

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ

Кафедра "Автомобили"
Кафедра "Двигатели внутреннего сгорания"

Б.В. Бобровский
Г.А. Вершина
В.В. Трикозенко

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности Т.04.06.00 -
"Автомобили"

В 6-и частях

Часть 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Минск 1998

УДК 621.432

Бобровский Б.В., Вершина Г.А., Трикозенко В.В. Двигатели внутреннего сгорания: Учебно-метод. пособие для студ. спец. Т.04.06.00 - "Автомобили". В 6 ч. - Мн.: БГПА, 1998. - Ч.2: Теоретические и действительные циклы поршневых автомобильных двигателей внутреннего сгорания. - 75 с.

Учебное пособие написано и подготовлено к изданию заведующим лабораторией кафедры "Автомобили" Бобровским Б.В., доцентом кафедры "Двигатели внутреннего сгорания" Вершиной Г.А. и ассистентом кафедры "Двигатели внутреннего сгорания" Трикозенко В.В.

Ч.1 настоящего издания "Основные сведения об устройстве и рабочих процессах автомобильных двигателей внутреннего сгорания" вышла в свет в 1997 году.

Рецензент А.Д. Черванев

© Бобровский Б.В. и др., 1998

Введение

Лабораторные работы по конструкции механизмов, узлов и систем поршневых двигателей внутреннего сгорания изложены в методическом пособии "Двигатели внутреннего сгорания", часть I (Б.Н.Хваль, Г.Е.Атлас, М.П.Дубровский, В.В.Палазова, Минск, 1985) и в книге "Автомобили": Лабораторный практикум/ Под общей редакцией профессора, доктора технических наук Гришкевича А.И. (Минск, 1992, Высшэйшая школа).

В указанных работах не отражены основные вопросы теории действительных и теоретических циклов, а также основные вопросы теории процессов, протекающих в цилиндрах двигателя.

Представленное учебное пособие устраняет этот недостаток и дает возможность студентам при самостоятельной работе более глубоко освоить сущность работы двигателей внутреннего сгорания, пути и методы повышения их мощностных и экономических показателей.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В ДВС преобразование теплоты в механическую работу происходит в результате непрерывных процессов изменения состояния рабочего тела, т.е. газов, находящихся в цилиндрах.

Совокупность этих периодически повторяющихся дискретных процессов с учетом потерь энергии и рабочего тела в окружающую среду и называется действительным циклом работы ДВС.

Сложность протекания реальных процессов в цилиндре двигателя затрудняет их анализ при помощи обычных термодинамических формул. Поэтому для выявления и анализа основных факторов, определяющих главные качественные показатели работы двигателя, пользуются теоретическими (термодинамическими) циклами.

1. Теоретические циклы

Схематично основные теоретические циклы для автомобильных двигателей показаны на рис. 1а,б.

При рассмотрении теоретических циклов принимают следующие допущения:

1. Циклы считают замкнутыми и происходящими при постоянном количестве идеального газа, т.е. не учитывают затраты работы на процессы впуска и выпуска и вызванные ими гидравлические и газодинамические потери (процессы впуска и выпуска представлены на рис. 1а,б линией $r'-a'$, а не площадью, эквивалентной работе процесса газообмена двигателя).

2. Теплоемкость газа в течение всего цикла принимают равной постоянной величине ($C_v = \text{const}$ и $C_p = \text{const}$), не зависящей от изменяющейся температуры цикла.

3. Сгорание топлива в цилиндре заменяют мгновенным фиктивным подводом теплоты Q_{1t} извне, а выпуск отработавших газов - мгновенным фиктивным отводом теплоты Q_{2t} в холодный источник.

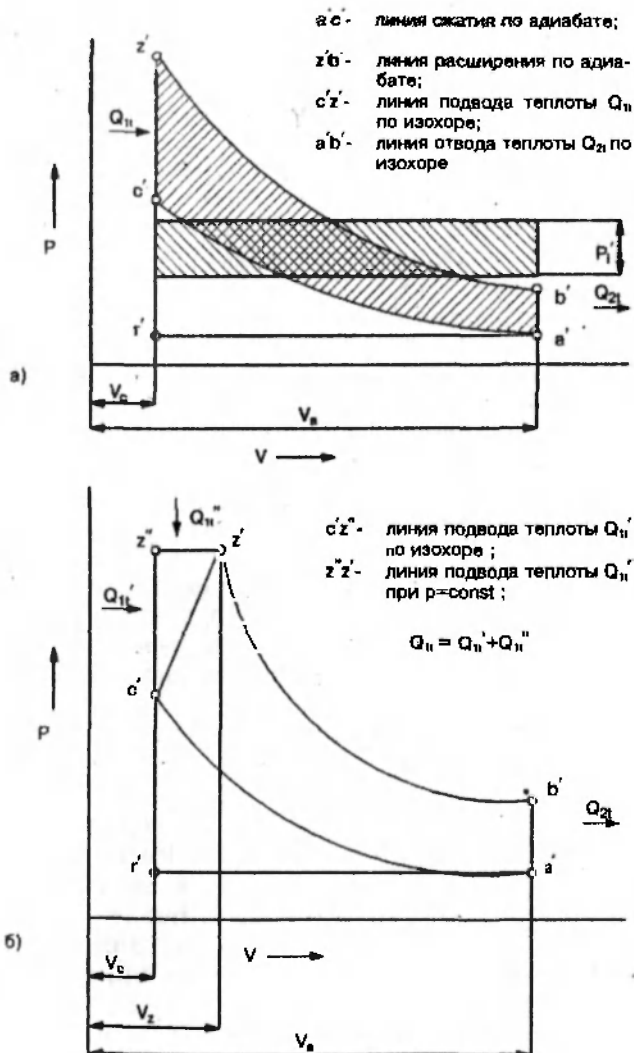


Рис. 1. Теоретические циклы двигателя:
 а) - с подводом теплоты Q_{11} при $V = \text{const}$;
 б) - с подводом теплоты Q_{11}' и Q_{11}'' при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$

4. Процессы сжатия и расширения считают происходящими адиабатически с показателем k , т.е. без теплообмена с внешней средой.

Для поршневых ДВС можно использовать три теоретических цикла, которые отличаются способами подвода теплоты к рабочему телу:

1. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме ($V=\text{const}$). При таком способе подвода теплоты процесс сгорания близок к сгоранию в двигателях с принудительным воспламенением смеси электрической искрой (рис. 1а).

2. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении ($P=\text{const}$). Для современных поршневых двигателей его не используют.

3. Цикл с подводом теплоты как при постоянном объеме, так и при постоянном давлении (смешанный цикл). В этом цикле процесс сгорания близок к процессу сгорания в двигателях с бескомпрессорным распылением топлива и с воспламенением от сжатия (рис. 1б).

Отвод теплоты в холодный источник во всех циклах происходит при постоянном объеме.

Степень использования подведенной за цикл теплоты Q_{1t} в результате частичного преобразования ее в полезную механическую работу L_t , т.е. тепловую экономичность цикла, оценивают термическим коэффициентом полезного действия η_t . В системе единиц СИ

$$\eta_t = L_t / Q_{1t} \quad (1)$$

Полезная механическая работа цикла L_t пропорциональна площадям фигур $a' c' z' b'$ (рис. 1а) и $a' c' z' z' b'$ (рис. 1б), ограниченных кривыми отдельных процессов цикла, и эквивалентна разности между подведенной теплотой Q_{1t} и отведенной теплотой Q_{2t} в холодный источник, т.е. $L_t = Q_{1t} - Q_{2t}$. Это выражение характерно для цикла с подводом теплоты при постоянном объеме.

Для смешанного же цикла

$$L_t = Q_{1t} - Q_{2t} = (Q_{1t}' + Q_{1t}'') - Q_{2t} ,$$

где Q_{1t}' - количество теплоты, подведенное к рабочему телу при постоянном объеме;

Q_{1t}'' - количество теплоты, подведенное к рабочему телу при постоянном давлении.

Следовательно, термический коэффициент полезного действия η_t для теоретического цикла соответственно карбюраторного и дизельного двигателя определится выражениями:

$$\eta_{\text{ткд}} = L_t/Q_{1t} = (Q_{1t} - Q_{2t})/Q_{1t} = 1 - Q_{2t}/Q_{1t}; \quad (2)$$

$$\eta_{\text{тдд}} = L_t/Q_{1t} = 1 - Q_{2t}/Q_{1t} = 1 - Q_{2t}/(Q_{1t}' + Q_{1t}''). \quad (3)$$

Если отнести теплоту Q_{1t} , Q_{1t}' , Q_{1t}'' и Q_{2t} к массе 1 кг рабочего тела, то для рассматриваемых циклов можно написать:

$$Q_{1t} = C_v(T_z' - T_c'); \quad Q_{2t} = C_v(T_b' - T_a'); \quad Q_{1t}' = C_v(T_z' - T_c'); \quad (4)$$

$$Q_{1t}'' = C_p(T_z' - T_z'').$$

Подставляя полученные значения теплоты в выражения (2) и (3) и учитывая, что для адиабаты сжатия и расширения $T_c' = T_a' \varepsilon^{k-1}$ и $T_r' = T_b' \varepsilon^{k-1}$, получим окончательные значения η_t :

$$\eta_{\text{ткд}} = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}; \quad (4)$$

$$\eta_{\text{тдд}} = i - (i \rho^\lambda - i) / \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)], \quad (5)$$

где $k = C_p/C_v$ - показатель адиабаты;

C_v и C_p - удельные теплоемкости соответственно при $V = \text{const}$ и $P = \text{const}$;

$\varepsilon = V_a'/V_c'$ - степень сжатия;

$\lambda = P_z'/P_c'$ - степень повышения давления;

$\rho = V_z'/V_c'$ - степень предварительного расширения.

Из выражений (4) и (5) видно, что увеличение показателя адиабаты k и степени сжатия ε является выгодным мероприятием.

тием для повышения эффективности термодинамического цикла карбюраторного и дизельного двигателей.

Для смешанного цикла термический КПД $\eta_{\text{тд}}$ повышается также при увеличении степени повышения давления λ и при уменьшении степени предварительного расширения ρ .

Однако повышение степени сжатия ϵ ограничено увеличением давления при сжатии и расширении, так как при высоких давлениях в цилиндрах двигателя увеличиваются нагрузки на детали КШМ и потери на трения. Кроме этого, повышение степени сжатия ϵ для карбюраторных двигателей ограничено самовоспламенением и детонационным сгоранием рабочей смеси. Допустимые значения ϵ указаны в п. 2.

С увеличением значений ϵ и k термический КПД более интенсивно повышается в области небольших значений степени сжатия.

Полезная работа теоретического цикла L_1 увеличивается при повышении термического КПД η_1 и количества подведенной теплоты Q_{1t} , что вытекает из формулы $L_1 = \eta_1 Q_{1t}$.

При повышенных значениях степени сжатия ϵ уменьшается количество теплоты Q_{2t} , отводимой в холодный источник, т.е. снижаются тепловые потери при выпуске отработавших газов, что также приводит к увеличению полезной работы цикла L_1 .

Из анализа формул (4) и (5) можно сделать вывод, что при равных степенях сжатия ϵ и количестве теплоты Q_{1t} , введенной в цилиндр, дизель уступает карбюраторному двигателю по экономичности и механической отдаче цикла, причем тем больше, чем выше степень предварительного расширения ρ .

Преимущества дизеля в действительности являются следствием применения более высоких значений степени сжатия ϵ , почти вдвое превышающих значения ϵ карбюраторного двигателя.

2. Действительные циклы

В реальном двигателе невозможно создать условия, в которых протекает теоретический цикл. Поэтому действи-

тельные циклы двигателей значительно отличаются от теоретических.

Принципиальное отличие действительного цикла от теоретического заключается в следующем:

1. Действительные циклы являются разомкнутыми; каждый из них совершается со своей порцией рабочего тела, т.е. с изменяющимися в ходе цикла количеством газов и их химических составов.

2. После окончания действительного цикла отработавшие газы не возвращаются к своему первоначальному состоянию, а выпускаются в атмосферу, освобождая объем для свежего заряда.

3. Вместо подвода тепла в действительном цикле происходит процесс сгорания топлива, который осуществляется с конечными скоростями и при изменении химического состава рабочего тела.

4. Теплоемкость рабочего тела (реальные газы переменного химического состава) в действительном цикле непрерывно изменяется.

5. В процессе осуществления действительного цикла происходит постоянный теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями, т.е. имеют место тепловые, гидравлические и газодинамические потери.

6. Количество газов во время сжатия и расширения остается непостоянным, так как открытие и закрытие впускных и выпускных клапанов не совпадает с подходом поршня к ВМТ и к НМТ.

3. Индикаторные диаграммы действительных циклов

Действительные циклы двигателей графически изображаются или в координатах давление - объем (P, V), или в координатах давление - угол поворота коленчатого вала (P, φ). Такие графические зависимости называются индикаторными диаграммами. В случае $P=f(V)$ диаграмма носит название свернутой, а в случае $P=f(\varphi)$ - развернутой.

Индикаторные диаграммы действительного цикла дизеля и карбюраторного двигателя изображены на рис. 2а, б и 3.

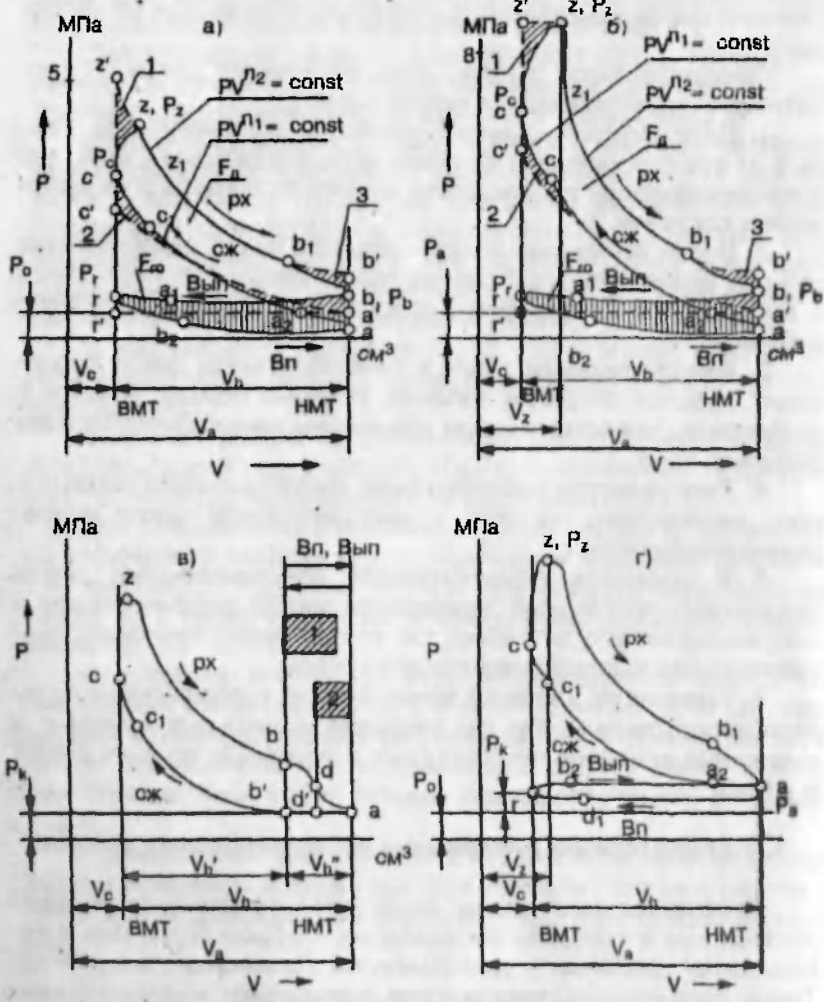


Рис. 2. Индикаторные свернутые диаграммы поршневых ДВС:
 а - карбюраторные четырехтактные двигатели;
 б - четырехтактные дизели;
 в - двухтактные дизели;
 г - четырехтактные дизели с наддувом;
 — — — — — действительный цикл; - - - - - теоретический цикл
 (расчетная диаграмма)

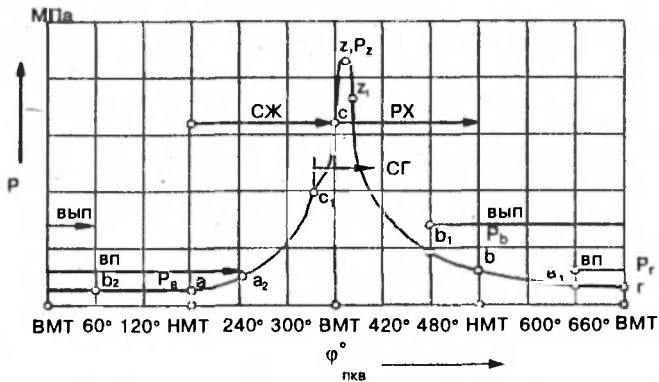


Рис. 3. Развернутая индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля

Таблица 1

КПД и технические потери действительных циклов современных двигателей на номинальных режимах

Наименование параметров и их назначение		Пределы значений	
		для дизелей	для карбюраторных двигателей
Термический КПД	- η_t	0.64 - 0.67	0.54 - 0.58
Индикаторный КПД	- η_i	0.42 - 0.44	0.30 - 0.33
Относительный КПД	- η_o	0.65 - 0.66	0.57 - 0.59
Относительные потери полезной работы действительного цикла по сравнению с термодинамическим циклом	из-за переменной теплоемкости рабочего тела $\Delta L_{от}/Q_1$	0.09 - 0.10	0.10 - 0.12
	из-за несовершенства динамики сгорания $\Delta L_{дсг}/Q_1$	0.05 - 0.07	0.03 - 0.04
	из-за теплопередачи в стенки рабочей полости $\Delta L_{тп}/Q_1$	0.04 - 0.05	0.03 - 0.05
	из-за неполноты сгорания и диссоциации $\Delta L_{дсг}/Q_1$	0.01 - 0.02	0.05 - 0.06
	из-за предварения выпуска $\Delta L_{прв}/Q_1$	0.01	0.01

На индикаторных диаграммах характерные точки и величины действительного цикла, в отличие от тех же понятий теоретического или расчетного цикла, обозначены буквами латинского алфавита без индекса в верхней части знака (например: z , а не z' ; P_1 а не P_1').

В силу свойств зависимости $P=f(V)$ площадь свернутой индикаторной диаграммы, ограниченная линиями сжатия, сгорания и расширения, выражает в определенном масштабе полезную или индикаторную работу L_i действительного цикла.

Индикаторную диаграмму реального двигателя получают экспериментально с помощью специального прибора - индикатора давления.

Можно ее построить и на основании данных теплового расчета. Расчетные индикаторные диаграммы вследствие несовершенства методики расчета и принятых допущений в большей или меньшей степени отличаются от реальных диаграмм действительного цикла.

Действительный цикл четырехтактного поршневого карбюраторного и дизельного ДВС (рис. 2а,б) совершается за два оборота коленчатого вала и включает налагаемые друг на друга процессы:

- газообмена - выпуск отработавших газов (линия b_1brb_2) и впуск свежего заряда (линия $a_1гаа_2$);
- сжатия (линия ac_1c);
- сгорания (линия c_1czz_1);
- расширения (линия czb_1b).

Процессы впуска свежего заряда и выпуска из цилиндров отработавших газов при осуществлении действительного цикла начинаются и заканчиваются не в НМТ и ВМТ, что имеет место в теоретическом или расчетном цикле, а в характерных точках диаграммы, определяемых открытием и закрытием соответствующих клапанов: процесс впуска начинается на такте выпуска в точке a_1 перед подходом поршня к ВМТ и заканчивается на такте сжатия в точке a_2 после прохода поршнем НМТ; процесс же выпуска начинается при подходе поршня к НМТ на такте расширения в точке b_1 и заканчивается после прохода поршнем ВМТ на такте впуска в точке b_2 .

Раннее открытие и позднее закрытие впускных и выпускных клапанов позволяет более полно удалить из цилиндров отработавшие газы и улучшить их наполнение свежим заря-

дом (воздухом), что способствует улучшению качества смесиобразования, более полному сгоранию топлива в цилиндрах двигателя и повышению эффективности рабочего цикла. Этой же цели служит и раннее воспламенение горючей смеси в точке c_1 , когда поршень не подошел еще к ВМТ.

После впуска поршень возвращается от НМТ в положение, соответствующее минимальному объему рабочей полости V_c (в ВМТ). При этом свежий заряд сжимается с повышением давления P и температуры T , в связи с чем сам процесс называется сжатием.

В конце сжатия топливо в точке c_1 (при подходе поршня к ВМТ) воспламеняется и быстро сгорает, выделяя значительное количество теплоты Q_1 . В теоретическом же цикле теплота Q_{1t} подводится к рабочему телу извне.

Образовавшиеся в результате быстрого сгорания топлива газообразные продукты оказывают значительное давление на поршень, в результате чего совершается четвертый такт - рабочий ход, в течение которого энергия теплового расширения газов преобразуется в механическую работу.

В действительном цикле процессы обычно перекрывают друг друга: начало и конец процессов газообмена рассмотрены ранее; сгорание начинается в конце сжатия (точка c_1) и заканчивается на линии расширения (точка z_1); сжатие совмещается с концом такта впуска (начинается практически в точке a_2), а расширение - с началом такта выпуска (заканчивается практически в точке b_1).

В силу указанного часть контура действительной индикаторной диаграммы $a_2c_1cz_1b_1a_1$ "скругляется" и располагается внутри контуров диаграмм расчетного цикла $a'c'cz'b'a'r'a'$ карбюраторного двигателя и $a'c'cz'zb'a'r'a'$ дизеля (рис. 2а,б). Результатом "скругления" является уменьшение площади контура действительного цикла F_d по сравнению с площадью расчетного контура F_p на величину площадей 2 (потеря площади из-за опережения зажигания или впрыска топлива), 1 (потеря площади из-за мгновенного сгорания топлива) и 3 (потеря площади из-за предварения выпуска).

Разность площадей F_d и F_p , а следовательно, и работ действительного (L_i) и расчетного (L_i') циклов учитывают коэффициентом полноты индикаторной диаграммы ϕ :

$$\phi = F_d/F_p = 0,92...0,97. \quad (6)$$

С учетом изложенного, индикаторная работа действительного цикла L_i будет определяться выражением

$$L_i = \phi L_i', \quad (7)$$

где L_i' - индикаторная работа расчетного цикла.

Для качественного изучения процессов сгорания топлива в цилиндрах ДВС изменяется развернутая индикаторная диаграмма $P = f(V)$ (рис. 3).

Действительный цикл двухтактного двигателя отличается от четырехтактного тем, что в нем нет специальных ходов поршня для осуществления процессов газообмена, а имеются только два основных такта - сжатие и рабочий ход, которые осуществляются за один оборот коленчатого вала. Очистка цилиндров от отработавших газов и их наполнение свежим зарядом происходит здесь в конце процесса расширения и в начале сжатия. Так как в этом случае движение поршня для газообмена не используется, то очистка и наполнение совершаются в основном принудительно свежим зарядом, предварительно сжатым до определенного давления P_k (рис. 2в). На индикаторной диаграмме открытие и закрытие впускных и продувочных окон характеризуется соответственно точками dd' (положение поршня в позиции 2) и точками bb' (положение поршня в позиции 1).

В связи с особенностями осуществления газообмена при работе двухтактного двигателя часть рабочего объема V_h оказывается потерянной для основных процессов. Поэтому для этих двигателей различают геометрический V_h и действительный V_h' рабочие объемы, которые связаны уравнением $V_h' = V_h - V_h''$. Соответственно с этим двухтактные двигатели имеют две степени сжатия:

$$\text{геометрическую} - \varepsilon = (V_h + V_c)/V_c; \quad (8)$$

$$\text{действительную} - \varepsilon_d = (V_h' + V_c)/V_c. \quad (9)$$

Если обозначить через Ψ_n отношение V_h'' к V_h ($\Psi = V_h''/V_h$), то связь между геометрической и действительной степенями сжатия для двухтактного двигателя можно выразить в виде

$$\varepsilon = (\varepsilon_d - \Psi_n) / (1 - \Psi_n), \quad (10)$$

где доля потерянного рабочего объема $\Psi_n = 0,12 \dots 0,25$. Величина Ψ_n зависит от схемы продувки двигателя.

С учетом открытия впускного клапана в точке b_1 часть рабочего объема для четырехтактного двигателя также теряется, поэтому для него справедливо выражение (10), учитывающее поправку в значении степени сжатия на долю потерянного рабочего объема V_h'' .

На индикаторной диаграмме четырехтактного дизеля с наддувом (рис. 2) линия впуска ga располагается выше линии выпуска ag (у дизеля без наддува их расположение обратное (рис. 2б)), и впуск свежего заряда в цилиндры осуществляется под давлением P_k , которое выше атмосферного давления P_0 . В остальном же рабочий цикл двигателя с наддувом протекает так же, как и у двигателя без наддува, но температура и давление газов после сгорания топлива на такте расширения у двигателей с наддувом выше. Поэтому у двигателей с наддувом за рабочий цикл совершается большая работа, чем у двигателя без наддува. Этим обусловлена возможность увеличения мощностных характеристик первых двигателей в сравнении со вторыми при равном их рабочем объеме цилиндров (ΣV_h).

4. Теплоиспользование и тепловой баланс действительного цикла

Полезный эффект действительного цикла характеризуется величиной индикаторной работы L_i , эквивалентной разности между подведенной Q_1 (Дж) и отведенной Q_2 (Дж) теплотой, т.е. в системе единиц СИ

$$L_i = Q_1 - Q_2. \quad (11)$$

Абсолютное количество подведенной теплоты Q_1 зависит от массы и теплоты сгорания топлива, вводимого в двигатель за цикл, и при одинаковых рабочих объемах цилиндров опре-

деляется относительным составом горючей смеси и качественными параметрами процесса наполнения.

Степень использования подведенной теплоты, т.е. экономичность действительного цикла, оценивается индикаторным КПД η_i . В общем виде

$$\eta_i = L_i/Q_1 = (Q_1 - Q_2)/Q_1 = 1 - Q_2/Q_1. \quad (12)$$

Таким образом, теплоспользование в действительном цикле зависит от относительной величины тепловых потерь, которые достигают 55...70%.

Чтобы яснее представить себе происхождение тепловых потерь и оценить возможность их уменьшения, целесообразно сравнить действительные циклы с их идеальными прототипами - соответствующими термодинамическими циклами.

Эффективность термодинамического цикла зависит от величины термодинамических потерь Q_{2t} и определяется термодинамическим КПД η_t , значение которого определено ранее формулами (2...5). В общем виде

$$\eta_t = 1 - Q_{2t}/Q_{1t}. \quad (13)$$

Термодинамические потери относят к категории неустраняемых потерь, которые при данных степени сжатия и характере подвода теплоты не могут быть уменьшены никакими техническими усовершенствованиями. Вследствие практической невозможности реализовать термодинамический цикл действительная индикаторная работа всегда оказывается меньше термодинамической (теоретической) (рис.2а и 2б), что количественно оценивается выражением

$$L_t - L_i = Q_2 - Q_{2t}. \quad (14)$$

Отсюда следует, что уменьшение работы действительного цикла по сравнению с термодинамическим эквивалентно, а в системе единиц СИ равно увеличению тепловых потерь Q_2 по сравнению с Q_{2t} . Эти дополнительные к термодинамическим потери действительного цикла, являющиеся следствием

технического несовершенства реальных двигателей, называют техническими потерями теплоты $Q_{\text{тех}}$.

Таким образом, отводимое в действительном цикле количество теплоты можно представить суммой термодинамических и технических потерь:

$$Q_2 = Q_{2t} + Q_{\text{тех}}. \quad (15)$$

Подставляя выражение (15) в выражение (14), получим

$$Q_{\text{тех}} = L_t - L_i. \quad (16)$$

В отличие от принципиально неустранимых термодинамических потерь технические потери по мере совершенствования рабочего процесса и конструкции двигателя могут сокращаться.

Эквивалентное техническим потерям уменьшение работы действительного цикла по сравнению с термодинамическим происходит как в результате прямых тепловых потерь, так и в результате недостаточной эффективности использования располагаемой теплоты.

Прямые тепловые потери обусловлены:

неполным окислением топлива из-за местного недостатка кислорода в зонах сгорания;

отводом теплоты в стенки рабочей полости во время сгорания и утечкой рабочего тела из-за ее негерметичности;

поглощением части выделившейся теплоты при диссоциации продуктов сгорания при высоких температурах.

В результате прямых потерь действительное количество теплоты, которое можно преобразовать в работу, оказывается меньше теплоты сгорания массы топлива, введенной в двигатель, что снижает работу действительного цикла. Снижение работы действительного цикла при этом соответствует только той части тепловых потерь, которую можно было бы использовать в термодинамическом цикле.

Уменьшение эффективности использования располагаемой активной теплоты в действительном цикле определяется следующими факторами:

повышением теплоемкости реального рабочего тела по сравнению с идеальным;

отличием действительной динамики тепловыделения при сгорании от закона подвода теплоты в термодинамическом цикле;

теплоотдачей в стенки рабочей полости и утечкой рабочего тела во время сжатия и расширения;

предварением выпуска.

Учитывая характер указанных причин, обуславливающих уменьшение работы действительного цикла по сравнению с термодинамическим, технические потери теплоты $Q_{\text{тех}}$ можно представить дифференцированно в виде

$$Q_{\text{тех}} = L_1 - L_2 - \Delta L_{\text{н.ст}} + \Delta L_{\text{то}} + \Delta L_{\text{рт}} + \Delta L_{\text{д.ст}} + \Delta L_{\text{пр.в}}, \quad (17)$$

где $\Delta L_{\text{н.ст}}$ - уменьшение полезной работы вследствие неполноты сгорания и диссоциации продуктов окисления, Дж;

$\Delta L_{\text{то}}$ - уменьшение полезной работы вследствие теплоотдачи в стенки рабочей полости и утечек из-за недостаточной герметизации поршневых колец, Дж;

$\Delta L_{\text{рт}}$ - уменьшение полезной работы вследствие увеличения теплоемкости реального рабочего тела, Дж;

$\Delta L_{\text{д.ст}}$ - уменьшение полезной работы вследствие отличия динамики сгорания от закона подвода теплоты в термодинамическом цикле, Дж;

$\Delta L_{\text{пр.в}}$ - уменьшение полезной работы вследствие предварения выпуска отработавших газов, Дж.

Принимая во внимание выражения (12), (14), (15) и (17), индикаторный КПД целесообразно выразить формулой, которая раскрывает обуславливающие его факторы:

$$\eta_i \approx 1 - [Q_2 + (\Delta L_{\text{н.ст}} + \Delta L_{\text{то}} + \Delta L_{\text{рт}} + \Delta L_{\text{д.ст}} + \Delta L_{\text{пр.в}})] / Q_1 \quad (18)$$

Для оценки удельного веса технических потерь используется относительный коэффициент полезного действия η_o :

$$\eta_o = \eta_i / \eta_{ti} = L_i / L_t = 1 - Q_{\text{тех}} / L_t \quad (19)$$

Примерные значения коэффициентов η_t , η_i , η_o и относительных технических потерь полезной работы действительного цикла современных двигателей на номинальных режимах показаны в табл. 1.

В дополнение к указанному в реальных циклах часть индикаторной работы приходится затрачивать на совершение процессов газообмена. Эту отрицательную работу $L_{\text{го}} = F_{\text{го}}$ (рис.2а и 2б) обычно относят к механическим потерям и в оценку индикаторных показателей не включают.

Тепловой баланс двигателя составляют по результатам испытаний двигателя (количество теплоты отнесено к единице времени) при установившемся тепловом режиме или рассчитывают по формулам термодинамики. Его представляют в виде уравнений

$$Q = Q_3 + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{го}} + Q_{\text{нс}} + Q_{\text{ост}} \quad (20)$$

или

$$100\% = q_3 + q_{\text{охл}} + q_{\text{го}} + q_{\text{нс}} + q_{\text{ост}},$$

- где $Q = Q_t$ - теплота, выделившаяся в результате сгорания введенного в двигатель топлива, Дж/с;
 Q_3 - теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, Дж/с;
 $Q_{\text{охл}}$ - теплота, отведенная в охлаждающую среду, Дж/с;
 $Q_{\text{го}}$ - теплота, уносимая с отработавшими газами, Дж/с;
 $Q_{\text{нс}}$ - теплота, не выделившаяся вследствие неполного сгорания введенного в двигатель топлива, Дж/с;
 $Q_{\text{ост}}$ - член уравнения, учитывающий прочие потери теплоты;

$q_3 = 100/Q_3$ % и т.д. - члены уравнения теплового баланса, составленного в относительных единицах.

Слагаемые теплового баланса в %, соответствующие работе двигателя на номинальном режиме, представлены ниже следующей таблицей.

Тип двигателя	Q_z	$Q_{охл}$	$Q_{го}$	$Q_{нг}$	$Q_{ост}$
Карбюраторный	21 - 28	12 - 27	30 - 55	0 - 4	3 - 10
Дизельный	29 - 42	15 - 35	25 - 45	0 - 5	2 - 5

Тепловой баланс дает наглядное количественное представление о теплоиспользовании в реальном двигателе и позволяет обнаружить причины, ухудшающие экономичность его работы.

Слагаемые теплового баланса изменяются в зависимости от нагрузки, теплового состояния и скоростного режима двигателя.

5. Процессы газообмена

Процессы очистки двигателей от продуктов сгорания и заполнения их свежим зарядом называются процессами газообмена. Они связаны исключительно с неустановившимся движением газовых потоков и осуществляются при переменных проходных сечениях органов газораспределения, а также при непрерывном изменении давления и температуры рабочего тела.

В четырехтактных двигателях на процессы газообмена отводится два хода поршня, в течение которых каждый из них работает подобно газовому насосу.

Графически процессы газообмена в четырехтактном двигателе показаны на рис. 4.

Начинаются они с момента открытия выпускного клапана в точке b_1 на такте расширения, а заканчиваются закрытием впускного клапана в точке a_2 на такте сжатия. Функционально процесс состоит из процесса выпуска продуктов сгорания (рис. 4, линия b_1brb_2) и из процесса впуска свежего заряда (рис. 4, линия a_1raa_2).

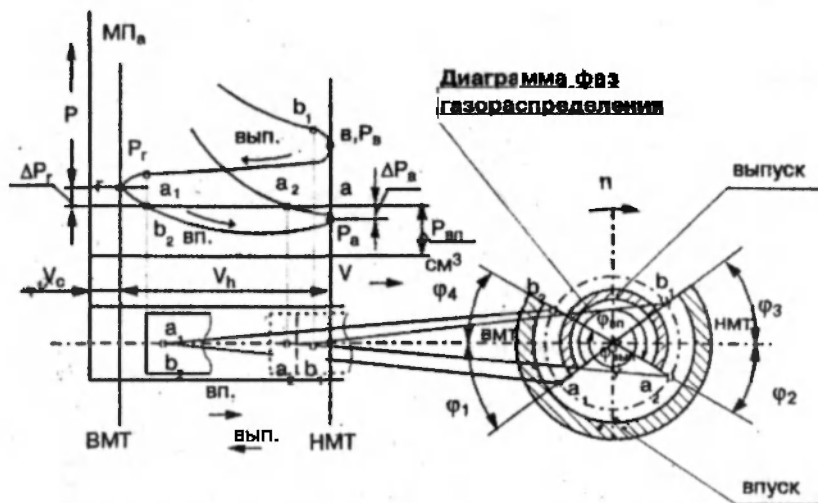


Рис. 4. Процесс газообмена в четырехтактном двигателе и диаграмма фаз распределения:

$\varphi_{вп}$, $\varphi_{вып}$ - углы, соответствующие продолжительности впуска и выпуска; a_1 и a_2 , b_1 и b_2 - точки начала и конца впуска и выпуска; $P_{вп} = P_0$ или $P_{вп} = P_k$

5.1. Процесс выпуска

Выпуск из цилиндров отработавших газов (процесс выпуска) осуществляется при движении поршня от НМТ к ВМТ.

К началу открытия выпускного клапана (примерно за $40...70^\circ$ до прихода поршня в НМТ) давление газов в цилиндре снижается до $0,4...0,5$ МПа, а температура - до $1100...1600$ К.

В действительном цикле истечение отработавших газов от начала открытия выпускного клапана до прихода поршня в НМТ (участок b_1b) составляет первую фазу процесса выпуска (свободный выпуск). Свободный выпуск продуктов сгорания на участке b_1b осуществляется под действием давления газов в цилиндрах двигателя, превышающего атмосферное давление воздуха в выпускном тракте. В течение этой фазы из цилиндров удаляется примерно $60...70\%$ продуктов сгорания, в связи с чем давление рабочего тела к концу фазы резко снижается, что позволяет при последующем перемещении поршня на такте выпуска к ВМТ уменьшить затраты на работу по очистке цилиндров отработавших газов.

После прохождения поршнем НМТ (точка b) начинается вторая фаза - принудительное выталкивание отработавших газов (или принудительный выпуск), которая продолжается до прихода поршня в ВМТ (линия br). В конце второй фазы рабочее тело занимает объем камеры сжатия (V_c). В этот момент в связи с наличием сопротивлений газам на выпуске (клапаны, выпускной трубопровод, глушитель шума) давление их в цилиндре превышает давление окружающей среды на некоторую величину ΔP_r и равно $P_r = P_0 + \Delta P_r$. Под действием давления P_r , а также за счет инерционного напора потока отработавших газов на участке rb_2 (третья фаза процесса выпуска) продолжают выходить из цилиндров двигателя. Скорость их истечения ($60...100$ м/с) достаточна для создания указанного инерционного напора в выпускном тракте.

Таким образом, предварение выпуска (участок b_1b) и запаздывание его (участок rb_2) улучшают качество очистки цилиндров от отработавших газов.

Лучшей очистке цилиндров способствует и увеличение эффективного проходного сечения газов при подходе поршня

к НМТ и ВМТ за счет тех же предварения и запаздывания соответственно открытия и закрытия выпускных и впускных клапанов.

5.2. Процесс впуска

Наполнение цилиндров свежим зарядом (процесс впуска) осуществляется при движении поршня от ВМТ к НМТ.

В действительном цикле впускной клапан открывается в точке a_1 , когда поршень еще на такте выпуска не дошел до ВМТ. На линии a_2r (первая фаза впуска) свежий заряд в цилиндры не поступает, но опережение (предварение) открытия впускного клапана необходимо для того, чтобы к моменту, когда поршень во время движения к НМТ займет положение, соответствующее точке b_2 , клапан был бы открыт возможно больше и не затруднял поступления свежего заряда в цилиндры.

На второй фазе впуска (линия rb_2) происходит снижение давления отработавших газов в цилиндре за счет их расширения при движении поршня от НМТ, а частично и за счет продолжающегося выпуска через открытый выпускной клапан (точка b_2). На этом этапе, как и линии a_1r , свежий заряд в цилиндр не поступает. Это объясняется тем, что остаточные газы, занимающие в конце хода выпуска камеру сжатия и имеющие давление большее, чем атмосферное, препятствуют поступлению в цилиндр свежего заряда. И только когда давление в цилиндре уменьшится до давления впуска или несколько ниже (точка b_2 и далее при движении поршня к НМТ), через впускной клапан начинает поступать свежий заряд, и к моменту прихода поршня в НМТ в цилиндре устанавливается давление P_a , величина которого меньше давления на впуске и равна:

$$P_a = P_{вп} - \Delta P_a,$$

где $P_{вп}$ - давление на впуске в двигатель ($P_{вп} = P_0$ для двигателя без наддува и $P_{вп} = P_k$ для двигателя с наддувом);

ΔP_a - потери давления на впуске, зависящие от сопротивления впускной системы и режима работы двигателя.

Заканчивается впуск третьей фазой, (линия b_2a_2) с закрытием впускного клапана (точка a_2). Заключительная часть этой фазы, соответствующая движению поршня от НМТ до точки a_2 (примерно $40...70^\circ$ поворота коленчатого вала, линия aa_2), называется дозарядкой. За время дозарядки в цилиндры поступает некоторое дополнительное количество свежего заряда, что определяется более низким давлением в цилиндре по сравнению с давлением на впуске в начале хода сжатия и использованием инерции потока свежего заряда во впускном трубопроводе, движущегося в период впуска со скоростью $40...70$ м/с.

Действительные параметры рабочего тела в точке a_2 будут несколько отличаться от его параметров в точке a . Обычно это расхождение учитывается специальными коэффициентами, но при расчете рабочего цикла считают, что наполнение завершается в НМТ при параметрах P_a и T_a , учитывающих дозарядку.

Опережение и запаздывание соответственно открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов способствует улучшению наполнения цилиндров двигателя горючей смесью или воздухом, позволяет сжечь в них большее количество топлива, что приводит к повышению мощностных показателей действительного цикла.

Свежий заряд при поступлении в цилиндры двигателя в результате контакта его с нагретыми деталями КШМ и смешивания с отработавшими газами нагревается в конце такта впуска (точка a) до температуры T_a , которая выше температуры впуска $T_{вп}$ на величину ΔT_a ($\Delta T_a = T_a - T_{вп}$).

Точки b_2 и a_2 могут располагаться и выше атмосферного или компрессорного давления - P_0 или P_k . При этом динамика процессов выпуска и впуска будет соответствовать динамике, описанной выше.

5.3. Диаграмма фаз газораспределения

Как было уже рассмотрено ранее, для повышения эффективности газообмена при работе поршневых четырехтактных ДВС впускной и выпускной клапаны открываются с опережением, а закрываются с запаздыванием (рис. 4).

Моменты открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов, выраженные в градусах угла поворота коленчатого вала относительно мертвых точек, называются фазами газораспределения. Диаграмма фаз газораспределения графически представлена на рис. 4. Для ее построения использована свернутая индикаторная диаграмма.

Фазы газораспределения для каждого типажа двигателей по количественному значению углов открытия и закрытия клапанов отличаются друг от друга. Значения углов открытия и закрытия клапанов зависят главным образом от быстроходности двигателя. Чем выше номинальная частота вращения коленчатого вала, тем больше углы (φ_1, φ_3) опережения открытия и углы (φ_2, φ_4) запаздывания закрытия клапанов.

Из диаграммы фаз газораспределения видно, что в зоне ВМТ некоторое время оба клапана открыты, т.е. происходит так называемое перекрытие клапанов, обеспечивающее более эффективную очистку цилиндров от продуктов сгорания их продувкой. Однако при этом не нарушается установившийся процесс выпуска отработавших газов вследствие малого времени перекрытия, незначительной величины проходных сечений клапанов и действия сил инерции потока отработавших газов, а также скоростного напора свежего заряда, возникающего вне цилиндра у впускного клапана после его закрытия и сохраняющегося к моменту открытия клапана.

Продолжительность фазы впуска и выпуска ($\varphi_{вп}$ и $\varphi_{вып}$) в среднем составляет для современных двигателей 230...280°. При этом впускной клапан открывается за 10...25° до момента достижения поршнем ВМТ, а закрывается после 40...70° с момента достижения поршнем НМТ. Выпускной же клапан открывается за 40...60° до достижения поршнем НМТ, а закрывается через 15...20° после прохождения поршнем ВМТ.

При допущении увеличения продолжительности перекрытия клапанов выше оптимального значения, установленного

практикой эксплуатации двигателей, возможно перемешивание потоков отработавших газов и свежего заряда, а также утечка горючей смеси с продуктами сгорания, что приводит к снижению мощностных и экономических показателей действительного цикла.

5.4. Параметры процесса газообмена

По своей физической сущности все параметры процессов газообмена могут быть разделены на две группы:

параметры, определяющие состояние рабочего тела в отдельных наиболее характерных точках процесса;

параметры, характеризующие совершенство процессов очистки и наполнения цилиндров в целом.

К первой группе относятся давление P_r и температура T_r отработавших газов, подогрев заряда от нагретых деталей и от перемешивания его с продуктами сгорания ΔT , давление P_a и температура T_a конца наполнения. При расчетах рабочего цикла реальных двигателей значения P_r , T_r и ΔT обычно выбираются на основе статистических данных для соответствующих двигателей, а значения P_a и T_a определяются аналитическим путем.

Вторую группу составляют коэффициент остаточных газов γ_r и коэффициент наполнения η_v . Сначала остановимся на определении физической сущности указанных коэффициентов.

Коэффициент остаточных газов γ_r характеризует степень очистки цилиндров двигателя от продуктов сгорания и определяет относительное содержание их в рабочем теле

$$\gamma_r = M_r/M_1, \quad (21)$$

где M_r и M_1 - количество соответственно остаточных газов и свежего заряда, поступившего в цилиндры двигателя, кмоль.

Степень наполнения цилиндров свежим зарядом оценивается коэффициентом наполнения η_v

$$\eta_v = G_1/G_h = M_1/M_h = G_1/V_h \gamma_v, \quad (22)$$

где G_1 и M_1 - количество свежего заряда, действительно поступившего в цилиндр, кг или кмоль;

G_h и M_h - количество свежего заряда, которым можно заполнить рабочий объем цилиндра при давлении и температуре заряда перед впускными органами P_o и T_o для двигателей без наддува и P_k и T_k для двигателей с наддувом, кг или кмоль;

γ_b - удельный вес воздуха на впуске, кг/м³.

Используя характеристические уравнения для точек а и г индикаторной диаграммы ($P_a V_a = 8314 M_a T_a$ и $P_r V_r = 8314 M_r T_r$) и проведя ряд преобразований, получим значения γ_r и η_v для четырехтактного поршневого двигателя без наддува в виде

$$\gamma_r = ((1/(\epsilon-1)) \cdot (P_r / T_r) \cdot (T_o / P_o)) / \eta_v; \quad (23)$$

$$\eta_v = (1/(\epsilon-1)) \cdot (\epsilon P_a / P_o - P_r / P_o) \cdot (T_o / (T_o + \Delta T)) \quad (24)$$

или

$$\eta_v = (\epsilon / (\epsilon - 1)) \cdot (P_a / P_o) \cdot (T_o / T_a) \cdot (1 / (1 + \gamma_r)), \quad (25)$$

где P_o , P_r , P_a выражены в МПа;

T_o , ΔT выражены в градусах К;

$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_r$ - подогрев горючей смеси от соприкосновения с горячими деталями двигателя (ΔT_1) и от смешивания ее с отработавшими газами (ΔT_r).

Для двигателей с наддувом в выражениях (23) и (25) вместо символов P_o и T_o подставляются символы P_k и T_k , смысл которых указан ранее.

Тенденция в развитии двигателестроения направлена на максимально возможное повышение коэффициента η_v и снижение до минимального значения коэффициента γ_r .

Проведя преобразования с уравнением теплового баланса для точки а индикаторной диаграммы

$$[mcVM_1(T_o + \Delta T) + mcV_r M_r T_r = mcV_a M_a T_a] \quad (26)$$

и с выражениями (23), (24), определяющими значение коэффициента наполнения η_v , получим соответственно выражения для

определения температуры T_a и давления P_a в конце процесса впуска

$$P_a = [\eta_v P_o (\varepsilon - 1) (T_o + \Delta T) + P_r T_o] / \varepsilon T_o, \text{ МПа}; \quad (27)$$

$$T_a = \varepsilon P_a T_o / [\eta_v (\varepsilon - 1) P_o + (T_o / T_r) P_r], \text{ К}. \quad (28)$$

Физическая сущность величин, входящих в выражения (27) и (28), рассмотрена ранее.

Давление P_o и температура T_o окружающей среды принимаются равными следующим величинам: $P_o = 0,1 \text{ МПа}$, $T_o = 273 + 25 = 298 \text{ К}$.

Температура свежего заряда с учетом его подогрева во впускной системе определяется выражением

$$T_a = T_o + (10 \dots 15) = 308 \text{ К}.$$

При работе дизеля с турбонаддувом воздух поступает в цилиндры не из атмосферы, а из компрессора. Поэтому значения P_o и T_o в выражениях (27) и (28) принимаются равными давлению и температуре на выходе из компрессора, а именно, равными P_k и T_k :

$$P_k = (1,4 \dots 1,8) P_o; \quad T_k = T_o (P_k / P_o)^{(n_k - 1) / n_k}; \quad P_r = (0,8 \dots 0,9) P_k.$$

В выражении для T_k символ n_k - показатель политропы; $n_k = 1,4 \dots 1,8$.

Давление $P_o = 0,1 \text{ МПа}$.

Давление для дизелей - $P_r = 0,11 \dots 0,12 \text{ МПа}$ и для карбюраторного двигателя - $P_r = 0,105 \dots 0,12 \text{ МПа}$.

Температура для дизелей - $T_r = 750 \dots 950 \text{ К}$ и для карбюраторного двигателя - $T_r = 900 \dots 1200 \text{ К}$.

Значения основных параметров процесса газообмена приведены в табл. 2.

Таблица 2

Основные параметры процесса газообмена

Наименование параметра	Буквенное обозначение	Единица измерения	Значения параметров					
			карбюраторные двигатели		дизельные двигатели			
			четырёхтактные без наддува	четырёхтактные с наддувом	четырёхтактные без наддува	двухтактные с прямой точной продувкой	двухтактные с комтурными схемами продувки	четырёхтактные с наддувом
Коэффициент остаточных газов	γ_r	-	0,06 ...	0,06 ...	0,03 ...	0,03 ...	0,07 ...	0,03 ...
Давление остаточных газов	P_r	МПа	0,1015 ...	0,1015 ...	0,106 ...	0,105 ...	0,105 ...	0,105 ...
Температура остаточных газов	T_r	К	900 ...	900 ...	700 ...	700 ...	700 ...	700 ...
Коэффициент наполнения	η_v	-	0,75 ...	0,75 ...	0,75 ...	0,75 ...	0,75 ...	0,8 ...
Давление конца наполнения	P_e	МПа	(0,80.. 0,90) P_o	(0,8... 0,88) P_k	(0,8... 0,88) P_o	(0,85 ... 0,9) P_k	(0,85 ... 0,9) P_k	(0,85 ... 0,95) P_k
Температура конца наполнения	T_e	К	310 ...	300 ...	310 ...	320 ...	320 ...	320 ...
Подогрев заряда	ΔT	К	5... 25	2... 10	5... 25	2... 10	2... 10	2... 10
Коэффициент продувки	ϕ	-	-	-	-	1,2... 1,6	1,2... 1,6	-

5.5. Влияние различных факторов на коэффициент наполнения и на коэффициент остаточных газов

Влияние различных факторов на значения коэффициентов η_v и λ_r можно увидеть из анализа выражений (23), (24) и (25).

Значение коэффициента η_v в основном зависит от величины давления P_a и подогрева горючей смеси на величину ΔT в конце такта впуска. Параметры же P_r и ϵ на величину коэффициента η_v влияют незначительно.

Плотность, а следовательно, и масса заряда тем больше, чем больше значение давления P_a . Повышение же давления P_a достигается уменьшением потерь давления ΔP_a из-за сопротивлений в системе впуска ($P_a = P_o - \Delta P_a$, МПа). Плотность заряда увеличивается и при уменьшении его подогрева на величину ΔT на впуске.

Мероприятия, направленные на увеличение давления впуска и на снижение подогрева свежего заряда, ведут к увеличению коэффициента наполнения цилиндров, а следовательно, и к улучшению эффективности их наполнения горючей смесью (воздухом).

Для уменьшения гидравлических потерь ΔP_a и повышения давления P_a на впуске при конструировании и изготовлении двигателя стремятся увеличить проходное сечение и число впускных клапанов, улучшить чистоту обработки внутренней поверхности деталей системы впуска, уменьшить длину и число изгибов впускного коллектора, выбрать оптимальные эффективные углы открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов, уменьшить давление на выпуске отработавших газов и применить наддув для заполнения цилиндров двигателя свежим зарядом.

Подогрев горючей смеси (воздуха) на впуске также определяется конструктивными особенностями впускной системы двигателя, протяженностью и сопротивлением впускного коллектора, дополнительно степенью нагрева и теплопроводностью деталей цилиндрико-поршневой группы, степенью удаления продуктов сгорания из цилиндров и другими факторами.

Эффективность наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом зависит и от эксплуатационных факторов.

Обороты коленчатого вала двигателя оказывают влияние на коэффициент наполнения через давление конца наполнения (P_a), давление остаточных газов (P_r) и подогрев заряда (ΔP).

Потери давления на впуске ΔP_a пропорциональны числу оборотов коленчатого вала во второй степени. Поэтому при увеличении оборотов ΔP_a увеличивается, в связи с чем давление конца наполнения P_a будет снижаться, что приведет к уменьшению коэффициента η_v .

Потери давления на выпуске ΔP_r также пропорциональны числу оборотов коленчатого вала во второй степени. Это обстоятельство обуславливает рост давления P_r при повышении оборотов двигателя, что видно из выражения $P_r = P_o + \Delta P_r$. Но при увеличении давления P_r значение η_v согласно уравнению (24) будет уменьшаться.

Подогрев заряда на величину ΔT зависит, как было указано ранее, от температуры деталей двигателя и продолжительности контакта рабочего тела с этими деталями. При увеличении числа оборотов температура деталей повышается, а время контакта их с рабочим телом уменьшается. Исследования показывают, что преобладающим фактором в уменьшении подогрева заряда на впуске является сокращение времени контакта свежего заряда с нагретыми деталями двигателя, в связи с чем с увеличением оборотов подогрев заряда несколько снижается и соответственно увеличивается значение коэффициента η_v .

Таким образом, при увеличении числа оборотов коленчатого вала давление конца наполнения и давление отработавших газов изменяются в направлении снижения коэффициента наполнения, а изменение подогрева заряда, наоборот, способствует некоторому его повышению. Влияние подогрева на величину η_v менее значительно, чем влияние давлений P_a и P_r , поэтому в целом при увеличении числа оборотов двигателя коэффициент наполнения уменьшается.

В карбюраторных двигателях нагрузка регулируется изменением положения дроссельной заслонки (количеством смеси). При увеличении нагрузки дроссельная заслонка открывается, сопротивление на впуске уменьшается и количество подаваемой в цилиндры горючей смеси увеличивается, в

связи с чем повышается давление конца наполнения и температура двигателя. Однако при увеличении количества поступившего в цилиндры свежего заряда подогрев его, несмотря на повышение температуры деталей, почти не изменяется. Поэтому коэффициент наполнения цилиндров с увеличением нагрузки на двигатель повышается в основном из-за увеличения давления конца впуска.

В дизелях нагрузка регулируется количеством впрыскиваемого топлива (качеством смеси), поэтому сопротивление впускного тракта здесь с изменением нагрузки не изменяется, а изменяется лишь подогрев свежего заряда. При повышении нагрузки подогрев свежего заряда увеличивается, что приводит к некоторому снижению коэффициента η_v . Следует заметить, что изменение η_v в зависимости от нагрузки в дизелях сравнительно незначительно, и в ряде случаев можно считать, что η_v не зависит от нагрузки.

С повышением теплового состояния двигателя увеличивается и подогрев свежего заряда (ΔT), в связи с чем величина коэффициента наполнения уменьшается. Это обстоятельство является одной из основных причин снижения мощности двигателей при перегревах.

Применение алюминиевых сплавов для изготовления деталей цилиндро-поршневой группы вместо чугуна позволяет значительно понизить их температуру, что снижает подогрев заряда и обеспечивает повышение коэффициента η_v .

В тихоходных двигателях используются обычно суженные фазы газораспределения, при которых клапаны открываются и закрываются почти без опережения и запаздывания относительно ВМТ и НМТ. Значение коэффициента наполнения в таких двигателях достигает максимума при сравнительно низких оборотах коленчатого вала и с их повышением резко снижается.

В быстроходных двигателях, наоборот, применяются расширенные фазы, которые характеризуются большим опережением открытия и запаздыванием закрытия клапанов, а также значительным их перекрытием. При таких фазах достигается хорошая очистка цилиндров и создаются благоприятные условия для дополнительной их дозарядки, что позволяет обеспечить необходимые значения η_v при высоких оборотах

коленчатого вала. Однако в случае низких оборотов, когда продолжительность цикла довольно значительна, в таких двигателях происходит утечка заряда, в связи с чем при уменьшении оборотов ниже определенного предела коэффициент наполнения в быстроходных двигателях снижается и становится ниже, чем у тихоходных.

Фазы газораспределения в процессе эксплуатации могут изменяться. Например, увеличение зазоров в сопряжениях деталей ГРМ может привести к сужению фаз и к соответствующему снижению коэффициента η_v . К таким же результатам может привести и неправильная установка деталей привода ГРМ при его сборке.

С повышением коэффициента наполнения увеличивается поступление в цилиндры двигателя свежего заряда, а следовательно, снижается относительное количество продуктов сгорания в них, что приводит к уменьшению коэффициента остаточных газов λ_r .

Из выражения (23) видно, что с увеличением давления на выпуске P_r значение коэффициента λ_r повышается.

Давление же остаточных газов повышается при увеличении числа оборотов коленчатого вала двигателя и сопротивления в его выпускном тракте. Поэтому конструктивные, технологические и другие мероприятия, направленные на снижение сопротивлений в выпускной системе, а также применение высокооборотных двигателей приводят к снижению коэффициента λ_r и увеличению эффективности действительного цикла.

Следует отметить, что влияние на коэффициент λ_r температуры остаточных газов T_r менее существенно, чем влияние параметров ϵ и P_r .

5.6. Состав отработавших газов и методы снижения их токсичности

Отработавшие газы состоят из большого числа компонентов. Основную долю среди них занимают неиспользованный азот воздуха (74...78% по объему) и конечные продукты окисления углерода и водорода: углекислый газ (1...12%) и пары воды (0,5...5,5%). Отработавшие газы содержат также токсичные продукты неполного окисления: окись углерода (0,01...10%), альдегиды (0,001...0,2%), различные углеводы (0,009...3%) и сажу (до 1,1 г/м³).

Окись углерода присутствует в отработавших газах даже при общем избытке воздуха, а при работе карбюраторного двигателя на обогащенной смеси ее концентрация значительно увеличивается, достигая указанных верхних пределов.

Вследствие высокой температуры сгорания топлива в реакцию вовлекается даже азот, который, соединяясь с кислородом, образует токсичные окислы (до 0,8% по объему). Кроме всех этих веществ в отработавших газах содержатся продукты окисления серы, имеющейся в топливе, ядовитые соединения свинца, присутствующего в антидетонационных присадках, а также сложные ароматические углеводороды: пирен, антрацен, бензопирен и др. Последний является канцерогенным веществом, вызывающим онкологические заболевания.

Дизели работают при значительном избытке воздуха, поэтому отработавшие в них газы содержат незначительное количество окиси углерода, но зато они характеризуются повышенной концентрацией ядовитых окислов азота, альдегидов, сажи и др.

Состав отработавших газов меняется в зависимости от применяемого топлива, технического состояния двигателя и от режима его работы. Увеличение концентрации токсичных компонентов в газах карбюраторных двигателей наблюдается как при малой, так и при большой нагрузке, когда смесь обогащается. Значительное количество окиси углерода выделяется при холостом ходе и особенно при торможении автомобиля двигателем. В дизелях количество вредных веществ

увеличивается при полной подаче топлива и в случае неисправной топливной аппаратуры.

Первостепенную важность для недопущения загрязнения окружающей среды токсичными компонентами отработавших газов приобретает правильная регулировка карбюратора или дизельной топливной аппаратуры и постоянный контроль за стабильностью их работы. Недопустима эксплуатация двигателей при перерасходе топлива, дымлении и неисправной регулировке карбюратора на режиме холостого хода.

Существенного снижения вредности отработавших газов карбюраторного двигателя можно добиться, применяя бедные смеси при интенсификации их горения искровым разрядом повышенной энергии или форкамерно-факельным зажиганием, а также применяя в качестве топлива сжиженные газы (пропано-бутановые смеси) и используя для регулирования состава горючей смеси автоматические микропроцессорные системы. Для дизелей предпочтительна работа на легких топливах.

Эффективным способом снижения токсичности отработавших газов является их дожигание в специальных приборах-нейтрализаторах. Наиболее подходящими для автомобильных двигателей являются каталитические нейтрализаторы, в которых газы пропускаются через набивку, состоящую из пористых трубок или шариков, покрытых тончайшим слоем катализатора (например, платины). В присутствии катализатора происходит почти полное беспламенное окисление CO, частичное восстановление окислов азота, и газы в значительной степени обезвреживаются.

При использовании пламенного нейтрализатора температура отработавших газов повышается специальной горелкой, установленной в камере, где и догорают токсические вещества.

6. Процесс сжатия

6.1. Теплообмен в процессе сжатия и средний показатель политропы сжатия

Предварительное сжатие рабочего тела в ДВС позволяет повысить тепловой перепад ($T_c - T_a$), в котором осуществляются рабочие циклы, вследствие чего увеличивается степень расширения в период рабочего хода и улучшается использование вводимого в двигатель тепла, что в конечном счете обуславливает возможность повышения КПД действительного цикла. Сжатие также создает благоприятные условия для протекания процесса сгорания, так как при этом уменьшается объем рабочего тела и повышаются его температура и давление перед воспламенением топлива. Этот фактор позволяет повысить эффективность работы газов и улучшить экономичность ДВС.

В действительных циклах начало сжатия определяется фазами газораспределения (линия a_2c , рис. 2, 3), а сам процесс сопровождается непрерывным, переменным по величине и направлению теплообменом между рабочим телом и окружающими его деталями, частичной утечкой заряда через неплотности в сопряжениях деталей цилиндро-поршневой группы и испарением части находящегося в цилиндрах в капельно-жидком состоянии топлива.

Процесс сжатия в реальных двигателях представляет собой сложный политропический процесс, осуществляемый с переменным показателем политропы n_{1x} по всей линии сжатия (линия ac , рис. 2, 3, 5). Начальная стадия процесса сжатия из-за разности температуры заряда и средней температуры окружающих его деталей сопровождается подводом теплоты к рабочему телу, что и определяет более высокое значение показателя политропы n_{1x} в сравнении с показателем адиабаты k (рис. 5). В некоторый момент времени при движении поршня к ВМТ температура рабочего тела становится равной температуре стенок цилиндра и наступает мгновенный адиабатный процесс (точка d , рис. 5). При дальнейшем сжатии заряда его температура становится выше температуры окружающих деталей, направление тепло-

обмена изменяется и теплота уже начинает отводиться от рабочего тела к деталям двигателя. Кривая действительного процесса в этом случае проходит более полого, чем адиабата, показатель политропы n_{1x} становится меньше показателя адиабаты k , причем разность между ними увеличивается по мере приближения поршня к ВМТ.

Для практических расчетов обычно переменный показатель политропы n_{1x} заменяют некоторым усредненным постоянным n_1 . Величина его выбирается таким образом, чтобы при исходных и конечных параметрах действительного процесса работа сжатия при показателе n_1 равнялась бы работе сжатия и при показателе n_{1x} . Значение показателя политропы n_1 аналитическим путем может быть определено из уравнения политропы в начале и конце сжатия:

$$P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1}. \quad (29)$$

Логарифмируя это уравнение, получим

$$n_1 = (\lg P_a - \lg P_c) / \lg (V_a / V_c). \quad (30)$$

С точки зрения наивыгоднейшего протекания процесса сжатия целесообразно иметь более высокие значения среднего показателя политропы, в пределе - равные показателю адиабаты. Для двигателей с наддувом показатель политропы сжатия может быть выше показателя адиабаты.

6.2. Параметры конца процесса сжатия

Используя уравнение политропического состояния рабочего тела для точек a и c индикаторной диаграммы ($P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1}$, $T_a V_a^{n_1-1} = T_c V_c^{n_1-1}$), можно аналитически определить значения давления P_c и температуры T_c в конце сжатия:

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1}, \text{ МПа}; \quad (31)$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1-1}, \text{ К}. \quad (32)$$

Пределы значений параметров процесса сжатия и среднего показателя политропы сжатия для современных двигателей при номинальных режимах работы приведены в табл. 3.

Таблица 3

Тип двигателя	Параметры и пределы их изменения		
	p_1	P_c , МПа	T_c , К
Карбюраторные	1,30...1,37	0,90...1,50	600...700
Дизельные:			
с разделенными камерами	1,34...1,38	3,0...4,5	750...900
с неразделенными камерами	1,32...1,40	4,0...6,0 Иногда p_1 повышается до 1,42	850...1050

- Температура самовоспламенения бензина - 690...730 К.
- Температура самовоспламенения дизельного топлива - 625 К.

6.3. Влияние различных факторов на протекание процесса сжатия

Повышение давления P_c и температуры T_c в конце процесса сжатия является одним из факторов, позволяющим улучшать мощностные и экономические показатели ДВС. Как показывают выражения (31) и (32), указанные параметры в основном зависят от параметров P_a и T_a в конце процесса впуска, а также от степени сжатия ε и показателя политропы сжатия p_1 .

Степень сжатия карбюраторного двигателя ($\varepsilon=6,5...10$) должна быть для конкретного действительного цикла такой, чтобы температура рабочей смеси в конце процесса сжатия (точка c_1 , рис.2а) не была больше температуры самовоспламенения топлива, что исключает детонационные процессы в цилиндрах ДВС. Степень же сжатия дизеля ($\varepsilon=12...22$) должна обеспечить поднятие температуры рабочего тела до значения на 300...500 °С выше температуры воспламенения топлива, чем определяются надежный пуск и устойчивая работа двигателя на малых оборотах. Верхний

предел ε для дизельных двигателей ограничивается нагрузкой на детали КШМ.

Протекание процесса сжатия в целом характеризуется средним показателем политропы сжатия n_1 . Значения этого коэффициента зависят от условий теплообмена при сжатии, которые определяются разностью между температурами заряда и деталей, поверхностью и продолжительностью контакта рабочего тела с деталями КШМ, коэффициентом теплопередачи от газов к окружающим их поверхностям, количеством свежего заряда и топлива, которое испаряется в процессе сжатия. Во всех случаях, когда повышается подвод тепла к рабочему телу, средний показатель политропы сжатия n_1 увеличивается, а когда, наоборот, теплоотдача отработавшего тела усиливается, значение n_1 уменьшается.

К числу наиболее важных факторов, оказывающих влияние на теплообмен в процессе сжатия и на величину показателя политропы сжатия n_1 , относятся число оборотов коленчатого вала двигателя, нагрузка на двигатель, размерность цилиндров, степень сжатия, материал деталей цилиндропоршневой группы, тепловое состояние двигателя и др.

Повышение оборотов коленчатого вала приводит к возрастанию количества тепла, вводимого в двигатель за единицу времени, и соответственно к повышению температуры его деталей, а также к сокращению времени контакта рабочего тела со стенками цилиндра и уменьшению утечки заряда между деталями КШМ, что в конечном счете определяет снижение отвода тепла от рабочего тела и увеличение показателя политропы сжатия n_1 . Это явление в основном характерно для дизельных двигателей. Для карбюраторных двигателей показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от увеличения оборотов коленчатого вала повышается только при частичных нагрузках, при полных же нагрузках этот показатель практически не зависит от оборотов.

При увеличении нагрузки в карбюраторных двигателях увеличивается количество рабочего тела, введенного в цилиндр, повышается температура деталей, уменьшается поверхность теплообмена, приходящаяся на единицу массы рабочего тела, в результате чего подогрев заряда несколько

увеличивается и показатель политропы сжатия n_1 повышается.

В дизелях количество рабочего тела с изменением нагрузки практически не увеличивается, поэтому характер зависимости n_1 от нагрузки здесь определяется лишь температурой деталей и утечками заряда. Под воздействием этих двух факторов показатель политропы сжатия сохраняет почти постоянное значение.

При увеличении рабочего объема цилиндров за счет одновременного изменения диаметра (D) и хода (S) поршня или одного хода поршня (S) (длинноходовые двигатели) уменьшается относительная поверхность контакта рабочего тела с деталями КШМ, а следовательно уменьшается теплоотвод от рабочего тела и повышается значение показателя политропы сжатия. Это является одной из причин низких пусковых качеств дизелей с малыми размерами цилиндров.

С увеличением одного только диаметра цилиндра (D) при неизменном рабочем объеме (короткоходовые двигатели) относительная величина поверхности контакта рабочего тела с цилиндрами также уменьшается, что приводит к снижению теплоотвода и увеличению показателя n_1 . Поэтому чем более короткоходен двигатель, тем большие значения будет иметь средний показатель политропы.

При компактных камерах сжатия (сферические, клиновые) теплоотвод рабочего тела к стенкам головки блока уменьшается и соответственно увеличивается показатель n_1 .

Использование алюминиевых сплавов для изготовления деталей цилиндро-поршневой группы вместо чугуна из-за повышенной их теплопроводности и меньшей тепловосприимчивости увеличивает отвод тепла от рабочего тела и приводит к уменьшению показателя n_1 .

Показатель n_1 в зависимости от степени сжатия изменяется незначительно, несколько уменьшаясь с ее повышением. При повышении степени сжатия на значение показателя n_1 влияют одновременно два фактора: возрастание утечки рабочего тела из-за повышения давления в конце сжатия и уменьшение относительной поверхности контакта рабочего тела с деталями двигателя.

Двигатели с воздушным охлаждением имеют более высокие значения показателя η_1 , нежели двигатели с жидкостным охлаждением.

При жидкостном охлаждении величина η_1 зависит от температуры охлаждающей жидкости. Перегрев двигателя увеличивает подогрев рабочего тела, и η_1 соответственно повышается. Переохлаждение двигателя, наоборот, ведет к снижению показателя η_1 .

При увеличении давления наддува из-за сокращения поверхности охлаждения, приходящегося на единицу массы тела, показатель η_1 увеличивается.

При обогащении смеси у карбюраторного двигателя увеличиваются затраты тепла на испарение топлива в процессе сжатия, что ведет к снижению показателя η_1 . Сильное обеднение смеси, наоборот, из-за уменьшения затрат на испарение топлива и из-за усиленного подогрева рабочего тела в связи с медленным и длительным сгоранием топлива повышает значение показателя η_1 .

Аналогично обеднению смеси на показатель η_1 влияет позднее зажигание в карбюраторных двигателях и поздний впрыск топлива в дизелях.

При износе деталей цилиндрико-поршневой группы увеличиваются утечки рабочего тела, а, следовательно, значение среднего показателя политропы сжатия η_1 уменьшается. Этим, в частности, объясняется плохой запуск сильно изношенных двигателей.

Наличие нагара на стенках камеры сжатия и днище поршня, отложение слоя накипи на наружной поверхности цилиндров ухудшают условия охлаждения и вызывают увеличение подвода тепла к рабочему телу, приводя соответственно к повышению значений η_1 .

7. Процесс смесеобразования

Процессу сгорания топлива в цилиндрах двигателя предшествует процесс смесеобразования. Под смесеобразованием понимается процесс приготовления смеси топлива с воздухом для сжигания ее в цилиндрах двигателя.

Различают горючую и рабочие смеси. Горючая смесь - смесь паров топлива с воздухом. Рабочая смесь - это горючая смесь с примесью отработавших газов, оставшихся в цилиндрах двигателя от предшествующего цикла.

Количественное состояние рабочей смеси в цилиндрах двигателя характеризуется коэффициентом избытка воздуха α , являющимся основным фактором обеспечения требуемой скорости и полноты сгорания топлива:

$$\alpha = L/L_0 = G_B/G_T l_0, \quad (33)$$

- L - действительное количество воздуха, поступившее в цилиндр, кмоль/кг;
- L₀ - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, находящегося в цилиндре, кмоль/кг;
- G_B - часовой расход воздуха, кг/ч;
- G_T - часовой расход топлива, кг/ч;
- l₀ - количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива.

Для полного сгорания одного килограмма бензина в цилиндр должно быть подано 15 кг воздуха, а для полного сгорания одного килограмма дизельного топлива - 14,5 кг воздуха.

В зависимости от соотношения между топливом и воздухом горючие смеси могут быть:

- нормальными (стехиометрического состава), у которых $\alpha=1$;
- обогащенными ($\alpha=0,85...0,95$) и богатыми ($\alpha=0,5...0,8$), т.е. $\alpha<1$;
- обедненными ($\alpha=1,05...1,15$) и бедными ($\alpha=1,15...1,25$), т.е. $\alpha>1$.

7.1. Смесеобразование в двигателях с принудительным воспламенением смеси

По способу смесеобразования двигатели с принудительным воспламенением смеси можно разделить на двигатели с внешним и внутренним смесеобразованием. В двигателях с внешним смесеобразованием процесс приготовления горючей смеси начинается в специальном приборе - карбюраторе,

а с внутренним смесеобразованием этот процесс начинается и завершается в цилиндрах двигателя.

Простейший карбюратор схематично изображен на рис. 6.

В процессе смесеобразования карбюратор выполняет следующие задачи:

дозировать топливо в горючую смесь и обеспечивает необходимые условия для испарения его и перемешивания с воздухом;

обеспечивает количественное регулирование горючей смеси в соответствии с режимами работы двигателя;

автоматически поддерживает целесообразные составы горючей смеси на каждом из режимов работы двигателя.

Карбюраторный автомобильный двигатель имеет следующие установившиеся режимы работы: пуск, холостой ход, малая нагрузка, средняя нагрузка, максимальная нагрузка. Деление это условно, так как в реальных условиях двигатель работает в режиме переменных нагрузок и частот вращения коленчатого вала, т.е. на неустановившихся режимах.

При пуске непрогретого двигателя требуется очень богатая смесь ($\alpha=0,3...0,5$), так как при малой частоте вращения коленчатого вала топливо плохо перемешивается с воздухом, слабо испаряется, конденсируется на стенке впускного тракта в виде топливной пленки. Это приводит к тому, что в цилиндры двигателя попадает незначительное количество пусковых фракций, обеспечивающих гарантированный пуск двигателя. Переобогащение смеси при пуске двигателя способствует поступлению в его цилиндры достаточного количества пусковых фракций.

Необходимость обогащения смеси ($\alpha=0,7...0,9$) на режиме холостого хода вызвана значительным количеством остаточных газов, оставшихся в цилиндрах двигателя вследствие ухудшения процесса газообмена при прикрытой дроссельной заслонке. Поэтому лишь богатая смесь на этом режиме обеспечит устойчивую работу двигателя.

На режимах малых и средних нагрузок (эти режимы наиболее характерны для эксплуатации автомобиля) желательно

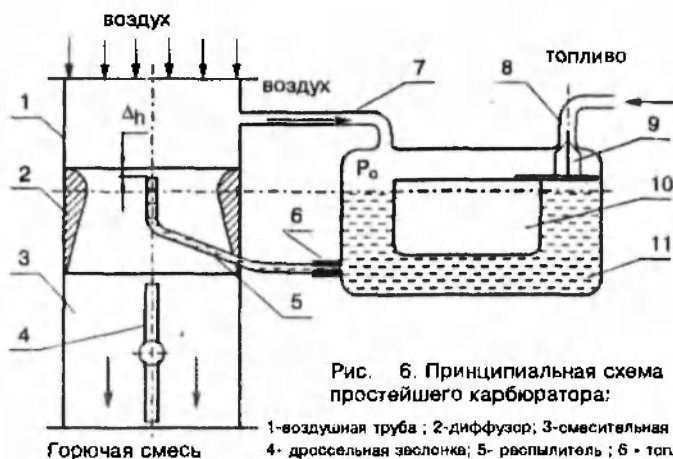


Рис. 6. Принципиальная схема простейшего карбюратора:

- 1-воздушная труба ; 2-диффузор; 3-смесительная камера; 4- дроссельная заслонка; 5- распылитель ; 6 - топливный жиклер ; 7 - воздушный канал ; 8 - топливный жиклер ; 9- запорная игла ; 10 - поплавок ; 11- поплавковая камера

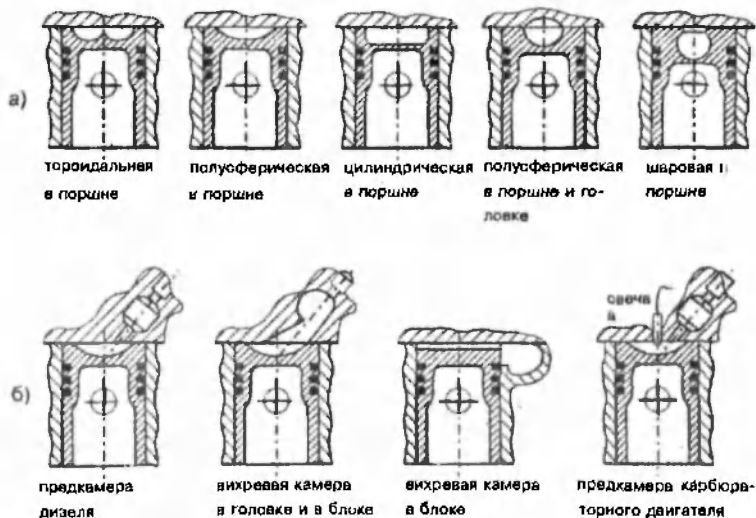


Рис. 7. Камеры сгорания двигателей:

а - дизели нераздельного типа ; б - дизели и карбюраторные двигатели раздельного типа

обеспечить необходимую топливную экономичность. Это достигается подачей в цилиндры двигателя экономичной смеси ($\alpha=1,05\dots 1,10$).

При переходе от режима, при котором достигаются экономические показатели двигателя, к режиму полной нагрузки требуется богатая смесь ($\alpha=0,85\dots 0,90$), так как при таком составе достигается максимальная скорость сгорания заряда, поступившего в цилиндры двигателя.

Режим резкого перехода от малых нагрузок к максимальным характерен для разгона автомобиля. При резком открытии дроссельной заслонки возможно обеднение горючей смеси, так как топливо из-за гидравлического сопротивления жиклеров и из-за большей массы в сравнении с массой воздуха не успевает набрать скорость, обеспечивающую необходимое соотношение топлива и воздуха в смесительной камере карбюратора. Поэтому карбюратор снабжается ускорительным насосом, предотвращающим обеднение смеси.

Основная задача процесса смесеобразования заключается в обеспечении полного испарения вводимого в цилиндр топлива. Обычно в карбюраторах испаряется только часть топлива.

Оставшееся в капельно-жидком состоянии топливо совместно с испарившейся его долей и воздухом из смесительной камеры карбюратора поступает во впускной трубопровод, где дополнительно испаряется, а его часть, находящаяся в виде крупных капель, выпадает на стенки трубопровода, образуя топливную пленку. Не испарившаяся и не выпавшая в топливную пленку часть топлива жидкой фазы проходит в цилиндры двигателя в составе горючей смеси, где в последующем процесс испарения топлива завершается.

Под влиянием потока горючей смеси часть топливной пленки движется к цилиндру и, проходя через щели впускного клапана, где скорость горючей смеси резко повышается, подвергается вторичному распылению и испарению. Процесс испарения завершается в цилиндре.

Количество топливной пленки на каждом участке впускного трубопровода зависит от свойств топлива, режима работы двигателя, его теплового состояния и конструкции впускного тракта. Наличие топливной пленки приводит к неравномерно-

сти распределения топлива по цилиндрам двигателя, ухудшает условия смазки цилиндров за счет смыва их масляного покрытия и к обеднению смеси. С целью уменьшения количества топливной пленки впускной трубопровод подогревают отработавшими газами или горячей водой, придают ему форму, которая обеспечивает разрушение потока пленки, выполняют на нем специальные сильно нагретые площадки для дополнительного подогрева и испарения топлива.

При значительном открытии дроссельной заслонки увеличивается количество топлива во впускном трубопроводе, повышается относительное давление в задрессельном пространстве и снижается относительный подогрев заряда, что значительно ухудшает условия испарения топлива и приводит к резкому возрастанию количества топлива, выпадающего в топливную пленку, а следовательно, к обеднению горючей смеси и к неравномерности распределения топлива по цилиндрам двигателя. Эти факторы в итоге ощутимо снижают мощностные, экономические и динамические показатели двигателя.

В случае прикрытия дроссельной заслонки условия испарения топлива улучшаются и топливная пленка во впускном трубопроводе интенсивно испаряется, вызывая ненужное переобогащение горючей смеси, что повышает расход топлива и загрязнение окружающей среды токсичными веществами.

Аналогичным образом сказывается влияние топливной пленки и на другие неустановившиеся режимы работы двигателя: разгон, замедление без изменения положения дроссельной заслонки и др.

На установившихся режимах наблюдается равновесие между количеством топлива, выпадающего в топливную пленку, и количеством топлива, испаряющегося из нее. Поэтому в случае установившихся режимов наличие пленки во впускном трубопроводе не вызывает больших изменений в соотношении между топливом и воздухом в горючей смеси, поступающей в цилиндры, по сравнению с их соотношением при дозировании топлива в карбюраторе. Топливная пленка здесь сказывается лишь на равномерности распределения топлива по цилиндрам двигателя.

Применение внутреннего смесеобразования для двигателей с принудительным воспламенением горючей смеси (впрыск топлива непосредственно в цилиндр или во впускной коллектор двигателя) значительно устраняет отмеченные ранее недостатки внешнего смесеобразования, позволяет повысить мощность и крутящий момент двигателей, улучшить их топливную экономичность, динамические и пусковые качества. При этом обеспечивается устойчивая работа двигателей на малых оборотах при больших нагрузках.

Физическая сущность указанного способа смесеобразования будет рассмотрена позднее.

7.2. Смесеобразование в дизелях

Процесс смесеобразования в дизелях проходит в течение короткого ($20...60^\circ$ угла поворота коленчатого вала) промежутка времени внутри цилиндра, когда поршень находится вблизи ВМТ. При этом протекание процесса смесеобразования по времени совпадает с подачей топлива в цилиндры и с развитием процесса сгорания.

К началу подачи топлива в конце такта сжатия (точка s_1 , рис. 2б) давление в цилиндре составляет примерно $3,0...3,5$ МПа, а температура $700...900$ К. Смесеобразование в этом случае представляет собой процесс испарения мелкораспыленного топлива и перемешивание его паров с воздухом.

Для получения необходимого состава смеси в соответствии со способом смесеобразования топливная аппаратура, конструкция камеры сгорания и впускного тракта должны обеспечивать:

- строгое соответствие формы камеры сгорания форме, количеству и направлению топливных факелов;
- образование при впуске капелек такого размера, при котором достигалось бы достаточно полное испарение топлива и равномерное его распыление по объему камеры сгорания;
- создание организованного движения заряда в камере сгорания, позволяющего осуществить достаточно пол-

ное и совершенное перемешивание частичек топлива и его паров с воздухом.

Для повышения экономичности цикла необходимо, чтобы все топливо сгорало при нахождении поршня вблизи ВМТ, так как в этом случае объем цилиндра минимальный и площадь теплоотдачи также минимальна; следовательно, большую долю теплоты можно перевести в полезную работу.

Горючая смесь, приготовленная в условиях ограниченного времени и пространства, неоднородна. Для улучшения смесеобразования и повышения однородности смеси дизели работают на номинальном режиме с коэффициентом избытка воздуха в пределах $\alpha = 1,4 \dots 1,8$ (большее значение α соответствует работе дизелей с турбонаддувом). Равномерное распределение топлива по объему камеры сгорания осуществляется за счет кинетической энергии распыленного топлива и движущегося воздуха. Направленность и кинетическая энергия движения топлива и воздуха обусловлены формой камеры сгорания (рис. 7) и скоростью движения поршня, а равномерность распыления топлива в воздухе - давлением впрыскивания (12,5...55 МПа) и направленностью топливного факела (либо факелов) по отношению к стенкам камеры сгорания и движущегося воздуха. Воспламенение топлива при всех способах смесеобразования происходит уже на начальной фазе впрыскивания и продолжается в течение всего периода впрыскивания.

В современных дизелях находит применение объемное, пленочное, объемно-пленочное смесеобразование.

При объемном смесеобразовании топливо вводится в мелкораспыленным капельно-жидком состоянии непосредственно в воздушный заряд камеры сгорания, где затем оно, испаряясь и перемешиваясь с воздухом, образует топливно-воздушную смесь.

В случае пленочного смесеобразования основная доля топлива впрыскивается на стенки камеры сгорания и под действием организованного движения заряда растягивается в тонкую пленку по ее поверхности, затем испаряется, перемешивается с воздухом и последовательно вводится в зону горения.

При объемно-пленочном смесеобразовании, характерном для всех дизелей и являющимся общим случаем смесеобра-

зования, топливно-воздушная смесь одновременно готовится и объемным, и пленочным способами.

По конструктивному выполнению и используемым способам смесеобразования камеры сгорания дизелей делятся на неразделенные (двигатели с непосредственным впрыском) и разделенные (рис. 7а и 7б).

Неразделенные камеры выполняются в виде одного объема и имеют простую форму. Характерными особенностями этих камер являются их большая компактность и малая относительная поверхность охлаждения, благодаря чему снижаются потери тепла и двигатели с такими камерами имеют высокие экономические показатели при достаточно хороших пусковых качествах. На таких двигателях устанавливаются многоструйные форсунки с высоким давлением впрыска (18,5...20 МПа). В двухтактных дизелях давление впрыска может составлять 50...100 МПа.

Разделенные камеры сгорания обычно состоят из двух полостей: полость над поршнем (основная камера) и дополнительная полость в головке блока или в блоке цилиндров (вихревая камера или предкамера). Полости соединяются между собой одними или несколькими каналами. Поверхность охлаждения таких камер значительно больше, чем у камер неразделенного типа, что приводит к большим тепловым потерям, а следовательно, к ухудшению экономических и пусковых качеств двигателя. Однако при разделенных камерах сгорания используются более высокие степени сжатия, а за счет использования кинетической энергии перетекания горючей смеси из одной камеры в другую удается обеспечить качественное приготовление топливно-воздушной смеси и достаточно полное сгорание топлива, а следовательно, повышается мощность двигателя и устраняется его дымление на выпуске.

Кроме этого, дросселирующее действие соединительных каналов разделенных камер позволяет значительно уменьшить жесткость работы двигателя и снизить максимальные нагрузки на детали КШМ.

Для разделенных камер применяются, как правило, одноструйные форсунки, рассчитанные на давление 12,5...15 МПа.

8. Процесс сгорания

8.1. Физико-химические основы процесса сгорания

Рабочее тело в реальных двигателях нагревается в результате осуществления процесса сгорания. Процесс сгорания представляет собой комплекс физико-химических явлений, связанных с возникновением и быстрым протеканием реакций окисления топлива, сопровождающихся интенсивным выделением теплоты и световым излучением. Результатом сгорания является повышение внутренней энергии сжатого рабочего тела, которая в последующем преобразуется в работу расширения. Поэтому от характера протекания процесса сгорания в значительной степени зависят мощностные и экономические показатели двигателя, загрязненность окружающей среды токсическими веществами, а также износ основных деталей КШМ. Несовершенство процесса сгорания даже на номинальных режимах работы обуславливает до 3/4 всех технических потерь и снижает индикаторную работу действительного цикла по сравнению с термодинамической на 12...16% (табл. 1). При этом из-за несовершенства динамики сгорания использование теплоты ухудшается на 3...7%, вследствие повышения теплоемкости рабочего тела - на 3...8%, в результате неполноты сгорания и диссоциации - на 2...3%.

Исходя из этого основные требования к процессу сгорания с точки зрения наилучшего теплоиспользования можно свести к следующим факторам:

- максимальное приближение динамики сгорания к закону подвода теплоты, принятому в термодинамическом цикле, т.е. своевременность и высокая скорость сгорания;

- максимальная полнота сгорания топлива и малая степень диссоциации продуктов окисления;

- минимальное увеличение теплоемкости тела.

Процесс сгорания углеводородного топлива в конечном счете сводится к химическим реакциям соединения углерода и водорода с кислородом воздуха и топлива. При полном сгорании топлива образуются продукты, состоящие из угле-

кислого газа CO_2 , водяных паров H_2O , избыточного кислорода O_2 и азота N_2 , который поступает в цилиндр с воздухом. В случае же неполного сгорания из-за недостатка кислорода часть углерода сгорает полностью и образует углекислый газ CO_2 ($\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$), а часть - не полностью, с образованием окиси углерода CO ($2\text{C} + \text{O}_2 = 2\text{CO}$). Предполагают, что в теоретическом цикле сгорание топлива происходит при теоретически необходимом соотношении топлива и воздуха. Если учесть это допущение и что для полного сгорания 1 кг углерода и 1 кг водорода требуется соответственно 8/3 кг и 8 кг кислорода, то при содержании в воздухе по массе 23% кислорода теоретически необходимое количество воздуха (в кг) для сгорания 1 кг топлива, выразится формулой

$$L_0' = (8g_{\text{C}}/3 + 8g_{\text{H}_2} - g_{\text{O}_2})/0,23, \text{ кг/кг топлива}, \quad (34)$$

где g_{C} , g_{H_2} и g_{O_2} - массовые доли углерода, водорода и кислорода.

Для автомобильного бензина $q_{\text{C}}=0,85$, $q_{\text{H}_2}=0,15$, $q_{\text{O}_2}=0$, а для дизельного топлива $q_{\text{C}}=0,86$, $q_{\text{H}_2}=0,13$ и $q_{\text{O}_2}=0,01$. Поэтому необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг бензина и дизельного топлива соответственно равно: $L_0=15$ кг, $L_0'=14,5$ кг.

Обеспеченность процесса сгорания топлива воздухом в реальном двигателе характеризуется коэффициентом избытка воздуха α , физическая сущность которого рассмотрена в п. 8 (выражение 33). $\alpha=0,85 \dots 1,15$ для карбюраторных двигателей и $\alpha=1,3 \dots 1,8$ для дизелей.

Мощность двигателей, работающих на различных топливах, зависит от количества теплоты сгорания смеси топлива и необходимого для этого количества воздуха. Для жидкого топлива теплота сгорания смеси $Q_{\text{см}}$ (кДж/м³) определяется из выражения

$$Q_{\text{см}} = Q_{\text{U}}/\alpha L_0; \quad (35)$$

$$L_0 = L_0'/29, \text{ кмоль/кг топлива},$$

где Q_{U} - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

L_0 - мольное количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг топлива.

Таким образом, выделенное при сгорании рабочей смеси количество теплоты $Q_{см}$ зависит не только от ранее указанных факторов, но и от качества топлива, т.е. от низшей теплоты его сгорания Q_u , которая находится в пределах: для бензина - 44000 кДж/кг и для дизельного топлива - 42500 кДж/кг.

С точки зрения химической кинетики в основе реакции сгорания топлива лежит элементарный акт столкновения молекул горючего и окислителя, имеющих определенный запас кинетической энергии, в результате которого разрушаются внутримолекулярные связи исходных компонентов, замещаясь новыми. Скорость химических реакций зависит от числа таких активных столкновений. Процесс сгорания целесообразно разделить на две стадии - на воспламенение топлива и на распространение пламени.

В зависимости от способа повышения энергии реагирующих молекул различают принудительное воспламенение (воспламенение смеси от какого-либо постороннего высокотемпературного источника тепловой энергии, например, электрического искрового разряда) и самовоспламенение (воспламенение смеси от предварительного сжатия рабочего тела, при котором его температура повышается до значения, большего температуры самовоспламенения горючей смеси на 300...500°C).

Из появившихся очагов начального воспламенения пламя распространяется по всему объему реагирующей смеси со скоростью U_n (м/с), нормальной к фронту пламени. Механизм перемещения фронта пламени сводится к проникновению активных частиц и передаче теплоты за счет диффузии и теплообмена из зоны реакции в прилегающие к ней слои свежего заряда.

Для увеличения скорости распространения фронта пламени свежий заряд подвергается интенсивному завихрению, что обеспечивается формой камеры сгорания и направленным движением горючей смеси и топлива. При достаточной интенсивности завихренный поток горючей смеси превращается из ламинарного в турбулентный, в результате чего ско-

рость фронта пламени U_n увеличивается с 0,35...0,55 м/с до 40...50 м/с.

Описанный механизм распространения пламени возможен только для гомогенной смеси топлива и окислителя, характерной для карбюраторных двигателей. В двухфазной гетерогенной смеси (дизельный двигатель), когда часть топлива находится в капельно-жидком состоянии, воспламенение смеси происходит в зонах, насыщенных парами топлива. От этих очагов пламя распространяется внутрь зон, где находится жидкое топливо. Так как горение может происходить только в паровой фазе, то при наличии капельного топлива распространение пламени определяется диффузионными процессами переноса теплоты, испарения топлива и смешения его паров с кислородом из наружных зон.

Учитывая, что способы смесеобразования и воспламенения топлива для карбюраторного и дизельного двигателей различны, процесс сгорания для них целесообразно рассматривать раздельно.

8.2. Процесс сгорания в двигателях с принудительным воспламенением

Характер процесса сгорания в двигателях обусловлен особенностями подготовки и зажигания рабочей смеси. Для двигателей с принудительным воспламенением они следующие:

цилиндр заполняется заранее подготовленной в карбюраторе горючей смесью, состоящей из паров топлива и воздуха; в цилиндре к горючей смеси доставляется некоторое количество остаточных газов; к моменту воспламенения рабочая смесь сжимается до давления 0,9...1,5 МПа, при этом температура ее повышается до 600...700 К; смесь зажигается от электрического разряда между электродами искровой свечи.

Изменение параметров рабочего тела и выделение теплоты при сгорании рабочей смеси в двигателе с принудительным воспламенением удобнее всего проследить по развернутой индикаторной диаграмме (рис. 8).

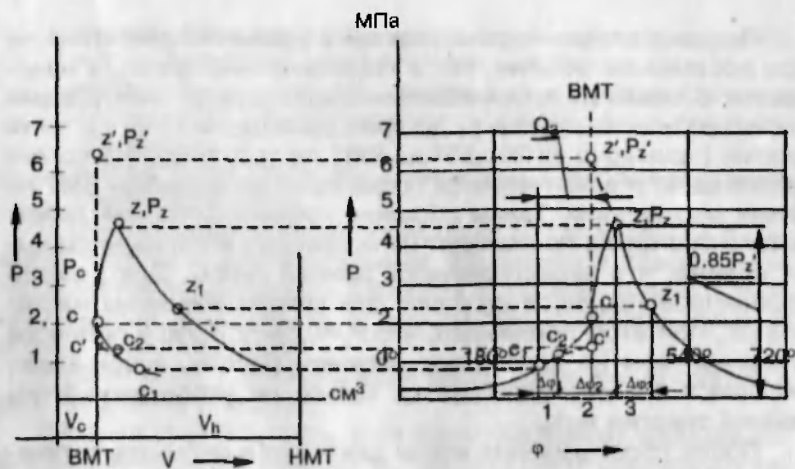


Рис. 8. Линии сгорания на индикаторных диаграммах двигателей с принудительным воспламенением

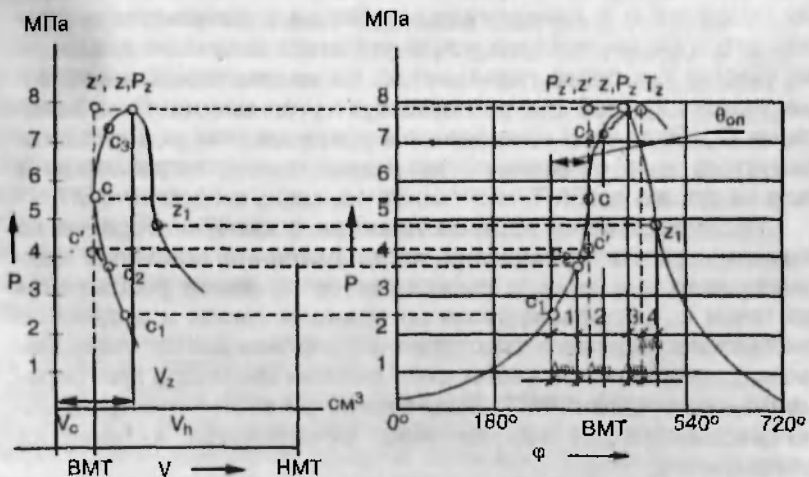


Рис. 9. Линии сгорания на индикаторных диаграммах двигателей с самовоспламенением от сжатия

Процесс сгорания совершается в реальном двигателе не при постоянном объеме, как в теоретическом цикле, а начинается с момента проскакивания искры между электродами свечи зажигания в точке c_1 до прихода поршня к ВМТ в такте сжатия (примерно за $20...55^\circ$ до ВМТ по углу поворота коленчатого вала) и заканчивается после прохода поршнем ВМТ на линии расширения. Таким образом, процесс сгорания действительного цикла происходит не мгновенно и в изменяющемся объеме, что характеризуется линией c_1czz_1 . Для расчета параметров процесса сгорания эта кривая заменена изохорой cz' . При этом принимают, что $P_z = 0,85Pz'$ и что в процессе сгорания газы не совершают внешней работы, а вся выделяющаяся теплота расходуется только на увеличение внутренней энергии тела.

После проскакивания искры давление в цилиндре в течение некоторого времени почти не изменяется и остается таким же, как и при выключенном зажигании (участок c_1c_2). Это происходит вследствие того, что количество сгоревшей смеси на указанном участке незначительно и имеет место теплоотдача от продуктов сгорания к свежей смеси, в стенки камеры сгорания и в днище поршня. Затем в результате интенсивного горения топлива после его воспламенения давление на участке c_2z резко повышается. На индикаторной диаграмме участку кривой c_1z соответствует угол опережения зажигания Q_3 . Этот угол измеряется в градусах угла поворота коленчатого вала от момента зажигания смеси, когда поршень еще не дошел до ВМТ, и до момента, когда он достиг ВМТ.

Распространение фронта пламени в камере сгорания не заканчивается в тот момент, когда давление достигает максимального значения, а продолжается на линии расширения до точки z_1 , сопровождается догоранием смеси и выделением теплоты. Однако это догорание сопровождается уменьшением давления из-за увеличения объема цилиндра при перемещении поршня к НМТ. Выделение при этом теплоты обычно рассматривают как явление, относящееся к процессу расширения.

На развернутой индикаторной диаграмме можно выделить три характерные фазы сгорания смеси в цилиндре двигателя (рис. 8):

первая фаза (угол $\Delta\varphi_1$, линия c_1c_2) - зажигание смеси и формирование очага пламени (начальная фаза);
вторая фаза (угол $\Delta\varphi_2$, линия c_2z) - распространение пламени по объему камеры сгорания (фаза быстрого сгорания);
третья фаза (угол $\Delta\varphi_3$, линия zz_1) - догорание смеси (фаза догорания).

В течение первой фазы происходит предпламенное окисление топлива с незначительным увеличением температуры без повышения давления. Скорость сгорания смеси в этой фазе зависит в основном от химических факторов (свойств топлива и состава смеси).

Первая фаза - это начальная фаза, когда линия сжатия и линия сгорания совпадают.

На продолжительность этой фазы оказывают влияние коэффициент избытка воздуха α , коэффициент остаточных газов γ_r , структура молекул топлива, энергия источника зажигания, степень сжатия ε и нагрузка двигателя. Во время первой фазы сгорает около 6...8% смеси, находящейся в камере. Продолжительность фазы - 4...6° угла поворота коленчатого вала.

Вторую фазу называют периодом быстрого сгорания топлива. В течение этой фазы сгорает около 90% смеси и происходит резкое возрастание скорости сгорания и давления в цилиндре. Она начинается в момент начала повышения давления (точка c_2) и заканчивается в момент, когда давление в цилиндре достигает максимального значения (точка z). Продолжительность этой фазы - 20...30° угла поворота коленчатого вала. Продолжительность фазы зависит от состава смеси, степени сжатия, угла опережения зажигания Q_3 , формы камеры сгорания, степени завихрения смеси и от нагрузки двигателя.

Эффективность сгорания смеси во второй фазе можно оценить степенью нарастания давления - $\Delta P/\Delta\varphi_2$, где $\Delta P = P_2 - P_{c2}$ (МПа); $\Delta\varphi_2$ - угол поворота коленчатого вала. При нормальном протекании процесса сгорания в цилиндре карбюраторного двигателя средняя величина степени нарастания давления находится в пределах 0,12...0,26 МПа. Эта величина зависит от степени сжатия, степени завихрения смеси, угла опережения зажигания и от других факторов.

Если отношение $\Delta P/\Delta\varphi_2 < 0,1$, то сгорание может продолжаться при расширении, что ухудшает топливную экономичность двигателя и ведет к его перегреву.

Если же отношение $\Delta P/\Delta\varphi_2 > 0,26$, то работа двигателя становится жесткой, т.е. нарастание давления происходит чрезмерно резко. Это увеличивает нагрузки, воспринимаемые КШМ, и вызывает повышенные износы, а иногда и поломки его деталей.

Опытным путем установлено, что наибольшая площадь индикаторной диаграммы, а следовательно, и максимальная мощность двигателя получаются в том случае, когда наибольшее давление цикла соответствует углу, равному $10...15^\circ$ угла поворота коленчатого вала после ВМТ.

В карбюраторных двигателях продолжительность третьей фазы (догорания смеси) невелика и определить ее окончание на индикаторной диаграмме весьма трудно (условно обозначим окончание третьей фазы точкой z_1), так как для этого необходимо знать момент полного сгорания смеси. Продолжительность третьей фазы зависит от состава смеси, угла опережения зажигания и степени завихрения смеси.

Для карбюраторных двигателей продолжительность сгорания смеси в целом τ_c составляет $0,001...0,002$ с, зависит главным образом от скорости распространения фронта пламени (скорости сгорания)

$$\tau_c = \pi\Delta\varphi / 180\omega_e, \quad (36)$$

где $\Delta\varphi = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3$ - угол поворота коленчатого вала в $^\circ$;
 ω_e - угловая скорость коленчатого вала в рад/с.

Скорость сгорания в различные периоды процесса сгорания не остается постоянной, а изменяется в довольно широких пределах. В среднем ее значение при нормальном протекании процесса сгорания находится в пределах $20...30$ м/с. Среднюю скорость сгорания условно определяют как отношение пути, пройденного пламенем от свечи зажигания до наиболее удаленной от нее точки камеры сгорания, ко времени, прошедшему от момента зажигания до момента, когда давление цикла достигает максимального значения.

Скорость сгорания смеси зависит от следующих факторов: состава и степени завихрения рабочей смеси, степени сжатия, формы камеры сгорания, угла опережения зажигания, расположения свечи зажигания, нагрузки двигателя.

Существует определенное соотношение между количеством топлива и воздуха в смеси, в пределах которых смесь может воспламениться в цилиндрах карбюраторного двигателя. Указанные пределы носят названия верхнего и нижнего пределов горючести ($\alpha_{\min}=0,3\dots0,5$ и $\alpha_{\max}=1,2\dots1,3$). Эти пределы для различных топлив не являются постоянными, а зависят от температуры, давления и степени завихрения смеси. При повышении температуры горючей смеси пределы воспламеняемости несколько расширяются, а при увеличении давления - сближаются. Остаточные газы в горючей смеси сужают пределы воспламеняемости.

Скорость распространения фронта пламени в цилиндре двигателя, в котором имеют место завихрения смеси, в 8...10 раз больше, чем в цилиндрах, где дно отсутствует.

Наибольшая скорость распространения пламени в бензо-воздушной смеси достигается при коэффициенте избытка воздуха α , находящегося в пределах 0,85...0,9, что обуславливается максимальной температурой газов во фронте пламени, прогревом и воспламенением прилегающих к очагу горения слоев свежего заряда. При работе на смесях $\alpha=0,85\dots0,9$ (обогащенные смеси) двигатель развивает наибольшую мощность, поэтому такие смеси называют смесями мощностного состава. Однако топливная экономичность его несколько снижается.

В случае отклонения величины коэффициента α от указанных значений как в сторону обогащения, так и в сторону обеднения, скорость сгорания смеси уменьшается. Это объясняется главным образом снижением температуры реакции: при работе на богатой смеси - из-за химической неполноты сгорания, а на бедной - вследствие дополнительных затрат теплоты на нагревание избыточного воздуха.

Наибольшую топливную экономичность карбюраторного двигателя обеспечивают смеси, коэффициент избытка воздуха которых находится в пределах 1,05...1,15. В этом случае

скорость сгорания топлива снижается, но благодаря наличию в смеси избыточного кислорода удается наиболее полно окислить топливо и достигнуть максимального тепловыделения, в результате чего снижается его удельный расход и повышаются экономические показатели двигателя. Исходя из этого смеси, имеющие коэффициент избытка воздуха $\alpha=1,05\dots 1,15$, носят название смесей экономического состава (обедненные смеси).

Работа двигателей на богатых ($\alpha=0,5\dots 0,8$) и бедных ($\alpha=1,15\dots 1,25$) смесях всегда связана со значительным ухудшением рабочего процесса и сопровождается снижением мощностных и экономических показателей двигателя, а также загрязнением окружающей среды.

Увеличение начальной температуры смеси сопровождается повышением скорости сгорания, что связано с возрастанием скорости протекания химических реакций.

Повышение же начального давления вызывает небольшое увеличение скорости сгорания смеси. Если же смесь значительно обогащена, то наблюдается обратная зависимость.

Зависимость скорости сгорания смеси от степени сжатия ϵ объясняется совместным влиянием начальной температуры, начального давления и наличием остаточных газов. Увеличение степени сжатия приводит к повышению температуры и давления в конце сжатия и уменьшает содержание остаточных газов в рабочей смеси, что увеличивает скорость сгорания.

От формы камеры сгорания зависит теплоотдача энергии в охлаждающую среду, а также длина пути, проходимого в ней пламенем при горении рабочей смеси. Формой камеры сгорания формируются и вихревые потоки рабочей смеси. Чем меньше отношение поверхности камеры сгорания к ее объему, тем меньше потери теплоты в результате теплопередачи в стенки камеры, что приводит к более интенсивному тепловыделению и увеличению скорости сгорания. С увеличением интенсивности вихреобразования увеличивается площадь соприкосновения топлива с кислородом воздуха, а следовательно, повышается и скорость горения смеси.

Если угол опережения зажигания установлен правильно, то видимое сгорание заканчивается на $10\dots 15$ -м градусе угла

поворота коленчатого вала после ВМТ. В этом случае процесс сгорания происходит при наименьшем объеме камеры сгорания с наибольшей скоростью, а полезная работа цикла и его КПД имеют наибольшие значения.

Увеличение угловой скорости коленчатого вала двигателя способствует повышению скорости сгорания смеси вследствие более интенсивного ее завихрения. Однако при этом уменьшается время, отводимое на сгорание. Опытным путем установлено, что при увеличении угловой скорости коленчатого вала, несмотря на повышение скорости сгорания смеси, угол опережения зажигания следует увеличивать.

Если рабочая смесь перед воспламенением подвергается воздействию высоких температур и давлений, то нормальное сгорание ($V_n=20...30\text{ м/с}$) в цилиндре при определенных условиях может перейти во взрывное (детонационное) сгорание или детонацию ($V_d=1500...2000\text{ м/с}$).

Детонация сопровождается звонкими металлическими стуками, перегревом двигателя, неустойчивой его работой, повышенным износом и поломкой деталей КШМ.

Продолжительная работа при детонационном сгорании смеси приводит к тому же к снижению мощности и ухудшению топливной экономичности двигателя. Причиной детонации является образование активных перекисей, которые представляют собой весьма нестойкие соединения, т.е. первичные продукты окисления углеводородных молекул, образующихся в результате взаимодействия активных молекул кислорода и топлива.

Давление конца сгорания P_z определяется решением двух характеристических уравнений для точек с и z индикаторной диаграммы

$$P_z = \mu P_c T_z / T_c, \text{ МПа}, \quad (37)$$

где μ - коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси относительно точек с и z диаграммы; μ равно отношению числа молей M_z и M_c ($\mu = M_z / M_c$);

T_z - температура в конце сгорания, К;

P_c и T_c - давление и температура конца сжатия, соответственно в МПа и К.

Температура T_z определяется решением двух характеристических уравнений для точек s и z индикаторной диаграммы и уравнения 1-го закона термодинамики.

Конечное уравнение температуры T_z имеет вид

$$T_z m_{c_v'} \mu = m_{c_v} T_c + \xi (Q_u - \Delta Q_u) / \alpha L_o (1 + \gamma_r), \quad (38)$$

где m_{c_v} и m_{c_v}' - соответственно средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания жидкого топлива и свежего заряда при $V = \text{const}$;

ξ - коэффициент использования теплоты; для карбюраторных двигателей $\xi = 0,85 \dots 0,95$;

Q_u - низшая теплота сгорания топлива; для бензина $Q_u = 44000$ кДж/кг;

ΔQ_u - потери теплоты в связи с неполнотой сгорания из-за недостатка кислорода;

L_o - теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг.

Остальные величины, входящие в выражение (38), определены ранее.

Для карбюраторного двигателя P_z находится в пределах 4,0...5,5 МПа, а T_z - в пределах 2300...2800 К.

8.3. Процесс сгорания в дизелях

В дизелях топливо впрыскивается в воздушный заряд, сжатый до давления 3,0...5,0 МПа и имеющий температуру 700...900 К. За короткое время между началом впрыска и воспламенением часть топлива не успевает испариться и находится к началу сгорания в капельно-жидком состоянии. В связи с этим процессы воспламенения и сгорания здесь развиваются в двухфазной гетерогенной системе, характеризующейся неравномерной макро- и микроструктурой. При таких условиях воспламенение топлива может быть только низкотемпературным и многостадийным.

В действительном цикле дизельного двигателя процесс воспламенения топлива начинается в точке s_1 индикаторной диаграммы (на такте сжатия, когда поршень еще не дошел до ВМТ и топливо впрыснуто в сжатый заряд), процесс же сго-

рания осуществляется по линии c_1czz_1 (рис. 9). Догорание в рабочей смеси происходит после прохода поршнем ВМТ и заканчивается на такте расширения в точке z_1 , положение которой определить по индикаторной диаграмме невозможно. Поэтому положение точки z_1 на ней можно считать условным.

Для проведения расчетов сгорания рабочей смеси в дизеле сложная кривая изменения давления на индикаторной диаграмме в период сгорания заменяется двумя прямыми: изохорой cz' и изобарой $z'z$ (рис. 9), т.е. рассматривается цикл со смешанным подводом теплоты. При этом в период видимого сгорания (участок $z'z$) совершается работа:
$$L_{cz} = P_z(V_z - V_c).$$

В целом сгорание в дизелях является непрерывным сложным процессом, включающим в себя физико-химическую подготовку топлива, его самовоспламенение и горение. Весь процесс сгорания условно можно разделить на следующие четыре фазы (рис. 9):

первая фаза (линия c_1c_2 , угол $\Delta\phi_1$) - задержка воспламенения;

вторая фаза (линия c_2z , угол $\Delta\phi_2$) - самовоспламенение и быстрое горение, сопровождающееся интенсивным тепловыделением и резким нарастанием давления;

третья фаза (линия zT_z , угол $\Delta\phi_3$) - горение, сопровождающееся плавным изменением давления;

четвертая фаза (линия T_zz_1 , угол $\Delta\phi_4$) - догорание рабочей смеси.

На продолжительность первой фазы оказывают влияние физико-химические свойства топлива, температура и давление сжатого воздуха, а также степень завихрения рабочей смеси в цилиндре.

Интенсивное тепловыделение во второй фазе является результатом сгорания подготовленной к реакции окисления в период задержки воспламенения рабочей смеси, а также частичного сгорания поступившего жидкого топлива. Впрыск топлива в цилиндр может продолжаться в течение всей второй фазы или закончиться до ее окончания. Степень возрастания давления во второй фазе зависит не только от задерж-

ки воспламенения, но и от скорости подачи, качества распыления и количества впрыскиваемого топлива.

Среднее значение нарастания давления на линии c_2c_3 , как и в двигателе с принудительным воспламенением, равно отношению $\Delta P/\Delta\varphi_2$. Опытным путем установлено, что средняя величина отношения $\Delta P/\Delta\varphi_2$ во второй фазе, при которой происходит нормальная (нежесткая) работа дизеля, не должна превышать 0,3...0,5 МПа на 1° поворота коленчатого вала. Жесткая работа дизеля сопровождается высокими давлениями сгорания и стуками, что приводит к усиленному износу и поломке деталей КШМ.

Наилучшую топливную экономичность дизеля можно обеспечить в том случае, если давление цикла достигает наибольшего значения при повороте коленчатого вала на $6...10^\circ$ после ВМТ.

На протекание второй фазы сгорания и ее эффективность оказывают влияние: период задержки воспламенения, распределение топлива по объему камеры сгорания, количество топлива, поступившего в течение первой фазы, а также скорость подачи и количество впрыскиваемого топлива во второй фазе.

Третья фаза (линия zT_z) заканчивается при повороте коленчатого вала после ВМТ на угол, при котором температура газа T_z достигает наибольших значений. Впрыск топлива к началу третьей фазы обычно заканчивается. Процесс сгорания в третьей фазе происходит при пониженной скорости тепловыделения по сравнению со второй фазой, так как уменьшается концентрация кислорода и, кроме того, горючая смесь перемешивается с продуктами сгорания. Температура же газа в этой фазе непрерывно увеличивается. Если обеспечены оптимальные условия подачи топлива и протекания процесса сгорания, то температура в конце сгорания достигает наибольшего значения при повороте коленчатого вала на $20...30^\circ$ после ВМТ.

Продолжительность третьей фазы зависит от характеристики топлива, степени завихрения заряда, величины коэффициента избытка воздуха α и др. факторов.

Догорание топлива (линия $T_z z_1$) начинается, когда температура цикла достигает максимального значения, и происхо-

дит у всех дизелей. У быстроходных дизелей период догорания больше, чем у тихоходных. Окончание четвертой фазы наблюдается в начальной стадии протекания процесса расширения.

Значительное догорание топлива при расширении вызывает повышение температуры отработавших газов, перегрев двигателя и увеличение теплоты, отводимой в охлаждающую среду, что ухудшает топливную экономичность дизеля. Для уменьшения тепловых потерь в четвертой фазе необходимо активизировать процесс сгорания путем усиления интенсивности завихрения свежего заряда, что улучшает смесеобразование во всем объеме камеры сгорания и обеспечивает эффективное протекание реакции окисления топлива. Этой же цели служит и увеличение коэффициента избытка воздуха α , который для четырехтактных дизелей находится в пределах 1,3...1,8.

На эффективность процесса сгорания и на показатели цикла большое влияние оказывает продолжительность впрыска. При постоянной цикловой подаче топлива и равных углах поворота коленчатого вала короткий впрыск обеспечивает выделение большего количества теплоты при сгорании и более высокую степень нарастания давления, чем длительный впрыск.

Для получения высоких мощностных и экономических показателей дизеля необходимо иметь для него оптимальный угол опережения впрыска топлива. В случае большого угла опережения впрыска подача топлива происходит при сравнительно низкой температуре и малом давлении, что увеличивает период задержки воспламенения. К началу второй фазы в цилиндре скапливается большое количество топлива, в результате чего процесс сгорания происходит при повышенных значениях максимального давления цикла, т.е. чрезмерно жестко. При малом же угле опережения впрыска большая часть топлива сгорает во время расширения, что вызывает перегрев двигателя и повышение температуры отработавших газов, снижение степени нарастания давления при сгорании, а также ухудшает мощностные и экономические показатели работы двигателя.

При повышении угловой скорости вращения коленчатого вала для улучшения экономических показателей дизеля необходимо увеличивать угол опережения подачи топлива ($\theta_{оп}$).

Увеличение нагрузки дизеля вызывает уменьшение коэффициента избытка воздуха α , так как цикловая подача топлива при этом увеличивается, а количество воздуха, поступившего в цилиндр, практически остается постоянным или даже несколько уменьшается из-за его расширения при нагреве. Этот фактор ухудшает экономичность дизеля и повышает его мощностные показатели.

Уменьшение нагрузки приводит к увеличению коэффициента α и, в отличие от работы карбюраторного двигателя при частично открытой дроссельной заслонке, улучшает топливную экономичность дизеля, но это происходит до определенного предела снижения нагрузки дизеля.

Давление P_z и температура T_z в конце сгорания топлива для дизеля определяются решением соответственно двух характеристических уравнений для точек с и z индикаторной диаграммы и уравнения 1-го закона термодинамики:

$$P_z = \lambda P_c = \mu / \rho \cdot T_z / T_c \cdot P_c, \text{ МПа}; \quad (39)$$

$$(\mu c_v + 8,314\lambda) T_c + \xi Q_u / \alpha (1 + \gamma_r) = \mu m c_p T_z, \quad (40)$$

где λ - степень повышения давления при сгорании;

$\lambda = P_z / P_c = (\mu / \rho) \cdot (T_z / T_c)$; $\lambda = 1,5 \dots 1,8$ для дизелей с предкамерным и вихрекамерным смесеобразованием и $\lambda = 1,8 \dots 2,2$ для дизелей с непосредственным впрыском топлива в неразделенную камеру;

$\rho = V_z / V_c$ - степень предварительного расширения при сгорании;

$m c_v$ и $m c_p$ - соответственно средняя мольная теплоемкость воздуха при постоянном объеме и продуктах сгорания при постоянном давлении, кДж/кмоль град;

μ - коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси относительно точек с и z индикаторной диаграммы ($\mu = M_z / M_c$);

ξ - коэффициент использования теплоты; ξ для четырехтактных дизелей равен 0,8...0,9;

Q_u - низшая теплота сгорания; для дизельного топлива $Q_u = 42500$ кДж/кг.

Остальные показатели выражений (39) и (40) определены ранее.

Для дизельных двигателей $P_z = 7,0...8,0$ МПа,
 $T_z = 1800...2200$ К.

9. Процесс расширения (рабочий ход)

В процессе расширения теплота, полученная при сгорании рабочей смеси, преобразуется в полезную механическую работу.

В отличие от теоретического цикла, в котором процесс расширения происходит адиабатически, действительный процесс расширения сопровождается интенсивным теплообменом между газами с одной стороны и деталями КШМ (стенки цилиндра, стенки камеры сгорания, днище поршня) - с другой, а также некоторой утечкой газа через неплотности. Кроме того, происходит подвод теплоты к газам в результате догорания топлива и восстановления некоторого количества продуктов диссоциации, а также уменьшение теплоемкости газов вследствие снижения их температуры при расширении. В результате этого действительный процесс расширения газов сопровождается по политропе с переменным показателем n_{2x} , усредненное значение которого $n_2 = 1,225$ ($n_{2x} = 1,15...1,30$). Аналитически определяется из уравнения

$$n_2 = (\lg P_z - \lg P_B) / (\lg V_B - \lg V_z). \quad (41)$$

Повышение температур сгорания и расширения вызывает увеличение теплоемкости газов и уменьшение показателя n_2 . Увеличение интенсивности охлаждения двигателя способствует увеличению показателя n_2 .

В действительном цикле рабочий ход начинается в начальной фазе сгорания топлива при нахождении поршня в ВМТ (точка с) и заканчивается в начале выпуска отработавших газов (точка b_1), т.е. процессу расширения на индикаторном

торной диаграмме соответствует линия czb_1 (рис.2а,б и рис.10).

При расчете же параметров процесса расширения за начало его принимают точку z' индикаторной диаграммы карбюраторного двигателя и точку z индикаторной диаграммы дизеля. Концом же расширения - точку b' , т.е. момент, когда поршень приходит в НМТ. В этом случае не учитывается предварительное открытие выпускного клапана (до прихода в НМТ) и за линию расширения принимаются соответственно линии zb' и $z'b'$ индикаторных диаграмм (рис.10).

Таким образом, считается, что при работе двигателя по циклу при $V = \text{const}$ расширение происходит от ВМТ до НМТ; при работе же двигателя по смешанному циклу расширение начинается с момента окончания подвода теплоты при $P = \text{const}$ (точка z), а заканчивается в НМТ.

В начале расширения приток теплоты к газам вследствие интенсивного догорания топлива значительно больше, чем теплопередача в охлажденную среду (в "стенки"), поэтому показатель политропы расширения n_{2x} меньше показателя адиабаты расширения k (участки $zm_d, z'm_k$ рис.10). По мере уменьшения догорания топлива значение показателя политропы n_{2x} повышается. При равенстве выделяющейся теплоты при догорании тепловым потерям в "стенке" кривая политропы пересекает линию адиабаты в точках N_k, N_d . При дальнейшем расширении газов тепловые потери в "стенке" больше, чем приток теплоты вследствие догорания, поэтому после точки N значение показателя n_{2x} возрастает и становится большим показателя адиабаты k (участки $m_d b'$ и $m_k b'$).

В связи с тем, что учесть все явления, сопровождающие процесс расширения, весьма трудно, действительную кривую расширения с переменным показателем, как и для процесса сжатия, заменяют политропической кривой с усредненным постоянным показателем n_2 . Среднее значение показателя политропы n_2 меньше значения показателя адиабаты k .

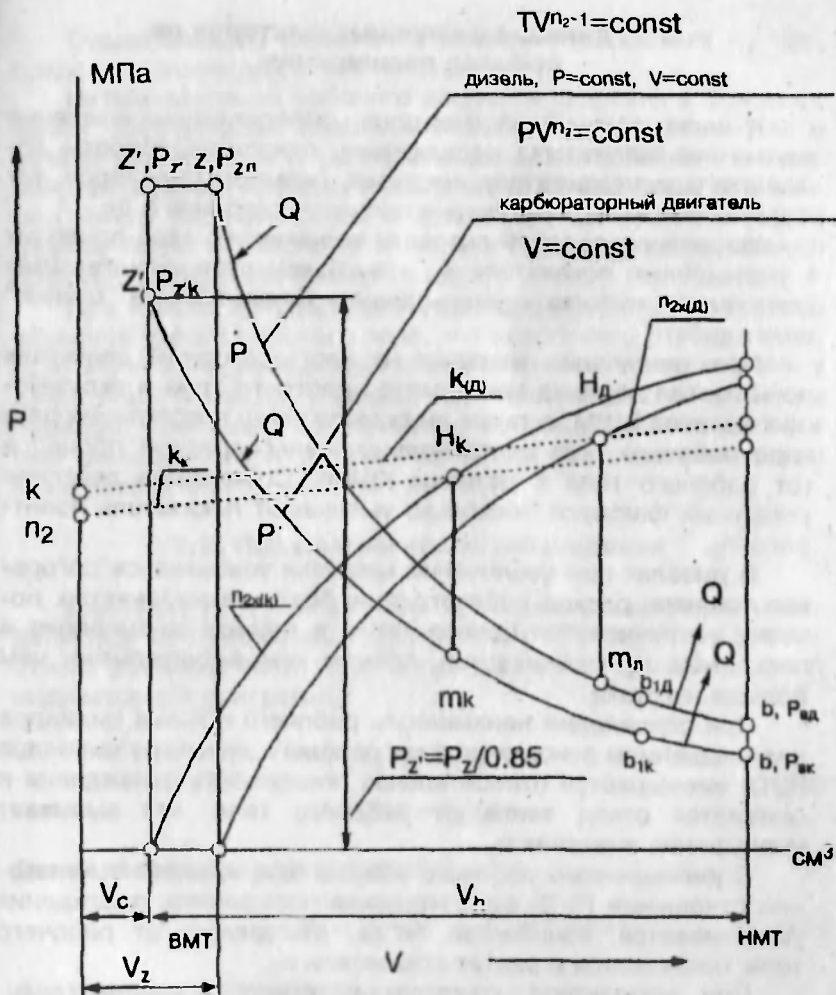


Рис. 10. Взаимное расположение кривых расширения (zb), показателей адиабаты k и политропы n_{2k} : индекс k - двигатель карбюраторный; индекс D - двигатель дизельный

9.1. Влияние различных факторов на процесс расширения

К числу важнейших факторов, определяющих значение показателя политропы расширения, относятся обороты коленчатого вала двигателя, нагрузка, размеры цилиндров, тепловое состояние, протекание процесса сгорания и др.

Увеличение угловой скорости коленчатого вала приводит к уменьшению показателя η_2 , что объясняется значительным догоранием топлива и уменьшением теплоотдачи в "стенки" цилиндров.

При увеличении нагрузки на карбюраторный двигатель повышается перепад температур рабочего тела и окружающих деталей КШМ, а также снижается из-за возрастания расхода рабочего тела относительная теплопередача процесса (от рабочего тела к деталям КШМ). Совместное действие указанных факторов несколько уменьшает показатель политропы η_2 .

В дизелях при увеличении нагрузки усиливается догорание топлива, расход рабочего тела почти не изменяется, поэтому увеличивается подвод тепла в период расширения и показатель η_2 уменьшается, причем тем значительно, чем больше нагрузка.

При сохранении неизменным рабочего объема цилиндра с уменьшением отношения хода поршня к диаметру цилиндра (S/D) уменьшается относительная поверхность охлаждения и снижается отвод тепла от рабочего тела, что вызывает уменьшение значения η_2 .

С уменьшением рабочего объема при неизменном значении отношения (S/D) относительная поверхность охлаждения увеличивается, количество тепла, отводимого от рабочего тела, повышается и растет показатель η_2 .

При компактной конструкции камер сгорания (полусферическая, клиновая) средний показатель политропы будет иметь меньшие значения, чем при камерах сгорания с растянутыми размерами (Γ -образная, Т-образная и т.д.), так как с увеличением размеров камер сгорания увеличивается относительная поверхность охлаждения рабочего тела и повышается отвод тепла от него.

Существенного влияния на значение показателя n_2 тепловое состояние двигателя не оказывает.

Интенсификация рабочего процесса сгорания в основных фазах обеспечивает повышение давления и температуры в начале расширения и уменьшает долю догорающего на линии расширения топлива. В результате усиливается теплообмен между рабочим телом и деталями КШМ и сокращается подвод тепла к рабочему телу, что приводит к повышению среднего показателя политропы n_2 .

При износе деталей цилиндра-поршневой группы увеличиваются утечки рабочего тела, что аналогично отводу тепла. Поэтому в изношенных двигателях значение n_2 выше, чем у двигателей, имеющих хорошее техническое состояние. Таким образом, чем выше коэффициент использования теплоты и чем меньше потери теплоты на линии расширения z_b , тем ниже показатель n_2 .

9.2. Параметры конца расширения

Давление P_b и температура T_b в конце расширения определяются из соотношений, полученных в результате совместного решения политропических уравнений для точек z и b индикаторной диаграммы:

$$P_b V_b^{n_2} = P_z V_z^{n_2}; \quad (42)$$

$$T_b V_b^{n_2-1} = T_z V_z^{n_2-1}.$$

Для карбюраторных двигателей

$$P_b = P_z / \epsilon^{n_2} \quad \text{и} \quad T_b = T_z / \epsilon^{n_2-1}. \quad (43)$$

Для дизельных двигателей

$$P_b = P_z / \delta^{n_2} \quad \text{и} \quad T_b = T_z / \delta^{n_2-1}, \quad (44)$$

где δ - степень последующего расширения,

$$\delta = V_b / V_z = V_a / V_z = (V_a / V_c) / (V_z / V_c) = \epsilon / \rho; \quad (45)$$

ρ - степень предварительного расширения,

$$\rho = V_z/V_c = (\mu/\lambda)/(T_z/T_c); \quad (46)$$

ϵ - степень сжатия.

Остальные показатели соотношений 42...46 определены ранее.

P_b измеряется в МПа, T_b - в К.

Пределы значений параметров процесса расширения для современных двигателей представлены ниже.

Тип двигателя	Пределы изменения		
	среднего показателя политропы расширения n_2	давления в конце расширения P_b , МПа	температуры конца расширения T_x , К
Карбюраторные двигатели	1,23...1,30	0,3...0,5	1200...1500
Дизели	1,18...1,28	0,2...0,4	1000...1200

Уменьшение значений P_b и T_b в конце расширения у дизелей объясняется большей степенью расширения газов и меньшей температурой конца сгорания.

Литература

1. Ховах М.С. Автомобильные двигатели. - М.: Машиностроение, 1977.
2. Белов П.М., Буренков В.Р., Акатов Е.И. Двигатели армейских машин: Теория. - М.: Воениздат, 1971.- Ч.1.
3. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля. - М.: Машиностроение, 1978.
4. Тур Е.Я., Серебряков К.Б., Жолобов П.А. Устройство автомобиля. - М.: Машиностроение, 1990.
5. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль. - М.: Машиностроение, 1987.
6. Атлас Г.А., Ломако Д.М., Ревский В.Г., Сергеевко В.А. Автомобили: Лабораторный практикум. - Мн.: Вышэйшая школа, 1992.
7. Разумовский М.А. Тепловой и динамический расчет двигателя. - Мн.: БГПА, 1994.
8. Хваль Б.Н., Атлас Г.Е., Дубровский М.П., Палазова В.В. Методическое пособие: Лабораторные работы по курсу "Конструкция автомобилей и тракторов" для студентов специальности 05.13 - "Автомобили". В 3 ч. - Мн.: БПИ, 1985.- Ч. I: Двигатели внутреннего сгорания.

Содержание

Введение.....	3
ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	4
1. Теоретические циклы.....	4
2. Действительные циклы.....	8
3. Индикаторные диаграммы действительных циклов..	9
4. Теплоиспользование и тепловой баланс действи- тельного цикла.....	15
5. Процессы газообмена.....	20
6. Процесс сжатия.....	36
7. Процесс смесеобразования.....	42
8. Процесс сгорания.....	51
9. Процесс расширения (рабочий ход).....	67
Литература	73

Учебное издание

БОБРОВСКИЙ Борис Владимирович
ВЕРШИНА Георгий Александрович
ТРИКОЗЕНКО Виталий Витальевич

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности Т.04.06.00 -
"Автомобили"

В 6-и частях

Часть 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Редактор Н.А. Школьникова

Подписано в печать 28.01.98.

Формат 60x84 1/16. Бумага тип. №2. Офсет. печать.
Усл.печ.л. 4,4. Уч.-изд.л. 3,5. Тир. 400. Зак. 533.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусская государственная политехническая академия.
Лицензия ЛВ №155 от 30.01.98. 220027, Минск, пр. Ф.Скорины, 65.