с размещением свечи зажигания в центре так, чтобы пламя распространялось равномерно во все стороны, позволяет повысить допускаемую степень сжатия, при которой процесс сгорания протекает без детонации. При использовании камеры сгорания с вытеснителем улучшается отвод теплоты от сгорающей в последнюю очередь части рабочей смеси, и склонность двигателя к детонации снижается.

Размер и число цилиндров.

При больших диаметрах цилиндра путь пламени до наиболее удаленной точки камеры сгорания увеличивается, что способствует возникновению детонации. В этом случае для получения бездетонационного сгорания устанавливают две свечи зажигания, располагая их в диаметрально противоположных концах.

В многоцилиндровых двигателях с внешним смесеобразованием возможно возникновение детонации в отдельных цилиндрах из-за неравномерного распределения смеси по цилиндрам. Склонность к детонации появляется в тех цилиндрах, в которые поступает обогащенная горючая смесь ($\alpha = 0{,}8 \div 0{,}9$).

Материал головки цилиндров и поршня.

Склонность двигателя к детонации можно уменьшить, улучшив отвод теплоты от деталей, образующих камеру сгорания. С этой целью для изготовления головки цилиндров и поршня следует применять материал, обладающий большой теплопроводностью. Использование алюминиевого сплава, имеющего по сравнению с чугуном большую теплопроводность, позволяет при том же топливе несколько повысить допустимую степень сжатия.

Состав рабочей смеси.

Наибольшую склонность к детонации имеет рабочая смесь при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0{,}8 \div 0{,}9$, так как при этом скорость сгорания, температура и давление оказываются наибольшими, что способствует возникновению детонации.

Число оборотов коленчатого вала.

При увеличении числа оборотов уменьшается время для химической подготовки топлива. Кроме того, из-за повышения сопротивления во впускной системе коэффициент остаточных газов возрастает. В результате этого температура и давление в процессе сгорания уменьшаются. Совместное действие этих факторов приводит к тому, что с увеличением числа оборотов склонность двигателя к детонации снижается.

Нагрузка двигателя.

При уменьшении нагрузки и соответствующем прикрытии дроссельной заслонки увеличивается коэффициент остаточных газов, а давление и температура конца сжатия снижаются. Оба эти фактора уменьшают склонность двигателя к детонации.

Угол опережения зажигания.

При увеличении угла опережения зажигания процесс сгорания развивается ближе к в.м.т., повышая давление и температуру во второй фазе процесса сгорания, что способствует возникновению детонации.

Нагарообразование.

При отложении нагара на днище поршня и поверхности головки цилиндров, обращенной к камере сгорания, отвод теплоты от них уменьшается и температура поверхности, ограничивающей камеру сгорания, повышается. Кроме того, по мере отложения нагара несколько увеличивается степень сжатия. Оба эти фактора приводят к повышению температуры и давления рабочей смеси, что способствует появлению детонационного сгорания.

Охлаждение двигателя.

Часть теплоты отработавших газов через стенки отводится в охлаждающую среду. При уменьшении отвода теплоты возникает перегрев внутренних поверхностей цилиндра, поршня и головки цилиндров, что приводит к возникновению детонационного сгорания.

4. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

4.1. Общие сведения

Процесс сжатия в цилиндре дизеля происходит при отсутствии топлива. Впрыск топлива в камеру сгорания начинается перед приходом поршня в в.м.т., т. е. незадолго до того момента, когда должен начаться процесс сгорания. Горючая смесь образуется непосредственно в цилиндре. Применяемое в дизелях топливо (дизельное топливо) в случае получения однородной смеси также обладает верхним и нижним пределами воспламеняемости.

При впрыске в цилиндр в конце процесса сжатия не удается создать однородную топливовоздушную смесь. Исследования показали, что впрыскиваемая струя топлива в течение короткого промежутка времени распадается на мелкие капли, которые неравномерно распределяются по объему камеры сгорания. В отдельных местах образуются зоны, где смесь испарившегося топлива с воздухом находится в пределах

воспламеняемости. В этих зонах камеры сгорания и происходит воспламенение испарившегося топлива.

Неравномерное распределение смеси по объему камеры сгорания позволяет применять в дизелях качественное регулирование состава смеси. При качественном регулировании в случае уменьшения нагрузки дизеля количество поступающего в цилиндр воздуха не регулируется, а уменьшается только количество впрыскиваемого топлива, в результате чего среднее значение коэффициента избытка воздуха увеличивается и при холостом ходе $\alpha = 5 \div 6$.

Температура воздуха в момент начала впрыска достигает 700 - 900 К, что примерно на 150 - 250 К выше температуры воспламенения дизельного топлива. Наличие такой высокой температуры обеспечивает воспламенение топлива в указанных зонах и последующее распространение процесса горения по всему объему камеры сгорания.

Схема развития процесса сгорания в дизеле можно пояснить на рис. 2.

Впрыск топлива начинается при положении поршня, соответствующем углу $\varphi_{впр}$ до в.м.т. (точка 2). Этот угол называется углом опережения впрыска. В первый период после начала впрыска воспламенение топлива не происходит, и давление в цилиндре продолжает возрастать из-за дальнейшего сжатия воздуха. Это объясняется тем, что с момента подачи топлива до его воспламенения проходит некоторое время, в течение которого капли топлива частично испаряются и оно подготавливается к воспламенению. Интервал, в течение которого происходит подготовка топлива к воспламенению, соответствующий углу поворота коленчатого вала (от точки 2 до точки 1) называется периодом задержки воспламенения.

С момента в точке 1 происходит интенсивное развитие процесса сгорания и резкое возрастание давления, которое за небольшой интервал времени, называемый фазой быстрого сгорания (участок 1 - z'), достигает наивысшего значения p_z.

В этой фазе сгорания скорость нарастания давления (жесткость) зависит от типа камеры сгорания и находится в пределах 4 - 10 бар/град.

К моменту достижения наибольшего давления сгорает только часть поступившего топлива. Процесс сгорания в дизеле продолжается и после достижения наибольшего давления и протекает при значительном выделении теплоты на участке z' - z (фаза замедленного сгорания). На данном участке наблюдается некоторое снижение давления при движении поршня к н.м.т. и увеличение температуры из-за продолжающегося сгорания топлива.

Максимальная температура цикла соответствует точке z. К этому моменту основное количество топлива уже сгорает. В дальнейшем при расширении от точки z в третьей фазе происходит догорание топлива. Конец догорания установить затруднительно. Можно отметить, что длительность фазы догорания в дизеле больше, чем в двигателе с искровым зажиганием.

Для наиболее эффективного протекания процесса сгорания необходимо, чтобы длительность его была по возможности меньшая, а давление повышалось плавно. Очень резкое повышение давления приводит к жесткой и шумной работе дизеля.

4.2. Факторы, влияющие на продолжительность и качество процесса сгорания в дизеле

Опыты показали, что продолжительность периода задержки воспламенения влияет на характер протекания всего процесса сгорания. При длительном периоде

задержки воспламенения в камере сгорания испаряется большое количество впрыснутого топлива, и в дальнейшем вследствие вовлечения этого топлива в процесс сгорания резко нарастает давление и увеличивается жесткость рабочего процесса дизеля. Поэтому нужно стремиться уменьшить до известного предела период задержки воспламенения.

В зависимости от условий протекания процесса сгорания продолжительность периода задержки воспламенения составляет 0,0005 - 0,002 с.

На продолжительность периода задержки воспламенения и на характер процесса сгорания влияют физические и химические свойства топлива; температура и давление воздуха в период впрыска топлива; характер и интенсивность вихревого движения воздуха в камере сгорания; характеристика работы топливоподающей аппаратуры; конструкция камеры сгорания; угол опережения впрыска топлива; нагрузка и число оборотов коленчатого вала дизеля.

Физические и химические свойства топлива.

На продолжительность периода задержки воспламенения наибольшее влияние оказывает химический состав топлива. Наличие в топливе парафиновых углеводородов уменьшает период задержки воспламенения и создает условия для более плавного протекания процесса сгорания. Из физических свойств топлива на процесс сгорания влияет вязкость, поверхностное натяжение и испаряемость. Период задержки воспламенения можно уменьшить, понизив температуру самовоспламенения топлива, зависящего от цетанового числа топлива.

Давление и температура сжатого воздуха.

Повышение давления и особенно температуры воздуха в момент впрыска топлива сокращает продолжительность периода задержки воспламенения.

Вихревое движение воздуха в камере сгорания.

Характер и интенсивность вихревого движения воздуха в камере сгорания оказывают значительное влияние на процесс сгорания. Объясняется это тем, что смесеобразование в дизеле происходит почти одновременно со сгоранием. Поэтому для эффективного сгорания топлива необходимо создание такого вихревого движения воздуха, при котором возможно хорошее смесеобразование во всем объеме камеры сгорания. Вихревое движение воздуха способствует переносу паров топлива в зону, богатую кислородом, и уносу продуктов сгорания из зон, где происходят реакции.

Образование вихревого движения в дизелях во время процессов впуска и сжатия достигается применением различного типа камер сгорания и специальных устройств.

Влияние топливоподающей аппаратуры.

От конструкции топливоподающей аппаратуры зависит дальнобойность факела, качество распыливания топлива и равномерность распределения капель по всему объему камеры сгорания. На протекание процесса сгорания в известной мере влияет продолжительность впрыска топлива, давление впрыска и диаметр сопел распылителя дизельной форсунки. Требования к топливоподающей аппаратуре зависят от типа камеры сгорания.

Угол опережения впрыска топлива.

При слишком большом угле опережения начало впрыска топлива в камеру сгорания происходит при сравнительно небольшом давлении и низкой температуре, что приводит к увеличению периода задержки воспламенения. К началу фазы быстрого сгорания в цилиндре скапливается большая доза испарившегося топлива, которое воспламеняется, что вызывает чрезмерно жесткое протекание процесса сгорания. При этих условиях не удается получить высокую эффективность процесса.

При малом угле опережения впрыска процесс сгорания происходит во время процесса расширения, и большая часть топлива сгорает в фазе догорания, которая в связи с этим удлиняется. В этом случае показатели работы дизеля резко ухудшаются, поршень, головка цилиндров и цилиндры перегреваются, а температура отработавших газов повышается.

Оптимальный угол опережения впрыска выбирается экспериментально. Он зависит от типа камеры сгорания, степени сжатия, сорта топлива, работы топливоподающей аппаратуры и числа оборотов двигателя.

Изменение нагрузки двигателя и состава рабочей смеси.

В дизеле из-за неравномерного распределения рабочей смеси по объему камеры сгорания процесс сгорания может происходить при больших средних значениях коэффициента избытка воздуха. По этой же причине не представляется возможным получить полное сгорание топлива при коэффициенте избытка воздуха, близком к единице. Признаками ухудшения процесса сгорания при уменьшении коэффициента избытка воздуха являются наличие дыма в отработавших газах, резкое ухудшение экономичности и перегрев дизеля.

Наименьшие значения коэффициента избытка воздуха и соответственно наибольшая мощность, которую двигатель может развивать, зависят от ряда факторов. В автомобильных четырехтактных дизелях в настоящее время применяются значения $\alpha = 1{,}2 \div 1{,}4$.

При снижении нагрузки, поскольку в дизеле регулируется только количество подаваемого топлива, коэффициент избытка воздуха увеличивается. При неизменном угле опережения начала впрыска процесс сгорания заканчивается ближе к в.м.т., что улучшает использование теплоты и повышает индикаторный к.п.д. двигателя.

В некоторых случаях уменьшают угол опережения впрыска, чтобы при снижении нагрузки впрыск топлива происходил в среду с более высокой температурой.

Изменение числа оборотов.

Из анализа факторов, влияющих на процесс сгорания, следует, что длительность первой и второй фаз сгорания по углу поворота коленчатого вала должна по возможности оставаться неизменной, независимо от числа оборотов коленчатого вала. Это означает, что время, отводимое на обе фазы, при увеличении числа оборотов необходимо по возможности сокращать.

При увеличении числа оборотов условия протекания процессов смесеобразования и сгорания изменяются. Этому способствуют усиление вихревого движения воздуха и изменение условий работы топливоподающей аппаратуры. В случае повышения числа оборотов меняются также температура и давление конца сжатия вследствие уменьшения давления впуска ра и изменяющихся условий теплообмена в процессе сжатия.

В результате изменения условий общее время протекания процесса сгорания сокращается. Однако это сокращение, особенно периода задержки воспламенения, не компенсирует полностью требуемое уменьшение времени, необходимого для всего процесса сгорания, и поэтому наблюдается некоторое увеличение угла поворота коленчатого вала, в течение которого этот процесс происходит.

Для того чтобы процесс сгорания проходил ближе к в.м.т. и теплоиспользование было выше, целесообразно по мере увеличения числа оборотов увеличивать угол опережения начала впрыска.

5. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

В отличие от теоретического цикла, где протекание процесса расширения предполагается без теплообмена с внешней средой, в действительности продукты сгорания, расширяющиеся при высокой температуре, отдают часть теплоты окружающей среде через головку, стенки цилиндров и днище поршня. В результате этого продукты сгорания охлаждаются.

Так как процесс сгорания не заканчивается в точке *z*, то в процессе расширения продолжается выделение теплоты. Таким образом, процесс расширения протекает при одновременном подводе и отводе теплоты.

Соотношение между количествами подведенной и отведенной теплоты непрерывно меняется. Для определения давления и температуры конца процесса расширения принимают, что он протекает по политропе со средним показателем n_2.

Тогда, считая, что процесс расширения начинается в точке z можно определить температуру и давление в конце уравнению политропы

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2}.$$

Отношение $\frac{V_b}{V_z} = \delta$ называется степенью последующего расширения.

Используя это обозначение, для дизеля получим

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}. \quad (13)$$

Для двигателей с искровым зажиганием

$$V_z = V_c;\ V_b = V_a \text{ и } \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_c} = \varepsilon = \delta,$$

тогда

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}. \quad (14)$$

Температура в конце процесса расширения для дизеля

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (15)$$

а для двигателей с искровым зажиганием

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}. \quad (16)$$

При расчете средний показатель политропы выбирают на основании опытных данных.

Для двигателей с искровым зажиганием n_2 = 1,23 ÷ 1,30; а для дизелей n_2 = 1,18 ÷ 1,28.

6. ПРОЦЕСС ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

В четырехтактных двигателях выпускные клапаны открываются в такой момент (рис. 1 и 2, точка b’), чтобы обеспечить в первый период очистки (от точки b’до н.м.т.) вытекание отработавших газов со сравнительно большой критической скоростью, равной 600 - 700 м/с. В последующий период отработавшие газы вытесняются поршнем, движущимся к в.м.т.

Во всех случаях момент открытия выпускных органов подбирают экспериментально.

Отработавшие газы вытекают из цилиндра двигателя с высокой скоростью, что создает резкий шум. Для уменьшения шума на выпускной трубе устанавливают глушитель. Отработавшие газы, проходя через него, расширяются и вследствие этого их скорость снижается и они выбрасываются в окружающую среду без шума

При установке глушителя несколько увеличивается сопротивление выпускной системы, и давление в цилиндре в период выпуска повышается. В этих условиях количество остаточных газов в цилиндре возрастает, а коэффициент наполнения уменьшается.

Поэтому конструкция глушителя должна быть такой, чтобы при удовлетворительном глушении шума не увеличивалось сопротивление выпускной системы. Меньшим сопротивлением обладает глушитель акустического типа.

В момент открытия выпускных органов отработавшие газы имеют сравнительно высокие температуру и давление. Следовательно, с отработавшими газами теряется большое количество теплоты. Часть кинетической энергии отработавших газов можно использовать при наддуве двигателя.

Установка газовой турбины приводит к некоторому увеличению сопротивления выпускной системы, которое компенсируется эффектом, получающимся от применения наддува.

Основные параметры процесса выпуска отработавших газов были приведены при рассмотрении процесса впуска.

7. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

7.1. Расчёт процесса впуска

При расчете процесса впуска делаем допущение на то, что в двигателе без наддува воздух в цилиндры поступает из атмосферы и при расчете давление и температура окружающей среды принимаются: p_0 = 0,1 МПа, T_0 = 298 К для автомобильных двигателей.

Давление остаточных газов $p_r = (1{,}05 - 1{,}25)\, p_0$.

Температура остаточных газов выбирается в зависимости от типа двигателя:

- для двигателей с искровым зажиганием (ИЗ) T_r = 800 - 1200 К;
- дизелей T_r = 600 - 1000 К.

Температура подогрева свежего заряда ΔT лежит в следующих пределах:

- для двигателей с ИЗ ΔT = 5 - 30°;
- дизелей ΔT = 5 - 25°.

Давление в конце впуска определяем по формуле (1).

Потери Δp_a давления на впуске:

для двигателей с ИЗ $\Delta p_a = (0{,}06 - 0{,}20)\, p_0$;

– дизелей $\Delta p_a = (0{,}04 - 0{,}18)\, p_0$.

Коэффициент остаточных газов определяем по формуле (10).

Величина коэффициента остаточных газов $\gamma_{ост}$:

- для двигателей с ИЗ $\gamma_{ост}$ = 0,04 - 0,12;
- дизелей $\gamma_{ост}$ = 0,02 - 0,06.

Температуру в конце впуска определяем по формуле (5).

Значение T_a у четырехтактных двигателей находится в следующих пределах:

– для двигателей с ИЗ T_a = 320 - 370 К;

– дизелей T_a = 310 - 350

Коэффициент наполнения определяем по формуле (9).

Величина коэффициента наполнения:

- для двигателей с ИЗ η_v = 0,70 - 0,90;
- дизелей η_v = 0,80 - 0,92.

7.2. Расчёт процесса сжатия

Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (17)$$

Температура в конце сжатия по формуле (11).

Значения показателей процесса сжатия для различных двигателей приведены в табл. 1.

Таблица 1. Показатели процесса сжатия

Тип двигателя	n_1	p_c, МПа	T_c, К
Двигатели с ИЗ	1,35–1,39	1,2–3,5	550–900
Дизели без наддува	1,35–1,40	3,5–6,0	700–950
Дизели с наддувом	1,32–1,37	5,0–11,0 (и более)	900–1150

7.3. Расчёт процесса сгорания

Теоретически необходимое количество воздуха (кмоль) для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_n}{4} - \frac{g_o}{32}\right), \quad (18)$$

где 0,21 - объемная доля кислорода в воздухе.

Элементарный состав топлива принимают:

- для бензина $g_C = 0{,}855$, $g_H = 0{,}145$, $g_O = 0$;
- дизельного топлива $g_C = 0{,}86$, $g_H = 0{,}136$, $g_O = 0{,}004$.

Современные бензины и дизельные топлива могут содержать некоторое количество кислородсодержащих соединений (оксигенатов), что приводит к появлению кислорода (g_O) в топливе и некоторому изменению долей углерода (g_C) и водорода (g_H).

Для смеси топлив элементарный состав определяют следующим образом:

$$g_c = \sum_{i=1}^{h} (g_c)_i (g_{CnHmOr})_i$$

$$g_H = \sum_{i=1}^{h} (g_H)_i (g_{CnHmOr})_i$$

$$g_O = \sum_{i=1}^{h} (g_O)_i (g_{CnHmOr})_i.$$

Количество свежего заряда (кмоль) для бензиновых двигателей

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T}, \quad (19)$$

где $m_т$ = 110 - 120 кг/кмоль.

Для дизелей:

$$M_1 = \alpha L_0. \quad (20)$$

Количество продуктов сгорания (кмоль) при сгорании 1 кг топлива:

при $\alpha \geq 1$

$$M_2 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} + (\alpha - 0{,}21) L_0, \quad (21)$$

при $\alpha < 1$

$$M_2 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} + 0{,}79 \alpha L_0. \quad (22)$$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (23)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения:

$$\mu = 1 + \frac{\mu_0 - 1}{1 + \gamma_r}. \quad (24)$$

Величина μ изменяется:

- для бензиновых двигателей μ = 1,02 - 1,12;
- дизелей μ = 1,01 - 1,06.

Низшую теплоту сгорания топлива принимают:

- для бензина H_u = 43 500 - 44 000 кДж/кг;
- дизельного топлива H_u = 42 500 - 43 000 кДж/кг;

Для современных бензинов и дизельных топлив, в состав которых входят кислородсодержащие соединения, значения H_u снижаются.

Низшая теплота сгорания смеси топлив рассчитывается следующим образом:

$$H_u = \frac{1}{0,21}\sum_{i=1}^{h}[(g_{CnHmOr})]_i\,(H_u)_i. \quad (25)$$

Если известен элементарный состав жидкого топлива, то низшая теплота сгорания (в кДж/кг) приближенно может быть найдена по эмпирической формуле Д. И. Менделеева:

$$H_u = (33,91g_c + 125,6g_H - 10,89(g_o - g_s) - 2,51(g_H + g_{H2O}))10^3$$

Для двигателей, работающих с $\alpha < 1$, подсчитывается потеря теплоты вследствие неполноты сгорания

$$\Delta H_u = 119600(1-\alpha)L_0 \quad (26)$$

Средняя мольная теплоемкость свежего заряда определяется по формуле:

$$mc_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3}T_c. \quad (27)$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания:

- для двигателей с ИЗ:

$$mc_{vz} = (18,42 + 2,60\alpha) + (1,55 + 1,38\alpha)10^{-3}T_z,$$

- дизелей:

$$mc_{vz} = \left(20,10 + \frac{0,92}{\alpha}\right) + (1,55 + \frac{1,38}{\alpha})10^{-3}T_z.$$

Значения коэффициента использования теплоты для различных типов двигателей при работе их на номинальном режиме:

- бензиновые двигатели ξ = 0,80 - 0,95;
- дизели ξ = 0,65 - 0,85.

Максимальная температура сгорания получена на основании первого закона термодинамики:

- для бензиновых двигателей:

$$\frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{M_1(1+\gamma_r)} + mc_{vc}T_c = \mu mc_{vz}T_z \quad (28)$$

- дизелей:

$$\frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{M_1(1+\gamma_r)} + (mc_{vc}+8,314k)T_c = \mu(mc_{vz}8,314k)T_z \quad (29)$$

Величину степени повышения давления для дизелей выбирают в следующих пределах:

- для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным или объемно-пленочным смесеобразованием k = 1,5 - 2,5;
- вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами сгорания и пленочным смесеобразованием k = 1,2 - 1,8.

В уравнениях сгорания после подстановки теплоемкостей известны все члены, кроме T_z. Эту температуру можно определить методом последовательных приближений (подбором значений T_z), если для определения mc_{vz} используются табличные значения. При использовании для определения mc_{vz} формул уравнения сгорания можно после преобразований представить в виде квадратного уравнения:

$$AT_z^{\,2} + BT_z - C = 0, \quad (30)$$

откуда

$$T_z = \frac{-B+\sqrt{B^2+4AC}}{2A}, \quad (31)$$

где A, B, C - численные значения известных величин.

Величина теоретического максимального давления сгорания для двигателей с ИЗ определяется следующим образом:

$$p_z = \mu \frac{T_z}{T_c} p_c \quad (32)$$

Степень повышения давления для двигателей с ИЗ

$$k = \frac{p_z}{p_c} \quad (33)$$

Степень повышения давления для двигателей с ИЗ k = 2 - 4.

Действительное давление для двигателей с ИЗ:

$$p_{zд} = \varphi_p p_z$$

где коэффициент уменьшения давления принимается φ_p = 0,8 - 0,9;

для дизелей:

$$p_{zд} = p_z = k p_c .$$

Значения температуры и давления изменяются в пределах, приведенных в табл. 2.

Таблица 2. Показатели процесса сгорания

Тип двигателя	T_z, К	$p_{zд}$, МПа
Двигатели с искровым зажиганием бензиновые	2 300 - 2 800	3,0 - 10,0
Дизели:		
без наддува	1600 - 2200	7,0 - 9,0
с наддувом	1700 - 2300	8,0 - 17,0 (и более)

7.4. Расчёт процесса расширения

Степень предварительного расширения:

- для дизелей:

$$\rho = \frac{\mu}{k}\frac{T_z}{T_c} \quad (34)$$

- бензиновых двигателей ρ = 1.

Степень последующего расширения:

для дизелей:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (35)$$

бензиновых и газовых двигателей δ = ε.

Температура в конце расширения определяется по формуле (15).

Давление в конце расширения определяется по формуле (13).

Величину среднего показателя политропы расширения выбирают в следующих пределах:

для двигателей с ИЗ n_2 = 1,23 - 1,34;

- дизелей n_2 = 1,18 - 1,28.

Примерные значения p_b и T_b приведены в табл. 3.

Таблица 3. Значения показателей процесса расширения

Тип двигателя	p_b, МПа	T_b, К
Двигатели с ИЗ	0,35 - 0,65	1200 - 1700
Дизели	0,20 - 0,80	1000 - 1300

7.5. Расчёт процесса выпуска

Параметры процесса выпуска (p_r и T_r) задаются в начале расчета процесса впуска. Правильность предварительного выбора величин p_r и T_r проверяется по формуле профессора Мазинга:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} \quad (36)$$

Расхождение между принятой величиной T_r и вычисленной по формуле (7) не должно превышать 10 %. В противном случае тепловой расчет необходимо уточнить.

7.6. Расчёт индикаторных показателей

Среднее индикаторное давление теоретического цикла для бензиновых двигателей подсчитывается по формуле

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon-1}\left[\frac{k}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}\right)-\frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}-\right)\right]. \quad (37)$$

Для дизельных двигателей:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon-1}\left[\frac{k\rho}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)-\frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}-\right)+k(\rho-1)\right]. \quad (38)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла

$$p_i = \varphi_п p_i' \quad (39)$$

Для двигателей с искровым зажиганием принимают $\varphi_п$ = 0,94 - 0,97,

для дизелей $\varphi_п$ = 0,92 - 0,95.

Величина p_i для различных двигателей изменяется в следующих пределах:

- для четырехтактных двигателей с ИЗ: без наддува p_i = 0,8 - 1,5 МПа; с наддувом p_i = 1,6 - 2,4 МПа;

- для четырехтактных дизелей: без наддува p_i = 0,75 - 1,25 МПа; с наддувом p_i = 0,8 - 2,6 МПа.

Индикаторный КПД для бензинового и дизельного двигателей подсчитывается по формуле:

$$\eta_i = 8{,}314\frac{M_1\rho_i T_0}{H_u\eta_v p_0}. \quad (40)$$

Удельный индикаторный расход топлива определяется по уравнению (H_u в кДж/кг):

$$g_i = 3600\cdot\frac{10^3}{H_u\eta_i}, \text{г/(кВт}\cdot\text{ч)} \quad (41)$$

Величина индикаторного КПД для автомобильных двигателей имеет следующие значения:

- для четырехтактных бензиновых двигателей η_i = 0,28 - 0,46;

- четырехтактных дизелей η_i = 0,40 - 0,53.

Удельный индикаторный расход топлива:

- для четырехтактных бензиновых двигателей g_i = 295 - 180 г/(кВт·ч);

- четырехтактных дизелей g_i = 212–158 г/(кВт·ч).

Величина удельного индикаторного расхода теплоты q_i = 9 000 - 13 000 кДж/(кВт·ч).

7.7. Расчёт эффективных показателей

Задаем величину механического КПД двигателя, исходя из следующих значений:

- для четырехтактных двигателей с ИЗ: без наддува $\eta_м$ = 0,70 - 0,85; с наддувом $\eta_м$ = 0,80 - 0,90;

- для четырехтактных дизелей: без наддува $\eta_м$ = 0,70 - 0,83; с наддувом $\eta_м$ = 0,80 - 0,92;

Среднее эффективное давление:

$$p_e = p_i \eta_M, \quad (42)$$

а эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \eta_M. \quad (43)$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_u \eta_e}, \frac{\text{г}}{\text{кВт·ч}}. \quad (44)$$

Эффективные показатели двигателей приведены в табл. 4.

Таблица 4. Значения эффективных показателей двигателей

Двигатели	η_e	p_e, МПа	g_e, г/(кВт·ч)
Четырехтактные двигатели с ИЗ:	0,25 - 0,39	0,6 - 2,1	330 - 215
Четырехтактные дизели: без наддува с наддувом	 0,32 - 0,43 0,35 - 0,46	 0,60 - 1,0 0,80 - 2,4	 265 - 200 235 - 180
Двухтактные дизели	0,33 - 0,38	0,5 - 0,85	255 - 220

7.8. Расчёт основных размеров цилиндра и показателей поршневого двигателя

По эффективной мощности частоты вращения коленчатого вала и среднему эффективному давлению определяем литраж двигателя:

$$V_д = 30\tau \frac{N_e}{p_e n}, \quad (45)$$

где N_e - выражена в кВт;

p_e - в МПа;

n - в мин$^{-1}$;

τ = 4 для четырехтактных двигателей и τ = 2 – для двухтактных. Рабочий объем одного цилиндра:

$$V_h = \frac{V_д}{i}.$$

Диаметр цилиндра:

$$D = 0{,}159 \sqrt[3]{\frac{V_h}{\pi (S/D)}}.$$

Ход поршня:

$$S = D\left(\frac{S}{D}\right).$$

Полученные значения D и S округляют до целого числа, кратного двум или пяти. По принятым значениям определяют основные параметры и показатели двигателя:

объём двигателя:

$$V_л' = \frac{\pi D^2 Si}{4} \cdot 10^3,$$

эффективная мощность:

$$N_e' = \frac{p_e V_л' n}{30\tau},$$

эффективный крутящий момент:

$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{N_e'}{n}$,

часовой расход топлива:

$G_T = N_e' g_e \cdot 10^3$,

Средняя скорость поршня:

$C_m = \frac{Sn}{30}$.

Величина N_e' может отличаться от заданной N_e не более чем на 10 %. В противном случае расчет необходимо уточнить.

Литровая мощность определяется по формуле:

$N_л = \frac{p_e n}{30\tau}$. (46)

Величина литровой мощности для автотракторных двигателей колеблется в пределах:

- бензиновые двигатели - $N_л$ = 40 - 120 кВт/л;
- дизели - $N_л$ = 12 - 60 кВт/л.

8. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ

8.1. Общие положения

Индикаторные диаграммы строятся в координатах p - V. Построение индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания производится на основании теплового расчета.

В начале построения на оси абсцисс откладывают отрезок AB (рис. 1), соответствующий рабочему объему цилиндра, а по величине равный ходу поршня в масштабе m_s, который в зависимости от величины хода поршня проектируемого двигателя может быть принят 1:1, 1,5:1 или 2:1. Отрезок $0A$, соответствующий объему сжатия, определяется из соотношения

$0A = \frac{AB}{\varepsilon - 1}$.

Отрезок $z'z$ для дизелей определяется по уравнению

$z'z = 0A(\rho - 1)$.

При построении диаграммы рекомендуется выбирать масштабы давлений m_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07; 0,10 МПа, мм, так, чтобы получить высоту диаграммы, равную 1,2 - 1,7 её основания.

Затем по данным теплового расчета на диаграмме откладывают в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках a, c, z', z, b, r.

8.2. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с искровым зажиганием

Построение этой диаграммы показано на рис. 1. Политропы сжатия и расширения могут быть построены аналитическим или графическим методом.

При аналитическом методе построения политроп сжатия и расширения вычисляется ряд точек для промежуточных объемов, расположенных между V_c и V_a и между V_z и V_b, по уравнению политропы

Для политропы сжатия

$p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x}\right)^{n_1}$. (47)

Отношение V_a / V_x изменяется в интервале 1 - ε.

Для политропы расширения

$$p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x}\right)^{n_2}. \quad (48)$$

Для двигателей с ИЗ отношение V_b / V_x изменяется в интервале 1 - ε, а для дизелей – 1 - δ.

Далее соединяем точки *a* и *c* плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки *z* и *b* – кривой, проходящей через точки политропы расширения.

При графическом методе по наиболее распространенному способу Брауэра политропы сжатия и расширения строят следующим образом.

Из начала координат проводят луч 0*K* под произвольным углом α_0 к оси абсцисс (рекомендуется принимать α_0 = 15 - 20°). Далее из начала координат проводят лучи 0*D* и 0*E* под углами β_1 и β_2 к оси ординат. Эти углы определяют из соотношений:

$$tg\beta_1 = (1 + tg\alpha_0)^{n_1} - 1,$$
$$tg\beta_2 = (1 + tg\alpha_0)^{n_2} - 1.$$

При построении политропы сжатия из точки *c* проводят горизонталь до пересечения с осью ординат; из точки пересечения – линию под углом 45° к вертикали до пересечения с лучом 0*D*, а из этой точки – вторую горизонтальную линию, параллельную оси абсцисс.

Затем из точки *c* проводят вертикальную линию до пересечения с лучом 0*K*. Из этой точки пересечения под углом 45° к вертикали проводят линию до пересечения с осью абсцисс, а из этой точки – вторую вертикальную линию, параллельную оси ординат, до пересечения со второй горизонтальной линией. Точка пересечения этих линий будет промежуточной точкой *1* политропы сжатия. Точку *2* и далее находят аналогично, принимая предыдущую точку за начало построения.

Политропу расширения строят с помощью лучей 0*K* и 0*E*, начиная от точки *z*, аналогично построению политропы сжатия. Критерием правильности построения политропы расширения является приход ее в ранее нанесенную точку *b*.

После построения политропы сжатия и расширения производят скругление индикаторной диаграммы с учетом предварения открытия выпускного клапана, опережения зажигания и скорости нарастания давления, а также наносят линии впуска и выпуска. Для этой цели под осью абсцисс проводят на длине хода поршня *S* как на диаметре полуокружность радиусом *R* = *S*/2. Из геометрического центра *O* в

$$OO' = \frac{R^2}{2L} = \frac{R\lambda}{2}.$$

где *L* – длина шатуна, выбирается по прототипу.

Величина *OO′* представляет собой поправку Брикса. Из точки *O′* под углом γ_0, соответствующим предварению открытия выпускного клапана, проводят луч *O′B′* (γ_0 = 40–65° до н.м.т.). Полученную точку *B′*, соответствующую началу открытия выпускного клапана, сносят на политропу расширения (точка *b′*).

Луч *O′C′* проводят под углом θ_0, соответствующим углу опережения зажигания (θ_0 = 10–30° до в. м. т.), а точку *C′* сносят на политропу сжатия, получая точку *c′*.

Затем проводят плавные кривые *c′c″* изменения давления сжатия в связи с опережением зажигания и *b′b″* изменения линии расширения в связи с предварением открытия выпускного клапана. Далее отмечают точку конца выпуска *r* и проводят линии впуска и выпуска, скругляя их в точке *r*. При этом можно считать, что точка *b″* находится на середине расстояния *ba*, а ордината точки *c″* находится из соотношения $p_{c''} = (1{,}15–1{,}25)\, p_c$.

На линии расширения отмечаем точку $z_д$, соответствующую действительному давлению сгорания, которое определено в тепловом расчете. Из этой точки проводят вертикальную линию до пересечения с полуокружностью в точке *m*. Далее проводят луч *O′m* и определяют угол δ_0 поворота коленчатого вала за период быстрого сгорания.

В результате указанных построений получается действительная индикаторная диаграмма.

8.3. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля

Построение этой диаграммы показано на рис. 2. Оно мало отличается от построения диаграммы двигателя с искровым зажиганием.

Следует иметь в виду, что построение политропы расширения следует начинать с точки *z*, а не *z′*.

При скруглении индикаторной диаграммы из центра *O′* проводят луч *O′B′* под углом γ_0, соответствующим предварению открытия выпускного клапана.

Из того же центра проводят луч *O′C′* под углом θ_0, соответствующим углу опережения начала впрыска топлива (θ_0 = 6–30 град. ПКВ до в. м. т.).

Скругление диаграммы на участке процесса сгорания производится следующим образом. Точку *C′* сносят на линию сжатия, получают точку *c′*. На линии в.м.т. находят точку *c″* из соотношения $p_{c''} = (1{,}15 - 1{,}25)\, p_c$. Соединяют точки *c′* и *c″* плавной кривой. Из точки *c″* проводят плавную кривую до точки $z_д$ – середины отрезка *z′z*; из точки $z_д$ – кривую с плавным переходом в линию расширения.

Скругление в районе точки *b* производится, как и для двигателя с искровым зажиганием.

В индикаторной диаграмме двигателя с наддувом линия впуска может быть выше линии выпуска.

8.4. Перестроение индикаторной диаграммы в координаты *p* - φ

Развертку индикаторной диаграммы в координаты *p* - φ рекомендуется выполнять справа от индикаторной диаграммы (рис. 3). Ось абсцисс развернутой диаграммы располагают по горизонтали на уровне линии p_0 индикаторной диаграммы. Развернутая диаграмма строится в пределах (0–720) град. ПКВ. Она делится на 24 равных участка, которые соответствуют определенному углу поворота коленчатого вала. Каждая точка на линии абсцисс должна быть пронумерована (0, 30, 60 град. ПКВ). По наиболее распространенному способу Брикса дальнейшее перестроение индикаторной диаграммы ведется следующим образом.

Из центра *O* проводят окружность радиусом кривошипа. Полученную полуокружность необходимо разделить вспомогательными лучами из центра *O* на шесть равных частей, а затем из центра Брикса (точка *O′*) провести линии, параллельные вспомогательным лучам, до пересечения с полуокружностью.

Вновь полученные точки на полуокружности соответствуют определенным углам φ. Из этих точек проводятся вертикали до пересечения с соответствующими линиями индикаторной диаграммы. Развертку индикаторной диаграммы следует начинать, принимая за начало координат положение поршня в в.м.т. в начале такта впуска. Отмеченные на индикаторной диаграмме давления *p* для каждого значения угла φ, проводя горизонтальные линии, переносят на развернутую диаграмму. Соединяя точки на развернутой диаграмме плавной кривой, получают зависимость *p* - φ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ленин И. М. Автомобильные и тракторные двигатели. (Теория, системы питания, конструкции и расчет) : учебное пособие / И. М. Ленин, К. Г. Попык, О. М. Малашкин и др. - Москва : Высшая школа, 1969. – 656 с.

2. Ховах М. С. Автомобильные двигатели. Изд. 2-е, пер. и доп. / М. С. Ховах, Г. С. Маслов – М. «Машиностроение», 1971. – 456 с.

3. Орлин А. С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. М. «Машиностроение», 1990. – 283 с.

4. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2008.

5. Кухарёнок Г. М. Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания : методическое пособие для студентов заочной формы обучения специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г. М. Кухарёнок. – Минск : БНТУ, 2011. – 62 с.

6. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания : учебник для вузов : в 3 кн. / В. Н. Луканин [и др.] ; под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2005. – Кн. 1 : Теория рабочих процессов. – 479 с.