

Таблица 6. 1

Краткая характеристика камер сгорания дизелей

Наименование КС Параметр	Неразделённая с непосредственным впрыскиванием и объёмным смесеобразованием (рис. 6. 29)	Разделённая с предкамерой (рис. 6. 30)	Разделённая с вихревой камерой (рис. 6. 31)	Полуразделённая типа ЦНИДИ (рис. 6. 32)	Полуразделённая с двойным завихриванием воздуха и с плёночным смесеобразованием (рис. 6. 33)
1	2	3	4	5	6
Марка двигателя	В-2, Д-6, ЧН 21/21	КДМ-46	ЧН 10/12, СМД-14	Д-130, Д-160	MAN
p_e , МПа	0,6...0,65	0,55...0,65	0,6...0,75	0,6...0,7	0,75...0,82
α	1,6...2,0	1,3...1,5	1,25...1,5	1,5...1,8	1,2...1,4
g_e , г/(кВт·ч)	200...230	272...286	245...272	224...245	224...238
$P_{\text{макс}}$, МПа	7,5...8,5	5,0...6,0	5,5...6,5	6,5...7,2	6,0...7,0
$W_{p_{\text{макс}}}$, $\frac{\text{МПа}}{\text{град ПКВ}}$	0,8...1,2	0,3...0,4	0,4...0,5	0,6...0,8	0,3...0,4
ξ^*	0,80...0,90	0,65...0,75	0,70...0,80	0,80...0,88	0,84...0,88

1	2	3	4	5	6
m^*	0...0,15	0,4...0,6	0,3...0,5	0,0...0,3	0,6...1,0
φ_z , град ПКВ	90...150	60...100	60...90	100...120	50...60
ε	14...15	16...18	15...17	14...16	16...17
n_H , мин ⁻¹	1800...2000	1800...2800	1700...2300	1000...1800	2500...3200
$p_{впр}$, МПа	200...210	120...140	120...140	210...2300	
Тип распылителя ($d_c \times i_c$)	(0,15...0,35) \times (6...8)	(0,5...0,8) \times 1	Штифтовый	(0,35...0,45) \times \times (5...8)	(0,35...0,5) \times 2
D , мм	150...180	80...150	100...175	120...230	110...140
Примечание		Объем предкамеры составляет 25...40 % от объема КС	Отношение объема вихревой камеры к полному объему КС составляет 60...80 %		

ξ , m и φ_z – коэффициент эффективности сгорания, показатель и условная продолжительность сгорания соответственно (см. раздел 7).

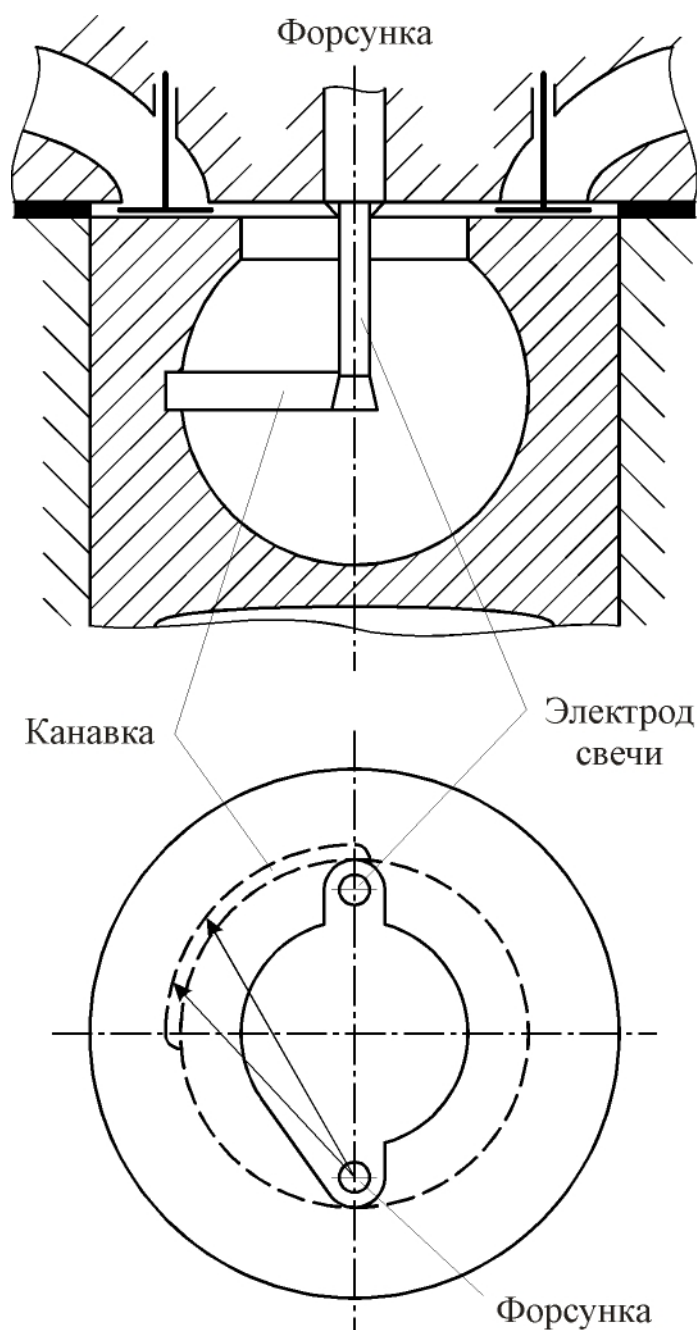


Рис. 6. 34. Полуразделённая камера сгорания с FM-процессом

На рис. 6. 36 приведена схема камеры сгорания с пристеночным смесеобразованием дизеля ЗИЛ-645 [15]. Распылитель с двумя сопловыми отверстиями ($d_c \approx 0,45$ мм) создаёт пристеночный факел, направленный параллельно стенке камеры сгорания, и объёмный факел, направленный к центру полусферического днища и используемый, главным образом, для организации самовоспламенения топлива.

На некоторых двигателях идея ограничения массы топлива, участвующего в самовоспламенении, реализована без подачи топлива на стенку камеры сгорания. В этом случае используется так называемое пристеночное смесеобразование, применённое впервые в дизелях фирмы Дойц («Deutz»). При таком смесеобразовании топливная струя из распылителя направляется параллельно образующей стенки камеры сгорания, рис. 6. 35. Интенсивный воздушный вихрь вокруг оси цилиндра создается при помощи винтовых впускных каналов. Этот вихрь вызывает сепарацию (разделение по массе) капель топливной струи.

Более крупные капли топлива под влиянием центробежных сил сосредотачиваются около стенок камеры сгорания, а более мелкие и подготовленные к воспламенению образуют близкий к стехиометрическому состав смеси, участвуют в самовоспламенении и сгорании. Направление оси факела параллельно образующей гиперболоида, что увеличивает свободную длину факела ($L > H$).

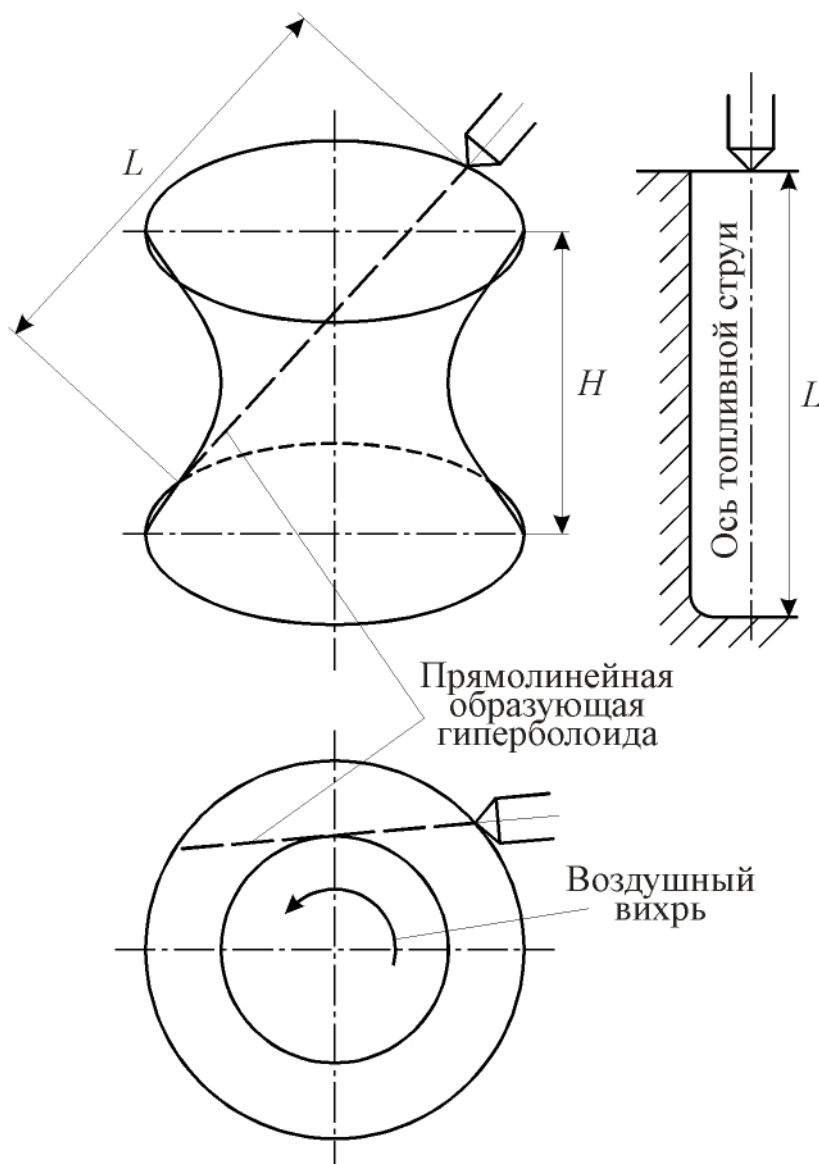


Рис. 6. 35. Гиперболическая камера сгорания с пристеночным смесеобразованием

На пусковых режимах подача топлива через пристеночный канал уменьшается, а через объёмный увеличивается, что улучшает пуск. Камера сгорания цилиндрического типа значительно упрощена по сравнению с камерой сгорания «Deutz». Завихривание создаётся винтовым каналом. Окружная скорость воздуха на периферии камеры сгорания достигает 60 м/с. Под действием воздушного вихря пристеночный факел отбрасывается на стенки камеры сгорания и образует тонкую плёнку. Далее следуют процессы нагревания, испарения, смешивания с воздухом и сгорания. Возможна работа на бензинах и смесях бензина с дизельным топливом.

Двигатели с разделёнными камерами сгорания менее экономичны, характеризуются затруднительным пуском. Но для них свойственна хорошая динамика сгорания. В двигателях с такими КС могут быть использованы топлива со сравнительно невысокими цетановыми числами.

6. 7. Модель изохорно-изобарного (смешанного) сгорания. Расчёт процесса сгорания с изохорно-изобарным подводом теплоты

Приближенный расчёт рабочего цикла дизеля выполняют по смешанной схеме сгорания (рис. 6. 37). Основные допущения и упрощения:

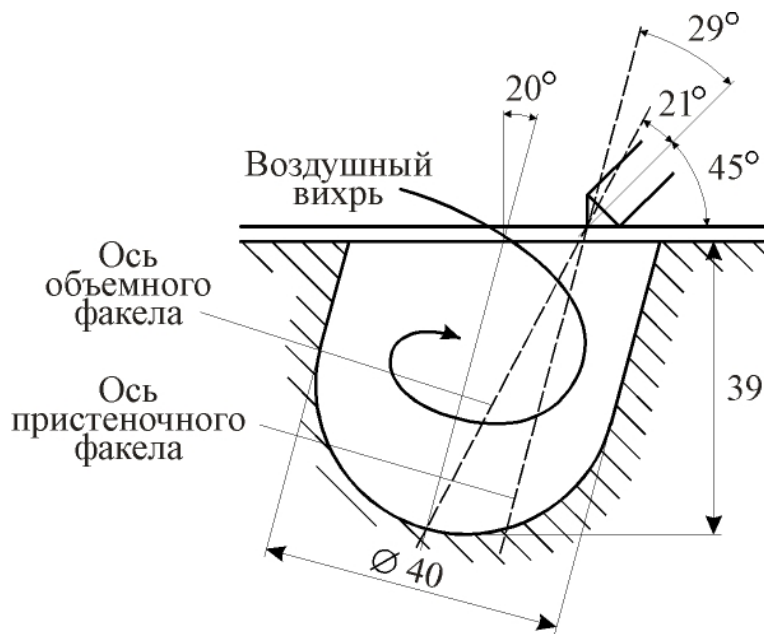


Рис. 6. 36. Камера сгорания дизеля ЗИЛ-645 с пристеночным смесеобразованием

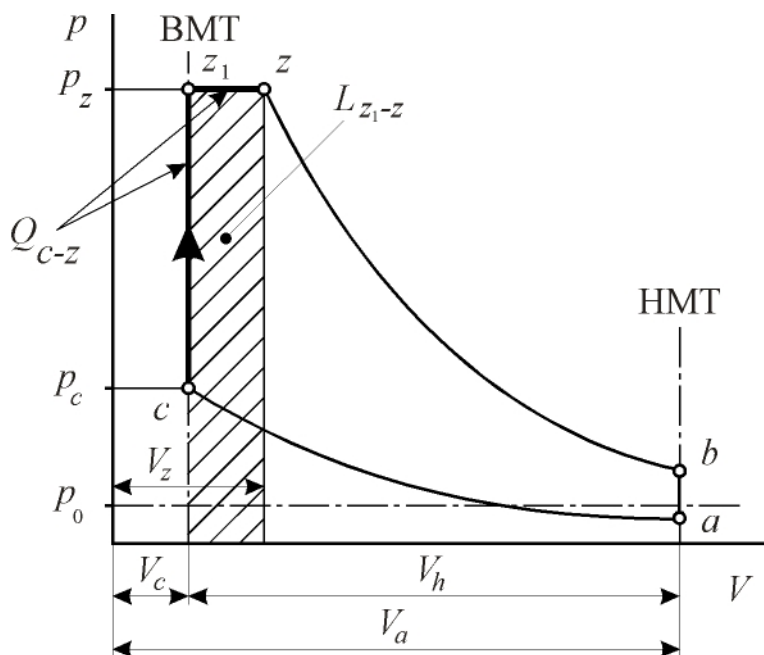


Рис. 6. 37. Схема индикаторной диаграммы цикла с изохорно-изобарным сгоранием

тела в конце процесса сжатия

$$M_a = M_c = M_0 + M_r = (1 + \gamma)\alpha L_0.$$

Поскольку расчёт рабочего цикла ведётся на один кг сжигаемого топлива, то количество теплоты, подведённое к рабочему телу в процессе сгорания, может быть выражено через низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_{C-Z} = \xi_z H_u,$$

1. Полагают, что сгорание начинается в момент нахождения поршня в ВМТ;

2. Часть топлива сгорает при условии $V = \text{Const}$, а остальная часть – при условии $p = \text{Const}$. Величиной степени повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$$

задаются.

Помимо этого учитывают тепловые потери и зависимость теплоёмкости от температуры и химического состава рабочего тела.

На основании первого закона термодинамики

$$Q_{c-z} = U_z - U_c + L_{z_1-z}, \quad (6.18)$$

где U_c и U_z – внутренняя энергия рабочего тела в конце процессов сжатия и сгорания; Q_{c-z} – подведенное к рабочему телу в процессах $V = \text{Const}$ и $p = \text{Const}$ количество теплоты; L_{z-z} – работа газов в процессе предварительного расширения z_1-z ;

Ранее было получено

$$U_c = \mu C_{VO} M_a T_c,$$

где число молей рабочего

где ξ_z – коэффициент использования теплоты, учитывающий неполноту сгорания, потери части теплоты в стенки и потери теплоты вследствие конечности процесса сгорания.

Величина ξ_z зависит от коэффициента избытка воздуха α и от совершенства организации процессов смесеобразования и сгорания, то есть, от типа камеры сгорания.

Как правило, чем меньше α , тем больше неполнота сгорания и меньше величина ξ_z .

В табл. 6. 2 приведены средние значения ξ_z в зависимости от типа камеры сгорания.

Таблица 6. 2

Типы камер сгорания дизелей	ξ_z
Неразделённые и полуразделённые	0,80...0,85
Разделённые (вихревые и предкамерные)	0,75...0,80

Низшая теплота сгорания дизельных топлив H_u обычно находится в пределах 42...42,7 МДж/кг.

Внутренняя энергия рабочего тела в конце процесса сгорания

$$U_z = \mu C_{v_z} M_z T_z$$

где T_z – температура рабочего тела в конце процесса сгорания.

Работа газов в процессе предварительного расширения (рис. 6. 37)

$$L_{z_1-z} = p_z (V_z - V_c) = p_z V_z - p_z V_c.$$

Из отношения

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c},$$

называемого степенью повышения давления в процессе сгорания,

$$p_z = \lambda p_c.$$

Тогда уравнение работы переписывается в следующем виде:

$$L_{z_1-z} = p_z V_z - \lambda p_c V_c.$$

Используя уравнение состояния газов Менделеева, получаем

$$p_z V_z = R M_z T_z,$$

$$p_c V_c = R M_a T_c.$$

После соответствующей подстановки уравнение работы примет вид

$$L_{z_1-z} = R M_z T_z - R \lambda M_a T_c.$$

Подставляя все полученные значения слагаемых в исходное уравнение первого закона термодинамики, получаем

$$\mu C_{v_0} M_a T_c + \xi_z H_u = \mu C_{v_z} M_z T_z + R M_z T_z - R \lambda M_a T_c,$$

или

$$(R\lambda + \mu C_{v_0})M_a T_c + \xi_z H_u = (R + \mu C_{v_z})M_z T_z.$$

Известно, что

$$R + \mu C_{v_z} = \mu C_{p_z},$$

где μC_{p_z} – средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном давлении, кДж/(кмоль·град);

R – универсальная газовая постоянная, кДж/(кмоль·град).

После деления на M_a уравнение сгорания можно записать в следующем виде:

$$(R\lambda + \mu C_{v_0})T_c + \frac{\xi_z H_u}{M_a} = \mu C_{p_z} \frac{M_z}{M_a} T_z.$$

Учитывая, что $\beta_z = \frac{M_z}{M_a}$, $M_a = (1 + \gamma)\alpha L_0$, уравнение сгорания примет свою окончательную форму

$$(R\lambda + \mu C_{v_0})T_c + \frac{\xi_z H_u}{(1 + \gamma)\alpha L_0} = \beta_z \mu C_{p_z} T_z. \quad (6.19)$$

Параметры рабочего тела в конце процесса смешанного сгорания

Температура T_z рабочего тела в конце сгорания. Обозначим левую часть уравнения сгорания через S_2 , то есть,

$$S_2 = R\lambda + \mu C_{v_0} T_c + \frac{\xi_z H_u}{(1 + \gamma)\alpha L_0}.$$

Тогда уравнение сгорания примет вид

$$\beta_z \mu C_{p_z} T_z = S_2.$$

Учитывая зависимость теплоёмкости от температуры и принимая её изменяющейся по линейному закону, находим

$$\mu C_{p_z} = A_{p_z} + B_z T_z,$$

где $A_{p_z} = R + A_z$, и после подстановки имеем

$$\beta_z (A_{p_z} + B_z T_z) T_z - S_2 = 0,$$

или

$$\beta_z B_z T_z^2 + \beta_z A_{p_z} T_z - S_2 = 0.$$

После деления на $\beta_z B_z$

$$T_z^2 + \frac{A_{p_z}}{\beta_z B_z} T_z - \frac{S_2}{\beta_z B_z} = 0,$$

откуда

$$T_z = -\frac{A p_z}{2\beta_z} \pm \sqrt{\left(\frac{A p_z}{2\beta_z}\right)^2 + \frac{S_2}{\beta_z B_z}}. \quad (6.20)$$

Обычно $T_z = 1900 \dots 2200$ К.

Давление рабочего тела в конце смешанного сгорания определяется по выражению

$$p_z = \lambda p_c,$$

где λ – степень повышения давления (табл. 6. 3).

Таблица 6.3

Экспериментальные значения λ для дизелей с различными камерами сгорания

Тип камеры сгорания	λ
Неразделённые (с непосредственным впрыскиванием топлива) и без организованного завихривания воздуха	1,8...2,2
Полуразделённые с организованными завихриваниями воздуха	1,6...1,8
Разделённые	1,4...1,6

Задаваясь величиной λ , задаются, по существу, величиной $p_z = p_{\text{макс}}$. Обычно для двигателей без наддува $p_z \approx 5,0 \dots 8,0$ МПа, для двигателей с наддувом $p_z \approx 9,0 \dots 12,0$ МПа.

Объём рабочего тела в конце смешанного сгорания находится на основании уравнения состояния газов Д. И. Менделеева. Запишем это уравнение для моментов, соответствующих началу и завершению сгорания (точки С и z индикаторной диаграммы),

$$p_c V_c = R M_a T_c;$$

$$p_z V_z = R M_z T_z.$$

После почленного деления получим

$$\frac{V_z}{V_c} = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} -$$

степень предварительного расширения.

Обычно $\rho = 1,2 \dots 1,7$.

$$V_z = \rho \cdot V_c = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \cdot V_c.$$

Эмпирические формулы средних молярных теплоёмкости, необходимые для определения численных значений параметров рабочего тела при смешанном сгорании, приведены в разделе 5. 6.

Рассмотренные модель и метод расчёта смешанного (а также и изохорного, см. разд. 5) сгорания были предложены и развиты русскими и советскими учёными В. И. Гриневецким, Н. Р. Бриллингом, Е. К. Мазингом и др. Одним из важных достоинств этих методов является их наглядность и относительная несложность вычислений. И эти обстоятельства имели особенно важное значение, когда отсутствовали современные быстродействующие ЭВМ.

По существу, эти методы расчёта стали классическими. Но свой образовательной, познавательной, а часто и расчётной ценности они не утратили и сегодня. Им всегда уделялось [16] и уделяется значительное внимание. Подтверждением служит учебная и специальная научно-техническая литература по ДВС (см., например, [1, 17]).

Вместе с тем, возросший объём научно-исследовательских работ, результаты глубоких научных исследований процессов в ДВС и бурное развитие ЭВМ (особенно ПЭВМ) сделали возможным и необходимым применение более точных и требующих значительно более сложных вычислений методов. Этими обстоятельствами была обусловлена разработка новых методов моделирования и расчёта процессов. К таким методам могут быть отнесены, в частности, методы, предложенные профессором И. И. Вибе [18, 19, 20]. Краткому изложению такого подхода к моделированию процессов в ДВС посвящён следующий раздел.

7. РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ С УЧЁТОМ ДИНАМИКИ ВЫГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Приведённые выше методы расчёта процесса сгорания применительно к дизелям и двигателям с внешним смесеобразованием всё же лишь схематично отражают действительное изменение параметров состояния рабочего тела в течение процессов сгорания. Эти методы не учитывают действительного характера выделения теплоты во времени, то есть, истинную кинетику процесса сгорания и угла опережения воспламенения топлива, оказывающих очень большое влияние на последующее изменение параметров состояния рабочего тела в процессе сгорания.

По этим причинам результаты упрощённых расчётов процессов сгорания оказываются приближёнными и недостаточно полными (рис.7. 1).

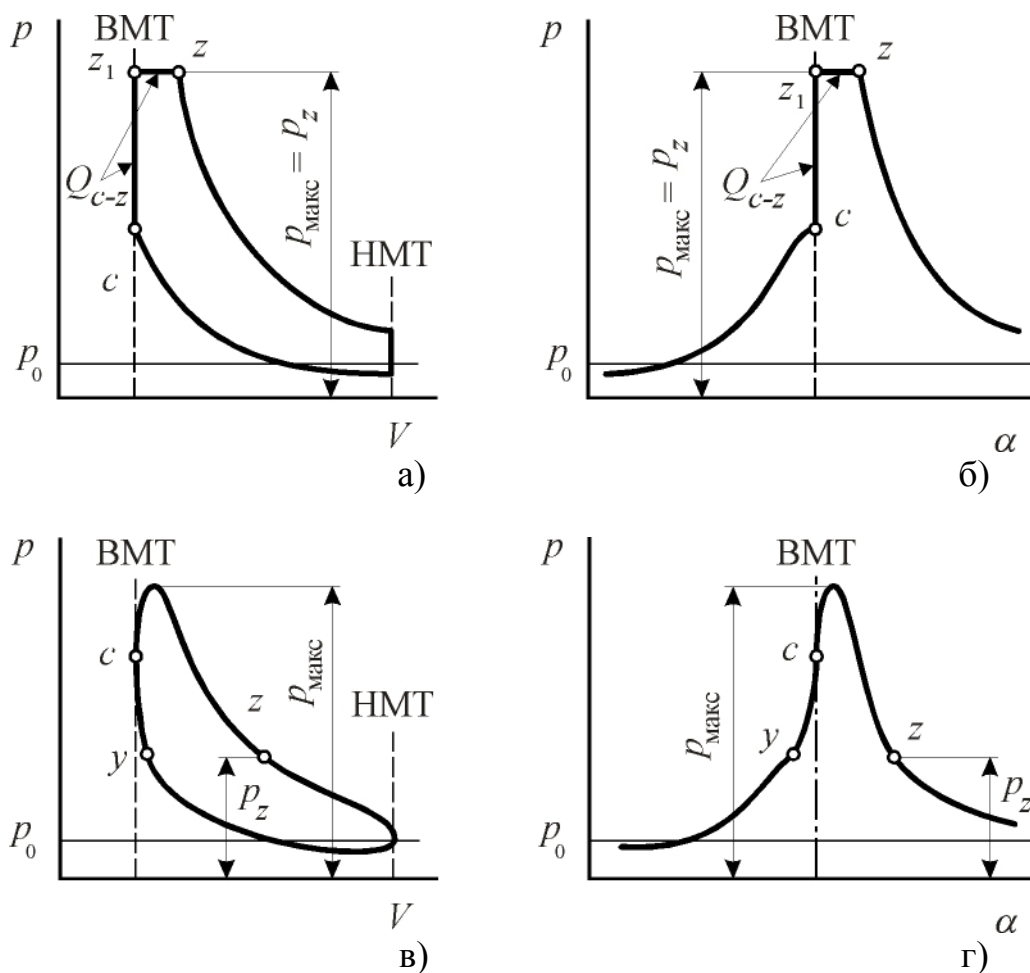


Рис. 7. 1. Сравнение индикаторной диаграммы рабочего цикла с изохорно-изобарным сгоранием с диаграммой действительного рабочего цикла:

а) и б) – цикл с изохорно-изобарным сгоранием;

в) и г) – действительный рабочий цикл

Такой важный показатель цикла, как $p_{\text{макс}}$, по сути дела, не выявляется расчётом: им приходится задаваться (в случае с дизелями задаются степенью повышения давления рабочего тела λ в процессе изохорного сгорания, а при расчёте двигателей с внешним смесеобразованием принимают $p_{\text{макс}} \approx 0,85p_z$). Быстрота нарастания давления и оптимальный угол опережения воспламенения вообще не могут быть определены упрощёнными методами расчёта процесса сгорания: допускается, что горение топлива начинается при положении поршня в ВМТ. Как будет показано в дальнейшем, по этим же причинам ограничена возможность глубокого теоретического исследования рабочего цикла двигателей.

Проведём сравнение действительного рабочего цикла и цикла с изохорно-изобарным сгоранием с точки зрения кинетики процесса сгорания.

Кинетика – раздел физической химии, в котором рассматриваются скорости и механизмы химических реакций. Нас интересует, в первую очередь, скорость сгорания. Обозначим через x долю сгоревшего топлива при повороте коленчатого вала двигателя на угол φ от начала сгорания; через φ_z – условную продолжительность сгорания; через t/t_z – отвлечённое время; через $dx/d(t/t_z)$ – отвлечённую скорость сгорания. Проведём анализ протекания соответствующих параметров (рис. 7. 2).

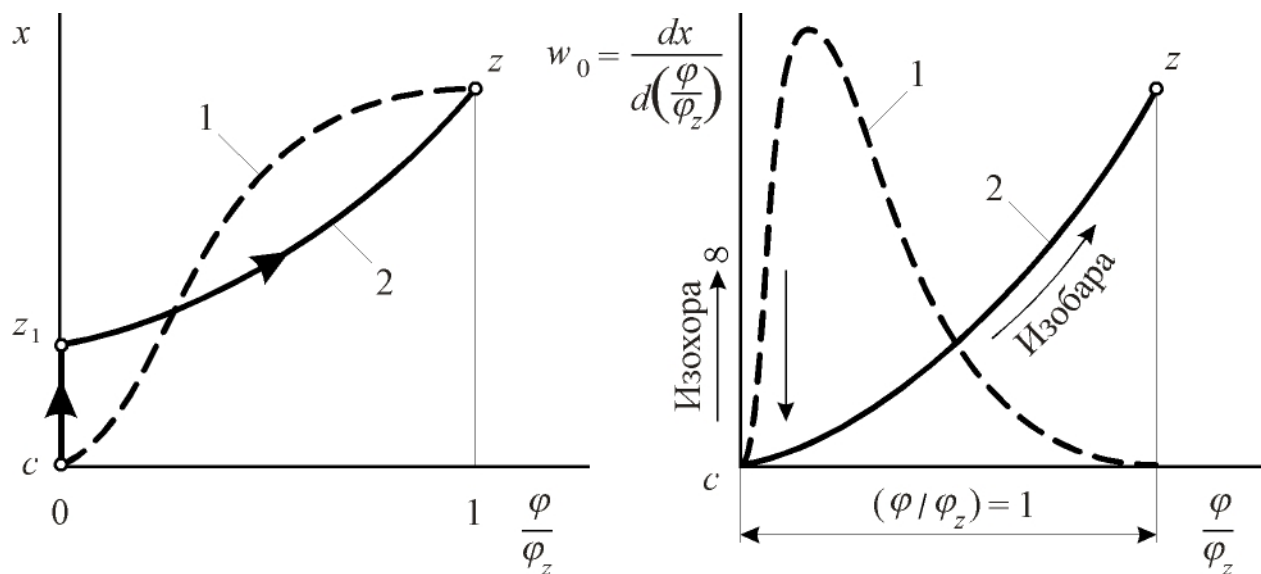


Рис. 7. 2. Сравнение характера выгорания топлива и скорости его выгорания применительно к случаям действительного рабочего цикла и цикла со смешанным сообщением теплоты: 1 – характер сообщения теплоты РТ в действительном рабочем цикле дизеля; 2 – характер сообщения теплоты в цикле со смешанным сгоранием

Сопоставление графиков изменения x , $dx/d(t/t_z)$ позволяет заключить, что схема смешанного (изохорно-изобарного), так же как и схема изохорного сго-

рания, не соответствует кинетике сгорания, имеющей место в действительном цикле.

Названным недостатком моделирования и расчёта процесса сгорания большое внимание уделял профессор И. И. Вибе. Он отмечал, что богатый экспериментальный материал по процессам сгорания в двигателях, а также уже известные теоретические материалы по анализу и обобщению особенностей процессов выгорания топлива в двигателях позволяют предложить более совершенные модели для описания сгорания в двигателях. В последующих разделах (7. 2, 7. 3, 7. 4, 7. 6) достаточно подробно показывается, как он доказывал целесообразность этого и обосновывал преимущества вводимого в науку им метода (см. также [18, 20]).

7. 1. Динамика процессов сгорания

Характер изменения в процессе сгорания давления и температуры рабочего тела в зависимости от времени, угла поворота коленчатого вала или переменного объёма цилиндра назовём динамикой процесса сгорания, или просто динамикой сгорания.

Динамика процесса сгорания влияет на величину всех важнейших показателей рабочего цикла двигателя: $L_i, p_i, g_i, \eta_i, p_{\text{макс}}, T_{\text{макс}}, w_{\text{рмакс}}, \theta_{\text{опт}}$.

Динамика сгорания определяет вместе с силами инерции газовую и инерционную нагрузки на детали КШМ, нагрузки на шатунные и коренные подшипники, влияет на крутильные колебания системы коленчатого вала. Динамикой сгорания в значительной степени определяются процессы теплопередачи в элементах цилиндро-поршневой группы двигателя, а, следовательно, и температуры деталей этой группы, их теплонапряжённость. От динамики сгорания зависит уровень шума работающего двигателя. Динамика процесса сгорания определяется многими факторами, важнейшими из которых являются: кинетика процесса сгорания (скорость сгорания), скорость изменения объёма рабочего тела, угол опережения воспламенения, полнота сгорания, степень сжатия, коэффициент избытка воздуха и давление наддува. Динамика процесса сгорания определяет характер протекания линии сгорания индикаторной диаграммы. Линия сгорания даёт, в общих чертах, наглядное представление о динамике сгорания в каждом конкретном случае.

Главная трудность на пути совершенствования методов расчёта рабочего цикла заключается в расчёте динамики процесса сгорания с учётом кинетики сгорания и угла опережения воспламенения. Рассмотрим подробнее эту задачу.

Анализ характера протекания кривой сгорания

Типичная кривая сгорания $y - c - z_p - z_T - z$ (рис. 7. 3) приведена на индикаторных $p - V$ - и $p - \alpha$ -диаграммах. В точке y происходит воспламенение топлива, а в точке z процесс сгорания заканчивается. На участке $y - c$ давление рабочего тела возрастает, во первых, вследствие уменьшения объёма газов и, во вторых, вследствие начавшегося процесса сгорания. Первая причина имеет физическую природу, вторая – химическую. На участке $c - z_p - z$ действуют те же два фактора, но с той лишь разницей, что на участке $c - z_p$, вследствие большой скорости сгорания и малой скорости увеличения объёма, действие химического фактора оказывается решающим, и давление газов увеличивается. На участке $z_p - z$, вследствие убывания скорости сгорания $dx/d\alpha$ и увеличения скорости возрастания объёма, решающим становится физический фактор, и давление газов уменьшается.

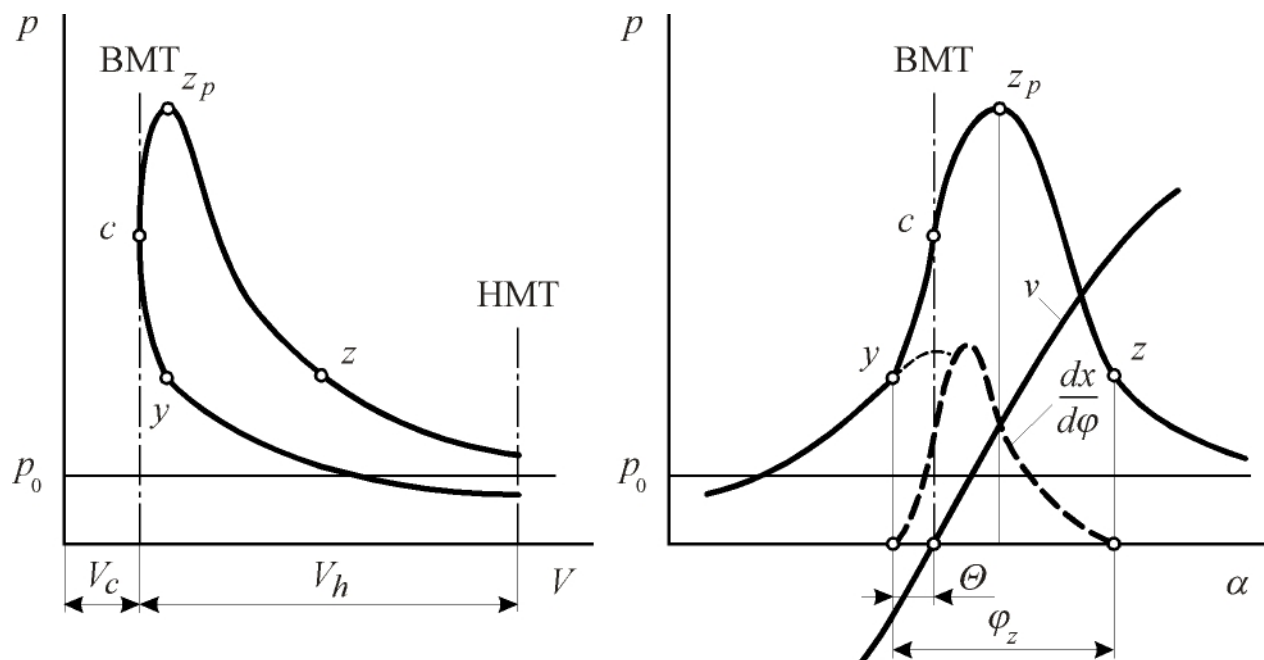


Рис. 7. 3. К анализу индикаторной диаграммы давления рабочего тела в процессе сгорания: p – давление рабочего тела; $dx/d\phi$ – скорость сгорания (относительная); v – скорость перемещения поршня

Точка достижения максимального давления газов z_p отражает момент мгновенного равновесия названных двух противоборствующих факторов: насколько скорость сгорания «стремится» повысить давление газов, настолько скорость увеличения объёма «стремится» понизить его.

Конечно, в процессе сгорания происходит также теплообмен между рабочим телом и стенками камеры сгорания. И всегда, в большей или меньшей степени, имеет место неполное сгорание топлива, а иногда и некоторые дополнительные потери (на перетекание газов, например, во вспомогательных каме-

рах сгорания, на диссоциацию продуктов сгорания), что также отражается на характере протекания линии сгорания $y - z$. Однако, опыт показывает, что вид линии сгорания $y - z$ при неизменном θ определяется, в основном, первыми двумя факторами, имеющими физическую и химическую природу. Отсюда следует, что для расчёта процесса сгорания необходимо привлечь, в первую очередь, закономерности термодинамики и химической кинетики. Влияние же теплообмена, неполноты сгорания и других потерь на динамику сгорания является второстепенным и может быть учтено усреднёнными поправочными коэффициентами.

Таким образом, динамика сгорания в определённых условиях (при неизменных ε , α , p_k и др.) определяется главным образом тремя факторами:

1. Скоростью сгорания топлива, то есть, кинетикой;
2. Скоростью изменения объёма, то есть, скоростью поршня;
3. Моментом воспламенения, то есть, величиной угла опережения воспламенения.

На динамику сгорания оказывают влияние также и другие факторы. Например, химический состав рабочего тела, характер зависимости отношения теплоёмкостей $k = C_p/C_v$ от температуры, полнота сгорания топлива, теплопередача в стенки и другие потери энергии.

В последние годы фронт науки проходит на стыке наук. Мы столкнулись с задачами ряда наук: механики, химической кинетики и термодинамики. В первую очередь для решения поставленной задачи необходимо знать закономерности выгорания топлива во времени.

7. 2. Кинетический закон сгорания

Случайно или закономерно протекает развитие сгорания во времени?

Кинетический закон сгорания характеризуется уравнением выгорания топлива в двигателях $x = F(t)$, выражающим закономерное изменение доли сгоревшего топлива x от времени t в течение процесса сгорания.

Топливо, сжигаемое в двигателях, состоит из смеси различных углеводородов. Многочисленными экспериментами твёрдо установлено, что углеводороды окисляются и сгорают в результате цепных химических реакций. Следовательно, для того, чтобы найти уравнение выгорания топлива $x = F(t)$, необходимо обратиться к понятиям теории цепных реакций.

Значимость этого обстоятельства профессор И. И. Вибе часто подчёркивал (см., например, [1]), ссылаясь на классиков общественно-политической и научной литературы. Он упоминал также их высказывания.

Ф. Энгельс (в связи с анализом диалектических положений перехода количественных изменений в качественные): «Но в тот ничтожный промежуток времени, когда атомы свободны (O , H , N) ... они ... могут вступить во всякие подходящие для них соединения. Значит, они находятся в «активном состоянии» по сравнению с молекулами O_2 , H_2 , N_2 »; «Молекула распадается на свои отдельные атомы, у которых совершенно иные свойства, чем у неё Свободные атомы ... кислорода играючи производят то, чего никогда не сделают связанные в молекулы атомы атмосферного кислорода» [21].

Н. Н. Семенов (советский учёный, основатель теории цепных химических реакций): «Если бы указанные мысли Энгельса ... стали известны химикам в начале нашего века, то они, несомненно, способствовали бы более раннему зарождению цепной теории...» [22].

Основные понятия о цепных реакциях

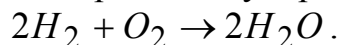
Главную роль в цепных реакциях играют радикалы со свободной валентностью. Примерами таких радикалов могут служить гидроксил $\bullet OH$, метил $\bullet CH_3$, атомарные кислород $\bullet O$ водород $\bullet H$ и др. (точка в химическом символе элемента означает свободную валентность). Свободные радикалы являются теми активными частицами или, как их еще называют, активными центрами, которые обуславливают начало и развитие цепной реакции.

Зарождением цепей, или инициированием реакции, называется начальная стадия цепной реакции, приводящая к образованию свободных радикалов из валентно-насыщенных молекул. Примером зарождения цепной реакции может служить зажигание горючей смеси электрической искрой в двигателях.

Цепными реакциями называются процессы химического превращения исходных веществ в конечные продукты реакции, которые осуществляются многократным повторением нескольких элементарных актов реакции, идущих с сохранением свободной валентности.

Совокупность последовательных элементарных актов реакции, многократно повторяющихся в течение цепной реакции, называется *звеном цепи*. В процессе развития цепной реакции звенья, составляющие цепи, могут быть трёх видов: стационарные, разветвляющие и звенья обрыва.

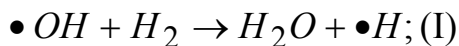
В качестве примера рассмотрим цепную реакцию сгорания водорода:



Эта общеизвестная формула подводит лишь баланс химической реакции. Она говорит только о том, что в данной реакции на две молекулы водорода расходуется одна молекула кислорода, и в результате получаются две молекулы воды. В действительности механизм этой реакции значительно сложнее.

Предположим, что тем или иным путём произошло зарождение цепей, то есть, из валентно-насыщенных молекул получим свободные радикалы и, в частности, гидроксил $\bullet OH$.

В этом случае простейшее законченное звено цепи (цикл реакции) можно представить себе состоящим из трех последовательных элементарных реакций:

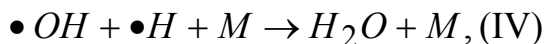


где I – элементарная реакция, осуществляется с сохранением свободной валентности, что обеспечивает продолжение цепи;

II и III – элементарные реакции, осуществляются с умножением свободной валентности, что обуславливает разветвление цепи.

Таким образом, данное звено цепи начинается с одного свободного радикала $\bullet OH$, а заканчивается двумя свободными радикалами $\bullet OH$ и одним $\bullet H$, каждый из которых порождает новые цепи. Рассмотренная совокупность трёх последовательных элементарных процессов называется *разветвляющим звеном цепи*.

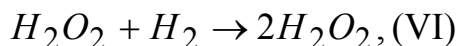
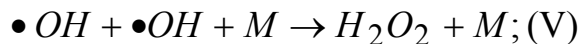
Стационарное звено получится, если к реакциям I, II и III прибавится реакция



где M – любая третья молекула, необходимая для отвода энергии, освобождающейся при реакции.

Эта реакция совершится при тройном столкновении. Образующаяся молекула воды в этом случае не диссоциирует, так как третья молекула берёт на себя часть избыточной энергии и тем самым стабилизирует процесс образования воды. Реакция IV будет происходить значительно реже, чем первые три, так как вероятность тройных столкновений будет гораздо меньше. Стационарные звенья протекают без образования новых дополнительных активных центров.

Рассмотрим звено обрыва. Два стационарных звена (I, II, III, IV) завершаются образованием двух активных частиц $\bullet OH$. При некоторых условиях могут последовать реакции



в результате которых свободной валентности не возникает, и реакция обрывается.

Общие кинетические уравнения цепных реакций

Несколько звеньев реакции параллельно развиваются во времени – рис. 7. 4. Можно выделить элемент времени dt и совокупность элементарных реакций, эквивалентную по своему эффекту разветвляющему звену I, II, III. Эту совокупность можно назвать *эффективным актом реакции*.

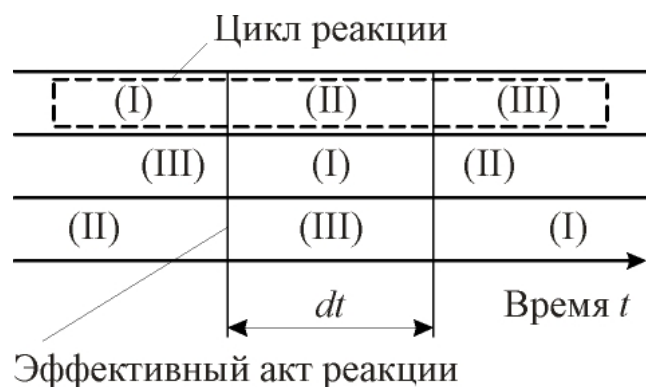


Рис. 7. 4. Схема развития цепной химической реакции

Таким образом, эффективные акты цепной реакции представляют собой простейшие законченные совокупности одновременно протекающих элементарных реакций превращения исходных веществ, в результате которых получают конечные продукты и активные центры, способные возглавить последующие эффективные акты реакции.

Активные центры, возглавляющие активные акты цепной реакции, назовем эффективными центрами (частица $\bullet OH$ в приведённом примере).

Между молекулами главного исходного вещества, вступившими в химическую реакцию в промежутке времени от t до $(t + dt)$, и эффективными центрами, согласно развитым выше представлениям, существует прямо пропорциональная связь

$$-dN = ndN_e, \quad (7.1)$$

где dN – число молекул главного исходного вещества, которое вступило в реакцию за время dt . Знак « \rightarrow » означает, что число молекул главного исходного вещества убывает;

dN_e – число эффективных центров; n – коэффициент пропорциональности.

После деления на дифференциал времени получим

$$-\frac{dN}{dt} = n \frac{dN_e}{dt}.$$

Введём понятие относительной плотности эффективных центров.

$$\rho = \frac{\frac{dN_e}{dt}}{N}. \quad (7.2)$$

Тогда

$$-\frac{dN}{dt} = n\rho N.$$

Плотность эффективных центров является функцией времени. После разделения переменных имеем

$$\frac{dN}{N} = -n\rho dt.$$

После интегрирования и допущения $n = \text{Const}$ имеем

$$\ln \frac{N}{N_0} = -n \int_0^t \rho dt.$$

После потенцирования

$$\frac{N}{N_0} = e^{-n \int_0^t \rho dt}, \quad (7.3)$$

где N_0 – количество (например, число молекул) исходного вещества до начала реакции;

N/N_0 – относительное количество исходного (непрореагировавшего) вещества к моменту времени t .

Обозначим долю исходного вещества, прореагировавшего к моменту времени t , символом x , тогда

$$x = 1 - \frac{N}{N_0}.$$

Перепишем это выражение с учётом (7.3)

$$x = 1 - e^{-n \int_0^t \rho dt}. \quad (7.4)$$

Уравнение (7.4) назовём *общим кинетическим уравнением цепных химических реакций*.

Продифференцировав уравнение (7.4), получим выражение для удельной скорости реакции

$$w = \frac{dx}{dt} = n\rho e^{-n \int_0^t \rho dt} = n\rho(1 - x). \quad (7.5)$$

7.3. Полуэмпирическое кинетическое уравнение выгорания топлива в двигателях

К кинетическим уравнениям процесса сгорания в двигателях относятся уравнения выгорания топлива $x = F(t)$, уравнение скорости сгорания $w = dx/dt = F'(t)$ и ускорения сгорания $j = d^2x/dt^2 = F''(t)$.

Выведенные общие кинетические уравнения цепных реакций можно использовать для решения конкретных задач по двигателям лишь в том случае, если будет установлена аналитическая зависимость относительной плотности

эффективных центров ρ от времени. Вначале можно получить непосредственные представления о характере изменения показателя степени в выражении (7. 4) для доли прореагировавшего вещества, в котором под знак интеграла входит ρ . Таким образом, нас интересует функция

$$f(t) = n \int_0^t \rho dt. \quad (7. 6)$$

Указания относительно общего характера изменения интересующей нас функции получим, анализируя общие кинетические уравнения цепных реакций

$$x = 1 - \frac{1}{e^{f(t)}} \quad (7. 7)$$

и

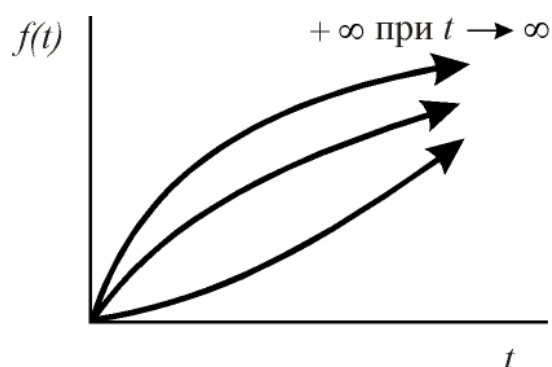
$$w = \frac{n\rho}{e^{f(t)}}. \quad (7. 8)$$

Функция $f(t)$ должна удовлетворять следующим условиям:

1. При $t = 0$, $x = 0$ и, следовательно, по уравнению (7. 7) $f(0) = 0$, то есть, функция $f(t)$ берёт начало из точки пересечения осей координат;

2. В ходе реакции ρ изменяется монотонно, то есть, без скачков. Значит, $f(t)$ – непрерывная функция;

3. По ходу реакции x монотонно изменяется от 0 до 1. Следовательно, исходя из уравнений (7. 6) и (7. 7), $f(t)$ монотонно изменяется от 0 до ∞ (рис. 7. 5);



4. Условие $\lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \infty$ достигается при $t \rightarrow \infty$;

5. При $t = 0$ и $f(0) = 0$. Следовательно, исходя из (7. 8), начальная скорость реакции

$$w_0 = n\rho_0.$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием и большинства дизелей начальная плотность эффективных центров столь мала, что практически можно допустить $\rho_0 =$

0; $w_0 = 0$. Однако, для некоторых дизелей с неразделёнными камерами сгорания при отсутствии организованного завихривания воздуха может оказаться, что $\rho_0 > 0$ и, соответственно, $w_0 > 0$. Таким образом, функция $f(t)$ должна включать параметр, варьируя которым, можно было бы получить при $t = 0$ $w_0 = 0$ или $w_0 > 0$;

6. К концу сгорания интенсивность реакции затухает. Следовательно, при $t \rightarrow \infty$ и $w_0 \rightarrow 0$;

7. Площадь под графиком удельной скорости сгорания w должна быть равна единице, то есть,

$$\int_0^{\infty} w dt = 1;$$

8. Скорость сгорания w должна иметь максимум.

Анализ и обобщение опытного материала по исследованию кинетики сгорания в двигателях и учёт условий, которым должна удовлетворять функция $\rho = \psi(t)$, позволяет заключить, что зависимость относительной плотности эффективных центров от времени может быть отражена степенной функцией:

$$\rho = \kappa t^m, \quad (7.9)$$

где m – параметр, однозначно определяющий характер протекания процесса сгорания во времени, и поэтому он получил название показателя характера сгорания; κ – коэффициент пропорциональности.

После подстановки в уравнение (7. 6) значения ρ из (7. 9) получим

$$f(t) = n\kappa \int_0^t t^m dt = \frac{K}{m+1} t^{m+1}, \quad (7.10)$$

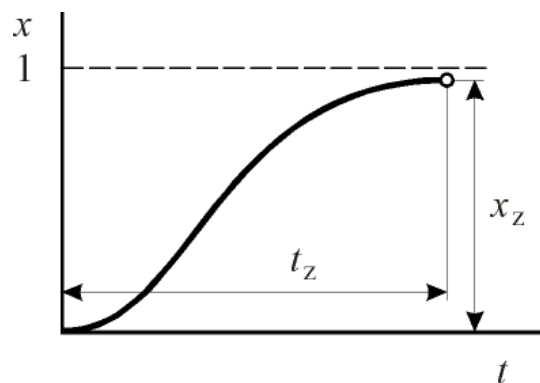
где $K = n\kappa$.

С учетом выражения (7. 10) уравнение (7. 7) можно записать так:

$$x = 1 - e^{-\frac{K}{m+1} t^{m+1}},$$

или

$$1 - x = e^{-\frac{K}{m+1} t_z^{m+1}}. \quad (7.11)$$



Введём понятие условной продолжительности реакции. Из ранее изложенного следует, что $x = 1$, когда $t = \infty$. Для момента условного конца сгорания, когда $t = t_z$, можно записать

$$x_z = 1 - e^{-\frac{K}{m+1} t_z^{m+1}},$$

или

$$1 - x_z = e^{-\frac{K}{m+1} t_z^{m+1}}, \quad (7.12)$$

Рис. 7. 6. К понятию условной продолжительности сгорания

где t_z – условная продолжительность сгорания;

x_z – доля топлива, сгоревшего за время t_z (рис. 7. 6).

После логарифмирования уравнений (7. 11) и (7. 12) и почленного деления полученных выражений имеем

$$\frac{\ln(1-x)}{\ln(1-x_z)} = \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1},$$

откуда

$$\ln(1-x) = \ln(1-x_z) \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}.$$

В полученном выражении $\frac{t}{t_z}$ – отвлечённое (безразмерное) время сгорания.

После потенцирования этого выражения имеем

$$x = 1 - e^{\ln(1-x_z) \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}} = 1 - e^{C \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}, \quad (7.13)$$

где $C = \ln(1-x_z)$ – постоянная в уравнении выгорания.

Условимся при доле выгоревшего топлива $x_z = 0,999$ считать процесс сгорания практически завершённым. Перейдя к десятичным логарифмам, получим

$$C = \ln(1-x_z) = 2,3026 \cdot \lg(1-0,999) = -6,908.$$

С учётом выполненных преобразований уравнение (7.13) примет вид

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}. \quad (7.14)$$

Полученное уравнение (7.14) И. И. Вибе назвал полуэмпирическим уравнением выгорания топлива в двигателях внутреннего сгорания.

Продифференцировав по отвлечённому времени (7.14), получим уравнение отвлечённой скорости сгорания

$$w_o \equiv \frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} = 6,908(m+1) \left(\frac{t}{t_z}\right)^m e^{-6,908 \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}, \quad (7.15)$$

где t/t_z – отвлечённое время, его можно заменить соответствующим отношением φ/φ_z , в котором φ – угол поворота коленчатого вала двигателя, отсчитываемый от начала сгорания;

φ_z – продолжительность сгорания, выраженная в градусах поворота коленчатого вала.

Построим графики уравнений (7.14) и (7.15), соответствующие различным значениям параметра m , см. рис. 7.7.

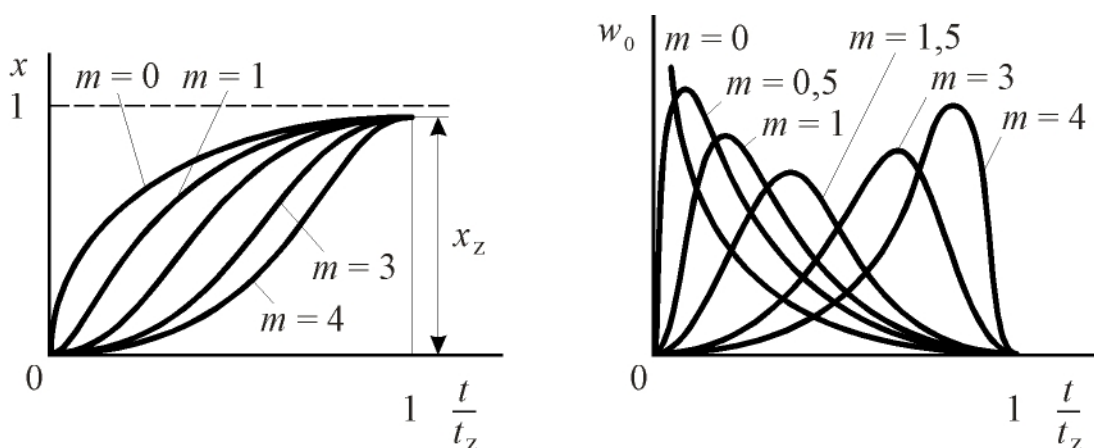


Рис. 7. 7. Графики уравнений выгорания $x = f(t/t_z)$ и отвлеченной скорости сгорания $w_0 = f'(t/t_z)$

Опыт исследования двигателей показывает, что для дизелей $m = 0 \dots 1,0$, $\varphi_z = 60 \dots 100$ град ПКВ и более; для двигателей с внешним смесеобразованием $m = 3 \dots 4$, $\varphi_z = 45 \dots 60$ град ПКВ.

Результаты специальных исследований позволяют заключить, что оптимальные величины показателя характера сгорания и условной продолжительности сгорания отвечают значениям примерно равным 1,5 и 40...60 град ПКВ соответственно.

7. 4. Кинетические параметры процесса сгорания

Параметры φ_z и m имеют определенный физический смысл. Параметр φ_z и, соответственно t_z , определяет не только общую продолжительность процесса сгорания, но также является показателем средней скорости сгорания (рис.7. 8).

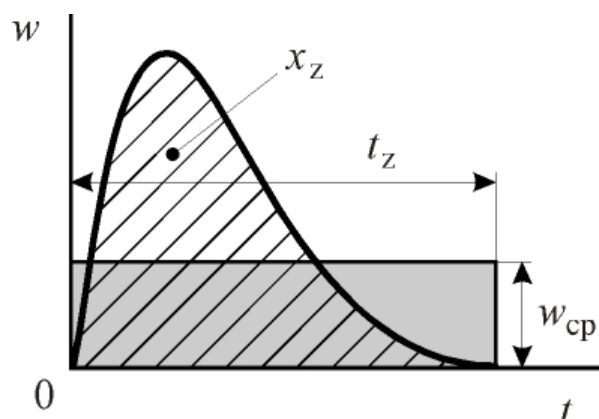


Рис. 7. 8. К понятию условной продолжительности сгорания как пока-

Действительно, для средней относительной скорости сгорания справедливо соотношение

$$w_{cp} = \frac{x_z}{t_z} = \frac{0,999}{t_z} \approx \frac{1}{t_z}, \text{ с}^{-1}. \quad (7. 16)$$

Таким образом, t_z и w_{cp} характеризуют скорость сгорания с количественной стороны.

Физический смысл параметра m сложнее. Он характеризует определённое статистическое свойство процесса сгорания. Как известно, при исследова-

нии явления или процесса статическими уравнениями раскрываются свойства, присущие большому числу однородных случайных событий, рассматриваемых не индивидуально, а во множестве. В нашем случае такими однородными событиями являются эффективные акты реакции. С этой точки зрения график скорости сгорания представляет собой кривую распределения эффективных актов реакции во времени. Максимум скорости сгорания соответствует наибольшей плотности эффективных актов реакции в определённый момент времени t_m . Анализируя кривые протекания скоростей сгорания для разных значений m , замечаем, что кривые отличаются величинами t_m и соответствующими им отношением t_m/t_z , см. рис. 7. 9.

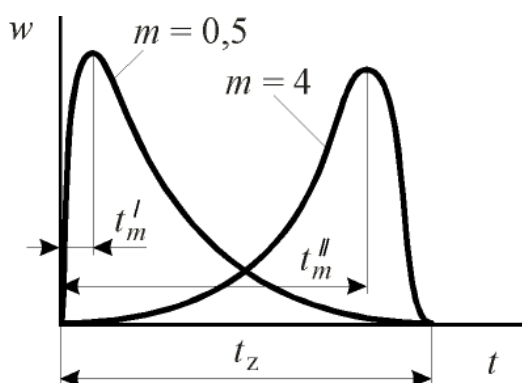


Рис. 7. 9. Кривые скорости сгорания при различных величинах показателя характера сгорания (к физическому смыслу параметра m)

Можно сказать, что величина m однозначно определяет отвлеченное время t_m/t_z , при котором скорость сгорания достигает максимума.

Если продифференцировать уравнение (7. 15) по отвлечённому времени сгорания t/t_z , то получим уравнение ускорения сгорания. Оно даёт возможность выявить численное значение отношения t_m/t_z , при котором скорость сгорания достигает максимальной величины: первая производная от функции в точке максимума функции равна нулю.

Таким образом, если проделать соответствующие вычисления, получим

$$M_0 = \frac{t_m}{t_z} = \left[\frac{m}{6,908(m+1)} \right]^{\frac{1}{m+1}}, \quad (7. 17)$$

то есть, параметр m однозначно определяет величину отвлечённого времени, при котором скорость сгорания достигает максимума. Значит, показатель характера сгорания m позволяет характеризовать процесс сгорания с качественной стороны.

Статистический характер уравнений позволяет описать развитие сгорания как в дизелях, так и в двигателях с воспламенением от электрической искры.

Известно, что значение параметра (в рассматриваемом случае — это отношение t_m/t_z), при котором функция распределения (в нашем случае — скорость сгорания) достигает максимума, называется модой и обозначается M_0 . Таким образом, параметр m однозначно определяет моду. Иными словами — значение аргумента, при котором функция (скорость сгорания) имеет максимум.

Оптимальные значения кинетических параметров процесса сгорания

Значение кинетических параметров φ_z и m , при которых получаются наилучшие сочетания высоких значений p_i и η_i при наименьших значениях p_{\max} , $w_{\text{рmax}}$, T_{\max} , T_b можно назвать оптимальными.

Приведём оптимальные значения кинетических параметров, выявленные в результате подробных теоретических исследований с помощью ЭЦВМ.

Продолжительность сгорания должна находиться, и это ранее уже отмечалось, в пределах $\varphi_{z\text{опт}} = 40 \dots 60$ град ПКВ.

Это значение φ_z верно как для двигателей с внешним смесеобразованием, так и для дизелей.

В действительности в дизелях продолжительность сгорания обычно превышает названные значения, то есть, она больше оптимальной. Особенно велика она в дизелях с неразделёнными камерами сгорания при непосредственном впрыскивании топлива и без организованного завихривания воздуха.

Главными факторами, влияющими на продолжительность сгорания в двигателях различного типа, являются следующие:

1. Интенсивность вихревого движения воздуха в камере сгорания. С увеличением интенсивности продолжительность сгорания уменьшается, а средняя скорость сгорания увеличивается;

2. Степень сжатия. С её увеличением φ_z уменьшается.

В дизелях помимо названных факторов на продолжительность сгорания оказывают влияние следующие:

– продолжительность впрыскивания топлива (для приближённой оценки можно полагать $\varphi_z = (2 \dots 3)\varphi_{\text{впр}}$);

– степень дисперсности распыленного топлива при впрыскивании в объём камеры сгорания, то есть, степень объёмного смесеобразования (с увеличением степени дисперсности φ_z уменьшается);

– равномерность распределения топлива по объёму или по стенке камеры сгорания;

– температура поршня при впрыскивании топлива на стенку камеры при плёночном смесеобразовании (с увеличением температуры стенки φ_z уменьшается);

– испаряемость топлива.

В двигателях с внешним смесеобразованием (карбюраторных, с впрыскиванием бензина во впускной трубопровод и в цилиндр) на продолжительность сгорания оказывает влияние состав смеси, то есть, коэффициент избытка воздуха. В массово выпускаемых ДВС существует, как показывают результаты исследований, статистическая взаимосвязь между φ_z и α . Она может быть отображена следующей зависимостью (для дизелей):

$$\varphi_z = 135\alpha^{-1,36} + 25, \text{ град ПКВ}.$$

Показатель характера сгорания

Имеет оптимальное значение $m_{\text{опт}} \approx 1,5$.

Это значение показателя соответствует относительному времени достижения максимума скорости сгорания, или моде

$$M_0 \equiv \frac{t_m}{t_z} \approx 0,38.$$

Оптимальное значение m не реализуется ни в двигателях с внешним смесеобразованием, ни в дизелях: для первых характерны слишком высокие значения этого показателя, для вторых, наоборот, низкие.

На величину показателя характера сгорания в дизелях влияют:

- тип смесеобразования (объёмное или плёночное). При плёночном смесеобразовании m повышается;
- величина периода задержки воспламенения топлива, особенно при объёмном смесеобразовании (с уменьшением этого периода m повышается);
- характер впрыскивания (уменьшение интенсивности подачи топлива в начальной фазе впрыскивания или использование предварительного впрыскивания – двухфазный впрыск – повышают m);
- наддув (с повышением наддува m повышается);
- род применяемого топлива (с увеличением содержания парафинов в топливе m увеличивается).

В двигателях с искровым зажиганием (карбюраторные, с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод, в цилиндр) m уменьшается с увеличением мощности искры, а также числа свечей зажигания.

Следует обратить внимание на то обстоятельство, что экспериментальных данных по влиянию различных факторов на φ_z и m ещё недостаточно.

7. 5. *Использованная теплота и коэффициенты процесса сгорания*

Можно считать, что количество выделяющейся в процессе сгорания теплоты прямо пропорционально количеству сгоревшего топлива. Следовательно,

$$Q_x = \delta H_u G_{\text{тц}} x, \quad (7.18)$$

где Q_x – количество теплоты, выделившейся в процессе сгорания топлива к рассматриваемому моменту времени;

H_u – низшая теплота сгорания топлива;

δ – **коэффициент выделения теплоты**, учитывающий потерю части теплотворности топлива вследствие неполноты сгорания (недостаток воздуха, несовершенное сгорание);

$G_{\text{тц}}$ – цикловая подача топлива.

Если обозначить количество использованной (активной) теплоты, идущей на совершение работы и повышение внутренней энергии рабочего тела, через Q , то

$$Q = Q_x - Q_{\text{пот}}; \quad (7.19)$$

$$Q_{\text{пот}} \approx Q_w + Q_{\text{гп}} + Q_{\text{дисс}}, \quad (7.20)$$

где Q_w – потери теплоты в стенки вследствие теплопередачи;

$Q_{\text{гп}}$ – гидравлические потери на перетекание газов;

$Q_{\text{дисс}}$ – потери теплоты на диссоциацию (имеют место, главным образом, в двигателях с внешним смесеобразованием).

Строго говоря, Q_w , $Q_{\text{гп}}$ и $Q_{\text{дисс}}$ изменяются во времени по законам теплопередачи, гидродинамики и физической химии. Однако, учитывая относительную малость потерь по сравнению с численными значениями Q_x , так как $Q_{\text{пот}} = (0,08 \dots 0,15)Q_x$, не будет существенной ошибкой считать, что в течение всего процесса сгорания сумма потерь теплоты составляет одну и ту же часть от выделившейся при сгорании теплоты Q_x , то есть,

$$Q_w + Q_{\text{гп}} + Q_{\text{дисс}} = (1 - \psi)Q_x, \quad (7.21)$$

где ψ – **коэффициент использования теплоты**.

Решая совместно уравнения (7.19) и (7.21) и учитывая формулу (7.18), получаем

$$Q = \psi Q_x = \psi \delta H_u G_{\text{тц}} x, \quad (7.22)$$

где $\xi = \psi \delta$ называется **коэффициентом эффективности сгорания**.

Отнесём использованную теплоту сгорания Q к одному кг рабочего тела и назовём её удельной использованной теплотой сгорания

$$q = \frac{Q}{G_{\text{рт}}},$$

где $G_{\text{рт}}$ – масса рабочего тела, приходящаяся на кг сжигаемого топлива.

$$G_{\text{рт}} = G_{\text{тц}} \cdot (G_0 + G_r) = G_{\text{тц}} (1 + \gamma) \cdot G_0,$$

где G_0 – количество свежего заряда, приходящееся на кг сжигаемого топлива;

G_r – количество остаточных газов в расчёте на один кг топлива.

Для двигателей с внешним смесеобразованием

$$q = \frac{Q}{G_{\text{тц}} (1 + \gamma)(\alpha L'_0 + 1)} = \frac{\xi H_u}{(1 + \gamma)(\alpha L'_0 + 1)} x, \quad (7.23)$$

для дизелей

$$q = \frac{Q}{(1 + \gamma)\alpha L'_0 G_{m\gamma}} = \frac{\xi H_u}{(1 + \gamma)\alpha L'_0} x. \quad (7.24)$$

В общем виде

$$q = q_z x, \quad (7.25)$$

где q_z – полная удельная использованная теплота сгорания, представляющая собой общее количество теплоты, приходящейся на 1 кг рабочего тела и пошедшей на увеличение внутренней энергии и осуществление работы за весь процесс сгорания.

Таблица 7. 1

Значения коэффициента эффективности сгорания в дизелях

Типы камеры сгорания дизеля	ξ
Неразделённые и полуразделённые камеры сгорания	0,85...0,90
Вихревые камеры	0,75...0,80
Предкамеры	0,68...0,72

В дизелях ξ зависит от величины коэффициента избытка воздуха: чем выше α , тем больше ξ .

В двигателях с внешним смесеобразованием при $\alpha \geq 1$ коэффициент ξ находится в пределах 0,9...0,95, а в случаях, когда $\alpha < 1$, его значение может быть определено по выражению

$$\xi = \psi \cdot \delta,$$

где δ (коэффициент выделения теплоты) вычисляется по соотношению

$$\delta = \frac{H_u - \Delta H_u}{H_u} = 1 - \frac{\Delta H_u}{H_u} = 1 - \frac{4,13(1 - \alpha)L'_0}{H_u}, \quad (7.26)$$

в котором низшая теплотворность топлива H_u должна иметь размерность «МДж/кг».

Коэффициент использования теплоты ψ принимается в таких случаях равным 0,9...0,95.

В двигателях с внешним смесеобразованием ξ зависит от частоты вращения вала. Чем выше частота вращения, тем выше ψ , а следовательно, тем большие значения принимает коэффициент ξ .

В заключение отметим, что изложенные в разделе материалы позволяют определить (ввести понятие) о нескольких важных интегральных безразмерных характеристиках, оценивающих качество процесса выделения и использования теплоты в двигателях. Это – следующие характеристики:

– **характеристика выгорания** $x = f(t)$. Ею оцениваются интегрально особенности, в частности, кинетики, выгорания подаваемого в цилиндр топлива (горючей смеси);

– **характеристика выделения теплоты** $x_\delta = f(t)$;

– **характеристика использования теплоты** (или, как её часто называют, характеристика активного тепловыделения) $x_i = f(t)$;

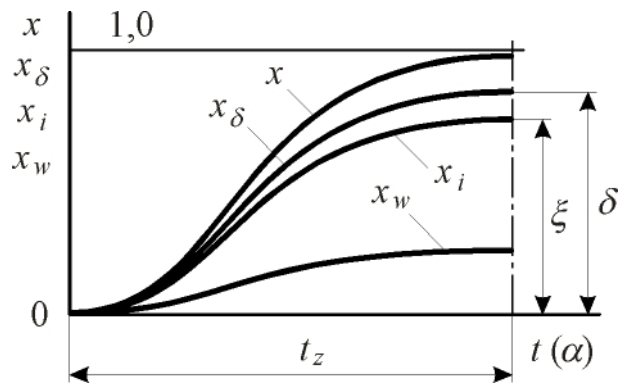


Рис. 7. 10. Протекание интегральных характеристик соответственно: выгорания x , выделения теплоты x_δ , активного тепловыделения x_i и тепловых потерь $x_{\text{пот}}$

– **характеристика потерь теплоты** $x_{\text{пот}} = f(t)$. Ею определяются потери теплоты, обусловленные неполнотой сгорания, диссоциацией, теплопередачей в стенки и др.

Графики названных характеристик иллюстрируются рис. 7. 10. Нужно иметь ввиду, что эти характеристики взаимосвязаны. Так, $x_\delta = \delta x$; $x_i = \psi x_\delta = \psi \delta x = \xi x$; $x_{\text{пот}} = (1 - \psi)x_\delta$. Текущие x определяются соотношением (7. 14).

Следует отметить, что каждой из названных интегральных характеристик соответствует своя дифференциальная характеристика. Часто при анализе процессов выделения и использования теплоты в двигателях им уделяется особое внимание (см., например, [23]).

7. 6. Моделирование динамики сгорания

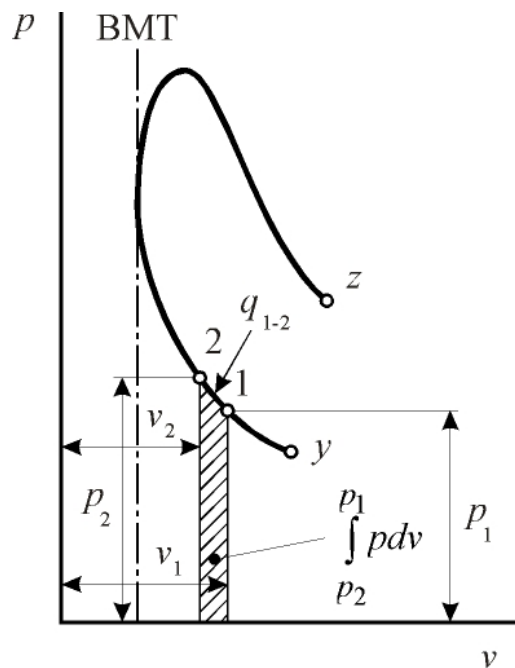


Рис. 7. 11. К выводу уравнения $p = f(v)$

Уравнение (модель) линии сгорания в системе координат $p - v$. Расчленим весь процесс сгорания на отдельные небольшие участки 1 – 2, см. рис. 7. 11. Для каждого участка уравнение первого закона термодинамики можно записать в следующем виде:

$$q_{1-2} = C_{v_{1-2}} (T_2 - T_1) + \int_{v_1}^{v_2} p dv, \quad (7. 27)$$

где q_{1-2} – удельная использованная для повышения внутренней энергии и осуществления работы на участке 1 – 2 теплота;

$C_{v_{1-2}}$ – средняя теплоёмкость рабочего тела при постоянном объёме на участке 1 – 2.

Удельная теплота сгорания на участке 1 – 2

$$q_{1-2} = q_z (x_2 - x_1) = q_z \Delta x_{1-2}, \quad (7. 28)$$

где Δx_{1-2} – доля топлива, сгоревшего на участке 1 – 2;

x_1 – доля топлива, сгоревшего к началу участка 1 – 2;

x_2 – доля топлива, сгоревшего к концу участка 1 – 2.

Доля топлива, сгоревшего на участке 1 – 2, определяется по полуэмпирическому уравнению выгорания, то есть,

$$\Delta x_{1-2} = x_2 - x_1 = e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1}}.$$

Заменим температуры в уравнении (7. 27) давлениями, используя для этого уравнение состояния газов $p\nu = R_\Gamma T$. В результате

$$C_{v_{1-2}} (T_2 - T_1) = \frac{C_{v_{1-2}}}{R_{\Gamma_{1-2}}} (p_2 \nu_2 - p_1 \nu_1).$$

Используем уравнение Майера

$$C_p - C_v = R_\Gamma,$$

которое после деления левой и правой частей на C_v приводится к виду

$$\frac{C_p}{C_v} - 1 = \frac{R_\Gamma}{C_v},$$

откуда

$$\frac{C_v}{R_\Gamma} = \frac{1}{k - 1},$$

где $k = \frac{C_p}{C_v}$.

Таким образом, изменение внутренней энергии рабочего тела определяется уравнением

$$C_{v_{1-2}} (T_1 - T_2) = \frac{1}{k_{1-2} - 1} (p_2 \nu_2 - p_1 \nu_1).$$

Принимая разности аргумента $(\nu_2 - \nu_1)$ достаточно малыми, можно приближённо решить интеграл работы в уравнении теплоты (7. 27) по формуле трапеции

$$\int_{\nu_1}^{\nu_2} p d\nu = \frac{p_2 + p_1}{2} (\nu_2 - \nu_1).$$

После подстановки полученных значений в уравнение первого закона термодинамики имеем

$$q_z \cdot \Delta x_{1-2} = \frac{1}{k_{1-2} - 1} (p_2 \nu_2 - p_1 \nu_1) + \frac{p_1 + p_2}{2} (\nu_2 - \nu_1).$$

Умножим левую и правую части полученного уравнения на 2 и раскроем скобки

$$2q_z \Delta x_{1-2} = \frac{2p_2 v_2}{k_{1-2} - 1} - \frac{2p_1 v_1}{k_{1-2} - 1} + p_2 v_2 - p_2 v_1 + p_1 v_2 - p_1 v_1.$$

После приведения подобных членов (по p_2 и, затем, по p_1) имеем

$$\begin{aligned} 2q_z \Delta x_{1-2} &= \left(\frac{2v_2}{k_{1-2} - 1} + v_2 - v_1 \right) p_2 - \left(\frac{2v_1}{k_{1-2} - 1} + v_1 - v_2 \right) p_1 = \\ &= p_2 \left[\left(\frac{2}{k_{1-2} - 1} + 1 \right) v_2 - v_1 \right] - p_1 \left[\left(\frac{2}{k_{1-2} - 1} + 1 \right) v_1 - v_2 \right]. \end{aligned}$$

Решая это уравнение относительно p_2 , получаем

$$p_2 = \frac{2q_z \Delta x_{1-2} + p_1 \left(\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} - v_2 \right)}{\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} v_2 - v_1}.$$

Обозначим

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1},$$

и назовем K_{1-2} фактором теплоёмкости.

Таким образом

$$p_2 = \frac{2q_z \Delta x_{1-2} + p_1 (K_{1-2} v_1 - v_2)}{K_{1-2} v_2 - v_1}, \text{ МПа} \quad (7.29)$$

При вычислениях по полученному (7.29) необходимо иметь в виду, что размерность q_z – МДж/кг, p – МПа, а v – м³/кг.

В первом приближении можно для всего процесса сгорания принять среднее значение фактора теплоёмкости

$$K = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} = \text{Const}.$$

В этом случае ошибка в определении показателей цикла составляет около 1 %. Переменный объём рабочего тела v в зависимости от угла поворота коленчатого вала (по аналогии с уравнением для полного объёма РТ) определяется зависимостью

$$v = \frac{v_a}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma \right),$$

где σ - кинематическая функция перемещения поршня. Её текущее значение определяется углом поворота кривошипа α . Зависимость σ от α выводится при изучении курса «Динамика двигателей». Она имеет, как уже отмечалось, следующий вид:

$$\sigma = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right),$$

где α – текущий угол поворота коленчатого вала (кривошипа);

$\lambda = \frac{r}{L}$ – отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна L .

При определении текущих давлений рабочего тела в процессе сгорания полезно результаты расчётов сводить в таблицу. Шаг расчёта может быть принят равным 2,5 или 5 град ПКВ. Для самоконтроля правильности вычислений p целесообразно строить параллельно расчёту контрольную кривую приращений давления Δp . Точки контрольной кривой должны ложиться на плавную линию.

Удельный объём рабочего тела в начале такта сжатия

Сделаем допущение о том, что в начале такта сжатия свежий заряд полностью находится в цилиндре. Тогда удельный объём заряда, м³/кг,

$$v_a = \frac{V_a}{G_a},$$

$$V_a = R \frac{M_a T_a}{p_a}; \quad M_a = M_o + M_r = (1 + \gamma) M_o; \quad G_a = G_o + G_r = (1 + \gamma) G_o.$$

$$v_a = R \frac{M_o T_a}{G_o p_a}. \quad (7.30)$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием

$$M_o = \alpha L_o + \frac{1}{\mu_T} = \frac{\alpha L'_o}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_T},$$

$$G_o = \alpha L'_o + 1.$$

После подстановки записанных соотношений в уравнение (7.30) для случая, когда p_a измеряется в МПа, получим

$$v_a = R \cdot \frac{\left(\frac{\alpha L'_o}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_T} \right) T_a}{(\alpha L'_o + 1) p_a}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (7.31)$$

где μ_T – кажущаяся молекулярная масса лёгкого топлива;

μ_B – кажущаяся молекулярная масса воздуха.

Для дизелей

$$M_0 = \alpha L_0 = \frac{\alpha L_0'}{\mu_B}; G_0 = \alpha L_0'.$$

Оптимальный угол опережения воспламенения

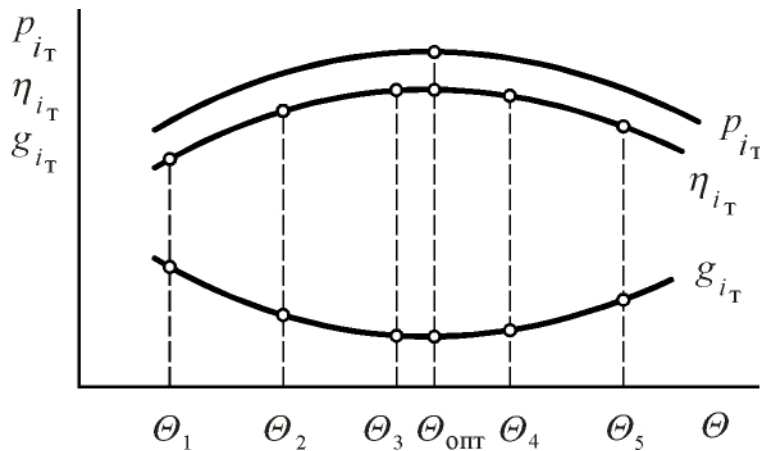


Рис. 7. 12. Влияние угла опережения воспламенения θ на индикаторные показатели двигателя

Оптимальным углом опережения воспламенения $\theta_{\text{опт}}$ называется такой угол, при котором достигаются наилучшие мощностные и экономические показатели двигателя. Однако, при $\theta_{\text{опт}}$ не всегда $p_{\text{макс}}$ и $w_{\text{рмакс}}$ являются наилучшими.

Для определения $\theta_{\text{опт}}$ необходимо рассчитать серию рабочих циклов, соответствующих различным значениям θ , и проанализировать характер изменения основных пока-

зателей цикла в зависимости от этого параметра, см. рис. 7. 12. Расчётные исследования на ЭВМ показали, что $\theta_{\text{опт}}$ зависит от численных значений параметров φ_z и m . Эта зависимость линейна по отношению к φ_z (рис. 7. 13).

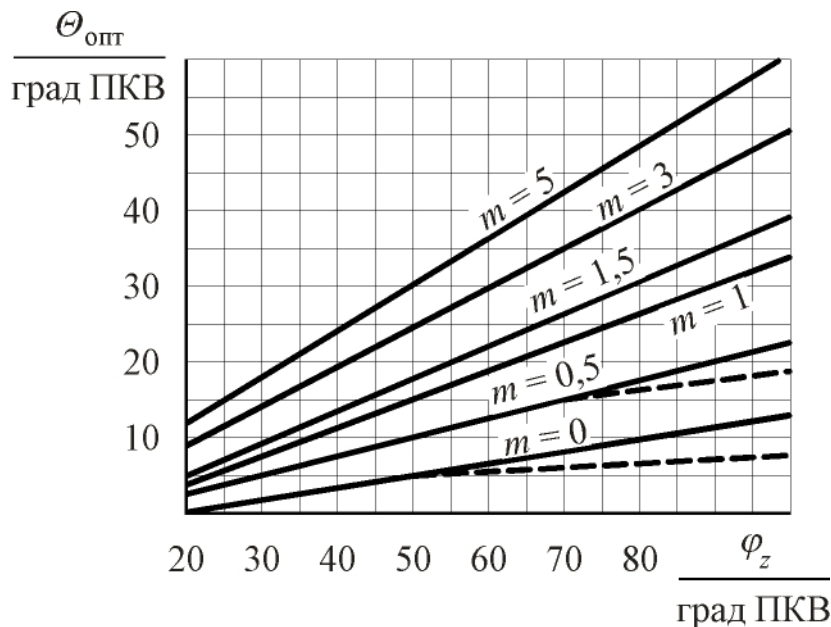


Рис. 7. 13. Зависимость оптимального угла опережения зажигания от продолжительности φ_z и показателя характера сгорания m

Другие факторы воздействуют на $\theta_{\text{опт}}$ постольку, поскольку они оказывают влияние на параметры φ_z и m .

Экспериментально график, представленный на рис. 7. 13, получить трудно, так как сказывается влияние ряда других факторов. Требуется большое искусство экспериментатора, чтобы сделать переменным один фактор, сохранив другие постоянными.

Величины p_i и g_i в зоне $\theta_{\text{опт}}$ меняются слабо, но резко меняются $p_{\text{макс}}$ и $w_{\text{рмакс}}$. Поэтому с целью снижения $p_{\text{макс}}$ и $w_{\text{рмакс}}$ в дизелях при больших φ_z и малых m ($m = 0 \dots 0,5$) целе-

сообразно принимать величину θ несколько меньшей, чем $\theta_{\text{опт}}$ (штриховые линии на рис. 7. 13).

Отношение теплоёмкостей $k = C_p/C_v$

Величина k в процессе сгорания является переменной, так как изменяется температура рабочего тела, доля выгоревшего топлива и коэффициент избытка воздуха. Таким образом,

$$k = \Phi(T; x; \alpha).$$

Исследования показывают, что отношение теплоёмкостей является гиперболической функцией от температуры, то есть, для рабочего тела определённого химического состава можно записать

$$k = a + \frac{b}{T},$$

где a и b – постоянные коэффициенты.

Рассмотрим, как зависит k от названных факторов применительно к условиям протекания сгорания в дизеле. При сгорании отношение теплоёмкостей изменяется от значений $k_{\text{в}}$ (для воздуха в момент воспламенения, ибо можно полагать, что до начала сгорания в дизеле качество рабочего тела определяется, в основном, качеством воздуха) до $k_{\text{з}}$ в конце сгорания, когда качество рабочего тела определяется составом конечных продуктов сгорания, соответствующих, например, определённому значению коэффициента избытка воздуха α .

Принимаем

$$k = k_{\text{в}} - (k_{\text{в}} - k_{\text{з}}) \cdot x.$$

Приведенная запись означает, что изменение отношения теплоёмкостей в процессе сгорания, обусловленное изменением химического состава рабочего тела, происходит пропорционально доле сгоревшего топлива.

Отношение теплоёмкостей для воздуха $k_{\text{в}}$ от величины, обратной температуре рабочего тела ($1/T$), записывается выражением

$$k_{\text{в}} = a + \frac{b}{T},$$

где a и b – константы линейной зависимости $k_{\text{в}} = f\left(\frac{1}{T}\right)$ для воздуха.

Отношение теплоемкостей $k_{\text{з}}$ для продуктов сгорания, соответствующих определённому значению коэффициента избытка воздуха α , как функция от ($1/T$) запишется выражением

$$k_{\text{з}} = a_{\alpha} + \frac{b_{\alpha}}{T},$$

где a_{α} – ордината, отсекаемая линией $k_{\text{з}} = f\left(\frac{1}{T}\right)$, соответствующей данному

коэффициенту избытка воздуха, на оси ординат, см. рис. 7. 14;

b_α – угловой коэффициент.

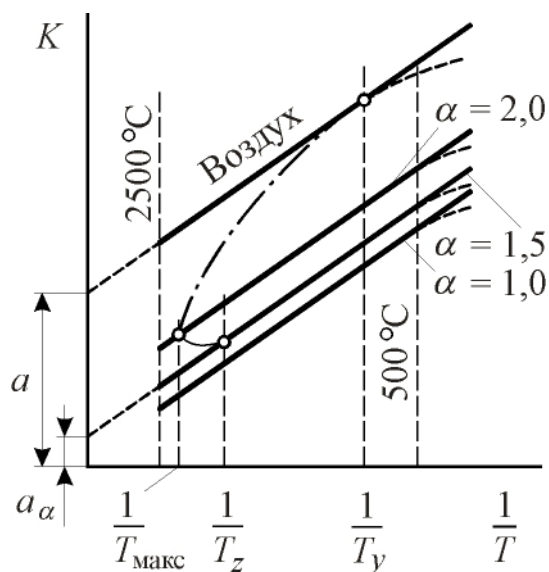


Рис. 7. 14. Графики $k = f(1/T)$ для воздуха, продуктов сгорания при $\alpha = 2; 1,5$ и 1 , а также график изменения k в процессе сгорания дизельных топлив (штрихпунктирная линия)

Для продуктов сгорания дизельных топлив прямые $k_\alpha = f(1/T)$ и $k_z = f_1(1/T)$ параллельны, поэтому угловые коэффициенты b и b_α равны. Это позволяет записать

$$\begin{aligned} k_B - k_z &= a - a_\alpha; \\ k &= k_B - (k_B - k_z) \cdot x = \\ &= k_B - (a - a_\alpha) \cdot x. \end{aligned}$$

По результатам исследований установлена зависимость

$$a_\alpha = a_1 - \frac{b_1}{\alpha},$$

где a_1 и b_1 – эмпирические коэффициенты.

Таким образом,

$$k = a + \frac{b}{T} - \left(a - a_1 + \frac{b_1}{\alpha} \right) x.$$

После определения констант

получим для продуктов сгорания дизельного топлива

$$k_{1-2} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{1-2}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\alpha} \right) x_{1-2}. \quad (7.33)$$

Точность определения k_{1-2} для пределов температур 850...2800 К составляет $\pm 0,05 \%$, а для температур 750...850 К (температуры, соответствующей моменту воспламенения топлива в дизелях) – $0,2 \%$.

Для продуктов сгорания бензино-воздушных смесей:

при $\alpha \leq 1$

$$k_{1-2} = 1,259 + \left[76,7 - \left(13,6 - \frac{14,2}{\alpha} \right) x_{1-2} \right] \frac{1}{T_{1-2}} - \left(0,0665 - \frac{0,0245}{\alpha} \right) x_{1-2}, \quad (7.34)$$

при $\alpha > 1$

$$k_{1-2} = 1,259 + \left(76,7 + 0,6x_{1-2} \right) \frac{1}{T_{1-2}} - \left(0,012 + \frac{0,03}{\alpha} \right) x_{1-2}. \quad (7.35)$$

Быстрота и скачок нарастания давления в процессе сгорания

Силы давления газов и силы инерции поступательно движущихся масс нагружают детали КШМ, включая подшипники. Эти силы имеют динамический характер, то есть, периодически меняют свой знак и величину. В двигателях и, особенно в дизелях, быстрое изменение сил давления газов часто приводит к резко выраженному ударному характеру приложения нагрузки.

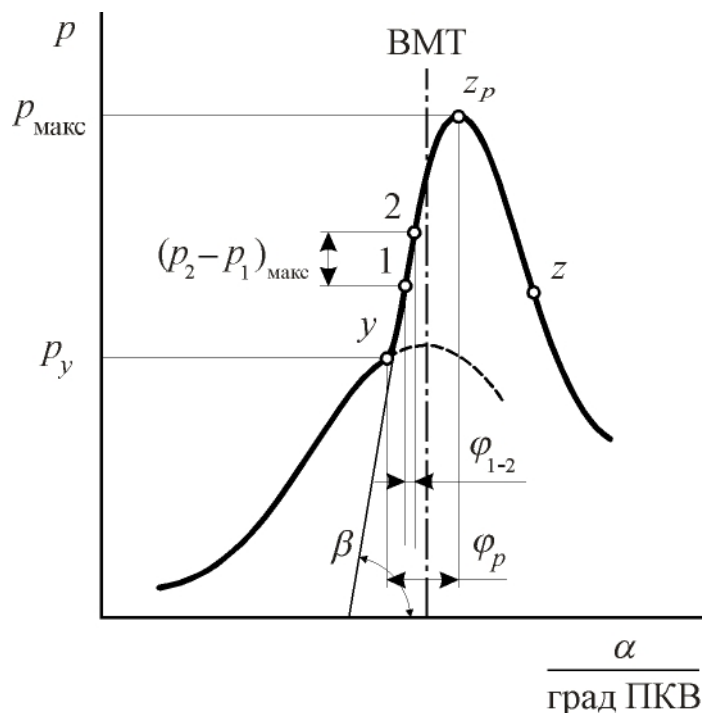


Рис. 7. 15. К определению численных значений средней и максимальной быстроты нарастания давления рабочего тела

$$w_{\text{рт}} = \frac{p_{\text{макс}} - p_y}{\varphi_p}, \text{ МПа/град ПКВ}, \quad (7.36)$$

а максимальная быстрота нарастания давления

$$w_{p\text{макс}} = \text{tg} \beta = \frac{(p_2 - p_1)_{\text{макс}}}{\varphi_{1-2}}, \text{ МПа/град ПКВ}, \quad (7.37)$$

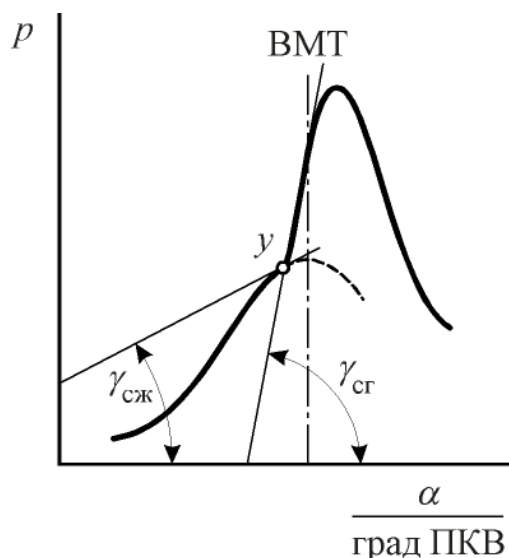


Рис. 7. 16. К определению скачка быстроты нарастания давления рабочего тела

Это вызывает в деталях повышение напряжений, а в подшипниках приводит к уменьшению толщины масляного слоя, что становится причиной их более быстрого износа. Таким образом, понижается надёжность и сокращается срок службы двигателя. Степень динамичности нагрузки зависит от быстроты нарастания давления газов в процессе сгорания и скачка давления газов, возникающего сразу после воспламенения топлива при малых значениях показателя характера сгорания.

Средняя быстрота нарастания давления (рис. 7. 15) определяется по выражению

где β – максимальный угол наклона касательной, проведённой в соответствующей точке, лежащей на линии сгорания; $(p_2 - p_1)_{\text{макс}}$ – наибольшее приращение давления на расчётном участке линии сгорания; φ_{1-2} – шаг расчёта.

Желательно, чтобы были соблюдены следующие неравенства:

- для двигателей с внешним смесеобразованием $w_{p\text{макс}} < 0,2 \text{ МПа/град ПКВ}$;
- для дизелей $w_{p\text{макс}} < 0,5 \text{ МПа/град ПКВ}$.

Иногда быстроту нарастания давления называют скоростью нарастания давления. Это не совсем точно, так как в последнем случае давление следует относить ко времени. Термин

«Быстрота нарастания давления» был рекомендован в своё время АН СССР.

Скачок быстроты нарастания давления (рис. 7. 16), определяется по формулам

$$\Delta w_p = \left(\frac{dp}{d\alpha} \right)_{сг} - \left(\frac{dp}{d\alpha} \right)_{сжэ} = \operatorname{tg} \gamma_{сг} - \operatorname{tg} \gamma_{сжэ}; \quad (7. 38)$$

$$\Delta w_p = \left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} \right)_{сг} - \left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} \right)_{сжэ}. \quad (7. 39)$$

В момент скачка происходит динамический удар. Исследования показывают, что величина скачка нарастания давления рабочего тела определяется, главным образом, показателем характера сгорания m (табл. 7. 2).

Таблица 7. 2

Влияние параметра m на быстроту и скачок нарастания давления

m	$\theta_{\text{опт}}$, град ПКВ	$w_{p\text{макс}}$, МПа/град ПКВ	Δw_p , МПа/град ПКВ
0,0	5,7	1,02	0,80
0,5	10,3	0,50	0,33
1,5	18,3	0,38	0,03*

* – в 27 раз меньше, чем при $m = 0$

Температура рабочего тела в процессе сгорания.

Переменная температура рабочего тела в процессе сгорания вычисляется одновременно с определением давлений. Для более точного определения величины температуры следует учесть, что в процессе сгорания изменяется число молей газа. Для любого момента процесса сгорания с учётом молекулярного изменения рабочего тела справедливо уравнение состояния

$$pV = R(M_0 + M_r + \Delta M) \cdot T, \quad (7. 40)$$

где M_0 – число молей свежего заряда;

M_r – число молей остаточных газов;

ΔM – приращение числа молей за время t , причём при $t = 0$ приращение

$\Delta M = 0$, а при $t = t_z$ приращение $\Delta M = \Delta M_{\text{макс}}$.

Текущее значение приращения числа молей

$$\Delta M = \Delta M_{\text{макс}} \cdot x.$$

Уравнение состояния газа для момента воспламенения

$$p_y V_y = R(M_0 + M_r + \Delta M) \cdot T_y. \quad (7. 41)$$

После деления уравнения (7. 40) на выражение (7. 41) получаем

$$\frac{pV}{p_y V_y} = \left(\frac{M_0 + M_r + \Delta M}{M_0 + M_r} \right) \frac{T}{T_y} = \beta \frac{T}{T_y},$$

откуда

$$T = \frac{T_y}{p_y V_y} \cdot \frac{pV}{\beta},$$

где $\beta = \frac{M_0 + M_r + \Delta M}{M_0 - M_r}$ – действительный коэффициент молекулярного изменения.

Таким образом, температура рабочего тела в конце элементарного участка 1 – 2

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y V_y} \frac{p_2 V_2}{\beta_{1-2}}, \quad (7.42)$$

где

$$\beta_{1-2} = \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{2},$$

а

$$\beta = 1 + (\beta_{\text{макс}} - 1) \cdot x -$$

текущее значение действительного коэффициента молекулярного изменения. Максимальное значение действительного коэффициента молекулярного изменения определяется соотношением

$$\beta_{\text{макс}} = \frac{\beta_{0\text{макс}} + \gamma}{1 + \gamma},$$

где $\beta_{0\text{макс}}$ – максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения, определяемое по приведённым ранее формулам.

Значение β изменяется в процессе сгорания от 1 до $\beta_{\text{макс}}$, причём $\beta_{\text{макс}} > 1$.

Естественно положить приращение числа молей рабочего тела в процессе сгорания пропорциональным доле сгоревшего топлива. Отсюда получается уже записанное

$$\beta = 1 + (\beta_{\text{макс}} - 1) \cdot x. \quad (7.43)$$

8. ПРОЦЕССЫ РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА

8. 1. Процесс расширения

Можно считать, что процесс расширения рабочего тела в двигателе протекает по политропическому закону. В этом случае давление и температура изменяются в процессе расширения в зависимости от объема согласно уравнениям

$$pV^{n_2} = \text{Const};$$

$$TV^{n_2-1} = \text{Const},$$

где n_2 – показатель политропы расширения.

Определим по известным параметрам рабочего тела в конце сгорания параметры в конце расширения, см. рис. 8. 1.

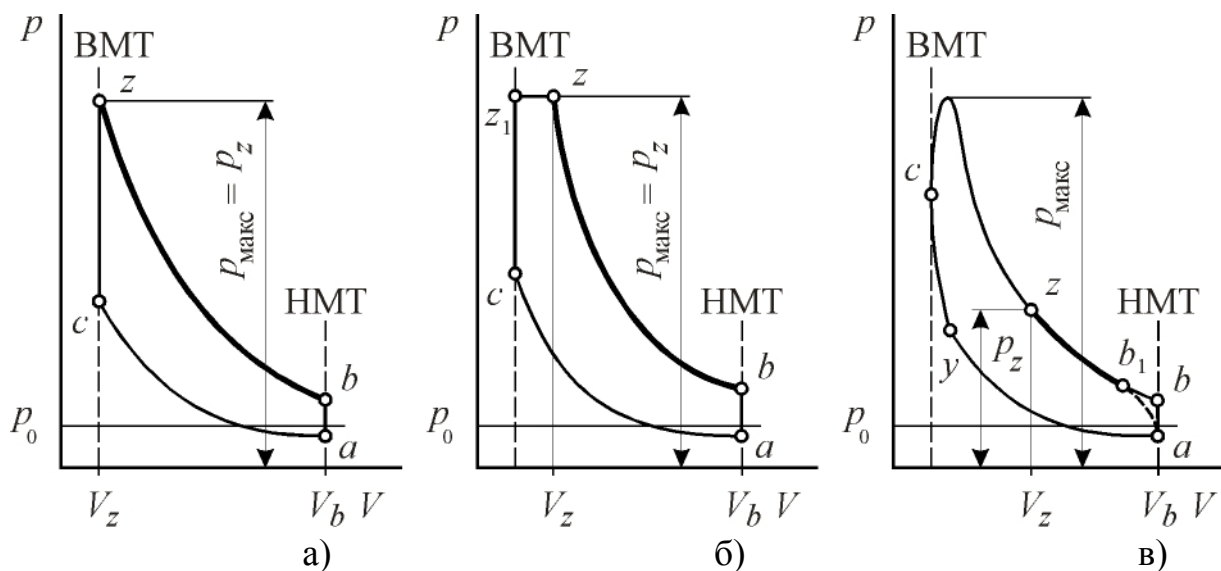


Рис. 8. 1. Схемы « $p - v$ » диаграмм двигателей для циклов:

а) с изохорным сгоранием; б) со смешанным сгоранием; в) действительного цикла

Согласно приведенным уравнениям получим

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}$$

и

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

откуда

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} \quad (8. 1)$$

и

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1}. \quad (8.2)$$

Уравнения (8. 1) и (8. 2) являются общими, то есть, приемлемы для всех трёх циклов, изображённых на рис. 8. 1.

Запишем частные формулы.

1. Для цикла с изохорным сгоранием, применяемого при расчёте двигателей с воспламенением от электрической искры,

$$p_b = \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_2} p_z = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \quad (8.3)$$

$$T_b = \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_2 - 1} = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}. \quad (8.4)$$

Согласно опытным данным для цикла с изохорным сгоранием величина среднего показателя политропы расширения n_2 находится в пределах 1,18...1,24. Показатель n_2 является функцией частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому для больших оборотов величина n_2 принимается меньшей, так как сильнее выражено догорание и менее – теплоотдача.

2. Для цикла со смешанным сгоранием, применяемого для расчёта дизелей, $V_z = \rho V_c$ и $V_b = V_a$. Поэтому

$$p_b = \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} p_z, \quad (8.5)$$

$$T_b = \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} T_z \quad (8.6)$$

при $n_2 = 1,24 \dots 1,28$.

Чем меньше частота вращения вала двигателя, тем больше n_2 . В дизелях догорание выражено сильнее, поэтому n_2 больше, чем в двигателях с внешним смесеобразованием.

3. Для цикла, рассчитываемого с учётом динамики выгорания топлива, применяемого при расчёте двигателей с воспламенением от электрической искры и дизелей, применимы формулы (8. 1) и (8. 2) для определения величин p_b и T_b .

Давление газов в момент открытия выпускных органов рассчитывается по выражению

$$p_{b1} = p_z \left(\frac{V_z}{V_{b1}} \right)^{n_2}, \quad (8.7)$$

а температура –

$$T_{b1} = T_z \left(\frac{V_z}{V_{b1}} \right)^{n_2 - 1}, \quad (8.8)$$

где V_{b1} – объём рабочего тела при положении поршня, соответствующим моменту открытия выпускных органов, когда положение кривошипа определяется углом ПКВ $\alpha_{b1} = 180 - \beta_{\text{вып}}$ ($\beta_{\text{вып}}$ – угол опережения открытия выпускных органов).

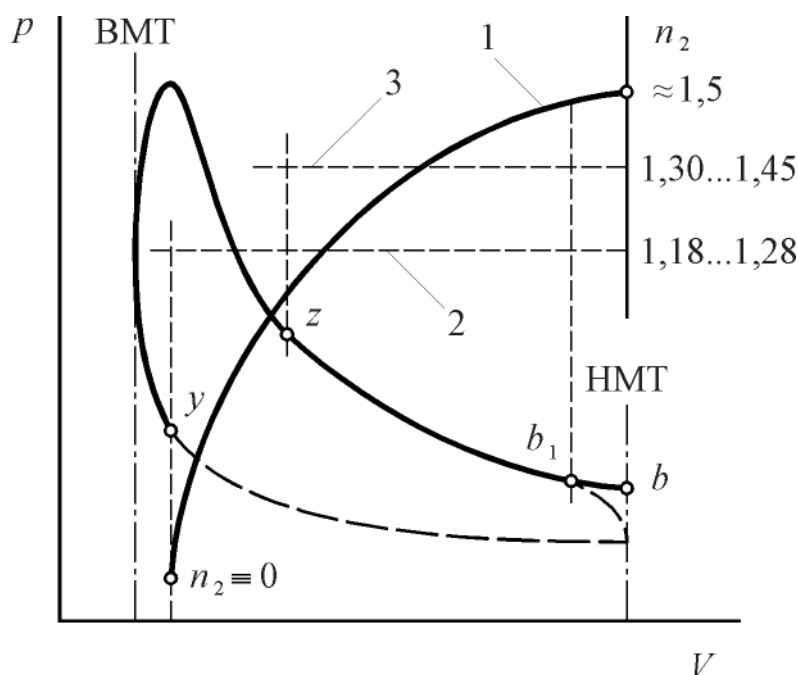


Рис. 8. 2. К определению характера протекания показателя n_2 и выбору численных значений n_2 для циклов с различными схемами сгорания: 1 – действительное изменение n_2 ; 2 – численные значения показателя в циклах с изохорным и смешанным сгоранием; 3 – численные значения n_2 при уточнённой схеме расчёта цикла

МПа; $T_b = 1500 \dots 1800$ К.

Меньшие значения T_b в дизелях объясняются более высокими значениями α и ε .

Положение о политропическом характере изменения параметров состояния рабочего тела в процессе расширения позволяет модель процесса описать следующей системой уравнений (здесь следует обратить внимание на некоторую аналогию с моделированием параметров рабочего тела при сжатии, см. разд. 3. 2):

При расчётах, учитывающих кинетику процесса сгорания, n_2 имеет большие значения, см. рис. 8. 2.

Для двигателей с внешним смесеобразованием n_2 находится в пределах $1,30 \dots 1,35$; для дизелей $n_2 = 1,35 \dots 1,45$. Для малооборотных двигателей принимают большие значения n_2 , так как сильнее выражена теплоотдача от рабочего тела в стенки цилиндра.

Параметры конца такта расширения:

– для дизелей (без наддува) $p_b = 0,25 \dots 0,35$ МПа; $T_b = 900 \dots 1200$ К;

– для ДВС с внешним смесеобразованием и газовых двигателей $p_b = 0,4 \dots 0,6$

$$\left. \begin{aligned} p &= p_z \left[\frac{\psi(\alpha_x)}{\psi(\alpha_b)} \right]^{n_2}, \\ T &= T_z \left[\frac{\psi(\alpha_x)}{\psi(\alpha_b)} \right]^{n_2-1}, \\ \psi(\alpha_x) &= 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \sigma_x, \\ \sigma_x &= r \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]. \end{aligned} \right\}.$$

В записанной системе α_x – текущий угол поворота коленчатого вала. Начальные условия при решении системы определяются численными значениями параметров в момент окончания сгорания. То есть, для $t = 0$ $\alpha = \alpha_z$; $p = p_z$; $\psi(\alpha) = \psi(\alpha_z)$; $\sigma(\alpha) = \sigma(\alpha_z)$.

8. 2. Процесс выпуска

Схема изменения давления газов в процессе выпуска приведена на рис. 8. 3. Уточненный расчёт процесса выпуска разработан профессором Н. М. Глаголевым. При упрощённом расчёте величинами параметров рабочего тела в конце выпуска задаются. При этом можно рекомендовать следующие величины давления в конце выпуска: $p_r = 0,106 \dots 0,120$ МПа; для двигателей с наддувом $p_r = (0,8 \dots 1,2) p_k$ МПа.

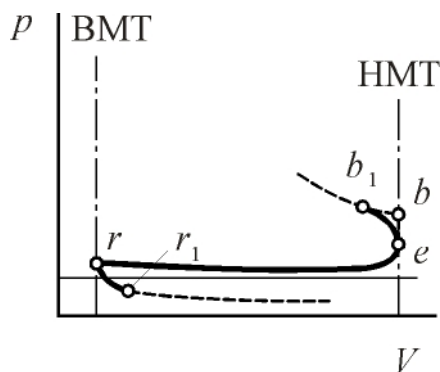


Рис. 8. 3. Схема индикаторной диаграммы процесса выпуска

выпуска

В общем случае $p_r = f(n, i_{\text{кль}}, \beta_{\text{вып}})$.

Температура рабочего тела в конце выпуска T_r для дизелей без наддува находится в пределах $700 \dots 800$ К, для наддувных дизелей $T_r = 800 \dots 1000$ К. Для двигателей с внешним смесеобразованием $T_r = 900 \dots 1100$ К. В общем случае $T_r = f(\varepsilon, \alpha, n, \pi_k)$, где π_k – степень наддува.

С увеличением степени сжатия температура рабочего тела в конце выпуска уменьшается. С увеличением коэффициента избытка воздуха температура T_r в дизелях уменьшается, а в двигателях с внешним смесеобразованием, наоборот, увеличивается (растягивается процесс сгорания). С увеличением частоты вращения вала двигателя и степени наддува температура T_r увеличивается (эффект теплоотдачи ослабевает).

Температура T_r , вообще говоря, является функцией режима нагрузки. И, поскольку величина нагрузки на двигатель определяется величиной коэффициента избытка воздуха α , то $T_r = f(\alpha)$. Для приближённой оценки T_r можно использовать следующее соотношение:

$$T_r \approx 1,05 \dots 1,08 T_{\Gamma},$$

где T_{Γ} – температура газов в выпускном коллекторе. В литературе приводятся зависимости, определяющие статистическую взаимосвязь T_r и α . Например,

$$T_{\Gamma} = a \cdot \alpha^b + c,$$

где a , b , c – эмпирические константы, численные значения которых зависят от способа смесеобразования (см. табл. 8. 1).

Таблица 8. 1

Численные значения констант a , b , c

Способ смесеобразования	a	b	c
Объёмно-плёночный	832	–1,10	304
Струйный	830	–1,11	304
Объёмно-плёночный в вихревой КС	676	–1,03	305

Диаграмма изменения площади проходного сечения выпускного клапана.

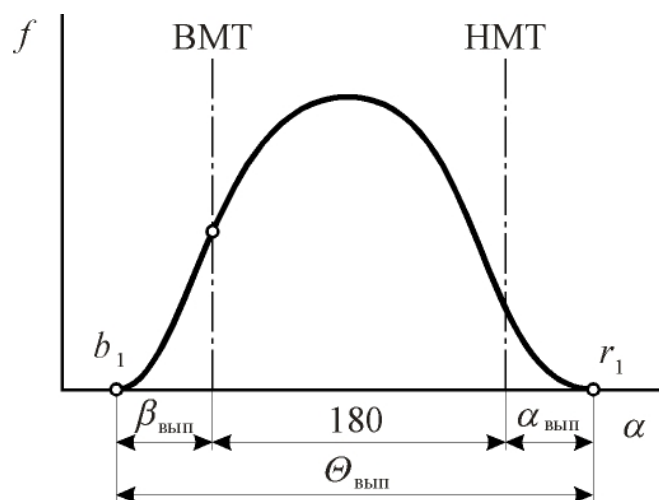


Рис. 8. 4. Диаграмма изменения площади проходного сечения выпускного клапана

Продолжительность открытия выпускных органов $\theta_{\text{вып}}$ (рис. 8. 4) определяется зависимостью, град ПКВ

$$\theta_{\text{вып}} = |\beta_{\text{вып}}| + 180 + \alpha_{\text{вып}}.$$

Для тракторных ДВС $\alpha_{\text{вып}} = 40 \dots 60$ град ПКВ, $\beta_{\text{вып}} = 10 \dots 20$ град ПКВ.. Для автомобильных двигателей $\alpha_{\text{вып}} = 50 \dots 70$ град ПКВ, $\beta_{\text{вып}} = 10 \dots 30$ град ПКВ. Более высокие величины $\beta_{\text{вып}}$ относятся к быстроходным двигателям.

По аналогии с понятием времени-сечения впускного клапана (см. разд. 2. 4) существует понятие времени-сечения и для выпускных клапанов. Для них

$$\text{ВСч} = \int_0^{t_{\text{вып}}} f(t) dt = \frac{30}{\pi n} \int_0^{\theta_{\text{вып}}} f(\varphi) d\varphi,$$

где $f(t)$, $f(\varphi)$ – функция изменения площади проходного сечения выпускных органов в зависимости от времени или угла ПКВ соответственно.

9. ПОКАЗАТЕЛИ ЦИКЛА И ДВИГАТЕЛЯ

9. 1. Индикаторные показатели циклов со смешанным и изохорным сгоранием

В основу упрощённого расчёта рабочего цикла дизелей принимают схему цикла со смешанным сгоранием, а для двигателей с внешним смесеобразованием – с изохорным. На диаграмме, см. рис. 9. 1, а, изображён цикл со смешанным сгоранием. Такой цикл включает процессы политропического сжатия $a - c$, изохорного $c - z_1$ и изобарного $z_1 - z$ подвода теплоты, политропического расширения $z - b$ и изохорного $b - a$ отвода теплоты. Диаграмма цикла с изохорным сгоранием приведена на рис. 9. 1, б.

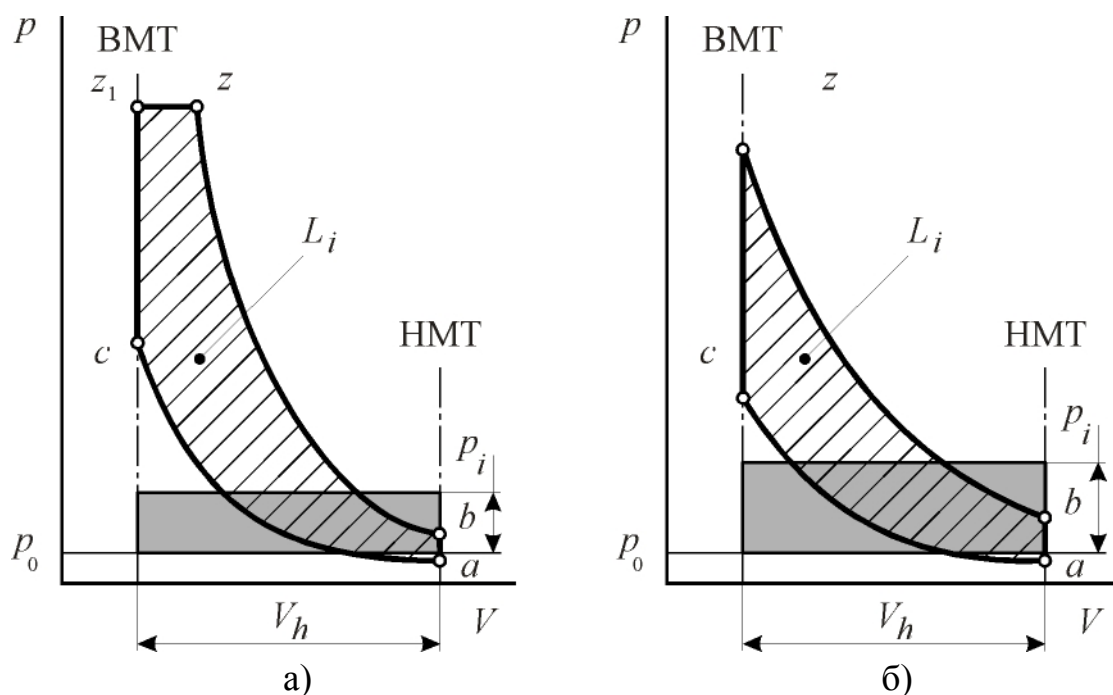


Рис. 9. 1. Диаграммы давлений рабочего тела в циклах со смешанным и изохорным сгоранием: а) – цикл со смешанным сгоранием; б) – цикл с изохорным сгоранием

Циклы, о которых идёт речь, существенно отличаются от реализуемых в реальных двигателях. Но они отличаются также и от так называемых идеальных циклов. Эти отличия состоят в следующем: процессы сжатия и расширения рабочего тела полагаются политропическими процессами; учитывается зависимость теплоёмкости рабочего тела от его температуры и химического состава; учитываются (приближённо, с помощью коэффициента использования теплоты) потери теплоты в процессе сгорания.

Упрощённый расчёт циклов сводится, в основном, к определению параметров состояния рабочего тела в характерных точках, определению среднего индикаторного давления, КПД и удельного расхода топлива.

Методика определения численных значений параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла изложена ранее.

Определение среднего индикаторное давление цикла со смешанным сгоранием

Под средним индикаторным давлением цикла понимается условное, постоянное по величине избыточное давление рабочего тела, которое, действуя на поршень в течение такта расширения, совершает работу, равную работе цикла.

$$p_i' = \frac{L_i'}{V_h} = \frac{L_{z_1-z} + L_{z-b} - L_{a-c}}{V_h},$$

где

$$L_{z_1-z} = p_z(V_z - V_c); \quad L_{z-b} = \frac{1}{n_2 - 1}(p_z V_z - p_b V_b);$$

$$L_{a-c} = \frac{1}{n_1 - 1}(p_c V_c - p_a V_a);$$

$$V_h = V_a - V_c = \varepsilon \cdot V_c - V_c = V_c(\varepsilon - 1).$$

После подстановки записанных соотношений в выражение для p_i' получим

$$p_i' = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[p_z \left(\frac{V_z}{V_c} - 1 \right) + \frac{1}{n_2 - 1} \left(p_z \frac{V_z}{V_c} - \varepsilon \cdot p_b \right) - \frac{1}{n_1 - 1} (p_c - \varepsilon \cdot p_a) \right].$$

Выразим давление в характерных точках цикла через давление конца такта сжатия

$$p_z = \lambda \cdot p_c; \quad p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_a} \right)^{n_2}; \quad p_z = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{\lambda}{\delta^{n_2}} p_c;$$

$$\varepsilon \cdot p_b = \varepsilon \cdot \lambda \left(\frac{V_z}{V_a} \right)^{n_2}; \quad p_c = \frac{\lambda \cdot \rho}{\delta^{n_2 - 1}} p_c,$$

где $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ – степень предварительного расширения;

$\delta = \frac{V_a}{V_z}$ – степень последующего расширения (см. табл. 9. 1).

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

С учётом приведенных соотношений окончательно для среднего индикаторного давления имеем

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (9.1)$$

Таблица 9.1

Величины степени повышения давления λ , степени предварительного расширения ρ и степени последующего расширения δ

Тип двигателя	λ	ρ	δ
Дизели	1,4...2,2	1,2...1,7	8...10
Двигатели с внешним смесеобразованием	4,0...4,5	1	$\delta = \varepsilon$

Среднее индикаторное давление цикла с изохорным сгоранием

В цикле с изохорным сгоранием $\rho = 1$ и $\delta = \varepsilon$. Отсюда из (9.1) следует, что

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (9.2)$$

Среднее индикаторное давление расчётного цикла p_i принимается несколько меньшим, что обусловлено скруглением индикаторной диаграммы, см. рис. 9.2. То есть,

$$p_i = \nu p'_i,$$

где ν – коэффициент скругления, величину которого выбирают в пределах 0,92...0,96.

Индикаторный коэффициент полезного действия и удельный индикаторный расход топлива

Под индикаторным КПД понимается доля теплотворной способности топлива, используемая для осуществления индикаторной работы цикла

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u}, \quad (9.3)$$

где L_i – индикаторная работа, получаемая в результате сгорания одного кг топлива;

H_u – низшая теплота сгорания (теплотворность) топлива.

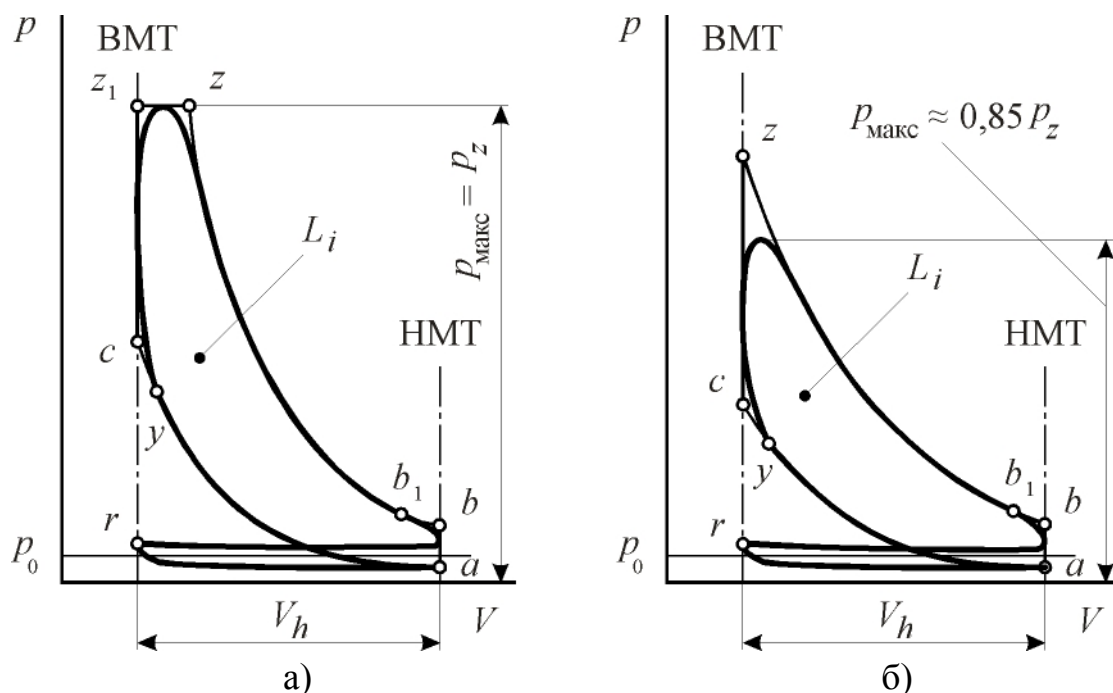


Рис. 9. 2. Схема скругления индикаторных диаграмм в циклах с изохорным и смешанным сгоранием: а) – цикл со смешанным сгоранием; б) – цикл с изохорным сгоранием

Выразим индикаторную работу через среднее индикаторное давление

$$L_i = p_i \cdot V_h. \quad (9.4)$$

Напишем уравнение Менделеева для состояния рабочего тела на входе в цилиндр двигателя

$$p_0 \cdot V_0 = R \cdot M_0 \cdot T_0. \quad (9.5)$$

Вспомним, что

$$V_0 = \eta_v \cdot V_h.$$

Исходя из отмеченного, уравнение (9. 5) можно переписать в следующем виде:

$$p_0 \cdot \eta_v \cdot V_h = R \cdot M_0 \cdot T_0,$$

откуда

$$V_h = R \frac{M_0 T_0}{\eta_v p_0}.$$

Подставив полученное значение для V_h в формулу (9. 4), получим

$$L_i = R \frac{M_0 T_0}{\eta_v p_0} p_i,$$

и после подстановки полученного выражения в формулу (9. 3) для индикаторного КПД запишем

$$\eta_i = R \frac{M_0 T_0}{\eta_v p_0 H_u} p_i. \quad (9.5)$$

Число молей свежего заряда равно:

– для дизелей

$$M_0 = \alpha L_0 = \frac{\alpha L_0'}{\mu_v};$$

– для двигателей с внешним смесеобразованием

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} = \frac{\alpha L_0'}{\mu_v} + \frac{1}{\mu_T}.$$

Молекулярная масса воздуха $\mu_v = 28,95$, средняя молекулярная масса бензина $\mu_T = 114$.

Индикаторный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}, \quad (9.6)$$

Формулы (9. 5) и (9. 6) являются общими, то есть они справедливы не только для упрощённых, но также и для «уточнённых» и действительных циклов.

9. 2. Индикаторные показатели цикла при моделировании сгорания с учётом динамики выгорания топлива

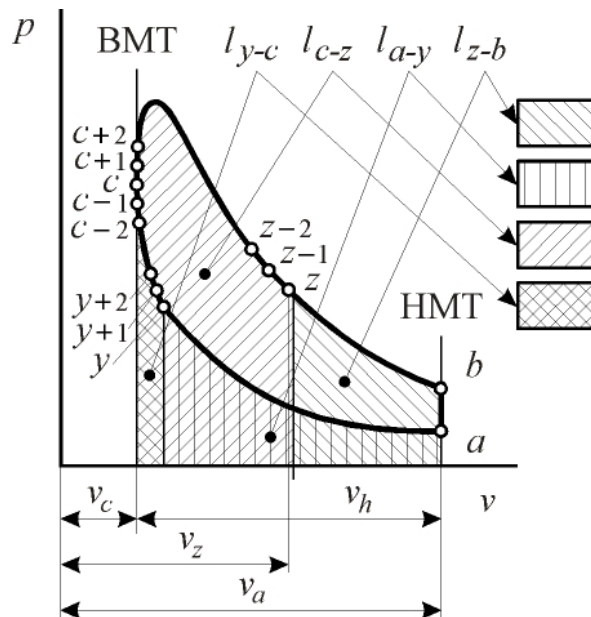


Рис. 9. 3. Схема определения работы цикла при моделировании сгорания по И. И. Вибе

В отличие от циклов с изохорным и смешанным сгоранием в циклах, где сгорание моделируется с учётом особенностей динамики выгорания топлива, в частности по И. И. Вибе, появляется реальная возможность учесть момент опережения воспламенения, продолжительность сообщения теплоты PT , а также и сам характер сообщения теплоты во времени.

Работа такого цикла (в расчёте на один кг рабочего тела) определяется выражением, см. рис. 9. 3,

$$l_i = l_{y-z} + l_{z-b} - l_{a-y}, \text{ МДж/кг.}$$

Работа газов в процессах «чистого» сжатия и расширения рассчитывается

по формулам политропического процесса:

$$l_{a-y} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_y v_y - p_a v_a);$$

$$l_{z-b} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z v_z - p_b v_b).$$

Работа газов в процессе сгорания определяется методом трапеций

$$l_{y-z} = \int_{v_y}^{v_z} p dv \approx \sum_1^n \frac{p_1 + p_2}{2} (v_2 - v_1),$$

где n – число элементарных участков (1 – 2) процесса сгорания.

Среднее индикаторное давление цикла, МПа,

$$p_i = \frac{l_i}{v_h} = \frac{\varepsilon \cdot l_i}{(\varepsilon - 1)v_a}, \quad (9.7)$$

так как

$$v_h = v_a - v_c = v_a \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) = v_a \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}.$$

Коэффициент полезного действия цикла

$$\eta_i = \frac{l_i}{\frac{q_z}{\xi}} = \frac{\xi \cdot l_i}{q_z}, \quad (9.8)$$

где

$$\frac{q_z}{\xi} = \frac{H_u}{G_{p.m.}} -$$

теплотворность топлива, приходящаяся на один кг рабочего тела;

$G_{p.m.}$ – масса рабочего тела, приходящаяся на один кг топлива.

Удельный расход топлива, г/(кВт·ч), определяется соотношением

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}. \quad (9.9)$$

9. 3. Эффективные показатели двигателя

Механические потери. В механические включаются потери на преодоление трения поршней в цилиндрах, трения в подшипниках, насосные потери (на осуществление процессов впуска и выпуска), работа на привод вспомогательных механизмов (распределительный механизм, масляный, водяной и топливный насосы, вентиляционные потери и др.).

Наибольшая часть механических потерь – примерно 60 % – приходится на трение поршней в цилиндрах.

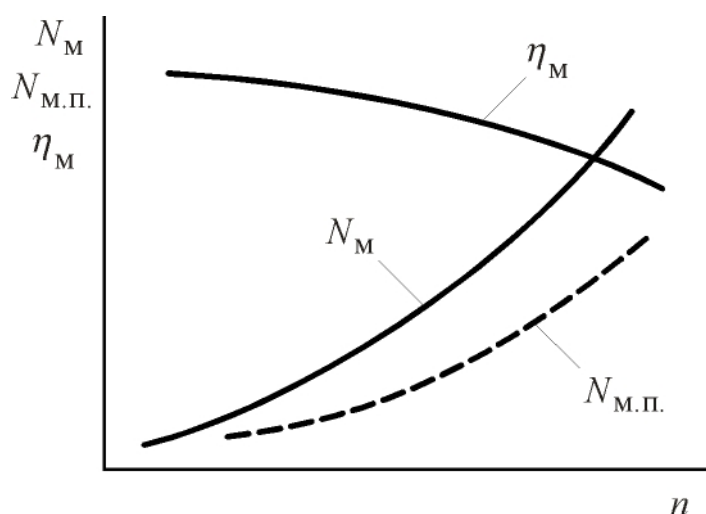


Рис. 9. 4. Мощность механических потерь N_M , мощность на преодоление трения поршней $N_{М.П.}$ и механический КПД η_M в зависимости от частоты вращения вала двигателя (работа двигателя по внешней скоростной характеристике)

Мощность механических потерь зависит, в основном, от частоты вращения вала двигателя. С её увеличением мощность механических потерь N_M увеличивается (рис. 9. 4) по закону

$$N_M = C \cdot n^2.$$

На номинальном режиме работы двигателя

$$N_M = (0,15 \dots 0,30) N_i;$$

$$N_{М.П.} = 0,6 N_M,$$

где $N_{М.П.}$ – мощность на определение трения поршней.

Обычно относительную мощность механических потерь оценивают механическим ко-

эффициентом полезного действия:

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{(N_i - N_M)}{N_i} = 1 - \frac{N_M}{N_i}. \quad (9. 10)$$

Так как на номинальном режиме работы двигателей

$$\frac{N_M}{N_i} = 0,15 \dots 0,30,$$

то, следовательно, $\eta_M = 0,7 \dots 0,85$.

Меньшие значения η_M относятся к высокооборотным двигателям и к дизелям без наддува. Наддув повышает механический КПД. При работе двигателя вхолостую $\eta_M = 0$, так как двигатель не производит внешней работы.

Эффективная мощность. Мощность, снимаемая с фланца коленчатого вала двигателя и используемая для осуществления внешней работы, называется эффективной мощностью двигателя.

Эффективная мощность меньше индикаторной на величину мощности механических потерь в двигателе.

Таким образом,

$$N_e = N_i - N_M.$$

Из уравнения (9. 10)

$$N_e = \eta_M \cdot N_i. \quad (9. 11)$$

Подставляя вместо N_i его значение из формулы для индикаторной мощности, получаем

$$N_e = \frac{\eta_m p_i V_{hin}}{30\tau}, \text{ кВт.}$$

Произведение

$$p_e = \eta_m \cdot p_i$$

называется средним эффективным давлением.

Таким образом, **среднее эффективное давление цикла** есть условное, постоянное по величине избыточное давление, которое действует на поршень в течение такта расширения и совершает работу, равную эффективной работе цикла.

Следовательно, простейшая формула эффективной мощности двигателя имеет вид

$$N_e = \frac{p_e V_{hin}}{30\tau}, \text{ кВт,} \quad (9.12)$$

где p_e выражено в МПа, а V_h – в литрах (дм³).

В табл. 9. 2 приведены средние статические значения p_e для различных типов двигателей при номинальной мощности.

Таблица 9. 2

Численные значения среднего эффективного давления

Тип двигателя	p_e , МПа
Двигатели четырехтактные с внешним смесеобразованием	0,6...0,8
Дизели четырехтактные без наддува	0,5...0,8
Дизели двухтактные с продувочным насосом	0,4...0,5
Карбюраторные двухтактные с кривошипно-камерной продувкой	0,3...0,4

В условиях эксперимента при наддуве двигателей реализуются p_e , равные 3,2 и более МПа.

Механические потери

$$p_m = p_i - p_e, \quad (9.13)$$

тогда для мощности механических потерь справедливо

$$N_m = \frac{p_m V_{hin}}{30\tau}, \text{ кВт.}$$

Давление механических потерь зависит от частоты вращения вала двигателя, точнее, от средней скорости движения поршня, а также от типа двигателя и числа цилиндров:

$$p_m = a + b \cdot C_{\Pi}, \text{ МПа,} \quad (9.14)$$

где $C_{\Pi} = Sn/30 = 6 \dots 12$ м/с – средняя скорость поршня, меньшие значения которой относятся к тракторным двигателям, большие – к автомобильным;

a, b – эмпирические коэффициенты (см. табл. 9. 3).

Для двигателей с наддувом

$$p_{\text{м}} = \left(\frac{p_{\text{к}}}{p_0} \right)^{b_1} (a + b c_{\Pi}),$$

где $b_1 = 0,10 \dots 0,15$ – эмпирический коэффициент.

Таблица 9. 3

Численные значения эмпирических коэффициентов a и b

Тип двигателя	Число цилиндров	a	b	Примечание
Дизели четырёхтактные: – с неразделёнными и полуразделёнными камерами сгорания; – с вихревыми камерами; – с предкамерами	4	0,105	0,012	$V_h \leq 1,7$
	4 и 6	0,09	0,012	$D = 90 \dots 120$ мм
	8V	0,07	0,012	
	12	0,03	0,012	$D \geq 150$ мм
	4	0,105	0,0138	$D = 90 \dots 120$ мм
	4 и 6	0,09	0,0138	
	4	0,105	0,0156	
	4	0,08	0,0160	$S/D < 1$
	6	0,05	0,0150	
	8V	0,04	0,0135	

Для контроля может быть использована формула Брилинга

$$p_{\text{м}} = 0,125 + 0,01 C_{\Pi} - 0,11 \cdot \lg V_h + \Delta,$$

где Δ учитывает потери энергии на перетекание рабочего тела – см. табл. 9. 4.

Таблица 9. 4

Значения Δ для разных типов камер сгорания

Тип двигателя	Δ
С неразделёнными и полуразделёнными камерами сгорания	0,000
Вихрекамерные	0,015
Предкамерные	0,030

Для дизелей с наддувом можно применять зависимость

$$p_{\text{м}} = 0,014 + 0,0165 C_{\Pi} + 0,0005 p_{\text{макс}},$$

где C_{Π} выражена в м/с, а $p_{\text{макс}}$ – в МПа.

Эффективный удельный расход топлива и коэффициент полезного действия. Расход топлива, приходящийся на единицу эффективной мощности двигателя за час, называется эффективным удельным расходом топлива.

Эффективный удельный расход топлива g_e получим, если массовый часовой расход топлива G_T разделим на эффективную мощность двигателя

$$g_e = \frac{G_T}{N_e}. \quad (9.15)$$

Статистические значения эффективных удельных расходов топлива при работе двигателей на номинальном режиме находятся в пределах:

- для дизелей – 210...240 г/(КВт·ч);
- для двигателей с внешним смесеобразованием – 250...320 г/(КВт·ч).

Наименьший удельный расход топлива достигнут в дизеле с турбонаддувом ($p_e = 2,14$ МПа). Он составил 184 г/(КВт·ч).

Эффективный удельный расход топлива связан с понятием эффективного коэффициента полезного действия. Под эффективным КПД понимается доля теплоты от всего количества теплоты, вводимой в цилиндр двигателя с топливом, превращаемая в эффективную работу. Обозначим эффективный КПД через η_e . Тогда

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e \cdot H_u}. \quad (9.16)$$

Численные значения эффективного КПД для дизелей находятся в пределах 0,35...0,45; для двигателей с внешним смесеобразованием – 0,26...0,38.

Определение основных размеров двигателя. Под основными размерами двигателя понимаются диаметр цилиндра D и ход поршня S .

Пользуясь формулой для эффективной мощности, можно для рабочего объёма цилиндра написать выражение

$$V_h = \frac{30\tau N_e}{p_e n i}. \quad (9.17)$$

С другой стороны,

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{S}{D}, \quad (9.18)$$

где отношение S/D – важный конструктивный параметр.

Двигатели, у которых отношение S/D превышает единицу, называются длинноходными. Если это отношение меньше единицы, то двигатель относится к короткоходным.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра в современных двигателях находится в пределах 0,6...1,4. Самым короткоходным двигателем является Ford-Anglia ($S/D = 0,59$).

В последние годы наблюдается стремление к уменьшению отношения S/D с целью уменьшения средней скорости поршня, что сопровождается снижением износа и потерь на трение.

Средняя скорость поршня ограничивается не только из соображений допустимого износа и приемлемых механических потерь. Как известно, силы инерции P_j , действующие в деталях КШМ, пропорциональны квадрату угловой скорости ω или частоте вращения коленчатого вала n и радиусу кривошипа r :

$$P \approx \omega^2 r = \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot r.$$

Перепишав формулу средней скорости поршня

$$C_{\Pi} = \frac{Sn}{30} = \frac{rn}{15},$$

замечаем, что в неё входят те же параметры, которые определяют величину сил инерции деталей КШМ. Таким образом, средняя скорость поршня является показателем механической напряжённости, износа и механических потерь двигателей. Приравнивая выражения (9. 17) и (9. 18), получаем

$$\frac{\pi D^3}{4} \frac{S}{D} = \frac{30 \tau N_e}{p_e n i},$$

откуда,

$$D = \sqrt[3]{\frac{120 \tau N_e}{\pi \frac{S}{D} p_e i n}}, \text{ дм.} \quad (9. 19)$$

Задавшись численным значением относительного хода поршня S/D , можно определить ход поршня

$$S = D \cdot (S/D). \quad (9. 20)$$

Для приближённых расчётов можно пользоваться статистическими данными по p_e . Однако, для более полного суждения о рабочем цикле проектируемого двигателя следует произвести тепловой расчёт двигателя, который даёт информацию не только относительно p_i , но также и о $p_{\text{макс}}$, $W_{\text{рмакс}}$ и других параметрах. Размеры и численные значения частот вращения вала для массово распространённых двигателей приведены в табл. 9. 5.

Таблица 9. 5

Основные размеры и частоты вращения отечественных двигателей

Тип двигателя	Диаметр цилиндра D , мм	Ход поршня S , мм	Частота вращения вала n , об/мин
Дизели:			
– судовые главные;	250...750	350...2500	100...600
– судовые быстроходные;	150...330	180...420	600...1500
– тепловозные;	180...320	200...330	600...1500
– тракторные	95...150	120...200	1250...2200

Тип двигателя	Диаметр цилиндра D , мм	Ход поршня S , мм	Частота вращения вала n , об/мин
Автомобильные грузовых машин: – четырехтактные; – двухтактные	130 106	140 127	1700...2800 2000
Двигатели лёгкого жидкого топлива: – автомобильные; – грузовых машин; – легковых машин; – мотоциклетные	82...100 75...100 50...80	95...115 75...110 55...85	2600...3600 4500...5600 4000...5000

9. 4. Тепловой баланс двигателя

Под тепловым балансом двигателя внутреннего сгорания понимается распределение теплоты, вводимой в цилиндр двигателя с топливом, по видам затрат.

Тепловой баланс может быть определён для реального двигателя опытным путём. Для проектируемого или модернизируемого двигателя тепловой баланс может быть приближённо составлен расчётом. При необходимости большей детализации теплового баланса невозможно обойтись без теоретических выкладок и расчётов, также и при опытном исследовании двигателя.

Тепловой баланс идеального двигателя. Рассмотрим вначале тепловой баланс воображаемого двигателя, в котором осуществляется идеальный цикл.

На основании второго закона термодинамики только часть подведённой к рабочему телу теплоты возможно использовать для осуществления механической работы, то есть,

$$L = Q_1 - Q_2,$$

где Q_2 – теплота, отводимая в холодный источник. Таким образом, уравнение баланса теплоты идеального двигателя можно записать в следующем виде:

$$Q_1 = L + Q_2.$$

Доля теплоты Q_1 , использованной для осуществления механической работы, оценивается в идеальном цикле термическим коэффициентом полезного действия η_T

$$L = \eta_T \cdot Q_1.$$

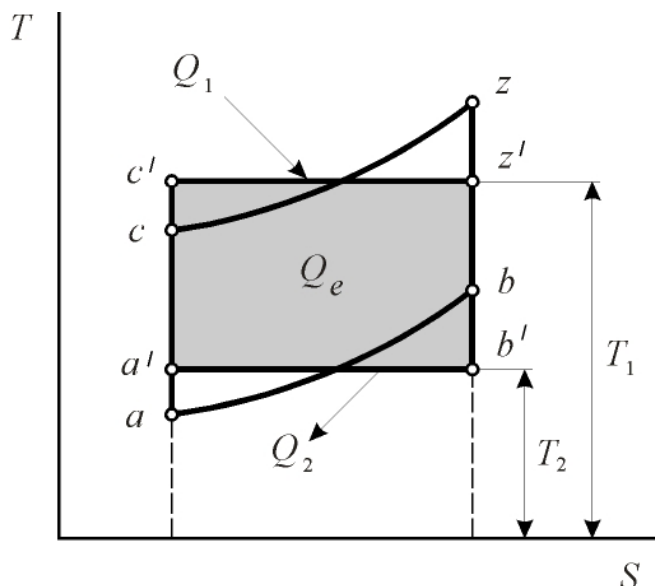


Рис. 9. 5. Диаграмма идеального цикла с сообщением теплоты при $\nu = \text{Const}$ и эквивалентного ему цикла Карно

В системе координат $T - S$, см. рис. 9. 5, изображена диаграмма идеального изохорного цикла $a - c - z - b - a$. В изохорных процессах $c - z$ и $b - a$ к рабочему телу подводится и отводится соответственно теплота Q_1 и Q_2 . Заменим изохоры $c - z$ и $b - a$ эквивалентными изотермами $c' - z'$ и $b' - a'$, то есть, изотермическими процессами, в течение которых рабочему телу сообщается или отводится от него то же количество теплоты Q_1 и Q_2 . Очевидно, что для идеального цикла можно написать формулу термического КПД цикла Карно

$$\eta_T = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

где T_1 и T_2 – эквивалентные средние температуры, при которых к идеальному газу подводится и отводится от него теплоты Q_1 и Q_2 .

Поскольку температуры T_1 и T_2 практически всегда ограничены, термический КПД не может быть равен единице, то есть, только часть затраченной теплоты Q_1 может быть использована для осуществления механической работы. Это положение является одним из проявлений второго закона термодинамики.

На диаграмме теплового баланса двигателя – рис. 9. 6 – теплота Q_2 представляет собой потерю теплоты в холодный источник, вызванную действием второго закона термодинамики

$$Q_2 = (1 - \eta_T) \cdot Q_1.$$

Эта потеря принципиально может быть уменьшена согласно уравнению термического КПД цикла Карно только уменьшением отношения температур T_2/T_1 .

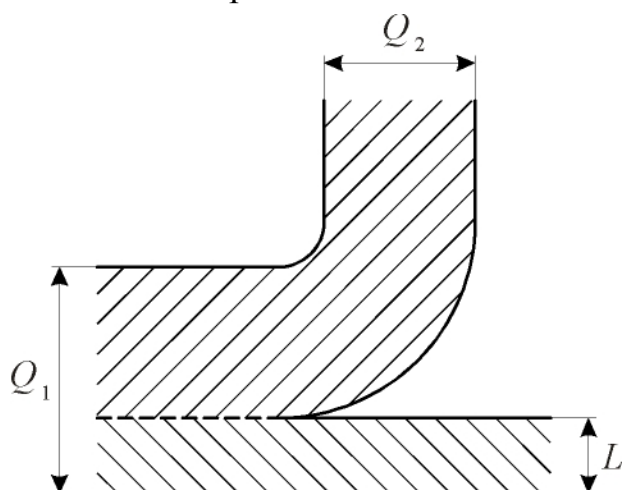


Рис 9. 6. Диаграмма теплового баланса идеального двигателя

Тепловой баланс реального двигателя. Уравнение теплового баланса реального двигателя имеет вид

$$Q = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\Gamma} + Q_{\text{н.сг}} + Q_{\text{ост}}, \quad (9. 21)$$

где Q – теплота, вводимая в цилиндр двигателя с топливом;

Q_e – теплота, использованная для осуществления внешней эффективной работы;

$Q_{\text{охл}}$ – теплота, отведенная в систему охлаждения двигателя;

Q_{Γ} – теплота, унесенная отработавшими газами;

$Q_{\text{н.сг}}$ – теплота, потерянная вследствие неполноты сгорания топлива;

$Q_{\text{ост}}$ – остаточная теплота, в которую входят трудно учитываемые тепловые потери (на лучеиспускание, часть механических потерь и др.).

На диаграмме теплового баланса обозначены следующие составляющие теплового баланса реального двигателя, см. рис. 9. 7:

Q_2 – теплота, потеря которой обусловлена действием второго закона термодинамики;

Q_i – теплота, эквивалентная индикаторной работе цикла;

$Q_{\text{к.сг}}$ – теплота, потерянная вследствие конечной скорости сгорания;

$Q_{\text{охл.сг}}$ – теплота, потерянная вследствие теплоотдачи в стенки в течение процессов сгорания и расширения;

Q_i – теплота, эквивалентная индикаторной работе;

$Q_{\text{м}}$ – теплота механических потерь;

$Q_{\text{охл.м}}$ – теплота трения, отведенная охлаждающим агентом;

$Q_{\text{ост.м}}$ – теплота остальных механических потерь;

$Q_{\text{л}} + Q_{\text{др}}$ – теплота, теряемая лучеиспусканием, и другие трудно учитываемые потери.

Составляющие теплового баланса. Теплота, входящая в уравнение теплового баланса, чаще всего относится к одному часу работы двигателя.

Располагаемая теплота сгорания топлива

$$Q = H_u \cdot G_T, \text{ МДж/ч.}$$

Теплота, использованная для осуществления внешней эффективной работы

$$Q_e = \eta_e Q = \frac{3600}{g_e H_u} Q = \frac{3,6}{\frac{G_T}{N_e} H_u} H_u G_T = 3,6 N_e, \text{ МДж/ч.}$$

Теплота, отведённая в систему охлаждения

$$Q_{\text{охл}} = C_{\text{охл}} G_{\text{охл}} (t_{\text{охл}}^{//} - t_{\text{охл}}^{/}), \text{ МДж/ч,}$$

где $C_{\text{охл}}$ – теплоёмкость охлаждающего агента, МДж/(кг·град);

$G_{\text{охл}}$ – расход охлаждающего агента (вода, воздух и др.) через систему охлаждения, кг/ч;

$t''_{\text{охл}}$ и $t'_{\text{охл}}$ – температуры охлаждающего агента на входе и выходе соответственно.

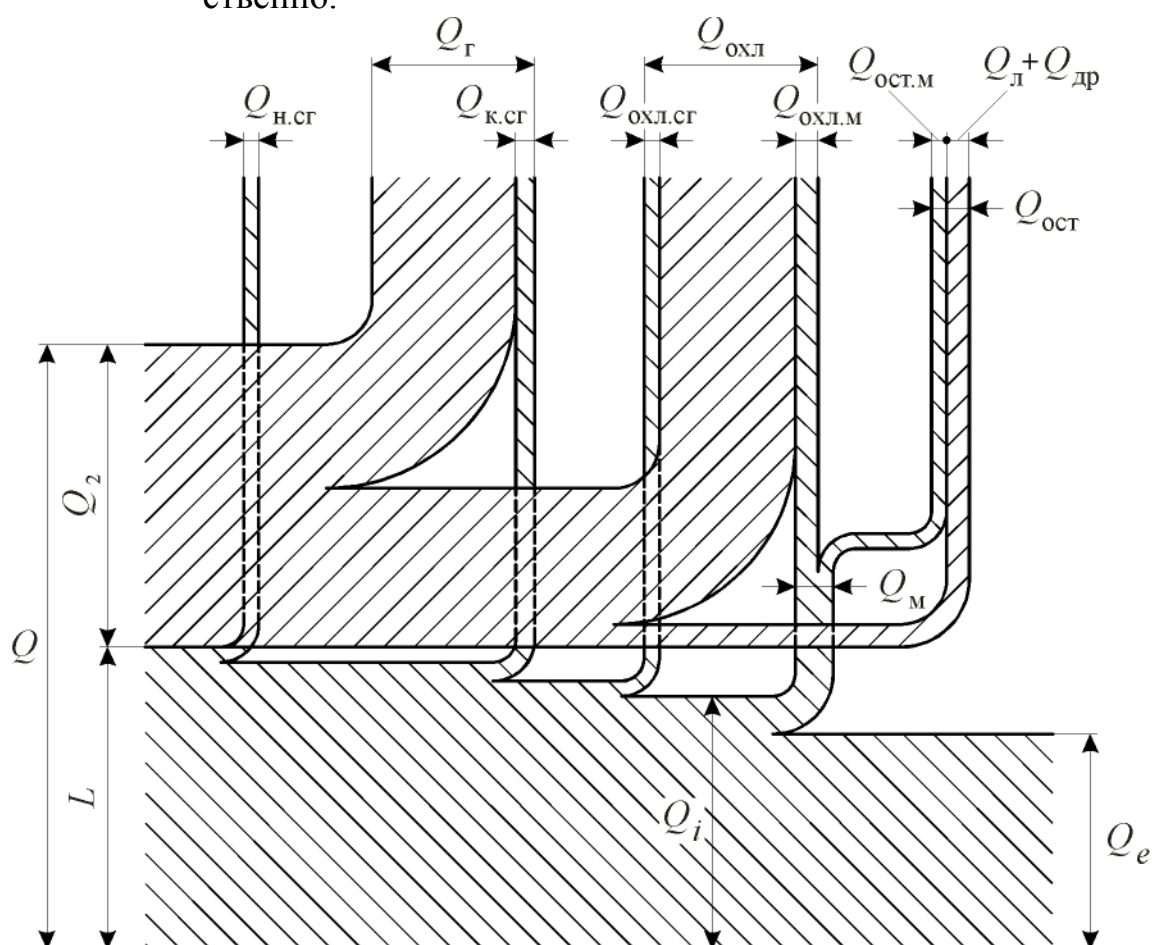


Рис. 9. 7. Диаграмма теплового баланса реального двигателя

Теплота, унесённая отработавшими газами

$$Q_{\Gamma} = C_{pr} (G_{\text{в}} + G_{\text{т}}) (t_{\Gamma} - t_0), \text{ МДж/ч,}$$

где $G_{\text{в}}$ и $G_{\text{т}}$ – расходы воздуха и топлива, кг/ч;

C_{pr} – теплоёмкость отработавших газов при постоянном давлении, МДж/(кг·град);

t_{Γ} и t_0 – температуры соответственно отработавших газов на выходе из цилиндра и свежего заряда на входе в цилиндр двигателя.

Теплота, потерянная вследствие неполноты сгорания

$$Q_{\text{н.сг}} = \Delta H_u \cdot G_{\text{т}}, \text{ МДж/ч.}$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием при $\alpha < 1$

$$Q_{\text{н.сг}} = 4,13(1 - \alpha)L'_0 \cdot G_{\text{т}}, \text{ МДж/ч.}$$

Остаточная теплота

$$Q_{\text{ост}} = Q - (Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\Gamma} + Q_{\text{н.сг}}), \text{ МДж/ч.}$$

При помощи табл. 9. 7...9. 10 иллюстрируется влияние некоторых факторов на тепловой баланс двигателей.

Таблица 9. 6

Численные значения составляющих теплового баланса
(применительно к номинальному режиму работы двигателей), %

Тип двигателя	Q_e	$Q_{охл}$	Q_{Γ}	$Q_{н.сг}$	$Q_{ост}$
Дизели	35...40	20...30	30...40	2...6	2...6
Двигатели с внешним смесеобразованием	26...33	15...25	30...55	2...25	5...10

Таблица 9. 7

Влияние степени сжатия на тепловой баланс

Топливо	ε	Составляющие теплового баланса, %		
		Q_e	$Q_{охл}$	$Q_{\Gamma} + Q_{ост}$
Бензин	3,8	26,1	28	45,9
	5,45	33,5	26,5	40
Этиловый спирт (95 %)	3,8	26,9	24,4	48,7
	5,45	34,8	24,1	41,1
	7	38,3	23,9	37,8

Необходимо обратить внимание на то, что с увеличением ε резко уменьшается теплота, теряемая с отработавшими газами, а значит, уменьшается тепловая напряжённость двигателя.

Таблица 9. 8

Влияние нагрузки на тепловой баланс двигателя с внешним смесеобразованием
($\varepsilon = 5,45$; $\alpha = 1,1$; $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; топливо – бензин)

Нагрузка, %	Составляющие теплового баланса, %		
	Q_e	$Q_{охл}$	$Q_{\Gamma} + Q_{ост}$
100	33,5	26,5	40
80	34	28,2	37,8
60	34,1	21,8	34,1
40	33,5	35,5	31

Таблица 9. 9

Влияние нагрузки на тепловой баланс тракторного дизеля
($\varepsilon = 15,5$; $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$)

N_e , кВт	Составляющие теплового баланса, %			
	Q_e	$Q_{охл}$	Q_{Γ}	$Q_{ост}$
43,7	29,7	32,6	30,9	6,8
39,2	30,3	32,8	28	8,9
29,7	30,4	34,6	25,2	9,8

Влияние частоты вращения коленчатого вала (мин^{-1}) на тепловой баланс тракторного дизеля

$n, \text{мин}^{-1}$	Составляющие теплового баланса, %			
	Q_e	$Q_{\text{охл}}$	$Q_{\text{г}}$	$Q_{\text{ост}}$
1150	30,4	30,0	32,0	7,6
1250	29,7	32,6	31,0	6,7
1350	30,8	33,4	28,8	7,0

9. 5. Сравнительные показатели двигателей

Удельная поршневая мощность. При анализе элементарной формулы мощности было отмечено, что стремление к уменьшению габаритов и массы двигателя может быть реализовано посредством повышения частоты вращения вала, увеличения среднего эффективного давления или за счёт того и другого. В таких случаях принято говорить, что двигатель форсируется соответственно по частоте вращения или по среднему эффективному давлению. Для оценки степени форсирования двигателя используется понятие удельной поршневой мощности

$$N_n = \frac{N_e}{\Sigma F}, \text{ кВт/дм}^2, \quad (9. 22)$$

где N_e – номинальная мощность двигателя;

$$\Sigma F = \frac{\pi D^2}{4} i - \text{суммарная площадь поршней, дм}^2.$$

После подстановки «развёрнутого» значения для номинальной мощности двигателя получаем

$$\begin{aligned} N_n &= \frac{p_e V_h n}{30\tau \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e}{30\tau} \frac{\frac{\pi D^2}{4} S[\text{дм}] n}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e}{30\tau} 10 \left(\frac{S}{10} [\text{м}] \right) n = \\ &= \frac{10 p_e}{\tau} \frac{S n}{30} = 10 \frac{p_e C_{\text{п}}}{\tau}, \text{ кВт/дм}^2. \end{aligned}$$

Удельная поршневая мощность – это есть мощность, приходящаяся на один дм^2 площади поршня.

Среднее эффективное давление косвенно связано с величиной $p_{\text{макс}}$. Следовательно, поршневая мощность, так как она пропорциональная p_e и $C_{\text{п}}$, характеризует механическую напряжённость двигателя.

С другой стороны, среднее эффективное давление характеризует величину теплового потока через цилиндр в течение одного цикла, а величина n/τ пропорциональна числу циклов в единицу времени, следовательно, комплекс $(p_e n)/\tau$ определяет собой величину теплового потока через цилиндры двигателя в единицу времени. Таким образом, поршневая мощность в связи с тем, что она пропорциональна комплексу $(p_e n)/\tau$, характеризует теплонапряжённость двигателя, см. табл. 9. 11.

Таблица 9. 11

Удельная поршневая мощность двигателей

Тип двигателя	Удельная поршневая мощность N_n , кВт/дм ²
Четырёхтактные дизели (без наддува)	7,4...14,7
Двигатели с внешним смесеобразованием грузовых автомобилей и двухтактные дизели	11,0...18,4
Двигатели с внешним смесеобразованием легковых машин	14,7...22,0
Двигатели спортивных автомобилей с непосредственным впрыском топлива	44...48

Условно по степени форсирования двигатели можно разделить на три группы:

- нефорсированные ($N_n < 11$ кВт/дм²);
- форсированные ($11 \leq N_n < 22$ кВт/дм²);
- высокофорсированные ($N_n \geq 22$ кВт/дм²).

Следует иметь в виду то обстоятельство, что в дизелях форсирование по мощности путём увеличения частоты вращения вала затруднительно в связи с ухудшением сгорания (неполнота сгорания и затяжное сгорание). Помимо этого, уменьшение диаметра цилиндра в дизелях затрудняет осуществление хорошего процесса смесеобразования (дозирование малых порций топлива, малые отверстия форсунок). Дизели поддаются форсированию увеличением p_e посредством наддува.

Двигатели с внешним смесеобразованием, наоборот, легче поддаются форсированию увеличением частоты вращения, тогда как увеличению p_e наддувом препятствует детонация.

Литровая мощность. Эффективная мощность, приходящаяся на один литр рабочего объёма двигателя, называется литровой мощностью. Обычно приводимые данные по ней относятся к номинальному режиму.

Литровая мощность численно равна отношению мощности двигателя к суммарному рабочему объёму цилиндров (литражу)

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_{\text{hi}}} . \quad (9.23)$$

Литраж двигателя V_{hi} равен сумме рабочих объёмов всех цилиндров двигателя.

Перепишем формулу (9.23) в следующем виде:

$$V_{\text{hi}} = \frac{N_e}{N_{\text{л}}} .$$

Отсюда видно, что при неизменной эффективной мощности двигателя увеличение его литровой мощности влечёт за собой уменьшение литража двигателя, а значит, его габаритов и массы, чем и определяется важное значение этого показателя, особенно для транспортных двигателей.

Подставляя в формулу (9.23) развёрнутое выражение для N_e , получаем

$$N_{\text{л}} = \frac{p_e n}{30\tau} .$$

Эта формула показывает, что литровая мощность определяется средним эффективным давлением, частотой вращения вала и тактностью двигателя. Произведение $p_e n$ характеризует величину сил инерции движущихся деталей и $p_{\text{макс}}$, поэтому $N_{\text{л}}$ может рассматриваться как показатель механической напряжённости двигателя. Поскольку величина $(p_e n / \tau)$ косвенно отражает величину теплового потока через двигатель в единицу времени, постольку и $N_{\text{л}}$ может рассматриваться как показатель теплонапряжённости. Следовательно, увеличение $N_{\text{л}}$ связано с преодолением трудностей, возникающих при увеличении тепловых и механических нагрузок на двигатель. Среднее значение литровой мощности для массово выпускаемых двигателей находится в пределах 7,4...25,7 кВт/л. При этом меньшие значения относятся к тракторным дизелям, а большие – к двигателям с внешним смесеобразованием.

Связь между удельной поршневой и литровой мощностями. Выведем выражение, связывающее удельную поршковую и литровую мощности.

$$N_{\text{л}} = \frac{10 p_e}{\tau} \frac{S n}{30} ;$$

$$N_{\text{л}} = \frac{p_e n}{30\tau} = \frac{10 p_e n S}{10 \cdot 30 \tau S} = \frac{10 p_e C_m}{\tau S} = \frac{N_n}{S} , \text{ кВт/л}$$

Таким образом, при $N_{\text{п}} = \text{idem}$ литровая мощность тем больше, чем меньше ход поршня, то есть, меньше размеры цилиндра.

Можно также написать

$$N_{\text{л}} = \frac{N_n}{\frac{S}{D} \cdot D} = \frac{N_n}{(0,6 \div 1,4) D} ,$$

откуда видно, что при $N_n = \text{idem}$, то есть, при одинаковой механической и тепловой напряжённости двигателя и $S/D = \text{idem}$ литровая мощность зависит от диаметра цилиндра: при его уменьшении N_l увеличивается.

При $N_n = \text{idem}$ и $D = \text{idem}$ литровая мощность зависит от отношения S/D : при его уменьшении N_l увеличивается.

Из анализа приведённых соотношений следует, что при одинаковой механической и тепловой напряженности ($N_n = \text{idem}$) при малых размерах цилиндра легче получить большую литровую мощность. Кроме того, N_l может служить показателем степени форсированности двигателя конкретной размерности или двигателей, имеющих одинаковые ходы поршней (при разных величинах ходов поршней сравниваемых двигателей удельная литровая мощность не может служить оценочным показателем степени форсированности двигателей). Для этой цели следует пользоваться понятием удельной поршневой мощности.

Литровая и удельная масса двигателей. Сухая масса двигателя G_d , приходящаяся на один литр рабочего объёма, называется литровой массой двигателя. Она определяется делением сухой массы на литраж двигателя

$$g_l = \frac{G_d}{V_{hi}}, \text{ кг/л.} \quad (9.24)$$

В так называемую сухую массу двигателя не включают массы охлаждающей жидкости, масла, водяного и масляного радиаторов, выпускной трубы с глушителем, а также массы приборов.

Величина литровой массы зависит от различных показателей: удельных нагрузок на детали двигателя, качества конструкционных материалов (их прочностных характеристик, удельной массы) и совершенства конструкции.

Литровая масса есть показатель относительного конструктивного совершенства двигателя. При достаточной прочности и жёсткости деталей и, следовательно, надёжности и долговечности двигателя малая литровая масса говорит о совершенстве его конструкции с точки зрения количества металла, затраченного на один литр рабочего объёма.

Сухая масса двигателя, приходящаяся на один кВт номинальной мощности, называется удельной массой. Она определяется делением сухой массы на номинальную мощность двигателя

$$g_N = \frac{G_d}{N_{en}} = \frac{30\tau}{p_{en}n_n} \frac{G_d}{V_{hi}} = \frac{g_l}{N_l}, \text{ кг/кВт.} \quad (9.25)$$

Удельная масса двигателя является более общим показателем по сравнению с литровой массой. Удельная масса зависит не только от литровой массы, но и от литровой мощности.

Таким образом, уменьшение удельной массы двигателя возможно путём снижения удельных нагрузок, применения высококачественных материалов,

совершенствования конструкции, повышения среднего эффективного давления (например, снижением в дизелях α_d , применением наддува, повышением степени сжатия в двигателях с внешним смесеобразованием), форсирования двигателя по частоте вращения, перехода на двухтактный цикл.

Таблица 9. 12

Средние значения g_d и g_N для массово выпускаемых отечественных автотракторных двигателей

Тип двигателя	g_d , кг/л	g_N , кг/кВт
Тракторные дизели (без наддува)	150...170	9,5...34,0
Автомобильные дизели	140...160	7,0...9,5
Автомобильные двигатели с внешним смесеобразованием	70...110	2,7...7,0

10. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Общие понятия о характеристиках

Назначение двигателя – производить механическую энергию, которая может быть использована для привода в действие какой-либо машины, агрегата или узла. Таким образом, приводимая двигателем в действие машина или силовая передача потребляет механическую энергию, и впредь мы будем именовать их потребителями механической энергии, или просто потребителями.

В условиях эксплуатации потребителю от двигателя требуется различная мощность при разных скоростных режимах его работы. Особенно широкие пределы изменения мощности и частоты вращения вала наблюдаются при эксплуатации автомобильных и тракторных двигателей.

Нагрузка, частота вращения вала и регулировочные параметры двигателя определяются условиями эксплуатации потребителя и, поэтому, могут быть отнесены к основным эксплуатационным факторам.

К основным показателям работы двигателя, как уже отмечалось ранее, относятся: мощность, крутящий момент, часовой и удельный расходы топлива.

Изменение величины одного или нескольких показателей работы двигателя в зависимости от какого-либо эксплуатационного фактора называется **характеристикой двигателя**. Характеристики двигателя выявляются, или, как принято говорить, снимаются при испытании или исследовании работающего двигателя на специальном стенде. В состав оборудования и приборов такого стенда входят тормоз и устройства для измерения крутящего момента, расходов топлива и воздуха, частоты вращения вала двигателя. Тормоз позволяет имитировать нагрузку двигателя тем или иным потребителем (трактором, автомобилем, судном, комбайном).

Как правило, характеристики снимаются на установившихся режимах работы двигателя. Под установившимся режимом работы двигателя понимается такой режим, при котором обеспечивается практическое постоянство показателей его работы, которые, строго говоря, подвержены некоторым колебаниям (отклонениям, флуктуациям) от средних значений. Эти колебания определяются условиями нагружения, которые не позволяют получить совершенно стационарные нагрузки двигателя.

Обычно характеристики приводятся в виде графиков, построенных в прямоугольной системе координат: в качестве независимой переменной (аргумента) рассматривается тот или иной эксплуатационный фактор, а в качестве функции рассматриваются показатели работы двигателя.

Различают скоростные, нагрузочные, регулировочные и другие характеристики. Характеристики дают представление о работе двигателя в целом и, главным образом, о характере изменения мощности, крутящего момента, экономических показателей и других параметров при работе двигателя на разных эксплуатационных режимах.

Совместная работа двигателя и потребителя

Особенно большое значение имеют характеристики с точки зрения совместной работы двигателя и потребителя (приводимая в действие машина или передача). Невозможно правильно подобрать двигатель к какому-либо конкретному потребителю, не зная его (двигателя) характеристик. Выявлены типичная характеристика изменения максимальной мощности двигателя N_e , см. рис. 10. 1, в зависимости от частоты вращения вала n и типичные кривые изменения мощности потребителя механической энергии N_p (автомобиль, трактор) применительно к различным условиям их использования: N'_p – максимальное потребление мощности, N''_p – среднее и N'''_p – малое – рис. 10. 2.

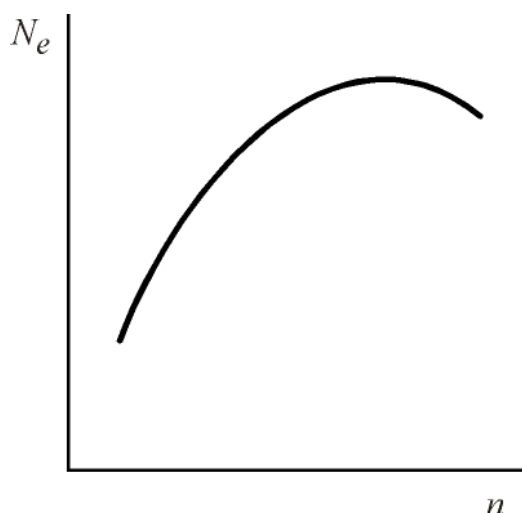


Рис. 10. 1. Типичная характеристика двигателя по мощности

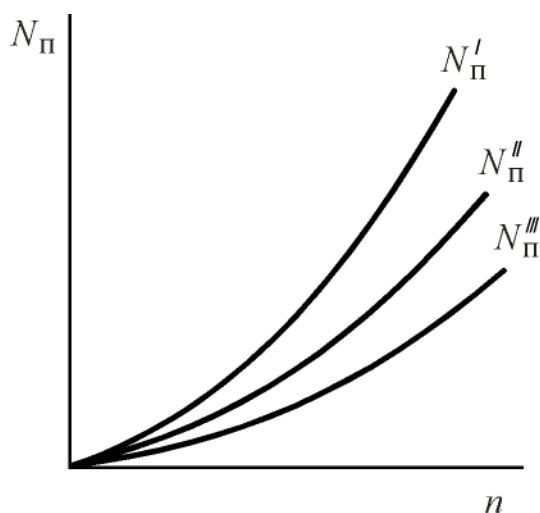


Рис. 10. 2. Типичная характеристика потребителя

Характеристика двигателя на рис. 10. 3 совмещена с характеристикой потребителя. Устойчивый режим работы системы «двигатель – потребитель», то есть, динамическое равновесие системы, устанавливается при равенстве мощностей. Точка a пересечения характеристик при частоте вращения n_a соответствует этому состоянию. При частоте вращения $n_1 < n_a$ мощность двигателя превышает мощность потребителя, и избыток мощности увеличивает кинетическую энергию системы, частота вращения вала системы будет повышаться до тех пор, пока не будет достигнуто состояние равенства мощностей (точка a).

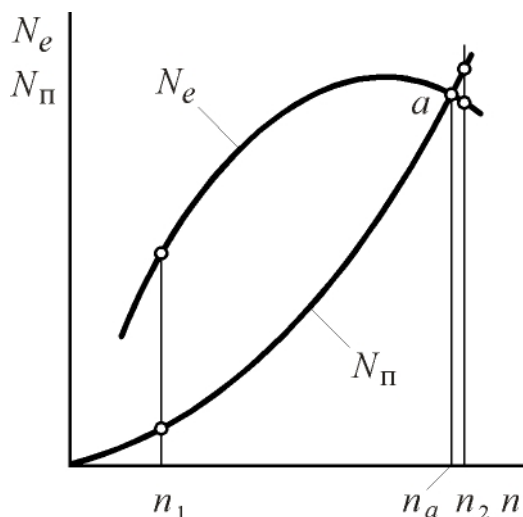


Рис. 10. 3. Совмещенные характеристики двигателя и потребителя

Наоборот, при $n_2 > n_a$ недостаток мощности двигателя «покрывается» за счёт кинетической энергии системы, и частота вращения вала уменьшается до тех пор, пока опять не установится равенство мощностей.

Таким образом, при работе двигателя с потребителем устойчивый режим работы системы устанавливается автоматически, причём с увеличением мощности потребителя обороты уменьшаются, и наоборот.

Если мощность потребителя на каком-либо скоростном режиме уменьшается (кривая $N''_п$ на рис.10. 4 а), а по условиям работы желательно поддерживать частоту вращения n_a неизменной, то мощность двигателя должна быть уменьшена до нового значения N''_e . Точка a'' соответствует новому состоянию динамического равновесия системы. В двигателях предусмотрена возможность регулирования мощности. Регулирование величины мощности осуществляется увеличением или уменьшением подачи топлива (горючей смеси) в цилиндры двигателя. В дизелях принято регулировать подачу топлива поворотом плунжеров топливного насоса (качественное регулирование). В двигателях с внешним смесеобразованием подача горючей смеси регулируется посредством изменения положения дроссельной заслонки, поворотом её (количественное регулирование).

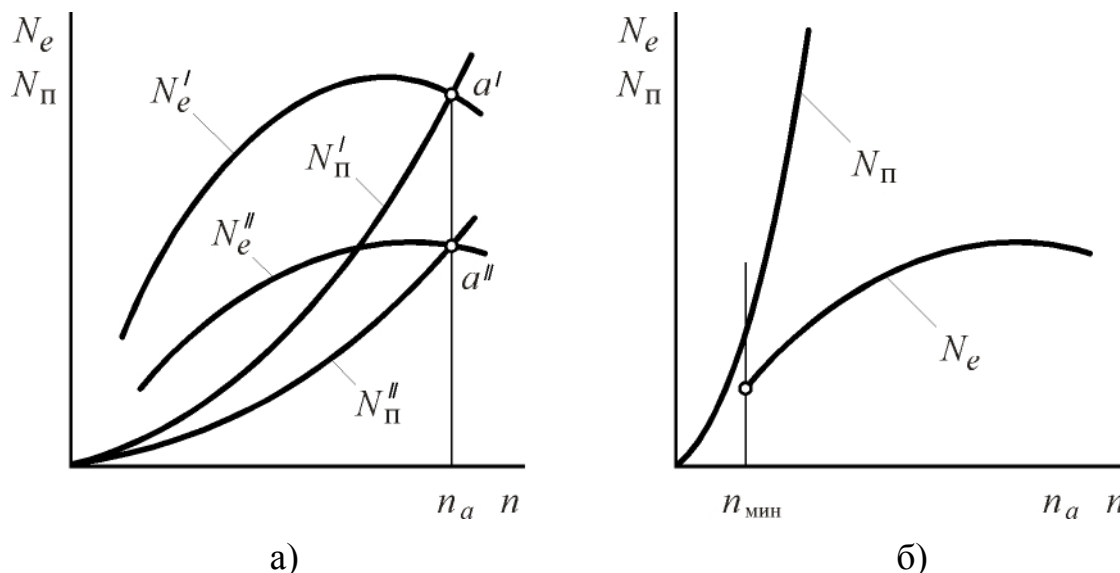


Рис. 10. 4. Совмещённые характеристики двигателя и потребителя:
а) – уменьшение мощностей двигателя и потребителя при постоянной частоте вращения; б) – мощность потребителя больше мощности двигателя (заглохание двигателя)

Если мощность потребителя на рассматриваемом скоростном режиме увеличивается и достигает значений, превышающих значения мощности, развиваемой двигателем (кривая N_p на рис. 10. 4, б), то совместная работа двигателя и потребителя становится невозможной, так как двигатель на всех скоростных режимах развивает мощность меньшую, чем требуется потребителю. В этом случае частота вращения вала системы прогрессивно уменьшается до полной остановки двигателя (двигатель глохнет).

Анализ вопроса совместной работы двигателя с потребителем показывает, насколько важно иметь ясное представление о характеристике двигателя. Добавим, что этим далеко не исчерпывается значение характеристик.

10. 1. Скоростные характеристики двигателей

Изменение величины мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива, а также других показателей двигателя в зависимости от частоты вращения вала называется скоростной характеристикой. Различают внешние и частичные характеристики.

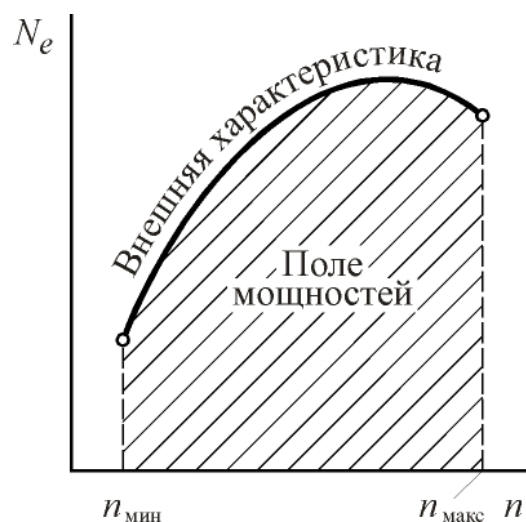


Рис. 10. 5. Поле мощностей двигателя

ной характеристикой двигателя.

Скоростная характеристика, соответствующая максимальным значениям мощности на каждой из частот вращения, называется внешней скоростной характеристикой двигателя — рис. 10. 5.

Поле мощностей двигателя ограничивается линией внешней скоростной характеристики, максимальной $n_{\text{макс}}$ и минимальной $n_{\text{мин}}$ частотами вращения.

Скоростная характеристика, полученная при любом фиксированном положении органа управления подачей топлива, не соответствующем максимальному значению цикловой подачи, называется частичной скорост-

Внешние скоростные характеристики двигателей

Характер изменения мощности двигателя в зависимости от частоты вращения вала при работе по внешней характеристике устанавливается анализом элементарного уравнения мощности двигателя (рис. 10. 6).

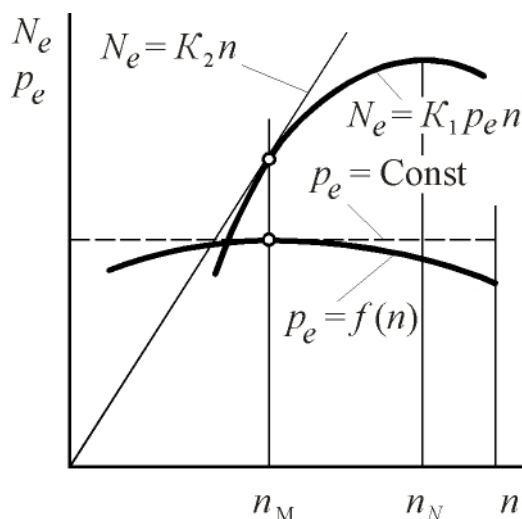


Рис.10. 6. К анализу элементарного и уравнения мощности двигателя

$$N_e = \left(\frac{V_h i}{30\tau} \right) p_e n.$$

Для конкретного двигателя

$$\left(\frac{V_h i}{30\tau} \right) = K_1 = \text{Const},$$

поэтому уравнение мощности можно переписать в следующем виде:

$$N_e = K_1 p_e n.$$

Примем вначале $p_e = \text{Const}$, тогда

$$K_2 = p_e K_1 = \text{tg } \alpha,$$

$$N_e = K_2 n. \quad (10. 1)$$

Уравнение (10. 1) – уравнение прямой, проходящей через начало координат. Согласно этому уравнению с увеличением n мощность возрастает. В действительности p_e является функцией частоты вращения. Выясним характер этой зависимости. Известно, что среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m,$$

где p_i – среднее индикаторное давление;

p_m – среднее давление механических потерь.

Вначале выясним, как изменяется в зависимости от частоты вращения среднее индикаторное давление.

Развернутое уравнение среднего индикаторного давления

Как известно,

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}. \quad (10. 2)$$

Пусть в данном случае L_i – индикаторная работа цикла, которую можно получить при сжигании одного кг топлива. Тогда индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u},$$

откуда

$$L_i = \eta_i \cdot H_u.$$

После подстановки последнего выражения для индикаторной работы в формулу (10. 2) получаем

$$p_i = \eta_i \frac{H_u}{V_h}. \quad (10. 3)$$

В этом уравнении V_h представляет собой рабочий объём цилиндра, соответствующий условию сгорания одного кг топлива. Этот объём может быть выражен через другие величины.

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{G}{G_{\text{пр}}}.$$

В данном случае под G следует понимать количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя в расчете на один кг топлива. Для двигателей с внешним смесеобразованием $G = \alpha L'_0 + 1$, для дизелей $G = \alpha L'_0$. Под $G_{\text{пр}}$ (также в расчёте на один кг топлива) следует понимать количество свежего заряда, которым можно было бы наполнить цилиндры двигателя при условии, что параметры состояния рабочего тела в конце наполнения остались бы равными параметрам состояния перед органами впуска

$$G_{\text{пр}} = \gamma_0 \cdot V_h.$$

Подставив последнее значение в формулу для коэффициента наполнения, получим

$$\eta_v = \frac{G}{(\gamma_0 V_h)},$$

откуда

$$V_h = \frac{G}{(\gamma_0 \eta_v)}.$$

После подстановки полученного значения V_h в уравнение (10. 3) получим развернутое уравнение для среднего индикаторного давления:

$$p_i = \eta_i \eta_v \gamma_0 \left(\frac{H_u}{G} \right). \quad (10. 4)$$

Таким образом,

$$p_i = f(\eta_i, \eta_v, \gamma_0, \alpha).$$

Зависимость среднего эффективного давления от частоты вращения

Индикаторный КПД η_i и коэффициент избытка воздуха α , входящие в выражение для определения количества свежего заряда G , при работе двигателя по внешней скоростной характеристике изменяются практически мало. И это позволяет принять $\alpha = \text{const}$, $\eta_i = \text{const}$. Тогда в соответствии с уравнением (10. 4) p_i как функция частоты вращения изменяется так же, как и η_v то есть,

$$p_i = K_3 \cdot \eta_v,$$

где

$$K_3 = \eta_i \gamma_o \left(\frac{H_u}{G} \right).$$

Характер изменения $\eta_v = f(n)$ рассмотрен при анализе особенностей протекания процесса впуска. Зависимость η_v и p_i от частоты вращения изображена на графике на рис. 10. 7. Обозначим частоту вращения, при которой η_v и, следовательно, p_i имеют максимум, через n_v .

Учитывая линейную зависимость p_M от частоты вращения, уравнение для среднего эффективного давления можно переписать в следующем виде:

$$p_e = p_i - p_M = K_3 \eta_v - (a + b C_{\Pi}) = K_3 \eta_v - \left(a + \frac{bS}{30} n \right). \quad (10. 5)$$

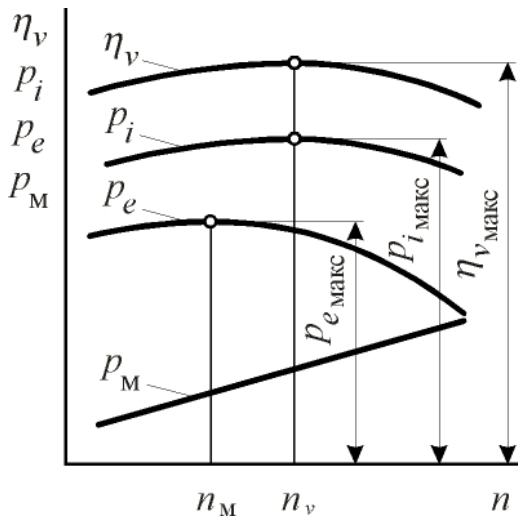


Рис. 10. 7. Зависимость коэффициента наполнения, среднего индикаторного и среднего эффективного давления от частоты вращения

Обозначим частоту вращения, при которой мощность достигает максимального значения, через n_N . Точка, соответствующая экстремальному значению мощности, обусловлена прогрессивным уменьшением η_v и повышением механических потерь p_M .

Крутящий момент. Покажем, что при частоте вращения n_M двигатель развивает наибольший крутящий момент.

$$N_e = \frac{Mn}{9550}, \text{ кВт.}$$

С другой стороны,

$$N_e = \frac{p_e V_{hin}}{30\tau}, \text{ кВт.}$$

После приравнивания правых частей записанных выражений имеем

Графики изменения p_M и p_e в зависимости от частоты вращения изображены на (рис. 10. 7). Среднее эффективное давление p_e получается методом геометрического вычитания согласно уравнению (10. 5). Обозначим частоту вращения, при которой p_e имеет максимум, через n_M . Как следует из графического построения, всегда соблюдается неравенство $n_M < n_v$.

Выяснив характер изменения $p_e = f(n)$ перестраиваем его график (рис. 10. 6). Согласно уравнению $N_e = K_1 p_e n$ после графического умножения находим истинную кривую изменения эффективной мощности N_e в зависимости от частоты вращения (на рис. 10. 6 — сплошная линия).

$$\frac{p_e V_h i n}{30 \tau} = \frac{M n}{9550}.$$

Введём коэффициент

$$K_4 = 9550 \frac{V_h i}{30 \tau},$$

и окончательно получим

$$M = K_4 p_e.$$

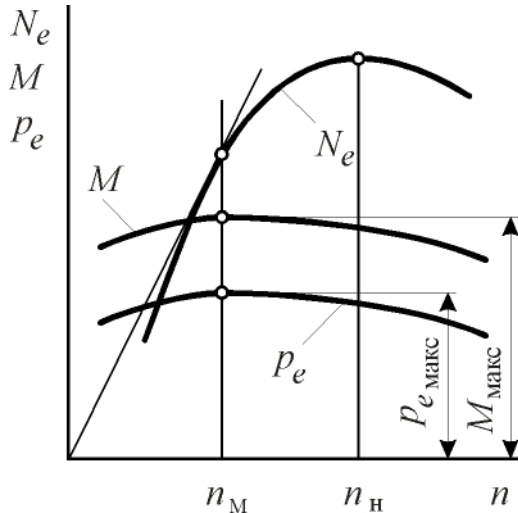


Рис. 10. 8. Зависимость крутящего момента и среднего эффективного давления от частоты вращения

Таким образом, среднее эффективное давление и крутящий момент имеют максимумы при одной и той же частоте вращения n_M . Точка касания прямой, проведённой из начала координат к линии N_e , соответствует этой же частоте вращения, см. рис. 10. 8.

Коэффициенты приспособляемости. Обычно лишь в двигателях легковых автомобилей номинальная частота вращения n_H назначается близкой к частоте вращения n_N , при которой двигатель развивает максимальную мощность (рис. 10. 9). К этой частоте вращения при эксплуатации прибегают редко. Выбирать частоту вращения $n_H > n_N$ не имеет смысла, ибо такую же номинальную мощность можно получить при $n_H < n_N$, следовательно, при меньших механических потерях и меньшем удельном расходе топлива, а также меньшем износе.

В автомобильных двигателях грузовых машин, особенно в дизелях, частоту вращения n_M выбирают значительно меньше, чем n_N .

Отношение

$$K_M = \frac{M_{\text{макс}}}{M_H}$$

называется **коэффициентом приспособляемости двигателя к внешней нагрузке**

Рис. 10. 9. Анализ совместной работы двигателя с транспортной машиной при разных сопротивлениях дороги

по крутящему моменту. Коэффициент приспособляемости по моменту харак-

теризует свойство двигателя преодолевать возросший момент сопротивления без необходимости включения низшей передачи. K_M является важным показателем работы двигателя. Он показывает, во сколько раз увеличивается крутящий момент двигателя при уменьшении частоты вращения от n_H до n_M под влиянием возросшего момента сопротивления.

Двигатели с внешним смесеобразованием характеризуются большим значением K_M . Для тракторных и автомобильных двигателей коэффициент приспособляемости по моменту K_M колеблется в пределах от 1,07 до 1,15 для дизелей и от 1,2 до 1,35 – для двигателей с внешним смесеобразованием. Изменением регулировки топливного насоса и специальной настройкой турбонагнетателя в дизелях могут быть достигнуты более высокие значения K_M . Так, например, может быть достигнут $K_M = 1,5$.

Отношение

$$K_n = \frac{n_H}{n_M}$$

называется **коэффициентом приспособляемости двигателя к внешней нагрузке по частоте вращения**. Этот коэффициент показывает, во сколько раз уменьшается частота вращения вала двигателя под воздействием возросшего момента сопротивления при изменении крутящего момента двигателя от M_H до $M_{\text{макс}}$. Следовательно, коэффициент приспособляемости по частоте вращения оценивает потерю скорости транспортной машины при тех же условиях и неизменном передаточном числе силовой передачи.

Двигатели с внешним смесеобразованием по сравнению с дизелями характеризуются большими значениями K_n . Для автотракторных двигателей этот коэффициент находится в пределах от 1,2 до 1,6 для дизелей и от 1,5 до 2,5 – для двигателей с внешним смесеобразованием. На основании опытных данных для двигателей типа ЗМЗ-53, ЗИЛ-508, ЗИЛ-117, «Форд» и некоторых других с рабочим объемом 9 л можно принять эмпирическую связь между параметрами K_n и K_M

$$K_n = \frac{0,75}{1,65 - K_M}.$$

Таким образом, чем больше K_M тем больше K_n .

Связь между коэффициентами приспособляемости по моменту и частоте вращения можно представить в виде

$$K_M = 1,65 - \frac{0,75}{K_n} = 1,65 - 0,75\Omega,$$

где $\Omega = \frac{1}{K_n}$.

По данным В. Д. Муравьева

$$\Omega = Kn_n^{0,2},$$

где $K = 0,075 \dots 0,100$ – для нижнеклапанных двигателей, а также для верхнеклапанных, имеющих карбюраторы с диффузором;

$K = 0,100 \dots 0,125$ – для большинства современных верхнеклапанных двигателей с двух- и многокамерными карбюраторами;

$K = 0,125 \dots 0,140$ – для форсированных двигателей спортивных и гоночных автомобилей с многокарбюраторными системами, а также для двигателей с впрыскиванием топлива.

Увеличение коэффициента приспособляемости по моменту улучшает тяговую характеристику транспортной машины. Это можно пояснить следующим образом. На рисунке 10. 9 изображены две зависимости крутящего момента от частоты вращения при работе двигателя по внешней характеристике: при повышенном значении коэффициента приспособляемости по моменту (сплошная линия) и при пониженном (пунктирная линия). Здесь же приведены несколько характеристик момента сопротивления, соответствующих различным условиям использования транспортного средства. Например, условиям использования на различных участках дорожного полотна (в частности, на дороге с малым, например 2,5 %, подъёмом и более значительным, например 7,5 %). Точки пересечения кривой момента сопротивления M_c , соответствующего дорожному полотну, характеризующему, например, подъёмом в 2,5 %, с упомянутыми кривыми крутящего момента двигателя отвечают величинам возможных в каждом из рассматриваемых случаев установившимся частотам вращения. Очевидно, что для двигателя, обладающего более высоким коэффициентом приспособляемости по моменту, равенство крутящего момента моменту сопротивления будет достигнуто при более высокой частоте вращения: $n'_{2,5} > n''_{2,5}$.

Для городского автобуса требуются высокие ускорения при трогании с места и малое число переключений передач. Этого можно достичь с двигателем, обладающим высоким коэффициентом приспособляемости по моменту. При этом условии число передач может быть небольшим.

Для загородного автобуса требуется высокая средняя скорость. Поэтому падение оборотов (скорости) при возрастании сопротивления дороги не должно быть большим, то есть, коэффициент приспособляемости по частоте вращения должен быть меньше. В противном случае будет наблюдаться потеря скорости при увеличении сопротивления дороги.

Коэффициент приспособляемости по частоте вращения K_n имеет большое значение для процесса разгона машинно-тракторного агрегата. При трогании с места вследствие увеличения нагрузки происходит уменьшение оборотов

вала двигателя, причём тем большее, чем больше масса машинно-тракторного агрегата. Если падение оборотов приведет к неравенству

$$K_n < \frac{n_{xx}}{n_{к.р}},$$

в котором n_{xx} – число оборотов холостого хода вала двигателя перед разгоном, $n_{к.р}$ – число оборотов вала двигателя в конце разгона, то двигатель заглохнет.

Полуэмпирическое уравнение внешней скоростной характеристики

Уравнение мощности можно представить в следующем виде (см. рис. 10. 10):

$$N_e = \frac{V_h i}{30\tau} p_e n = K_1 (p_{e_{\max}} - \Delta p_e) n,$$

где $K_1 = \frac{V_h i}{30\tau}$; $K_M = \frac{M_{\max}}{M_H} = \frac{p_{e_{\max}}}{p_{e_H}}$; $p_{e_{\max}} = K_M \cdot p_{e_H}$.

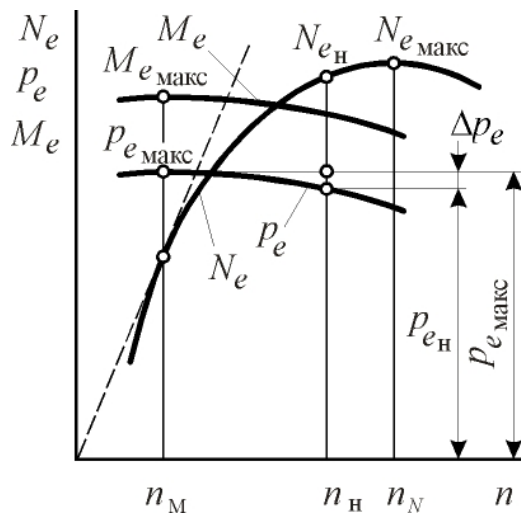


Рис. 10. 10. К выводу полуэмпирического уравнения внешней скоростной характеристики

По экспериментальным данным

$$\Delta p_e = a(n - n_M)^2,$$

где a – коэффициент пропорциональности, учитывающий степень кривизны параболы. Выразим этот коэффициент через известные величины. Для номинального режима работы двигателя

$$\Delta p_{e_H} = a(n_H - n_M)^2,$$

откуда

$$a = \frac{\Delta p_{e_H}}{(n_H - n_M)^2} = \frac{p_{e_{\max}} - p_{e_H}}{(n_H - n_M)^2} = \frac{p_{e_H} (K_M - 1)}{(n_H - n_M)^2}.$$

Учитывая сказанное, уравнение мощности можно записать в виде

$$N_e = K_1 \left[K_M p_{e_H} - \frac{p_{e_H} (K_M - 1)(n - n_M)^2}{(n_H - n_M)^2} \right] n.$$

Окончательно

$$N_e = \frac{V_h^i}{30\tau} p_{e_H} \left[K_M - \frac{K_M - 1}{(n_H - n_M)^2} \left(n - \frac{n_H}{K_n} \right)^2 \right] n. \quad (10.6)$$

Уравнение (10. 6) описывает изменение N_e как функцию частоты вращения коленчатого вала (рис. 10. 10).

Известны и другие методы построения внешней скоростной характеристики двигателей. Например, метод, основанный на результатах статистического обобщения изменения численных показателей работы двигателя (например, мощности) при его работе по внешней скоростной характеристике. Он может быть проиллюстрирован следующими табличными данными:

– для двигателей с внешним смесеобразованием

$n, \% \text{ от } n_H$	20	40	60	80	100	120
$N_e, \% \text{ от } N_{eH}$	20	50	73	92	100	92

– для дизелей

$n, \% \text{ от } n_H$	20	40	60	80	100
$N_e, \% \text{ от } N_{eH}$	17	41	67	87	100

Часовой расход топлива в зависимости от частоты вращения определяется выражением

$$G_T = 60 \frac{2n}{\tau} G_{TC},$$

где G_{TC} – цикловая подача топлива, кг/цикл.

Примем, что цикловая подача топлива при работе двигателя по внешней скоростной характеристике остаётся постоянной. Тогда часовой расход топлива отобразится линейной функцией частоты вращения, причём эта линия проходит через начало координат

$$G_T = K_S \cdot n,$$

где

$$K_S = 60 \frac{2}{\tau} G_{TC}.$$

В действительности цикловая подача топлива не остаётся постоянной.

Уже отмечалось, что

$$\eta_v = \frac{G}{G_{пр}}; \quad G = \eta_v \cdot G_{пр} = \eta_v \gamma_0 V_h.$$

С другой стороны,

$$\alpha = \frac{G}{G_{теор}} = \frac{G}{L'_0 \cdot G_{TC}},$$

Частичные скоростные характеристики

Внешняя характеристика получается при полной подаче топлива (двигатель с внешним смесеобразованием, например, карбюраторный, – полное открытие дроссельной заслонки; дизель – положение рейки топливного насоса, соответствующее максимальной подаче топлива).

Скоростные характеристики, реализуемые при положении органов управления подачей топлива (рейки топливного насоса – для дизелей, дроссельной заслонки – для двигателей с внешним смесеобразованием), не соответствующих максимальным значениям цикловой подачи, называются частичными скоростными характеристиками.

Скоростные характеристики отображают изменение показателей двигателя в зависимости от частоты вращения вала. Устанавливая орган управления подачей топлива в положение, не соответствующее максимально возможной подаче, получаем частичные характеристики – рис. 10. 13. Внешнюю скоростную характеристику можно рассматривать как предельный случай.

Анализ факторов, влияющих на g_e , может быть выполнен по зависимостям

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e H_u} = \frac{3600}{\eta_i \eta_m H_u} = \frac{3600}{\eta_i H_u \frac{N_e}{N_i}} = \frac{3600}{\eta_i H_u \frac{(N_i - N_m)}{N_i}} = \frac{3600}{\eta_i H_u \left(1 - \frac{N_m}{N_i}\right)}.$$

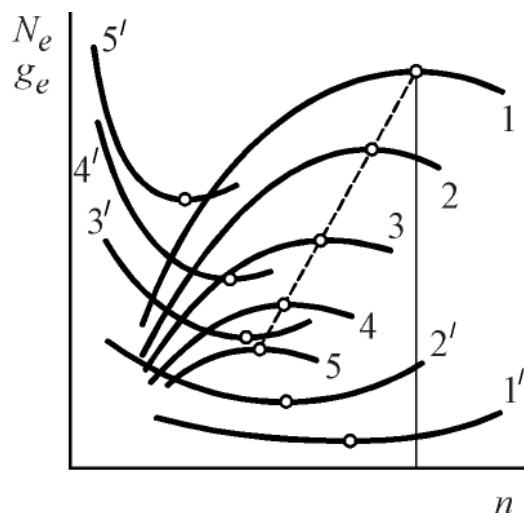


Рис. 10. 13. Внешняя (1) и частичные (2, 3, 4, 5) скоростные характеристики

При переходе двигателя на частичную характеристику индикаторная мощность уменьшается, удельный эффективный расход топлива увеличивается.

В режиме холостого хода отношение $N_m/N_i = 1$, $\eta_m = 0$, $g_e = \infty$, а часовой расход топлива определяется конечной величиной. Для одинаковых частот вращения работа двигателя по частичной характеристике менее экономична.

Таким образом, двигатель невыгодно использовать на частичных нагрузках.

В условиях эксплуатации целесообразно обеспечить работу двигателя по внешней скоростной характеристике.

10. 2. Регулировочные характеристики

Изменение показателей работы двигателя в зависимости от какого-либо фактора, подвергающегося регулированию, называется регулировочной характеристикой.

Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием по составу смеси. Зависимость мощности и удельного расхода топлива, а также других показателей от качественного состава смеси, определяемого коэффициентом избытка воздуха либо от массового часового расхода топлива при полностью открытой дроссельной заслонке, постоянной частоте вращения вала и оптимальном угле опережения зажигания называется регулировочной характеристикой по составу смеси – рис. 10. 14.

Для любых численных значений расхода топлива расход воздуха применительно к характеристике по составу смеси остаётся величиной постоянной, так как остаётся неизменной частота вращения. Изменение массового расхода топлива производится регулировкой проходного сечения жиклёров, изменением продолжительности или давления впрыскивания (для двигателей с впрыскиванием топлива), а также изменением давления в поплавковой камере карбюратора (для карбюраторных двигателей).

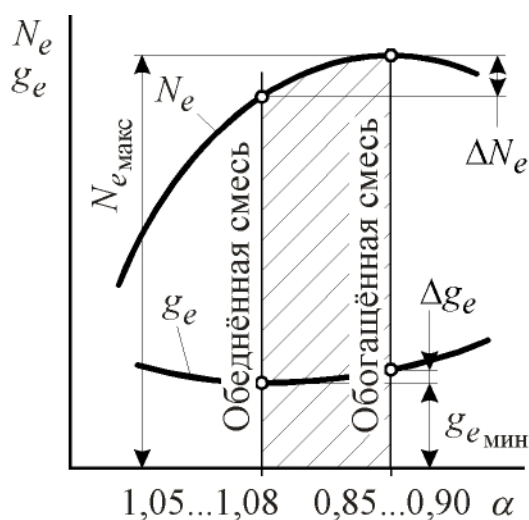


Рис. 10. 14. Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием (карбюраторного) по составу смеси

Уменьшение мощности и увеличение удельного эффективного расхода топлива (для случая, когда регулировочная характеристика снимается при частоте вращения, составляющей примерно 75 % от номинальной) относительно их экстремальных значений, см. рис. 10. 14, определяются соотношениями

$\Delta N_e \approx 10...15 \% \text{ от } N_{e\text{макс}}$; $\Delta g_e \approx 10...20 \% \text{ от } g_{e\text{мин}}$.

Экстремальные значения N_e и g_e всегда получаются при разных значениях коэффициента избытка воздуха. Область целесообразного регулирования состава смеси на рис. 10. 14 отмечена штриховкой.

Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием по углу опережения зажигания. Зависимость мощности, удельного расхода топлива и других параметров от угла опережения зажигания при постоянной частоте вращения, неизменном положении дроссельной заслонки и неизменном качественном составе горючей

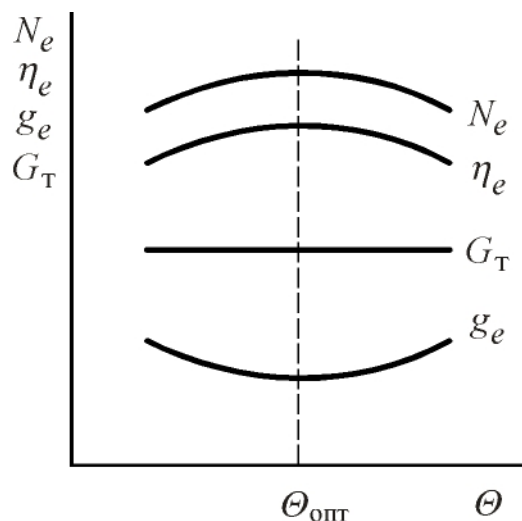


Рис. 10. 15. Регулировочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием по углу опережения зажигания

рис. 10. 16.

Угол опережения подачи топлива $\theta_{пт}$ включает в себя период задержки впрыска $\varphi_{звпр}$, период задержки воспламенения φ_c и угол опережения воспламенения θ

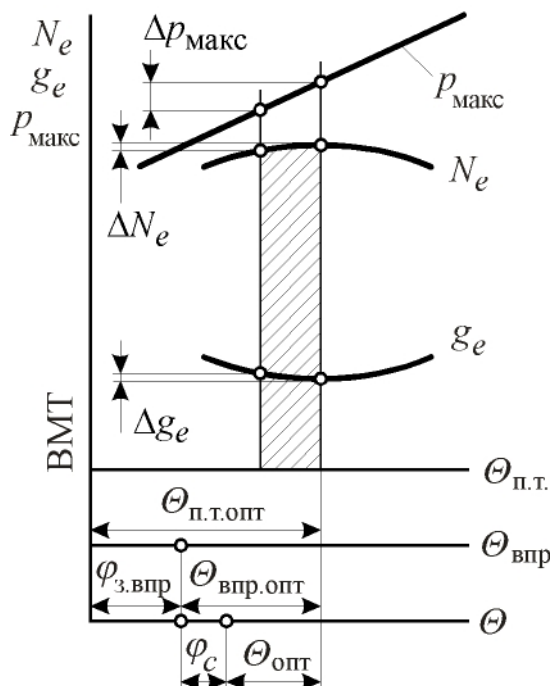


Рис. 10. 16. Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения подачи топлива

малы по сравнению с

смеси называется регулировочной характеристикой по углу опережения зажигания – рис. 10. 15. Часовой расход топлива G_T при этом остаётся постоянным, поэтому экстремальные значения мощности и удельного расхода топлива достигаются при одном и том же угле опережения зажигания $\theta_{опт}$, который называется оптимальным.

Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения подачи топлива. Зависимость показателей работы двигателя от угла опережения подачи топлива при неизменном положении рейки топливного насоса и неизменной частоте вращения вала называется регулировочной характеристикой дизеля по углу опережения подачи топлива –

$$\Theta_{пт} = \varphi_{звпр} + \varphi_c + \Theta.$$

При эксплуатации дизелей в зимнее и летнее время требуются разные значения $\theta_{пт}$, поэтому на двигателях, как правило, устанавливается муфта «зима – лето», позволяющая изменять величину $\theta_{пт}$.

Некоторые дизели имеют автоматическое устройство изменения $\theta_{пт}$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. С целью уменьшения $p_{макс}$ и $w_{рмакс}$ пределы целесообразного регулирования углов опережения подачи топлива (на рис. 10. 16 эти пределы отмечены штриховкой) смещаются в сторону уменьшения численных значений $\theta_{пт}$ от оптимальных.

При этом отношения

$$\frac{\Delta N_e}{N_{e_{макс}}} \text{ и } \frac{\Delta g_e}{g_{e_{мин}}}$$

$$\frac{\Delta p_{\text{макс}}}{p_{\text{макс}}} \text{ и } \frac{\Delta w_{p_{\text{макс}}}}{w_{p_{\text{макс}}}}.$$

10. 3. Нагрузочные характеристики

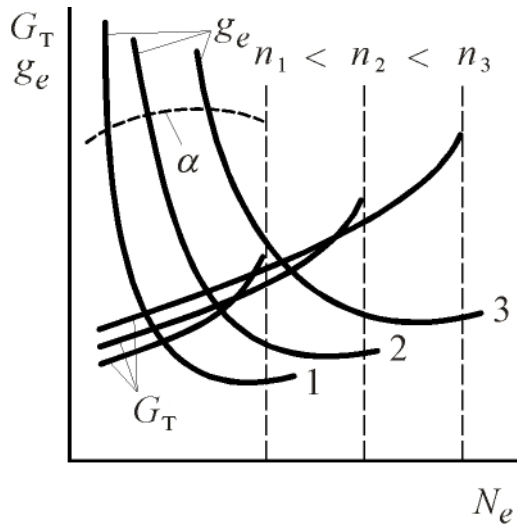


Рис. 10. 17. Нагрузочные характеристики двигателя с внешним смесеобразованием

осуществляется поворотом дроссельной заслонки, а постоянство частоты вращения достигается соответствующим изменением момента сопротивления нагрузочного устройства.

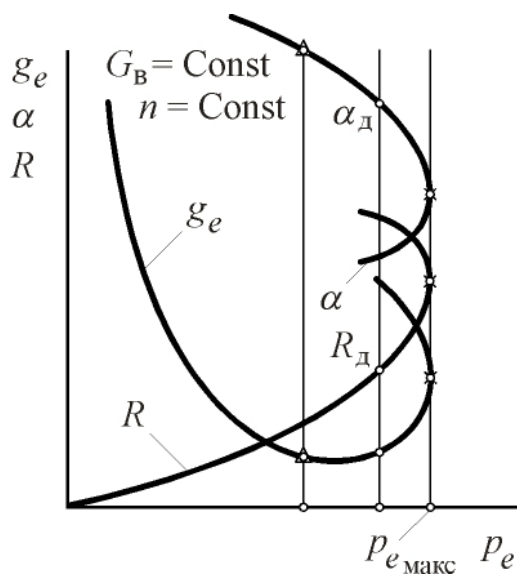


Рис. 10. 18. Нагрузочная характеристика дизеля

Изменение величины удельного или часового расхода топлива, а также других параметров в зависимости от нагрузки на двигатель (мощность, среднее эффективное давление или крутящий момент) при постоянной частоте вращения вала называется нагрузочной характеристикой.

Нагрузочная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием (например, карбюраторного) снимается посредством регулирования количества подаваемой горючей смеси в цилиндры двигателя при неизменной частоте вращения и оптимальном угле опережения зажигания. Изменение количества подаваемой горючей смеси осу-

Графики нагрузочных характеристик для разных частот вращения вала приведены на рис. 10. 17.

Нагрузочная характеристика дизеля снимается посредством изменения количества подаваемого в цилиндры двигателя топлива при сохранении неизменной частоты вращения вала. Изменение количества подаваемого топлива осуществляется перемещением рейки топливного насоса, а постоянство оборотов обеспечивается изменением момента сопротивления нагрузочного устройства.

Нагрузочная характеристика дизеля приведена на рис. 10. 18. Здесь же приведе-

ны графики коэффициента избытка воздуха α и степени дымности R .

На графиках отмечены точки: $R_d = 0,6 \dots 0,9 \text{ г/м}^3$ – наибольшая допустимая степень дымности (по условиям удельного расхода топлива и надёжности работы двигателя); α_d – наименьший допустимый коэффициент избытка воздуха.

Степень дымности может быть измерена фотоэлектрическим дымомером (рис. 10. 19) и определена по выражению

$$R = \frac{I_B - I_\Gamma}{I_B} \cdot 100 \%,$$

где I_B – показания измерительного прибора при пропускании через дымомер воздуха;

I_Γ – показания измерительного прибора при пропускании через дымомер отработавших газов.



Рис. 10. 19. Схема фотоэлектрического дымомера

Для анализа характера изменения эффективного удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки может быть использовано выражение

$$g_e = \frac{3600}{\eta_i H_u \left(1 - \frac{N_M}{N_i}\right)}.$$

Так, при уменьшении нагрузки увеличивается отношение N_M/N_i ($N_M \approx \text{const}$ при постоянных оборотах) и возрастает g_e . При больших нагрузках ухудшение процесса сгорания приводит к снижению индикаторного КПД η_i и росту g_e .

10. 4. Особенности внешней скоростной характеристики дизеля

Назначение корректирующих устройств

Согласно рис. 10. 18 (на нём точками, треугольниками и крестиками отмечены характерные режимы работы двигателя) можно построить три внешние характеристики, см. рис. 10. 20:

1 – соответствующую максимальным мощностям на каждой из рассматриваемых частот вращения (абсолютная внешняя характеристика);

2 – характеристику при работе двигателя по границе допустимого дымления (характеристика предела дымления);

3 – характеристику при работе двигателя на режимах с наилучшей экономичностью.

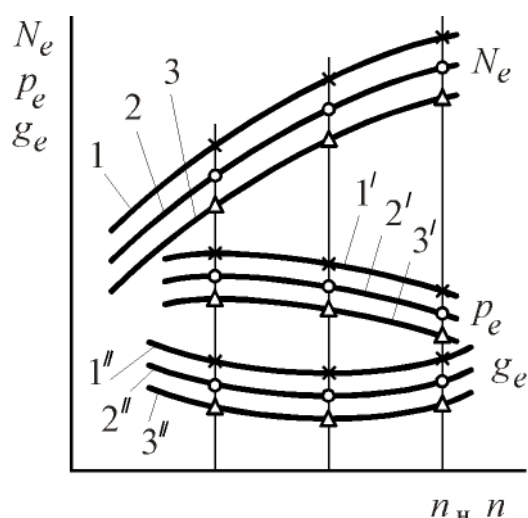


Рис. 10. 20. Внешние характеристики дизеля: 1 – по $N_{e\max}$; 2 – по границе допустимого дымления; 3 – по наилучшей экономичности ($g_{e\min}$)

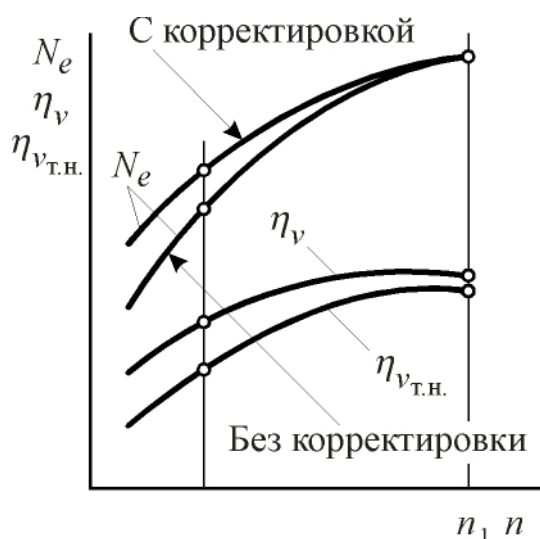


Рис. 10. 21. Зависимость N_e , η_v , η_{vtn} от частоты вращения коленчатого вала при работе с коррекцией и без неё

нарушения надежности наибольшую возможную мощность (крутящий момент), что обеспечивает улучшение его динамических качеств.

При неизменном положении рейки топливного насоса и снижении частоты вращения, обусловленном повышением нагрузки, эффективная мощность реального двигателя становится меньше мощности, соответствующей работе двигателя по границе дымления. Это обусловлено уменьшением объёмной цикловой подачи $V_{тц}$ топлива насосом и падением его КПД:

$$\eta_{vtn} = \frac{V_{тц}}{\frac{\pi D_{пл}^2}{4} h_{ахп}},$$

где η_{vtn} – КПД топливного насоса;

$V_{тц}$ – объёмная цикловая подача топлива;

$h_{ахп}$ – теоретический активный ход плунжера;

$D_{пл}$ – диаметр плунжера.

Изменение η_{vtn} с изменением частоты вращения коленчатого вала не пропорционально изменению коэффициента наполнения η_v двигателя. Чаще наоборот: с падением частоты вращения η_{vtn} падает. Поэтому, чтобы получить полную мощность при малом числе оборотов, необходимо применять корректирующую подачу топлива устройства.

Корректирующие устройства

обеспечивают работу дизеля по внешней скоростной характеристике – рис. 10. 21 – на границе допустимого дымления. Это достигается регулировкой топливного насоса. При работе с коррекцией дизель развивает на всех скоростных режимах без

Корректирующее устройство, применяемое на топливном насосе дизеля Д-160 (рис. 10. 22), представляет собой упорную пластинчатую пружину, величина деформации которой устанавливается с помощью регулировочной муфты. Ход тяги рейки при увеличении подач топлива ограничивается этой пружиной. При уменьшении частоты вращения коленчатого вала, вызванном повышением нагрузки, сила P от грузов центробежного регулятора уменьшается. В результате этого тяга, деформируя пластинчатую пружину корректора, под усилием пружины перемещается в сторону увеличения подачи топлива. Этим обеспечивается работа двигателя на границе дымления. Таким образом, применение корректора позволяет при снижении оборотов, обусловленном повышением нагрузки, увеличить мощность и крутящий момент, см. рис. 10. 23.

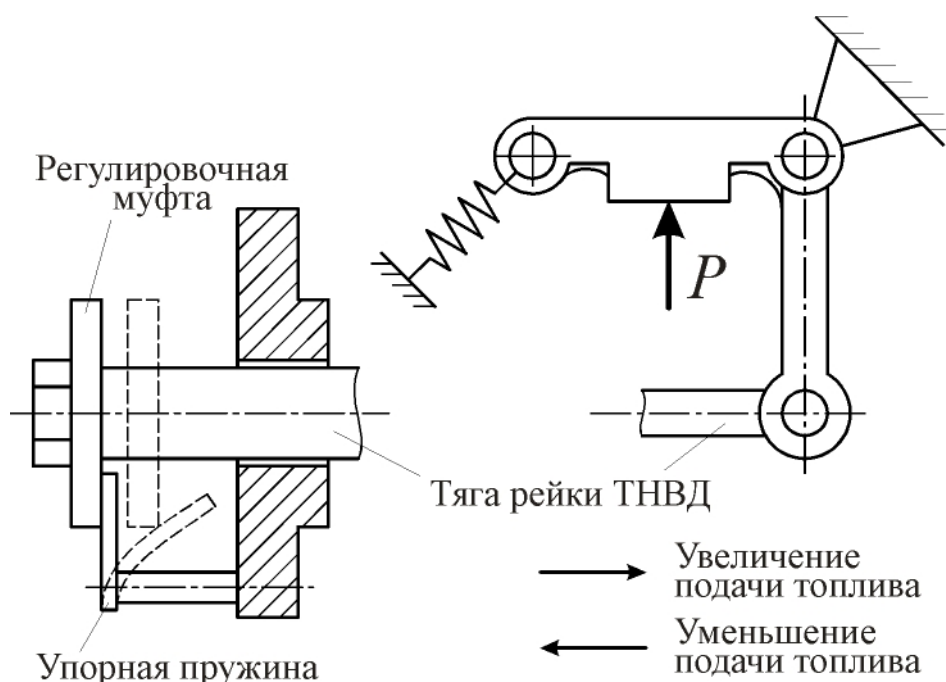


Рис. 10. 22. Схема корректирующего устройства

Регуляторные характеристики

Условия работы двигателя могут характеризоваться необходимостью сохранения частоты вращения вала при меняющейся нагрузке (работа на генератор электрической энергии, на тракторах, комбайнах и т. д.).

Регулятор имеет назначение поддерживать постоянство заданного скоростного режима работы двигателя при всех возможных нагрузках.

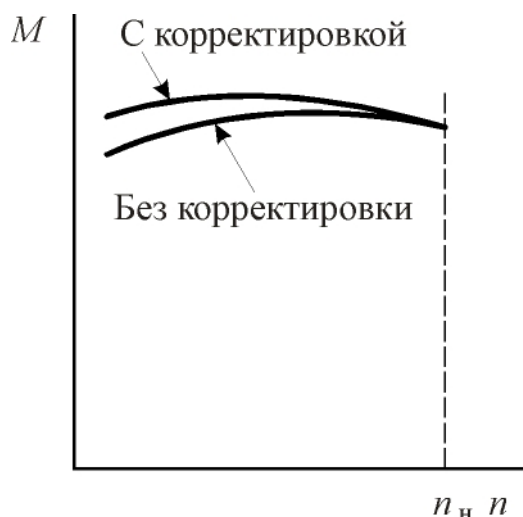


Рис. 10. 23. Изменение крутящего момента двигателя по скоростной характеристике при работе с корректором и без него

ные), двухрежимные и многорежимные.

Однорежимный регулятор, см. рис. 10. 24, обеспечивает при изменении нагрузки в широком диапазоне устойчивую работу двигателя при практически постоянной частоте вращения вала, ограничивает максимальную частоту вращения вала двигателя при отсутствии нагрузки.

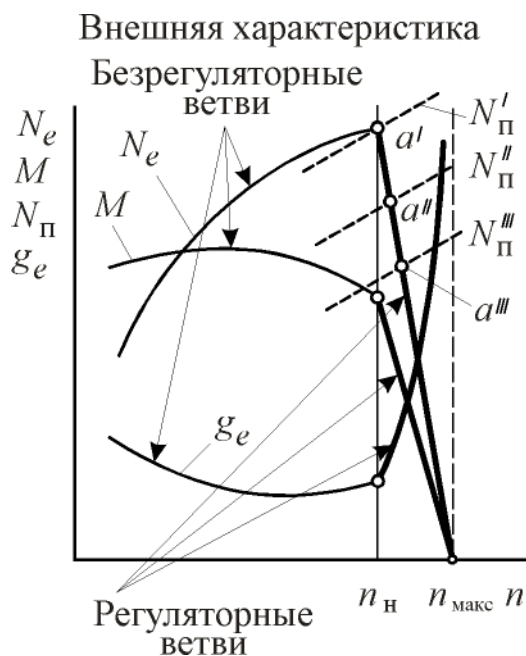


Рис. 10. 24. Скоростная характеристика дизеля с однорежимным регулятором

Изменение показателей работы, вызываемое действием регулятора под влиянием переменной нагрузки на двигатель, называется регуляторной характеристикой.

Очевидно, что машины могут работать оптимально при вполне определённых скоростях. С другой стороны, нагрузка также зависит от ряда причин. Отсюда требование: регулятор должен обеспечить в необходимых случаях сохранение неизменным скоростного режима независимо от нагрузки.

В зависимости от числа фиксируемых скоростных режимов, которые возможно осуществить в двигателе применением конкретного регулятора, их (регуляторы) можно подразделить на однорежимные (предель-

Недостаток таких регуляторов в том, что они обеспечивают реализацию только одного скоростного режима.

Двухрежимный регулятор реализует функции однорежимного регулятора и, кроме того, обеспечивает устойчивую работу двигателя при минимальной частоте вращения вала с изменением нагрузки в определённом диапазоне, см. рис. 10. 25. Оба скоростных режима задаются оператором. На рис. 10. 25 обозначено следующее: $n_{\text{мин}}$ — минимальная рабочая частота вращения — наименьшая частота вращения вала при устойчивой работе двигателя по внешней скоростной характеристике в течение не менее 10 минут; $n_{\text{хх}}$ — минимальная частота вращения — наименьшая частота вращения вала при работе двигателя вхол-

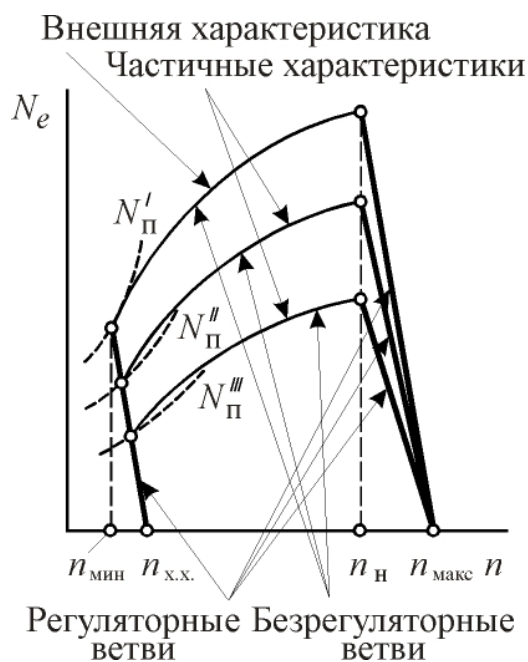


Рис. 10. 25. Внешняя и частичные скоростные характеристики дизеля, снабжённого двухрежимным регулятором

уменьшением удельного эффективного расхода топлива и с увеличением срока службы двигателя – рис. 10. 26.

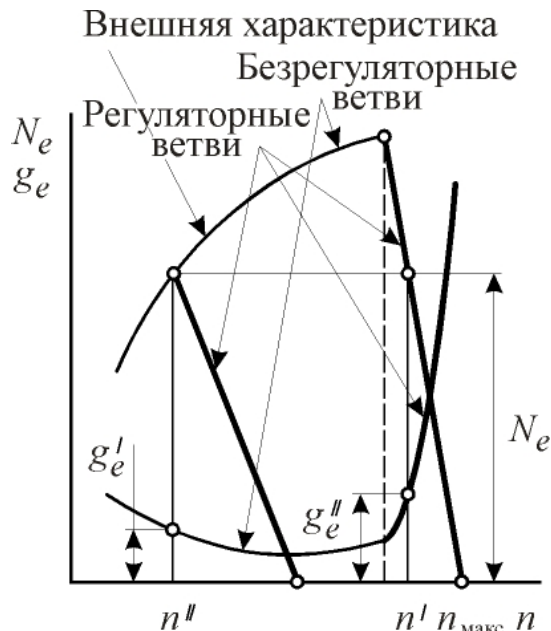


Рис. 10. 26. Скоростные характеристики дизеля (для двух скоростных режимов), снабжённого всережимным регулятором,

стую, когда рычаг управления подачей топлива установлен на «наименьший скоростной режим» (ГОСТ-491-55).

Всережимный регулятор обеспечивает выполнение требований для одно- и двухрежимного регуляторов и, кроме того:

а) – обеспечивает реализацию любого заданного скоростного режима при изменении нагрузки в широком диапазоне, что даёт возможность эксплуатировать трактор, комбайн или другую рабочую машину на оптимальных скоростях;

– б) позволяет при недогрузке двигателя переходить на более выгодную пониженную частоту вращения, сохраняя неизменным скоростной режим работы машинного агрегата (за счёт манипулирования переключением передач), что сопряжено с

Поясним характер изменения удельного эффективного расхода топлива при переходе на пониженный скоростной режим.

$$g_e = \frac{3600}{\eta_i \eta_m H_u} = \frac{3600}{\eta_i H_u} \cdot \frac{N_e + N_m}{N_e}.$$

Можно принять, что при уменьшении оборотов индикаторный КПД η_i несколько увеличивается, особенно в дизелях, и значительно уменьшаются механические потери ($N''_m < N'_m$). Следовательно, снижается также g_e .

Второе преимущество – меньший износ подшипников и других деталей.

Как уже отмечалось, необходимая скорость трактора или комбайна устанавливается соответствующим передаточным числом с помощью коробки перемены передач.

Внешняя скоростная характеристика двигателя постоянной мощности. Двигатель постоянной мощности (ДПМ) обладает той особенностью, что его крутящий момент при работе по ВСХ является гиперболической функцией от частоты вращения.

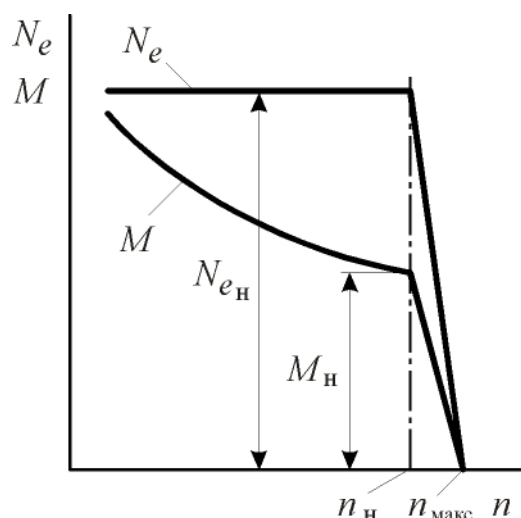


Рис. 10. 27. Внешняя скоростная характеристика двигателя постоянной мощности

Действительно, мощность и момент взаимосвязаны:

$$M = 9555 \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н.м.}$$

И, если N_e остаётся неизменной (что может быть обеспечено специальными конструктивными и регулировочными мероприятиями), то

$$M = \frac{\text{const}}{n}.$$

Графически эта зависимость отображается гиперболой. ВСХ двигателя постоянной мощности (снабжённого регулятором) проиллюстрирована рис. 10. 27.

Характер изменения крутящего момента позволяет заключить, что такой двигатель обладает высокой приспособляемостью к нагрузке (имеет высокий K_M), что имеет большое значение для класса тяговых машин (например, бульдозеров).

10. 5. Нагрузочно-скоростные (универсальные) характеристики

Нагрузочно-скоростная характеристика — зависимость мощности, удельного расхода топлива и других параметров от частоты вращения вала и среднего эффективного давления — см. рис. 10. 28. Эта характеристика объединяет (синтезирует) скоростные и нагрузочные характеристики. Как правило, такие характеристики строятся на основании результатов обработки серии нагрузочных характеристик, соответствующих различным частотам вращения.

Исходя из численного значения мощности и частоты вращения вала двигателя, по этой характеристике можно определить величину среднего эффективного давления

$$p_e = \frac{30\tau}{V_h i} \frac{N_e}{n} = K \frac{N_e}{n},$$

где K – константа.

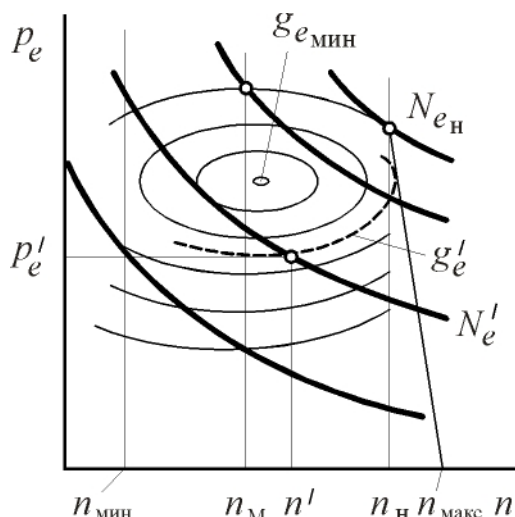


Рис. 10. 28. Нагрузочно-скоростная характеристика двигателя

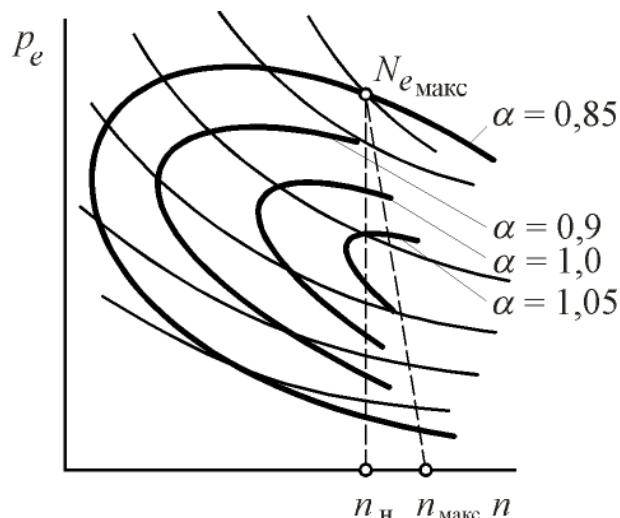


Рис. 10. 29. Нагрузочно-скоростная характеристика двигателя с внешним смесеобразованием

Если $N_e = \text{const}$, то величины p_e располагаются на гиперболе. Сетка изолиний мощностей наносится (строится) на основании обработки семейства нагрузочных характеристик.

Понятие нагрузочно-скоростной характеристики было впервые введено профессором А. Jante.

Такая характеристика даёт сведения об основных показателях работы двигателя для любого возможного скоростного и нагрузочного режима. Как видно из рис. 10. 29, по двум любым величинам определяются другие две важные величины, характеризующие работу двигателя. Особенно удобно пользоваться нагрузочно-скоростными характеристиками для анализа транспортных и тяговых двигателей (автомобильные, тракторные, тепловозные и т. д.).

Если на нагрузочно-скоростной характеристике двигателя с внешним смесеобразованием, например, карбюраторного, нанесены изолинии коэффициента избытка воздуха, см. рис. 10. 29, то с помощью такой характеристики можно оценить работу систем смесеобразования и, в частности, карбюратора.

11. ПРОЦЕССЫ ВЫПУСКА И ПРОДУВКИ-НАПОЛНЕНИЯ В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Одним из способов повышения литровой мощности двигателя является применение двухтактного цикла. Осуществление двухтактного рабочего цикла удваивает число рабочих ходов поршня в единицу времени. Однако, принимая во внимание менее совершенную очистку цилиндра от отработавших газов по сравнению с четырехтактным двигателем и дополнительную затрату мощности на привод продувочного насоса, мощность удаётся увеличить при том же рабочем объёме цилиндра и той же частоте вращения вала не в два, а примерно в 1,5...1,7 раза в зависимости от совершенства процесса продувки.

Менее совершенное наполнение цилиндра двухтактного двигателя свежим зарядом объясняется тем, что вытеснение из цилиндра отработавших газов осуществляется не поршнем, как в четырехтактных двигателях, а сжатым продувочным воздухом. Вследствие сложности учёта всех газодинамических явлений в цилиндре в процессе продувки-наполнения не удаётся полностью избежать плохо продуваемых зон и смешивания продувочного воздуха с отработавшими газами.

Реализация стремления улучшить качество продувки применительно к двигателям разной быстроходности, различных конструктивных схем и назначений вызвала большое многообразие систем продувки.

11. 1. Конструктивные схемы продувки двухтактных двигателей

По характеру движения воздуха в цилиндре двигателя системы продувки подразделяют на прямоточные и контурные.

Прямоточные системы продувки

Имеются две схемы прямоточной продувки: прямоточно-щелевая, или бесклапанная (рис.11. 1, а) и клапанно-щелевая (рис.11. 1, б).

Прямоточно-щелевая продувка применяется в двигателях с противоположно движущимися поршнями. Такую систему продувки имеют, например, тепловозные дизели типа 2Д-100 (10-цилиндровые с $N_e = 1480$ кВт при $n = 850$ мин⁻¹ и $p_e = 0,63$ МПа, а также 12-цилиндровые с $N_e = 2222$ кВт при $n = 850$ мин⁻¹ и $p_e = 0,79$ МПа). Оба двигателя имеют одинаковую размерность: $D = 206$ мм, $S = 2 \times 254$ мм.

В ресивер нагнетается воздух от продувочного насоса. Через тангенциально направленные продувочные окна воздух «ввинчивается» в цилиндр, вытесняя отработавшие газы.

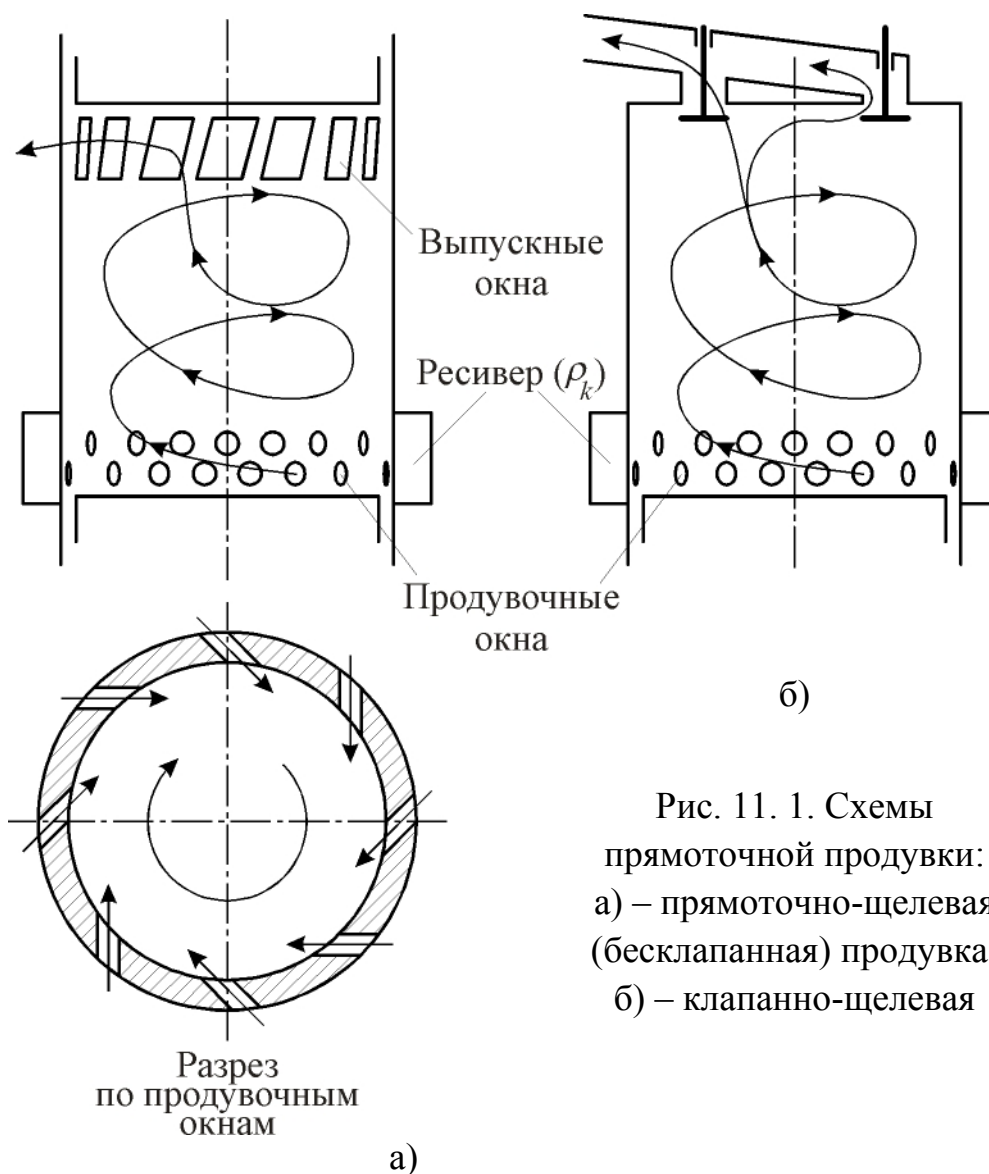


Рис. 11. 1. Схемы
прямоточной продувки:
а) – прямоотно-щелевая
(бесклапанная) продувка;
б) – клапанно-щелевая

Наиболее совершенная система продувки – прямоотно-щелевая. Качество продувки оценивается коэффициентом остаточных газов γ . Для прямоотно-щелевой схемы $\gamma = 0,03 \dots 0,08$.

Клапанно-щелевая продувка применялась в ранее выпускавшихся автомобильных дизелях ЯАЗ-204, ЯАЗ-206. Дизель ЯАЗ-204 развивал мощность 82 кВт при 2000 мин⁻¹ вала, имел четыре цилиндра ($D = 108$ мм, $S = 127$ мм, степень сжатия 16, среднее эффективное давление 0,54 МПа, давление продувки 0,15 МПа).

Для схемы клапанно-щелевой продувки $\gamma = 0,05 \dots 0,12$, качество продувки хуже, но ещё достаточно хорошее. Эта схема изобретена в России на заводе «Русский дизель» (бывший завод Нобеля).

Контурные системы продувки

Поперечно-щелевая продувка с параллельными окнами в плане

Для этой схемы (рис. 11. 2) $\gamma = 0,15 \dots 0,25$. Более низкие величины γ относятся к малооборотным двигателям.

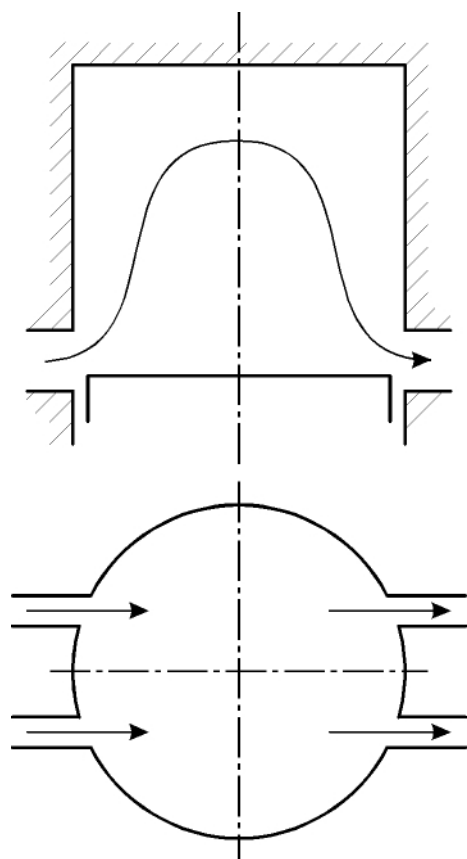


Рис. 11. 2. Поперечно-щелевая продувка с параллельным расположением окон в плане

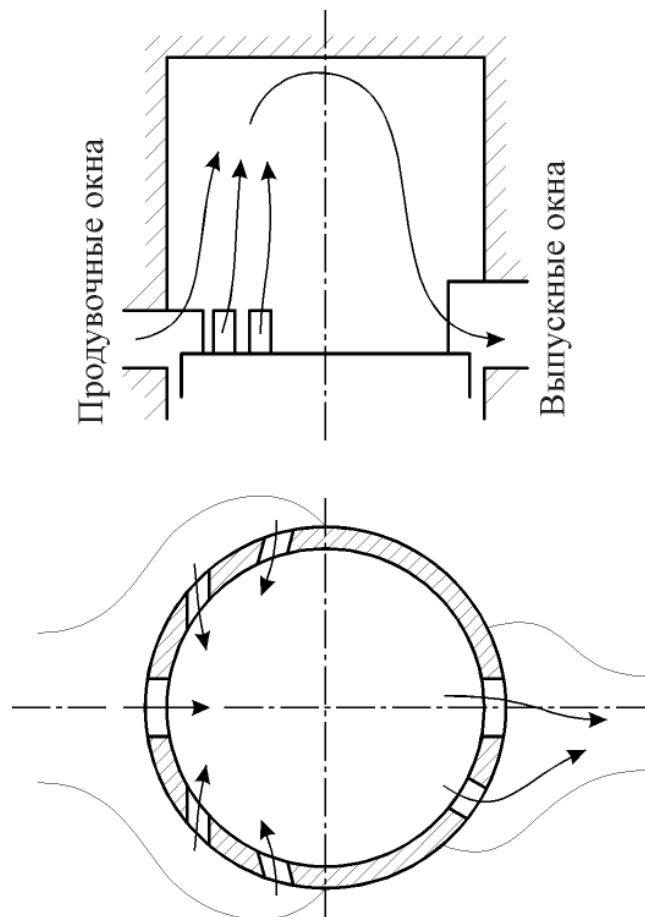


Рис. 11. 3. Поперечно-щелевая продувка с эксцентричным расположением окон в плане

Поперечно-щелевая продувка с эксцентричным расположением окон в плане

При движении поршня к НМТ (рис. 11. 3.) сначала открываются выпускные окна, а затем – продувочные. Через продувочные окна поток воздуха концентрированным пучком направляется вверх. Такая схема продувки применяется в дизелях заводов «Русский дизель», «Зульцер» (Швейцария) и Фиат. Коэффициент остаточных газов для многооборотных двигателей находится в пределах $0,12 \dots 0,18$, а для малооборотных $\gamma = 0,08 \dots 0,10$.

Кривошипно-камерная продувка

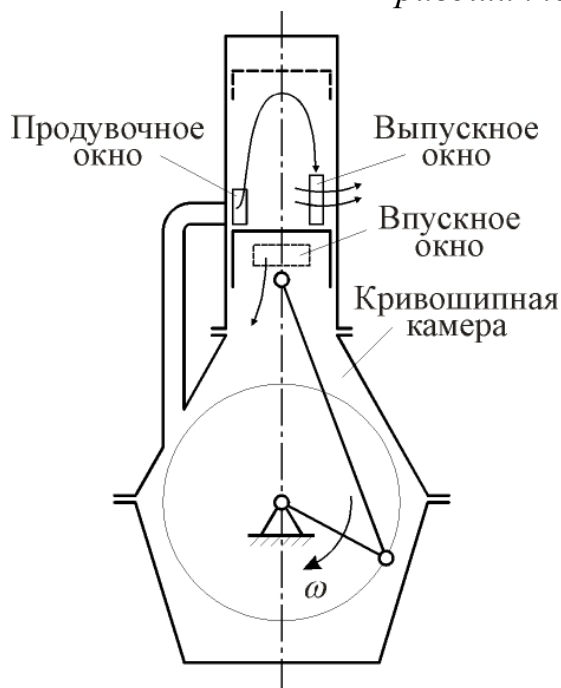


Рис. 11. 4. Схема кривошипно-камерной системы продувки

11. 2. Индикаторная диаграмма двух- тактного дизеля с прямоточной клапанно-щелевой продувкой

Как видно из индикаторной диаграммы двухтактного двигателя (рис. 11. 5), действительное сжатие в цилиндре начинается после момента закрытия продувочных или выпускных органов, то есть, тех органов, которые закрываются последними. Обычно таковыми (в двигателях без наддува) являются выпускные органы. Обозначим через ψ отношение $S_{\text{пот}}/S$, где $S_{\text{пот}}$ – перемещение поршня от положения в НМТ до момента закрытия продувочных (или выпускных) окон, и назовём это отношение полные значения этого коэффициента для дувки приведены в табл. 11. 1.

Эта схема несовершенна (рис. 11. 4), но не требует продувочного насоса. Его роль выполняет поршень с кривошипной камерой. Коэффициент остаточных газов для этой схемы продувки велик и находится в пределах $0,30 \dots 0,40$. Применяется в карбюраторных, мотоциклетных, пусковых двигателях.

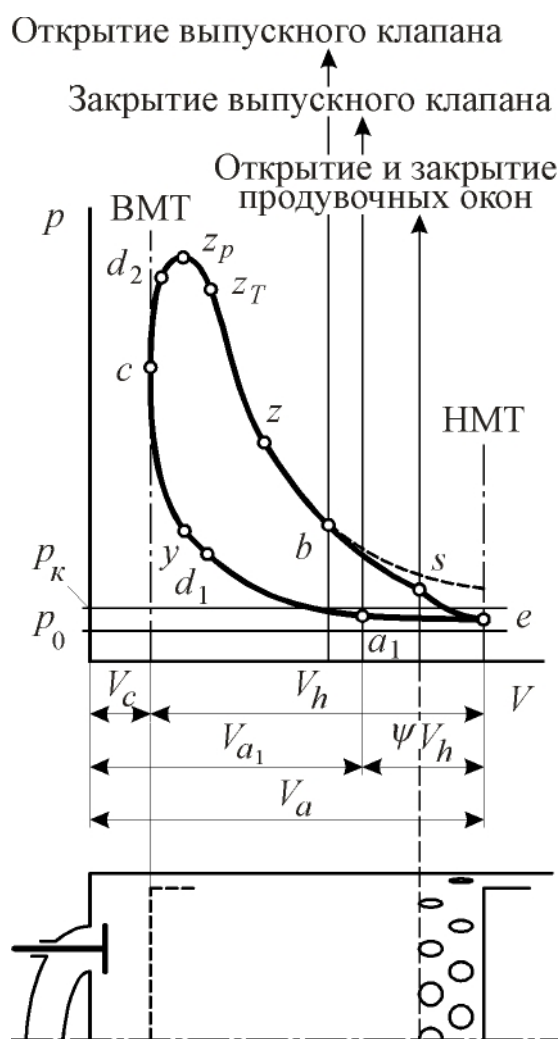


Рис. 11. 5. Индикаторная диаграмма двух-
тактного дизеля с прямоточно-щелевой
продувкой

Численные значения потерянной доли хода поршня

Вид продувки	Коэффициент ψ	
	Контурная	Прямоточная
Малооборотные двигатели ($n = 100 \dots 500 \text{ мин}^{-1}$)	0,16...0,32	—
Высокооборотные двигатели ($n = 1500 \dots 3000 \text{ мин}^{-1}$)	0,38...0,42	0,18...0,22

В связи с изложенным в двухтактных двигателях различают номинальную и действительную степени сжатия.

Номинальная (геометрическая) степень сжатия $\varepsilon = V_a/V_c$, выше, чем действительная $\varepsilon_d = V_{a1}/V_c$.

Действительная степень сжатия

$$\varepsilon_d = \frac{V_{a1}}{V_c} = \frac{V_a - \psi V_h}{V_c} = \varepsilon - (\varepsilon - 1)\psi = \varepsilon(1 - \psi) + \psi.$$

Таким образом, действительная степень сжатия – это отношение объема полости цилиндра в момент закрытия органов газораспределения, закрывающихся последними, к объему пространства сжатия.

Номинальная степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_d - \psi}{1 - \psi}.$$

Фазы процессов выпуска и продувки-наполнения

В фазах процессов выпуска и продувки-наполнения двухтактных двигателей (рис. 11. 6) без наддува ($p_k = 0,12 \dots 0,16 \text{ МПа}$) и с наддувом ($p_k = 0,18 \dots 0,4 \text{ МПа}$) введены следующие условные обозначения:

p_0 – атмосферное давление;

p_k – давление продувочного воздуха в продувочном ресивере;

p_e – давление отработавших газов в выпускном трубопроводе;

p_s – давление в цилиндре в момент начала продувки (к моменту открытия продувочных окон давление в цилиндре должно быть несколько меньше, чем p_k , чтобы газы не затекали в ресивер);

$p_{кр}$ – критическое давление;

p_a – условное давление рабочего тела в начале такта сжатия (получается экстраполированием политропы сжатия от точки a_1 на линию НМТ). Его лучше вычислить через η_v , который определяется экспериментально.

На индикаторной диаграмме можно выделить следующие фазы выпуска и продувки:

$b - k - s$ – фаза свободного выпуска. Эта фаза включает два периода,

протекающих последовательно: $b - k$ – период надкритического свободного выпуска и $k - s$ – период подкритического свободного выпуска;

$s - e - a'$ – фаза продувки цилиндра. В течение этой фазы одновременно происходит наполнение цилиндра свежим зарядом и принудительная очистка цилиндра от отработавших газов;

$a' - a_1$ – конечная фаза процесса выпуска; при наддуве – дозарядка цилиндра ($a_1 - a'$); $a_1 - y$ – процесс политропического сжатия (точка y – момент воспламенения – на рисунке не обозначена); $a - a_1$ – условный участок политропического сжатия.

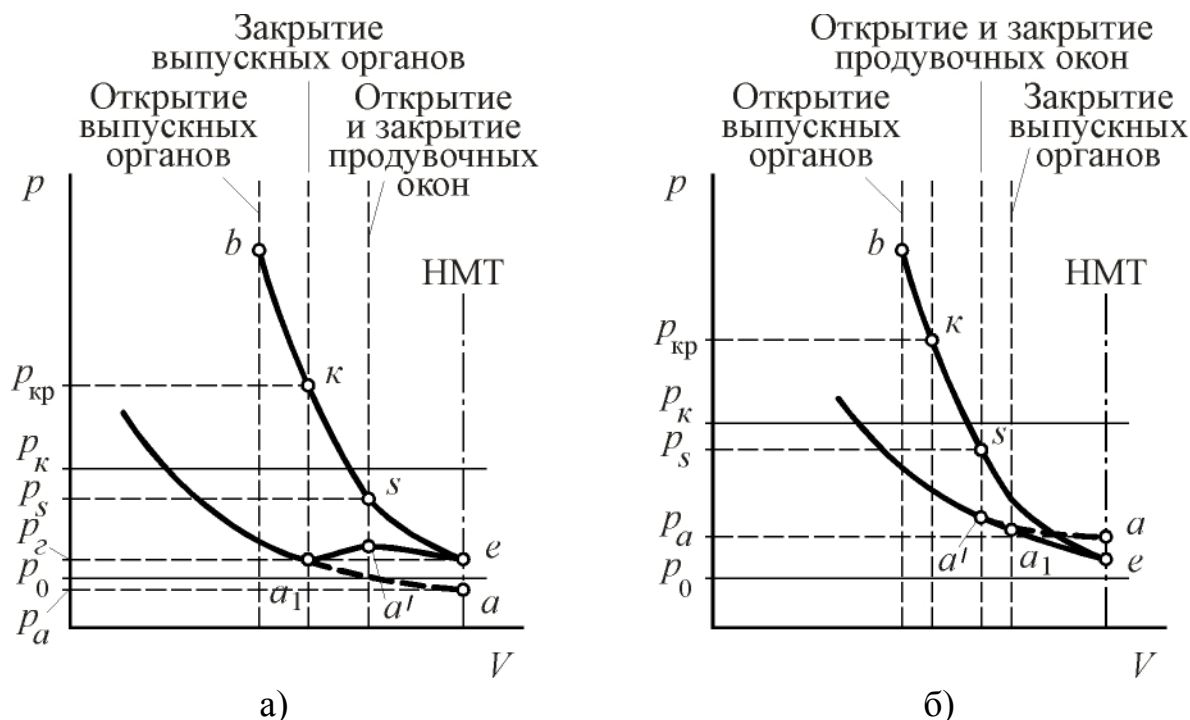


Рис. 11. 6. Фазы процессов выпуска и продувки-наполнения двухтактных двигателей: а) – для двигателей без наддува; б) – для двигателей с наддувом

11. 3. Необходимое время-сечение

Уравнение необходимого времени-сечения в общем виде для фазы свободного выпуска

Секундный расход газа при истечении из отверстий определяется уравнением расхода

$$G = \mu f \psi \sqrt{\frac{p}{v}}, \text{ кг/с} \quad (11. 1)$$

где f – площадь поперечного сечения выпускных отверстий;

μ – коэффициент расхода;

p и v – давление и удельный объем рабочего тела в цилиндре двигателя;

ψ – некоторая функция (функция расхода), имеющая различные значения для надкритического и подкритического периодов свободного выпуска: для надкритического периода ($b - k$) она имеет наибольшее значение и постоянна по величине, зависит только от состава (термодинамических свойств) отработавших газов, а именно:

$$\psi = \psi_{\text{макс}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k-1}},$$

где $k = C_p/C_v$ – отношение теплоёмкостей (C_p – теплоёмкость рабочего тела при постоянном давлении, C_v – теплоёмкость при постоянном объёме).

Для подкритического периода ($k - s$) функция ψ зависит от отношения давлений p_z/p и изменяется по следующему закону:

$$\psi = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_z}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_z}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]},$$

где p – текущее давление;

p_z – давление в выпускном трубопроводе.

Характер протекания функции ψ поясняется графиком – рис. 11. 7.

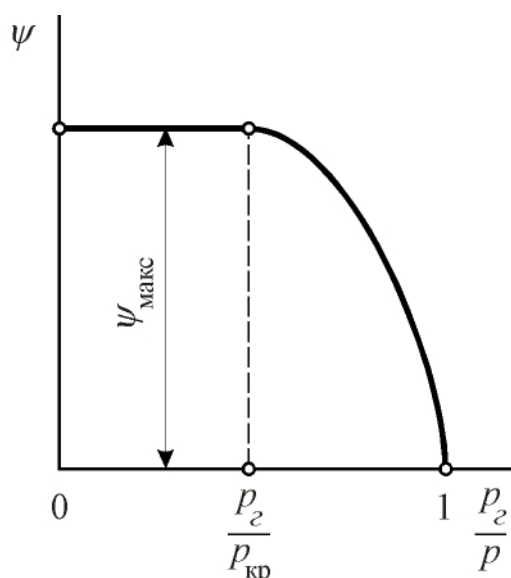


Рис. 11. 7. Характер протекания функции расхода

ем (11. 1) можно записать в виде

$$dG = \mu f \psi \sqrt{\frac{p}{v}} dt. \quad (11. 2)$$

Примем во внимание, что

Для среднего состава отработавших газов $k \approx 1,3$; критическое отношение давлений равно

$$\frac{p_z}{p_{\text{кр}}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}} = 0,546; \quad \frac{p_{\text{кр}}}{p_z} = 1,83.$$

В реальных условиях работы двигателя в момент открытия выпускных органов (точка b индикаторной диаграммы) отношение p_b/p_z значительно превышает величину 1,83. Поэтому при свободном выпуске начальный период истечения отработавших газов всегда является надкритическим.

Массовый расход газа в дифференциальной форме в соответствии с уравнени-

$$G = G_B - G_i,$$

откуда

$$dG = d(G_B - G_i) = -dG_i, \quad (11.3)$$

где G – массовое количество рабочего тела, вытекающего из цилиндра через выпускные окна за определённый отрезок времени;

G_B – массовое количество рабочего тела, находившегося в цилиндре в момент открытия выпускных органов;

G_i – количество рабочего тела в цилиндре в текущий момент времени t .

Обозначим через V текущий объём рабочего тела в цилиндре. Тогда уравнение (11.3) примет вид

$$dG = -d \frac{V}{v}. \quad (11.4)$$

Приравняем правые части уравнений (11.2) и (11.4). Получим

$$-d \frac{V}{v} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p}{v}} dt. \quad (11.5)$$

Условимся считать процесс расширения рабочего тела политропическим, протекающим с показателем политропы m . Тогда

$$pv^m = p_b v_b^m,$$

откуда

$$v = v_b \left(\frac{p_b}{p} \right)^{\frac{1}{m}},$$

и

$$\frac{p}{v} = \frac{p_b}{p_b} \frac{p}{v_b} \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{m}} = \frac{p_b}{v_b} \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{m}+1}. \quad (11.6)$$

Уравнение (11.5) с учётом выражения (11.6) можно записать в следующем виде:

$$\mu f \psi \sqrt{\frac{p_b}{v_b} \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} + \frac{1}{2}}} dt = -\frac{1}{v_b} d \left[\left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{m}} V \right],$$

или

$$\mu f \psi \sqrt{p_b v_b} \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{2} + \frac{1}{2m}} dt = -d \left[\left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{m}} V \right].$$

Поделим обе части полученного выражения на $V \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)^{\frac{1}{m}}$. Тогда

$$\begin{aligned} \frac{\mu f \psi}{V} \sqrt{p_{\text{с}} v_{\text{с}}} \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} dt &= - \frac{1}{\left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)^{\frac{1}{m}} V} \left[\left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)^{\frac{1}{m}} dV + \frac{V}{m} \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)^{\frac{1}{m} - 1} d \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right) \right] = \\ &= - \frac{dV}{V} - \frac{1}{m \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)} d \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right). \end{aligned}$$

Решим уравнение относительно $f dt$. Принимая $V = \text{Const}$, получим

$$f dt = - \frac{V}{\mu m \sqrt{p_{\text{с}} v_{\text{с}}}} \frac{1}{\psi} \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2} - 1} d \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right).$$

После интегрирования

$$\int f dt = - \frac{V}{\mu m \sqrt{p_{\text{с}} v_{\text{с}}}} \int \frac{1}{\psi} \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right). \quad (11.7)$$

Выражение (11. 7) представляет собой уравнение необходимого времени-сечения в общем виде для процесса свободного выпуска рабочего тела из цилиндра. Оно пригодно также и для четырёхтактных двигателей. Его нужно привести к виду, удобному для инженерных расчетов.

Уравнение необходимого времени-сечения для надкритического периода свободного выпуска

Для надкритического периода свободного выпуска ($b - k$) функция расхода $\psi = \psi_{\text{макс}} = \text{Const}$. Имея это в виду, выражение (11. 7) легко проинтегрировать:

$$\begin{aligned} \text{BCч}_{\text{н.кр}} &= \int_{t=0}^{t_{\text{к}}} f dt = - \frac{V}{\mu m \sqrt{p_{\text{с}} v_{\text{с}}}} \frac{1}{\psi_{\text{макс}}} \int_1^{\frac{p_{\text{кр}}}{p_{\text{с}}}} \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right) = \\ &= - \frac{V}{\mu m \sqrt{p_{\text{с}} v_{\text{с}}}} \frac{1}{\psi_{\text{макс}}} \frac{1}{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2} + 1} \left| \left(\frac{p}{p_{\text{с}}} \right)^{\frac{1-m}{2m}} \right|_1^{\frac{p_{\text{кр}}}{p_{\text{с}}}} = \end{aligned}$$

$$= \frac{2}{m-1} \frac{V}{\mu \sqrt{p_{\text{в}} v_{\text{в}}}} \frac{1}{\Psi_{\text{макс}}} \left[\left(\frac{p_{\text{з}} p_{\text{кр}}}{p_{\text{в}} p_{\text{з}}} \right)^{\frac{1-m}{2m}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{2}{m-1} \frac{V}{\mu \sqrt{p_{\text{в}} v_{\text{в}}}} \frac{1}{\Psi_{\text{макс}}} \left[\left(\frac{p_{\text{в}} p_{\text{з}}}{p_{\text{з}} p_{\text{кр}}} \right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1 \right].$$

После подстановки выражений для $p_{\text{з}}/p_{\text{кр}}$, $\Psi_{\text{макс}}$ и, учитывая, что $p_{\text{в}} v_{\text{в}} = R_{\text{г}} T_{\text{в}}$, получаем

$$\int_{t_{\text{в}}}^{t_{\text{к}}} f dt = \frac{2}{m-1} \frac{V}{\mu \sqrt{R_{\text{г}} T_{\text{в}}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k-1}}} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1} \frac{m-1}{2m}} \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{з}}} \right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1 \right]. \quad (11.8)$$

На основе экспериментальных данных можно принять $k \approx m \approx 1,3$. Учитывая, что $R_{\text{г}} = 286,7$, уравнение (11.8) переписываем окончательно

$$\int_0^{t_{\text{к}}} f dt = 0,0277 \frac{V}{\mu \sqrt{T_{\text{в}}}} \left[0,932 \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{з}}} \right)^{0,115} - 1 \right].$$

Приближённо можно принять

$$V = \frac{V_{\text{в}} + V_{\text{кр}}}{2},$$

где $V_{\text{кр}}$ – объём цилиндра (соответственно и рабочего тела) в момент завершения надкритического периода истечения. Для приближённой оценки его величины может быть использовано соотношение

$$V_{\text{кр}} = \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{кр}}} \right)^{\frac{1}{m}} V_{\text{в}}.$$

В некоторых источниках [16, 24] содержатся рекомендации по оценке величины V как полусуммы V_b и V_s , то есть, принимается

$$V = \frac{V_b + V_s}{2},$$

где V_s – объём цилиндра в момент открытия продувочных окон.

Давление и температура рабочего тела в момент открытия выпускных органов ($p_{\text{в}}$ и $T_{\text{в}}$ соответственно) достаточно точно определяются тепловым расчётом. Для этого необходимо задаться величиной угла поворота коленчатого вала, при котором открываются выпускные органы.

Таким образом,

$$\text{BC}_{\text{ч.кр}} = \int_0^{t_k} f dt = F\left(\frac{p_6}{p_2}, V, \mu, T_6\right).$$

Анализ показывает, что $\int_0^{t_k} f dt$ зависит от геометрических и термодина-

мических параметров, от коэффициента расхода μ , численное значение которого выбирается в следующих пределах:

0,65...0,75 – для выпускных окон с острыми кромками;
0,80...0,85, если внутренние кромки окон слегка округлены.

Уравнение необходимого времени-сечения для подкритического периода свободного выпуска

На основании уравнения (11. 7) для подкритического периода истечения можно записать

$$\text{BC}_{\text{ч.кр}} = \int_{t_k}^{t_s} f dt = - \frac{V}{\mu m \sqrt{p_b} v_6} \int_{\frac{p_{\text{кр}}}{p_b}}^{\frac{p_s}{p_b}} \frac{1}{\psi} \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left(\frac{p}{p_b} \right).$$

В записанном выражении подынтегральная функция является функцией двух переменных: отношений давлений $\frac{p}{p_b}$ и $\frac{p_2}{p}$ (так как $\psi = f\left(\frac{p_2}{p}\right)$).

Её (подынтегральную функцию) можно привести к виду, удобному для интегрирования, или другими словами, можно преобразовать так, чтобы она стала функцией одной переменной, а именно, функцией от отношения давлений $\frac{p_2}{p}$. Проведём соответствующие преобразования

$$\frac{p}{p_b} = \frac{p_2}{p_b} \frac{p}{p_2} = \frac{p_2}{p_b} \left(\frac{p_2}{p} \right)^{-1}.$$

После дифференцирования полученного выражения имеем

$$d \left(\frac{p}{p_b} \right) = - \frac{p_2}{p_b} \left(\frac{p_2}{p} \right)^{-2} d \left(\frac{p_2}{p} \right).$$

С учётом проведенных преобразований выражение для времени-сечения подкритического истечения запишется в виде

$$\begin{aligned}
BC_{\text{ч.кр}} &= \int_{t_k}^{t_s} f dt = - \frac{V}{\mu m \sqrt{p_b v_b}} \int_{\frac{p_{\text{кр}}}{p_b}}^{\frac{p_s}{p_b}} \frac{1}{\psi \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}}} \frac{p_z}{p_{\text{кр}}} \left(\frac{p_z}{p} \right)^{-2} d \left(\frac{p}{p_b} \right) = \\
&= \frac{V}{\mu m \sqrt{p_b v_b}} \int_{\frac{p_{\text{кр}}}{p_z}}^{\frac{p_s}{p_z}} \frac{1}{\psi \left(\frac{p_z}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}}} \left(\frac{p_z}{p} \right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d \left(\frac{p_z}{p} \right) = \\
&= \frac{V}{\mu m \sqrt{p_b v_b}} \left(\frac{p_z}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \int_{\frac{p_{\text{кр}}}{p_z}}^{\frac{p_s}{p_z}} \frac{1}{\psi \left(\frac{p_z}{p} \right)^{\frac{1}{2m} + \frac{1}{2}}} d \left(\frac{p_z}{p} \right).
\end{aligned}$$

Точное аналитическое решение полученного выражения невозможно ввиду сложной зависимости подынтегральной функции от $\frac{p_z}{p}$.

Обычно применяют графический метод отыскания численного значения интеграла, входящего в полученное выражение.

Обозначим

$$\int_{\frac{p_{\text{кр}}}{p_z}}^{\frac{p_s}{p_z}} \frac{1}{\psi \left(\frac{p_z}{p} \right)^{\frac{1}{2m} + \frac{1}{2}}} d \left(\frac{p_z}{p} \right) = Z.$$

Порядок отыскания Z (см. рис.11. 8) следующий (в качестве независимой переменной рассматривается отношение $\frac{p_z}{p}$):

- рассчитывается и вычерчивается функция ψ ;
- рассчитывается и вычерчивается функция $\left(\frac{p_z}{p} \right)^{\frac{m+1}{2m}}$;
- строится график функции, являющейся произведением двух названных функций $\left(\psi \left(\frac{p_z}{p} \right)^{\frac{m+1}{2m}} \right)$;

– по полученной функции вычисляется и строится обратная ей функция, то есть, $\frac{1}{\psi\left(\frac{p_z}{p}\right)^{\frac{m+1}{2m}}}$. Площадь, ограниченная этой функцией, в заданных пре-

делах интегрирования (от $\frac{p_z}{p_{кр}}$ до $\frac{p_z}{p_s}$) и определяет численное значение интеграла Z .

Таким образом,

$$BC_{ч.кр} = \int_{t_k}^{t_s} f dt = \frac{V}{\mu m \sqrt{p_b v_b}} \left(\frac{p_z}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \cdot Z.$$

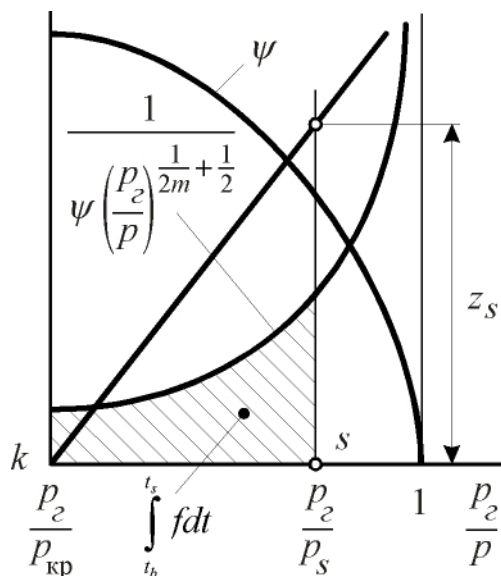


Рис. 11. 8. Графический метод вычисления интеграла Z при определении необходимого времени-сечения для подкритического периода свободного выпуска

в цилиндре в момент открытия продувочных окон может быть установлено, исходя из политропического характера процесса истечения, а при приближённых расчётах выбирается в пределах $1,1 \dots 1,8 p_k$.

Таким образом, общее время-сечение, необходимое для процесса свободного выпуска, когда свободный выпуск включает периоды надкритического и подкритического истечений, определится выражением

Следует помнить, что при определении времени-сечения подкритического периода истечения для свободного выпуска параметры p_b и v_b определяются по результатам теплового расчёта, а давление в выпускной системе p_z оценивается, исходя из выбранного типа системы продувки, частоты вращения вала двигателя, степени его форсирования и т. д. Величину давления в выпускной системе для безнаддувных двигателей выбирают в пределах $1,05 \dots 1,10 p_0$, а для двигателей с газотурбинным наддувом – в пределах $0,75 \dots 0,90 p_k$ (p_0 – давление окружающей среды, p_k – давление наддува). Численное значение объёма рабочего тела V можно принять равным величине объёма рабочего тела в момент начала его подкритического истечения. Давление рабочего тела

$$\text{BCч}_{\text{св}} = \text{BCч}_{\text{н.кр}} + \text{BCч}_{\text{п.кр}} = \int_{t_0=0}^{t_s} f dt = \int_{t_0=0}^{t_k} f dt + \int_{t_k}^{t_s} f dt. \quad (11.9)$$

Уравнение необходимого времени-сечения для процесса продувки

На основании (11.2) для элементарного массового расхода рабочего тела, поступившего в цилиндр за элементарный отрезок времени в период процесса продувки, можно записать

$$dG_{\text{пр}} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_k}{v_k}} dt_{\text{пр}}. \quad (11.10)$$

Из (11.10) следует, что

$$f dt_{\text{пр}} = \frac{dG_{\text{пр}}}{\mu \psi \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}.$$

Из полученного для времени-сечения процесса продувки имеем

$$\text{BCч}_{\text{пр}} = \int_0^{t_{\text{пр}}} f dt = \frac{G_{\text{пр}}}{\mu \psi \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}. \quad (11.11)$$

Расход продувочного воздуха определяется соотношением

$$G_{\text{пр}} = \varphi_k V_h \rho_k,$$

где φ_k – коэффициент избытка продувочного воздуха, зависящий от схемы продувки и выбираемый, как правило, в пределах 1,05...1,4;

ρ_k – плотность продувочного заряда при параметрах в продувочном ресивере.

Из сказанного следует, что

$$\text{BCч}_{\text{пр}} = \int_0^{t_{\text{пр}}} f dt = \frac{\varphi V_h \rho_k}{\mu \psi \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}.$$

На основании уравнения состояния газов

$$v_k = \frac{R_{\Gamma} T_k}{p_k},$$

поэтому уравнение для времени-сечения приводится к виду

$$\text{BCч}_{\text{пр}} = \int_0^{t_{\text{пр}}} f dt = \frac{\varphi V_h \rho_k \sqrt{R_{\Gamma} T_k}}{\mu \psi p_k}. \quad (11.12)$$

Функция расхода ψ , входящая в записанное выражение, определяется соотношением

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p_K} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_K} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]},$$

где p – давление рабочего тела в цилиндре. При приближённых расчётах давление рабочего тела в цилиндре в процессе продувки может приниматься неизменным и оценивается по соотношению

$$p = a(p_K - p_c) + p_c,$$

где a – постоянный коэффициент, зависящий от системы продувки и выбираемый в пределах 0,3...0,9; k для воздуха принимается равным 1,4.

Температура заряда на выходе из продувочного ресивера при использовании поршневого продувочного насоса оценивается приближённо по соотношению

$$T_K \approx T_0 \sqrt[3]{p_K},$$

а в случае применения центробежного продувочного насоса

$$T_K \approx T_0 \sqrt{p_K}.$$

Уравнение необходимого времени-сечения для процесса принудительного выпуска

По аналогии с (11. 11) для времени-сечения принудительного выпуска можно записать

$$BC_{\text{пр.вып}} = \int_0^{t_{\text{пр.вып}}} f dt = \frac{G_{\text{пр.вып}}}{\mu \psi \sqrt{\frac{p}{v}}},$$

где $G_{\text{пр.вып}}$ – масса рабочего тела, вытекающего из цилиндра за период принудительного выпуска;

p и v – параметры состояния рабочего тела в цилиндре, при упрощённых расчётах их можно принять равными параметрам состояния в выпускном ресивере (трубопроводе).

$$G_{\text{пр.вып}} = G_{\Pi} - G_{\text{св}},$$

где G_{Π} – масса поступающего в цилиндр за цикл продувочного заряда;

$G_{\text{св}}$ – масса вытекающего из цилиндра рабочего тела за период свободного выпуска.

Поступающая в цилиндр и вытекающая из него массы рабочего тела могут быть вычислены по простыми соотношениям

$$G_{\Pi} = \frac{V_{\kappa}}{v_{\kappa}} = \frac{V_h}{v_{\kappa}} \varphi, \quad (11.13)$$

$$G_{\text{св}} = \frac{p_b V_b}{R_{\Gamma} T_b} - \frac{p_s V_s}{R_{\Gamma} T_s}. \quad (11.14)$$

В записанных выражениях φ – коэффициент продувки (при расчётах им задаются на основании опытных данных); p_b , p_s , T_b , T_s – параметры состояния рабочего тела в момент открытия выпускных органов и в момент окончания свободного выпуска.

Таким образом, первый член в (11.14) определяет массу рабочего тела, находящуюся в цилиндре в момент открытия выпускных органов, а второй член – массу рабочего тела в момент окончания свободного выпуска.

Функция расхода ψ , входящая в выражение для определения времени-сечения принудительного выпуска, рассчитывается по параметрам в продувочном ресивере и цилиндре.

Времена-сечения продувочных и выпускных органов, определяемые изложенным методом, называются необходимыми. При проектировании и последующей доводке двигателей необходимо учитывать то обстоятельство, что соответствующее реальное время-сечение, реализуемое в проектируемом двигателе и называемое располагаемым, должно назначаться по величине не меньшим, чем необходимое.

В последующем разделе даётся пример вычисления располагаемого времени-сечения двухтактного двигателя применительно к конкретной системе продувки.

11.4. Располагаемое время-сечение для контурной системы продувки

Методика определения располагаемого времени-сечения поясняется рисунком 11.9. При этом используются следующие обозначения: $\text{ВСч}_{\text{св}}$ – располагаемое время-сечение свободного выпуска; $\text{ВСч}_{\text{првып}}$ – располагаемое время-сечение принудительного выпуска; $\text{ВСч}_{\text{пр}}$ – располагаемое время-сечение продувки.

Выведем уравнение располагаемого времени-сечения для процесса свободного выпуска. Предварительно введём обозначения: s – перемещение поршня от ВМТ; s_e – перемещение поршня до момента открытия выпускных окон; B – суммарная ширина выпускных окон; $f = B(s - s_e)$ – текущее значение площади выпускных окон.

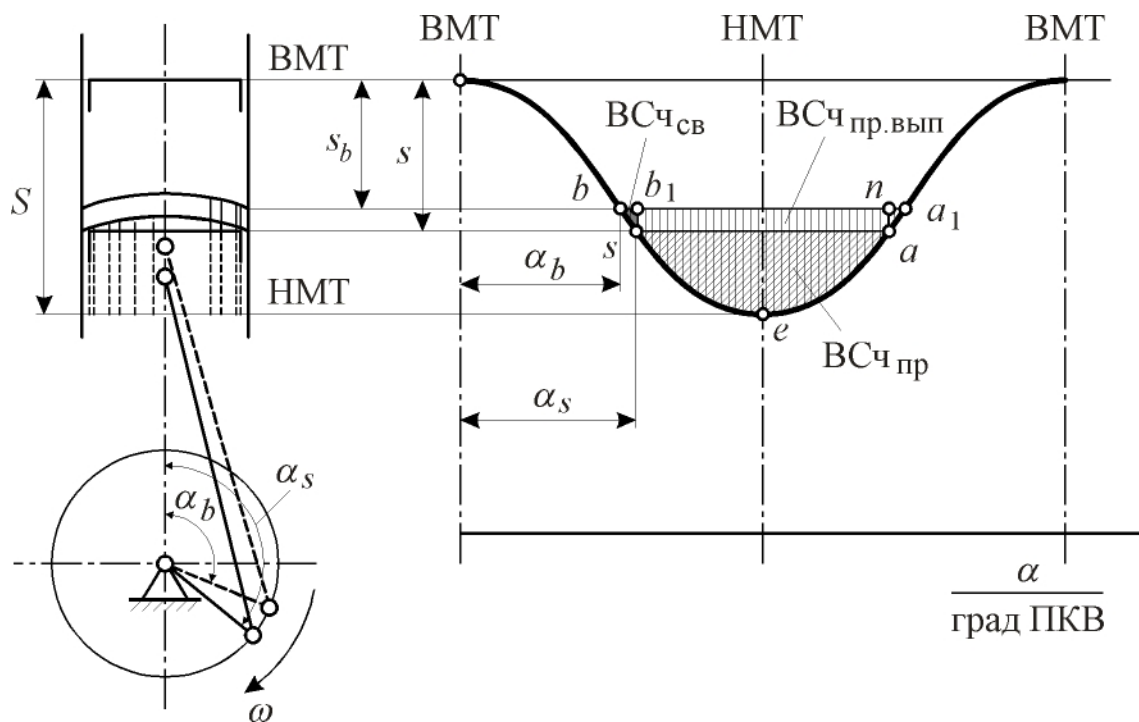


Рис. 11. 9. К определению располагаемого времени-сечения для контурной продувки (на диаграмме перемещения поршня точками обозначены: b – момент открытия выпускных окон; s – момент открытия продувочных окон; a и a_1 – моменты закрытия продувочных и выпускных окон соответственно)

На основании принятых обозначений элементарное время-сечение выпускных окон

$$f dt = B(s - s_e) dt.$$

После интегрирования этого уравнения получим выражение для определения располагаемого времени-сечения

$$\text{BCч}_{\text{св}} = \int_{t_e}^{t_s} f dt = B \left(\int_{t_e}^{t_s} s dt - s_e (t_s - t_e) \right).$$

Учитывая что

$$t = \frac{\alpha}{\omega}; \text{ а } dt = \frac{d\alpha}{\omega},$$

выражение для времени-сечения свободного выпуска перепишем в виде

$$\text{BCч}_{\text{св}} = \frac{B}{\omega} \left(\int_{\alpha_e}^{\alpha_s} s d\alpha - s_e (\alpha_s - \alpha_e) \right).$$

Окончательно с учётом того, что $s = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right)$, и $\omega = \frac{\pi n}{30}$,

$$\text{ВСч}_{\text{св}} = 15\beta \frac{SD}{n} \left[\sin \alpha_{\text{в}} - \sin \alpha_{\text{с}} + \frac{1}{8} \lambda (\sin 2\alpha_{\text{в}} - \sin 2\alpha_{\text{с}}) + \right. \\ \left. + (\alpha_{\text{с}} + \alpha_{\text{в}}) \left(1 + \frac{1}{4} \lambda - \frac{s_{\text{в}}}{r} \right) \right],$$

где $\beta = \frac{b}{\pi D}$ – коэффициент относительной ширины окон. Для контурных систем $\beta = 0,4 \dots 0,5$; для прямоточных систем $\beta = 0,75 \dots 0,8$.

Аналогичным образом могут быть определены располагаемые $\text{ВСч}_{\text{пр.вып}}$ и $\text{ВСч}_{\text{пр}}$.

На рис. 11. 9 времени-сечению свободного выпуска соответствует площадка $b - s - b_1 - b$. И в том случае, когда протяжённость выпускных окон (высота щелей) ограничивается положением поршня в НМТ, – площадка $b - s - e - a - n - b_1$ характеризует величину $\text{ВСч}_{\text{пр.вып}}$, а площадью $a - s - e - a$ характеризуется $\text{ВСч}_{\text{пр}}$ (также для случая, когда высота продувочных окон ограничивается положением поршня в НМТ). Площадка $a - a_1 - n - a$ соответствует времени-сечению процесса выталкивания части заряда из цилиндра.

Отметим ещё раз то, что располагаемое время-сечение должно быть не меньше необходимого.

В рассмотренных разделах 11. 3 и 11. 4 изложены основные положения расчёта процессов газообмена в двухтактных двигателях внутреннего сгорания. Эту методику на основе законов термо- и газодинамики разрабатывали и совершенствовали известные отечественные учёные – профессора А. С. Орлин, Н. Р. Брилинг, В. М. Тареев и другие. Более детальные сведения о ней можно почерпнуть в их работах, а также в учебниках по теории рабочих процессов.

Здесь следует отметить также то обстоятельство, что рассмотренные методы расчёта процессов газообмена и определения необходимых времён-сечений органов выпуска и впуска могут использоваться также и для расчёта процессов смены рабочего тела в четырёхтактных двигателях внутреннего сгорания.

12. РЕГУЛИРОВАНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЯ С АВТОМАТИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

Появление и достаточно широкое распространение двигателей с внешним смесеобразованием предшествовало дизелям. Первый практически работоспособный карбюраторный двигатель был создан в 1879...1885 г. г. моряком русского флота И. С. Костовичем. В этот же период несколько русских заводов приступили к постройке керосиновых двигателей внутреннего сгорания [25]. А уже в 1892 г. в США Г. Фордом был начат серийный выпуск автомобилей с карбюраторными двигателями. Существенным недостатком таких двигателей была невысокая экономичность рабочего цикла (эффективный КПД равнялся примерно 12...15 %) и чрезвычайно ограниченные возможности по использованию топлив с пониженными карбюраторными свойствами.

Названными недостатками не обладали даже самые первые образцы двигателей с высоким сжатием. Первый такой двигатель был построен Рудольфом Дизелем в 1897 г. Он работал на керосине и имел эффективный КПД 25 % [26, 27]. Построенный двумя годами позже в России на заводе Нобеля дизель работал на сырой нефти и отличался ещё более высоким КПД – 28 %. Эти достоинства в последующие годы обеспечили преобладающее распространение дизелей там, где не требовались высокие удельные массовые и габаритные показатели.

Именно этим же обстоятельством обуславливались и поиски средств для улучшения экономичности карбюраторных двигателей. Здесь, в первую очередь, велись работы по повышению степени сжатия и по исследованию топлив, допускающих применение высоких ε .

Возможность увеличения предварительного сжатия рабочего тела реально существовала при использовании высокооктановых топлив, а также при использовании двигателей на частичных нагрузках, ибо в таком случае детонационная стойкость горючей смеси повышалась. Поэтому исследователями и конструкторами разрабатывались устройства, обеспечивающие увеличение степени сжатия при переходе двигателя на частичные нагрузки. В этом направлении были достигнуты определенные успехи.

Значительно позже, лишь в 60-х годах прошлого столетия, в связи с необходимостью ограничения тепловой и механической напряжённости при форсировании двигателей по мощности эта проблема возникла в дизелестроении. При её решении оказалось возможным использовать тот опыт, который был приобретен в области карбюраторного двигателестроения.

12. 1. Способы регулирования степени сжатия в двигателях

Введение предварительного сжатия рабочего тела (1876 г., Н. Отто) обеспечило получение достаточно высокого КПД двигателя. Однако, в первые же годы применения двигателей, работающих на лёгком жидком топливе, пришли к заключению, что повышению степени сжатия препятствует детонация. Было установлено также, что топлива существенно отличаются по своей склонности к детонации. В этой связи уже в 90-х годах XIX и первом десятилетии XX веков проводились широкие исследования свойств топлив с точки зрения склонности их к детонации. Вначале на «бомбах», а затем и на двигателях.

В начальной стадии таких исследований использовался метод оценки детонационной стойкости топлив на работающем двигателе. Он заключался в постоянном увеличении степени открытия дроссельной заслонки и регистрации среднего эффективного давления, соответствующего возникновению первых признаков детонации (лёгкий металлический стук [28]). Но этот метод оказался неточным.

Вскоре исследователи пришли к выводу о том, что, раз величина степени сжатия в значительной мере определяет мощность и экономичность карбюраторного двигателя, то есть все основания оценивать антидетонационные качества топлив по наибольшему её значению, при котором возможна работа двигателя без детонации. Но оценка детонационной стойкости по этому признаку связана с необходимостью изменения ε в период проведения испытаний. Необходим был двигатель с переменной степенью сжатия. По-видимому, первый такой двигатель был построен в Англии Г. Р. Рикардо в 1918 г. [28, 29].

В 30-х годах нашего столетия двигатели с переменной ε для исследования топлив находят широкое применение на нефтеперерабатывающих заводах и в исследовательских лабораториях. Как правило, регулирование степени сжатия в них осуществилось перемещением цилиндра, который выполнен заодно с головкой, относительно коленчатого вала. Исследования топлив, проводившиеся в тот и более поздний период за рубежом и в нашей стране на подобных установках, хорошо отражены в отечественной научно-технической литературе. Например, в 1931 г. Е. А. Чудаков в своем отчёте о командировке в Америку подробно описал методику исследования детонационной стойкости топлив и используемое для этих целей оборудование в лабораториях Мичиганского университета и фирм «Дженерал Моторс» и «Вокеш Мотор» [29]. В этот же период А. Д. Абрамович, рассматривая сущность детонации в автотракторных двигателях, также излагает метод оценки детонационной стойкости топлива [30] и даёт краткую характеристику оборудования, применяемого в Англии (двигатели E-5

и Е-35 Г. Р. Рикардо, двигатели «Армстронг» и «Бемфорд») и в Америке (двигатели CFR комитета по исследованию топлив и двигатели NASA национального консультационного комитета по авиации).

Принцип регулирования степени сжатия в двигателях, предназначенных для оценки детонационной стойкости топлив, поясняется схемой, представленной на рис. 12. 1.

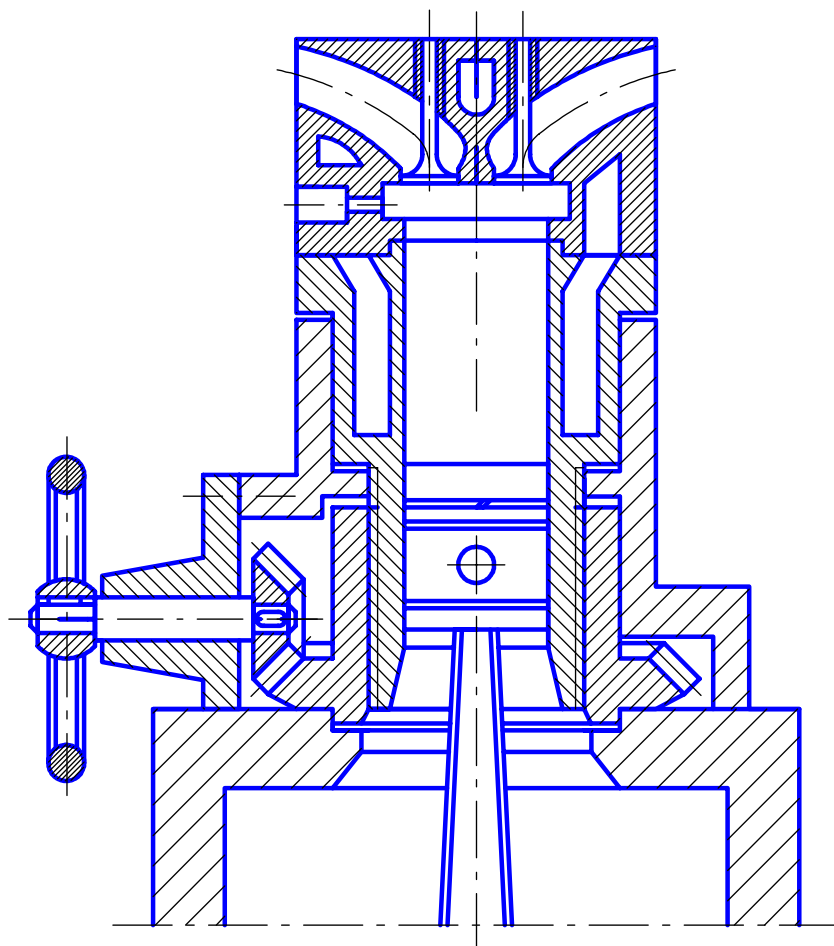


Рис. 12. 1. Схема регулирования степени сжатия в установках для исследования детонационной стойкости топлив

Рисунок позволяет отметить, что в подобных установках процесс регулирования ε механизирован. Однако, управление величиной степени сжатия осуществляется вручную.

Описанные установки использовались вначале для исследования лёгких топлив на детонационную стойкость. Но с появлением и последующим распространением быстроходных дизелей оказалось необходимым оценивать свойства дизельных топлив по наименьшей температуре их самовоспламенения в условиях работающего двигателя. Регулиро-

вание степени сжатия и для этой цели оказалось очень удобным. Этим объясняется тот факт, что в конце 30-х – начале 40-х годов прошедшего столетия появляются работы по исследованию топлив для дизелей на установках с переменной степенью сжатия.

Так, Т. М. Мелькумов в своей работе [31] анализирует результаты исследований дизельных топлив, проведенных в 1931 г. в США А. В. Попом и И. А. Мурдоком на установке с переменной ε .

К этому периоду относится применение установок с регулируемой ε для исследования процессов сгорания в двигателях и самовоспламеняемости дизельных топлив в нашей стране [32, 33].

Единых требований к установкам для исследования свойств топлив до 1928 г. не существовало [34]. Этим обстоятельством объясняется тот факт, что такие установки зачастую существенно отличались по своим конструктивным параметрам (по диаметру цилиндра, ходу поршня, по числу и размеру клапанов и т. д.), а также и по способу регулирования степени сжатия. Чаще всего регулирование ε , как уже было отмечено, осуществлялось перемещением цилиндра. Однако широко применялись установки с регулированием ε посредством поршневых устройств, расположенных в головке перпендикулярно оси цилиндра, по оси (установка Е-5 Г. Р. Рикардо, двигатель Дюмануа) или параллельно ей (двигатель «Армстронг») [28, 30]. Схема одного из таких устройств приведена на рис. 12. 2.

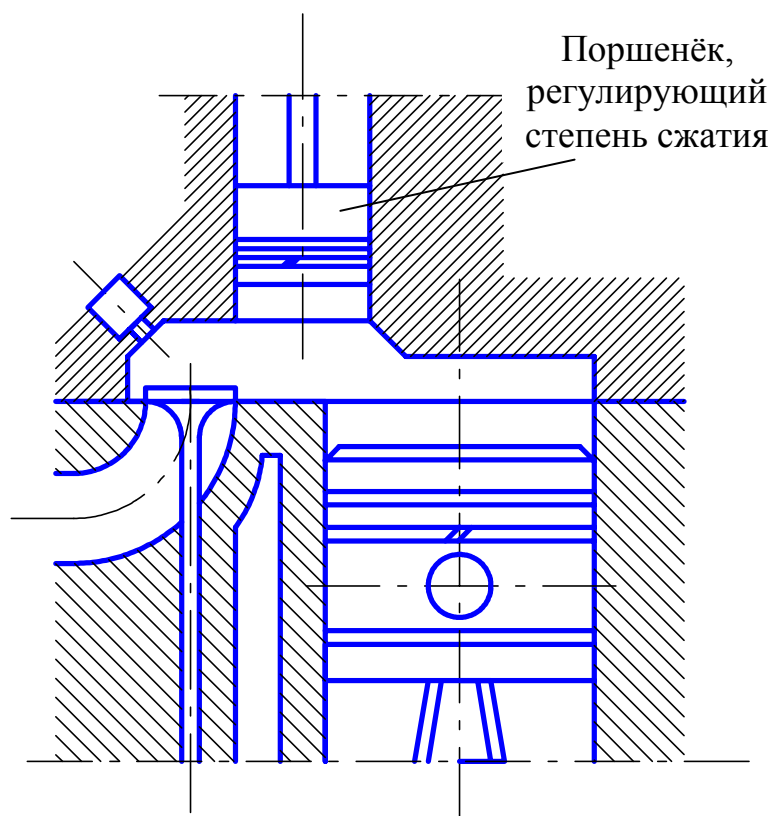


Рис. 12. 2. Схема регулирования степени сжатия посредством поршневого устройства, расположенного в головке цилиндра

Все упомянутые двигатели использовались только для исследовательских целей. Вместе с тем, в 30-х годах регулирование степени сжатия (имеется ввиду ступенчатое регулирование) находит применение и в двигателях, предназначенных для рядовой эксплуатации. Этим средством пользуются для обеспечения запуска дизелей.

Высокая (по сравнению с карбюраторными двигателями) степень сжатия, а также повышенная вязкость моторного масла в холодном дизеле обуславливает увеличение момента сопро-

тивления вращению коленчатого вала и ухудшение пусковых качеств при запуске вручную, когда по каким-либо причинам невозможно или нецелесообразно применять механические или электрические пусковые устройства.

В таких случаях благодаря использованию устройств для уменьшения ε и применению внешнего смесеобразования удаётся существенно понизить сопротивление вращению вала и обеспечить надёжный пуск двигателя. После последующей непродолжительной работы на лёгком топливе ε повышают, и двигатель переводится на работу по смешанному (дизельному) циклу. Применение упомянутых механизмов регулирования известно за рубежом и в нашей стране. Так, двигатели Д-5, Д-6 Харьковского тракторного завода и двигатели Д-28, Д-24 Владимирского оборудовались именно такими пусковыми устройствами [35, 36, 37]. В них степень сжатия при пуске понижалась до 4,8. Принцип их действия иллюстрируется рис. 12. 3.

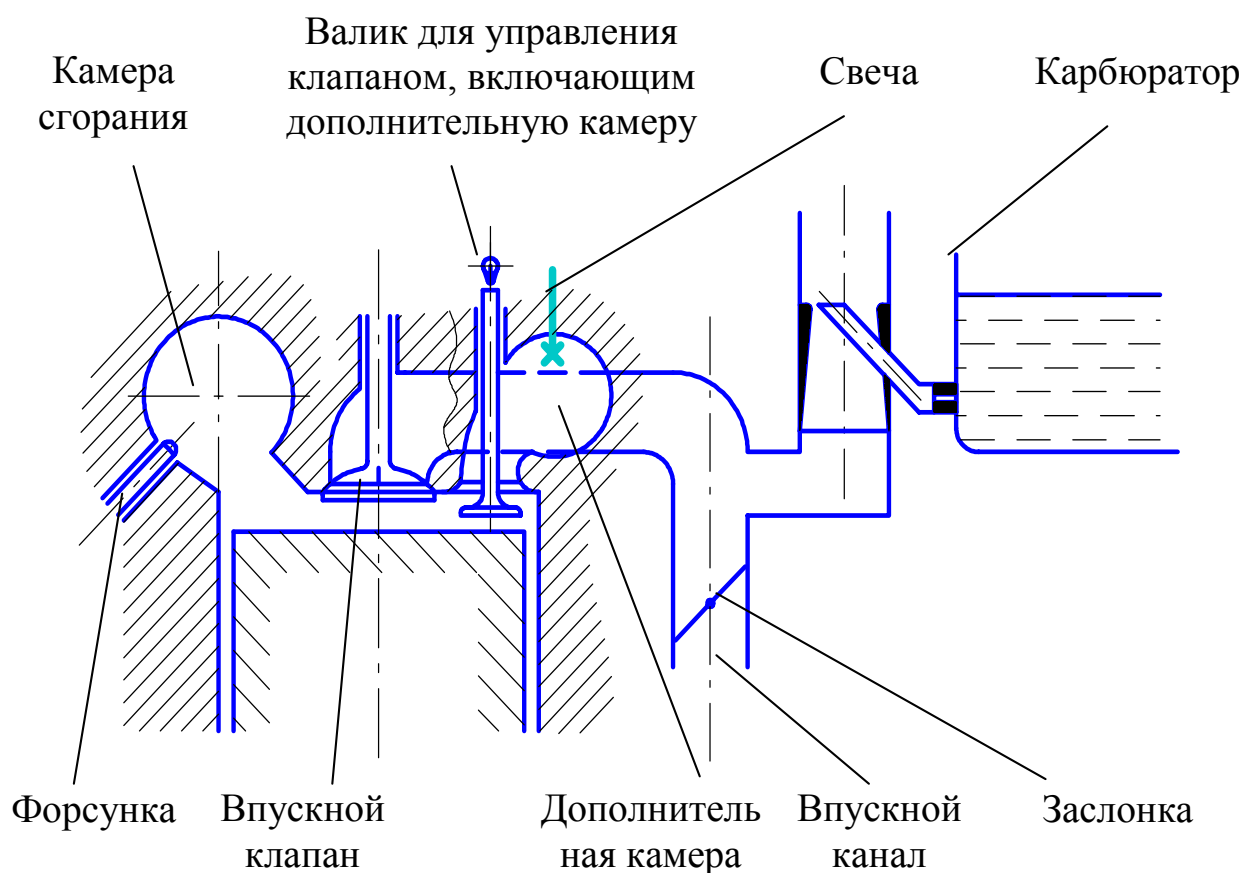


Рис. 12. 3. Принципиальная схема обеспечения запуска дизеля посредством понижения степени сжатия и применения внешнего смесеобразования

Повторим, что понижение степени сжатия и применение внешнего смесеобразования целесообразно только при обеспечении запуска дизеля вручную или при обеспечении электрического пуска, когда аккумуляторные батареи не обладают достаточной стартерной ёмкостью (низкие температуры окружающей среды). Наоборот, при механическом и электрическом запуске целесообразно повышение степени сжатия, ибо с её увеличением растут температура и давление свежего заряда в цилиндре. Условия для самовоспламенения подаваемого

топлива улучшаются. В двигателестроении известно применение таких устройств для обеспечения холодного пуска дизелей [35]. Принцип регулирования ε в этом случае иллюстрируется рис. 12. 4.

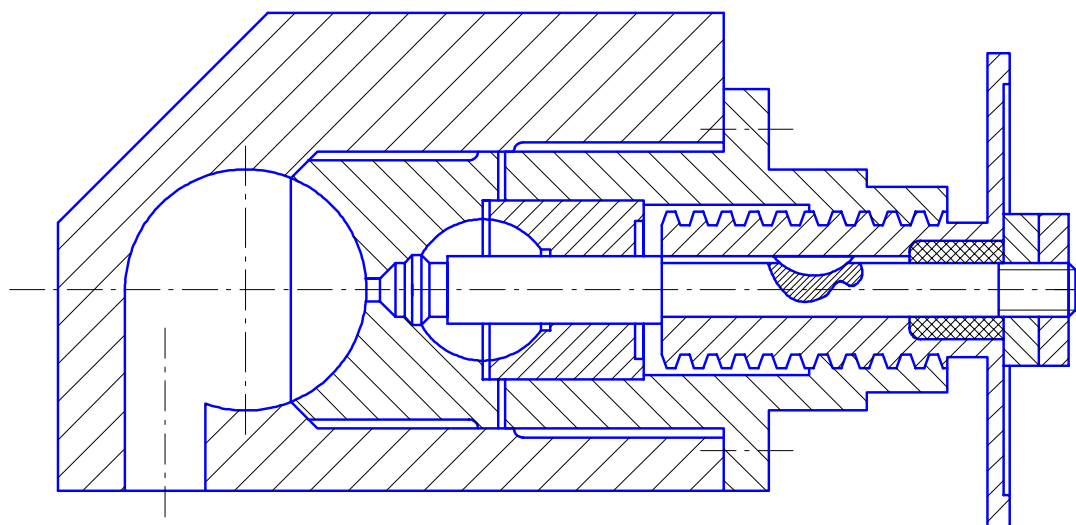


Рис. 12. 4. Устройство для повышения степени сжатия дизеля при пуске

В 40-х годах XX столетия возникает новое направление в совершенствовании рабочего цикла карбюраторных двигателей. Оно заключается в повышении степени сжатия при работе двигателя на частичных нагрузках. Осуществление такого регулирования было связано с разработкой устройств, автоматически изменяющих степень сжатия. Одно из первых таких устройств было предложено в СССР профессором Е. П. Бугровым [38, 39].

В устройстве Е. П. Бугрова объем камеры сгорания мог изменяться благодаря перемещению подпружиненного поршенька в дополнительной камере, которая каналом соединилась с цилиндром двигателя.

В 1945 г. двигатель с механизмом регулирования Е. П. Бугрова был построен и установлен на автомобиль для проведения дорожных испытаний. Механизм регулирования обеспечивал увеличение ε от 4,2 до 6 единиц при снижении нагрузки со 100 до 35 %. При этом расход топлива снижался на 25...26 % [39]. Средняя же экономия топлива, как показали испытания, составила 11 % [38,39].

В 1946 г. В. В. Махалдиани и В. К. Белецким была предложена и осуществлена быстродействующая система автоматического регулирования ε . Её принципиальная схема приведена на рисунке 12. 5.

Система относится к поршневковым механизмам регулирования степени сжатия. Величина ε определяется положением поршенька 1, который посредством шатуна 2 сочленён с эксцентриковым валом 3. На эксцентриковом валу жестко закреплен диск 4. Диск имеет профилированную канавку, в которую укла-

дывается трос 5. Один конец троса жёстко связан с диском, а второй соединен со штоком пневматического бустера 6. Посредством штуцера 7 и трубопровода бустер соединяется со впускным патрубком двигателя. Это и позволяет автоматически при изменении разрежения на входе в двигатель изменять положение эксцентрикового вала, а стало быть, и регулировать ε .

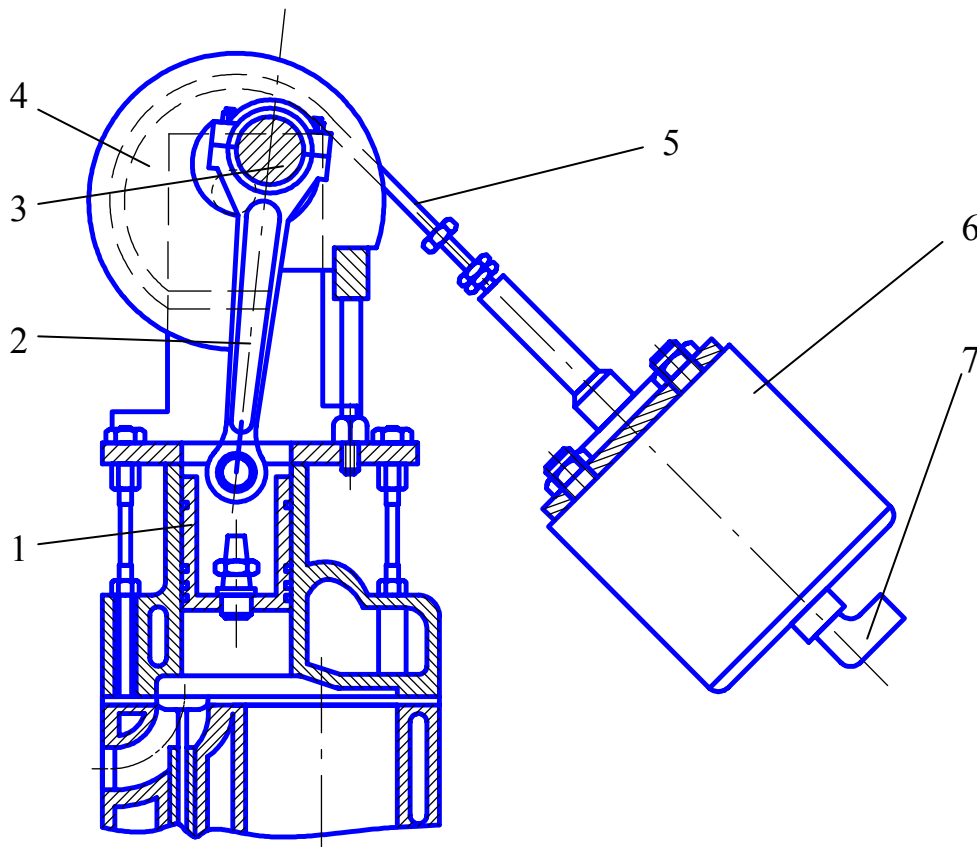


Рис. 12. 5. Быстродействующий механизм автоматического регулирования степени сжатия с пневматическим приводом

Испытания двигателей с упомянутой системой регулирования проводилось в Грузинском сельскохозяйственном институте и в автомобильной лаборатории АН СССР. Положительное влияние автоматического регулирования ε на экономичность автомобиля иллюстрируется графиком (рис. 12. 6) [39].

На рисунке по оси абсцисс отложены значения скорости движения автомобиля, а по оси ординат – расход топлива в кг на 100 км пути. Анализ результатов позволяет отметить, что использование такой системы регулирования обеспечивает улучшение экономичности автомобиля в среднем на 20 %.

Уже было отмечено, что механизм регулирования, предложенный В. В. Махалдиани и В. К. Белецким, относится к системам регулирования с пневматическим приводом. Известны также механизмы с гидропневматическим управлением. К ним, например, относится устройство для автоматического ре-

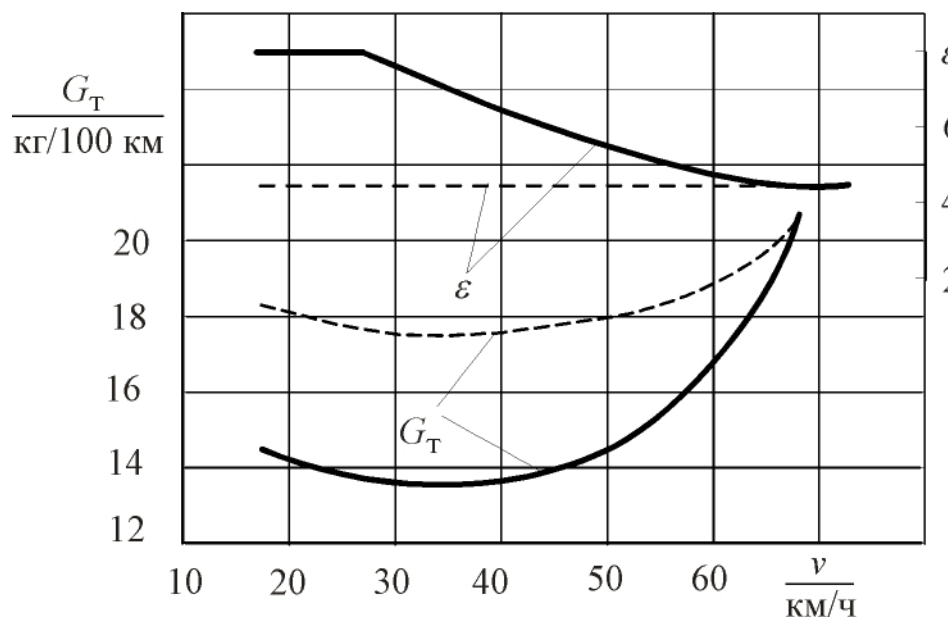


Рис. 12. 6. Зависимость расхода топлива от скорости движения автомобиля при использовании двигателя с неизменной (---) и с регулируемой (—) степенью сжатия

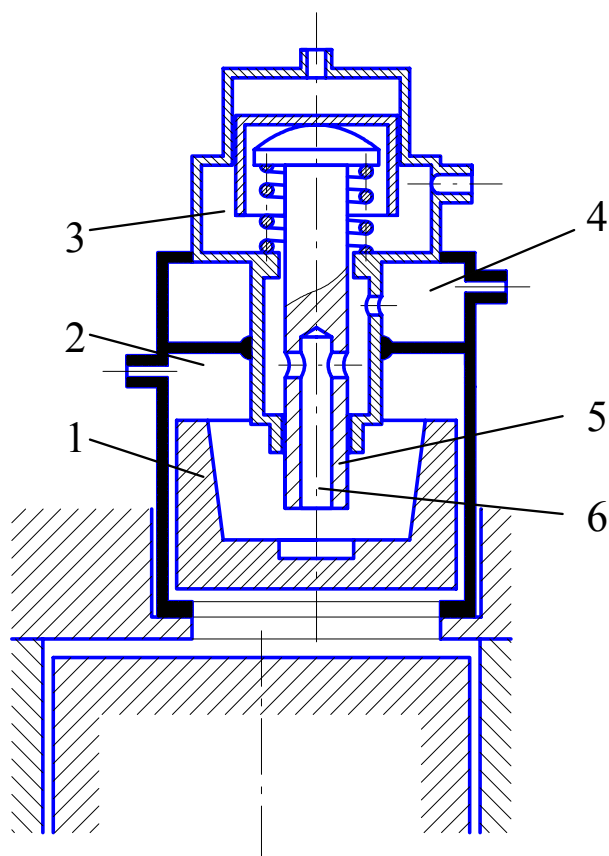


Рис. 12. 7. Механизм регулирования степени сжатия с гидropневматическим приводом

гулирования степени сжатия, предложенное 1947 г. профессором В. А. Петровым [40,41]. Механизм регулирования В. А. Петрова предназначался для карбюраторных двигателей. Он содержал поршень 1, установленный в специальном цилиндре, расположенном в головке двигателя (рис. 12. 7).

Полость 2 устройства заполнялась маслом из системы смазки. Давлением масла обеспечивалось перемещение поршенька в сторону увеличения ϵ . Это оказывается возможным в том случае, когда под действием разряжения в полости 3 (уменьшение нагрузки), сообщённой каналом со впускным патрубком двигателя, золотник 5 механизма упирается торцом в доньшко поршенька и канал 6 золотника оказывается разобщённым с полостью 2. В противоположном случае масло из полости 2 через канал в золотнике поступает в полость 4, которая сообщает-

ся с картером, поршень механизма перемещается так, что степень сжатия уменьшается.

В. А. Петровым было также предложено устройство для регулирования степени сжатия с гидравлическим управлением [41]. Оно представляет собой поршневое устройство, полость 1 которого (рис. 12. 8) соединяется с камерой сгорания двигателя.

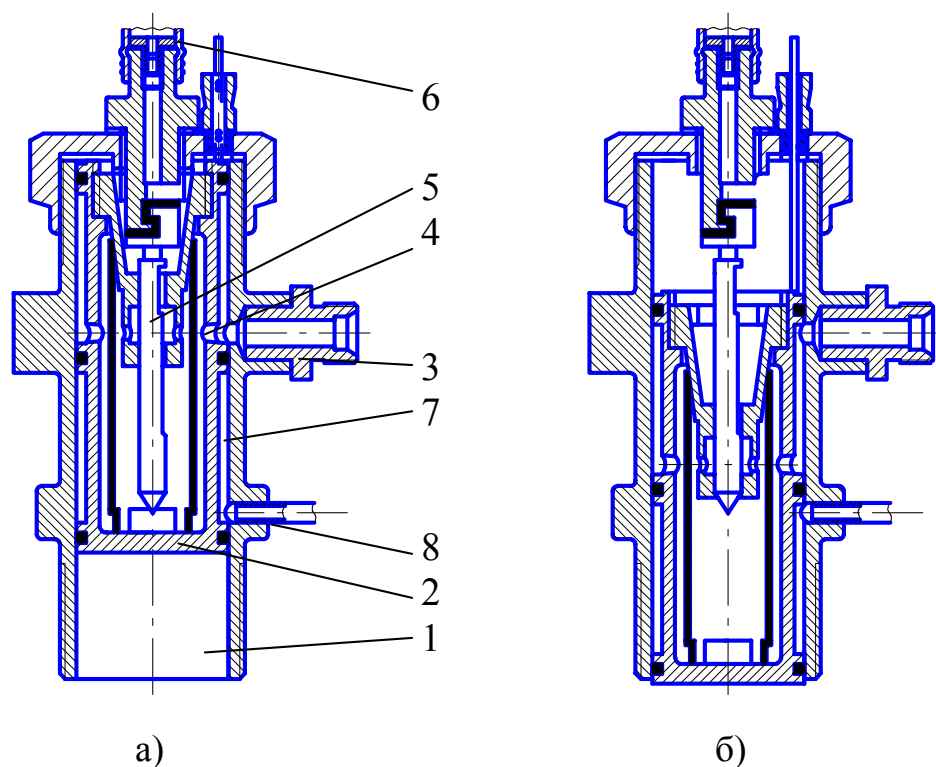


Рис. 12. 8. Механизм для автоматического регулирования степени сжатия:
а) – положение поршенька соответствует минимальному значению степени сжатия; б) – положение поршенька соответствует максимальному значению степени сжатия

Величина ε определяется положением поршенька 2, которое, в свою очередь, определяется средним значением силы, действующей на него со стороны камеры сгорания, и давления масла в трубопроводе 3, питающем рабочие полости устройства. Масло из трубопровода 3 через отверстие 4 поступает во внутреннюю полость поршенька. Отсюда через щель, проходное сечение которой регулируется при помощи профилированного золотника 5 и жиклёра 6, оно сливается в поддон двигателя. При обеспечении неизменности давления в маслопроводе 3 с прикрытием дроссельной заслонки (при уменьшении нагрузки) поршень перемещается, обеспечивая повышение степени сжатия. Важно то, что это происходит автоматически.

Интересно, что в этом устройстве В. А. Петров предпринял меры для предотвращения насыщения масла, работающего в полостях устройства, газами. С этой целью введена дополнительная полость 7, в которую масло подаётся через канал 8.

Назначение описанных механизмов состояло в улучшении экономичности рабочего цикла карбюраторных двигателей при их работе на режимах частичных нагрузок. Кроме рассмотренных, известен ещё целый ряд автоматически работающих устройств для двигателей с внешним смесеобразованием. Но сущность их в полной мере отображается рассмотренными механизмами.

Одновременно с созданием устройств для автоматического регулирования степени сжатия разрабатываются устройства, назначение которых состоит в ограничении максимального давления рабочего тела в цилиндре. В технике такие устройства получили название буферных.

Разработка их была обусловлена увеличением механической напряжённости двигателей. В карбюраторных двигателях это имело место вследствие использования топлив с высокими антидетонационными свойствами и применения всё более высоких степеней сжатия, а в дизелях – вследствие особенностей организации смесеобразования и сгорания и, в некоторых случаях, применения неразделённых камер сгорания, а также наддува.

В сущности, ограничение максимальных давлений также сводится к автоматическому регулированию ε , особенностями которого являются значительные по амплитуде перемещения регулирующего органа. Примером буферного устройства может служить телескопический шатун [42] (рис. 12. 9).

В период выпуска отработавших газов и впуска в цилиндр свежего заряда благодаря пружине, установленной по оси, шатун имеет наибольшую длину. В период сжатия рабочего тела и, в особенности, в период сгорания под действием газовых сил пружина сжимается, что приводит к резкому уменьшению ε и ограничению максимального давления.

Совершенно иная схема буферного устройства приведена на рис. 12. 10. Это – устройство поршенькового типа. Поршень 1 нагружен пружиной и давлением газов, которые поступают в полость 5 из баллона 3. Давление газов регулируется с помощью редуктора 4. На доньшко поршенька (полость 2) воздействует давление газов в цилиндре. В том случае, когда это давление оказывается достаточным для преодоления начального усилия затяжки пружины и силы, создаваемой газами в полости 5, поршень перемещается, увеличивая объём камеры сгорания. Это способствует ограничению максимального давления рабочего тела в цилиндре.

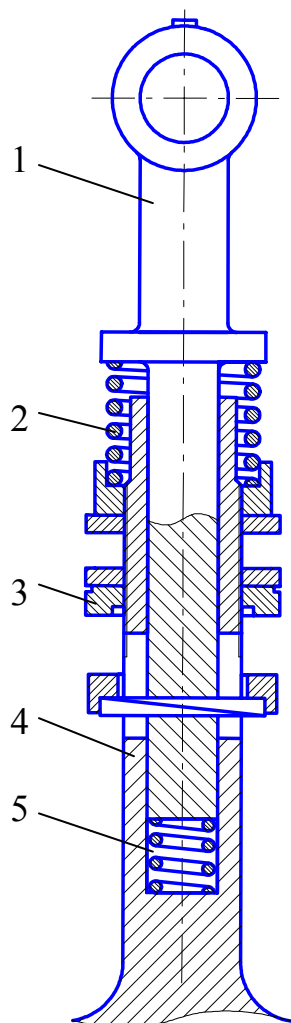


Рис. 12. 9. Шатун переменной длины для ограничения максимального давления рабочего тела в цилиндре: 1 – стержень; 2 и 5 – буферные пружины; 3 – гайка для регулирования максимальной длины шатуна; 4 – направляющий стержень

При «посадке», когда давление рабочего тела понижается, своим буртиком поршень перекрывает отверстие 6 для подвода масла. Образуется масляная подушка, предотвращающая удар поршня о корпус. Описанная схема составляет сущность японского патента № 6251-56.

Кроме двух названных было предложено и исследовано много других буферных устройств (см., например, [43]).

Как правило, в большинстве своём они относятся к устройствам поршневого типа. Наиболее важные из них рассмотрены достаточно подробно в книге «Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия» [38].

Рассмотренными способами регулирования степени сжатия не ограничивается всё многообразие устройств и механизмов, предложенных в разное время для использования в двигателях при решении различных задач.

Например, остались не упомянутыми установки, в которых регулирование ε производится посредством перемещения оси коленчатого вала, применением эксцентриковых втулок в шатунных шейках вала или посредством изменения фаз работы клапанов.

Некоторые из этих способов изменения ε и сейчас ещё находят применение в исследовательских и учебных установках, а иногда и в двигателях, предназначенных для эксплуатации [44].

Однако, по сравнению с рассмотренными выше эти способы отличаются большой сложностью, малой надёжностью конструкции и, что очень важно для двигателей транспортных машин, ограниченной возможностью обеспечения автоматического регулирования ε .

А для двигателя транспортной машины обеспечение автоматического регулирования ε является чрезвычайно важным обстоятельством.

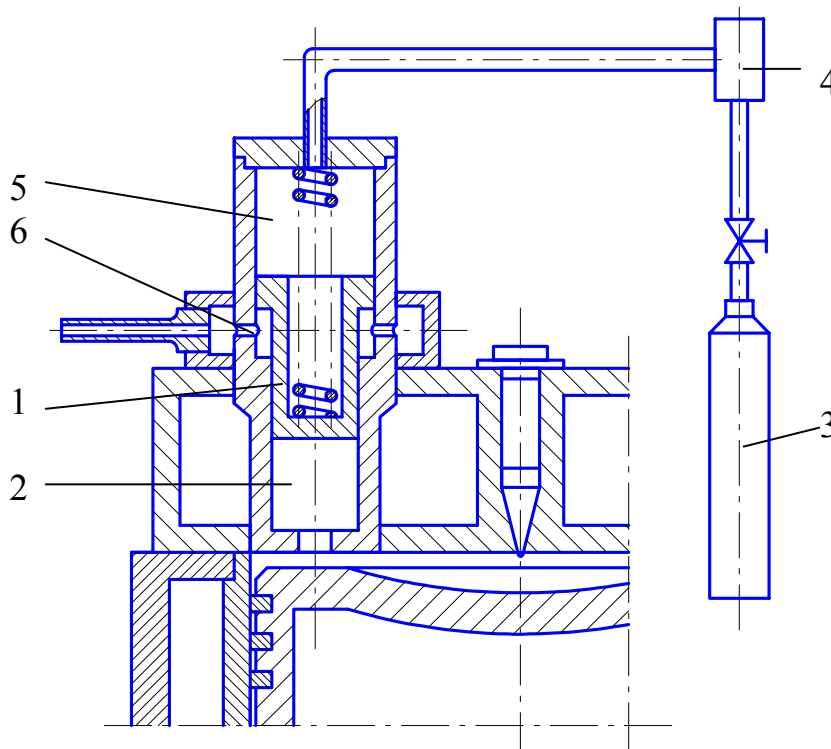


Рис 12. 10. Схема буферного устройства для ограничения максимального давления газов в цилиндре

дизелей по среднему эффективному давлению. Возникла настоятельная необходимость ограничения $p_{\text{макс}}$.

В 1952 году профессором У. П. Мэсфилдом (BJCERJ) была предложена первоначально для карбюраторных двигателей, а затем и для дизелей с наддувом конструкция поршня, автоматически регулирующего степень сжатия (ПАРСС). Несколько позже французская фирма «Испано-Сюиза» разработала и провела широкие исследования устройства, автоматически регулирующего степень сжатия, для своего танкового дизеля HS-116 (12ЧН 14,5/14,5) [45,46]. Устройство получило название вихревой камеры, автоматически регулирующей объём (ВКАРО), поскольку, помимо изменения ε , оно также выполняло функции по обеспечению смесеобразования и сгорания. Схема этого механизма приведена на рис. 12. 11.

Как видно, ВКАРО представляет собой поршеньковое устройство, расположенное в головке цилиндров. Регулирование ε осуществляется посредством управления положением сферического свода вихревой камеры сгорания.

Для этого используются гидравлический сервомотор и анероидный регулятор наддува, управляющий положением золотника механизма.

Таким образом, изложенное позволяет отметить, что известно большое число устройств, нашедших применение для регулирования степени сжатия в

Работы по автоматическому регулированию ε представляют особый интерес для дизелестроения, ибо именно дизель является наиболее распространённым типом двигателя для транспортной машины. Серьёзное внимание проблеме создания устройств, автоматически регулирующих ε , уделяется лишь в 60-х годах в связи с проявляющейся тенденцией форсирования

карбюраторных двигателях и дизелях. Они отличаются одно от другого. Но по ряду признаков их можно объединить в группы и классы.

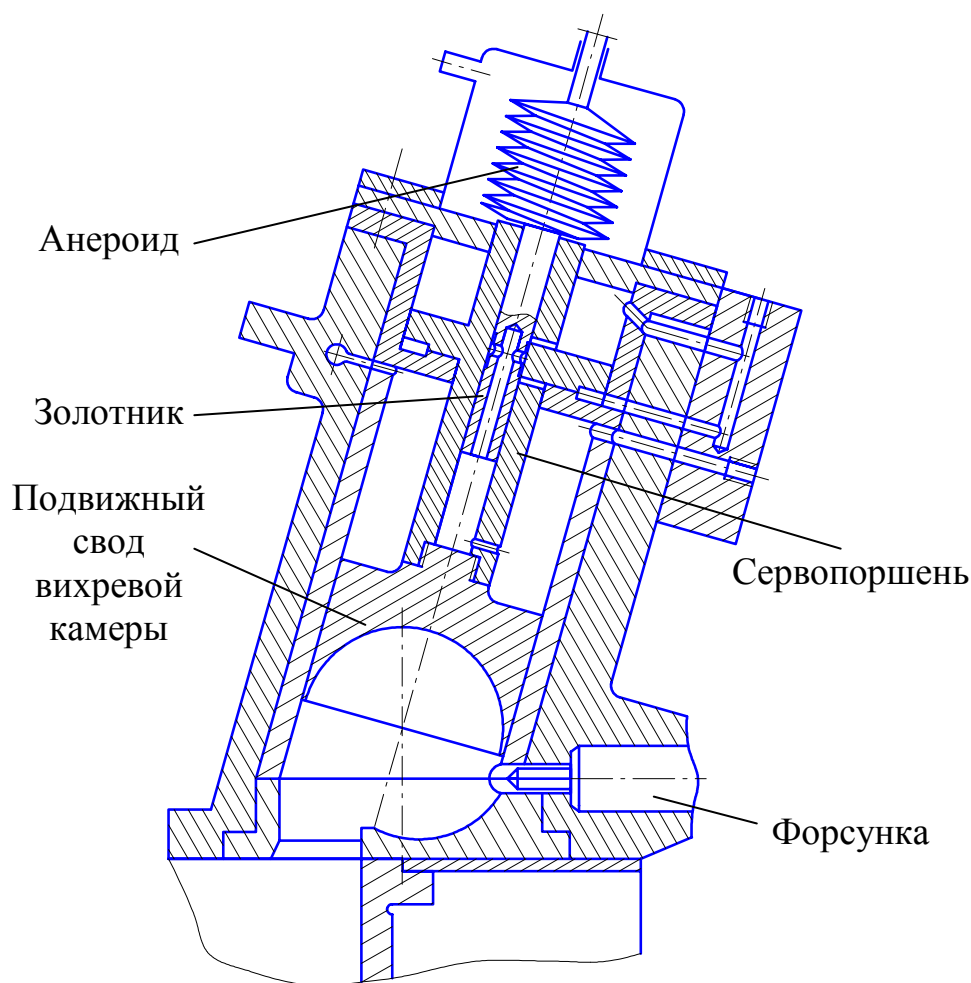


Рис. 12. 11. Вихревая камера, автоматически регулирующая объём

Классификация таких устройств может быть проведена по следующим признакам:

1. По назначению.

По этому признаку можно выделить устройства, предназначенные:

- а) – для исследовательских целей;
- б) – для обеспечения пуска двигателей;
- в) – для улучшения экономичности двигателей (преимущественно карбюраторных при работе на частичных нагрузках);
- г) – для ограничения величины максимального давления рабочего тела;

2. По области применения.

Можно выделить устройства, пригодные для использования:

- а) – в карбюраторных двигателях;
- б) – в дизелях;

в) – в исследовательских установках;

3. По конструктивным признакам:

а) – поршеньковые;

б) – эксцентриковые;

в) – клапанные (регулирующие ε посредством изменения фазы работы клапанов или посредством увеличения объёма камеры сгорания);

г) – регулирующие ε посредством перемещения цилиндра и головки;

4. По расположению изменяющего ε органа:

а) – в головке цилиндров;

б) – в поршне;

в) – в шатуне;

г) – в блоке цилиндров;

5. По способу управления органом, регулирующим степень сжатия.

По этому признаку можно выделить два больших класса:

а) – устройства с регулированием ε вручную;

б) – автоматические устройства, –

каждый из которых, в свою очередь, может быть подразделён на ряд подклассов.

В этой связи представляется целесообразным классификацию механизмов регулирования степени сжатия «По способу управления» пояснить схемой, которая приведена на рисунке 12. 12.

Рассматривая всю совокупность механизмов для регулирования ε , следует отметить, что выбор какого-либо из них определяется, в первую очередь, содержанием решаемой задачи. Так, есть все основания полагать, что для исследовательских целей наиболее подходят механизмы с регулированием ε вручную посредством поршенькового устройства или перемещения цилиндра. Так это и делают в действительности. Например, в нашей стране для исследования топлив на детонационную стойкость широко используются установки ИТД-2М (для определения октановых чисел по моторному методу), ИТД-6 (по исследовательскому) и созданная в 1965 г. универсальная установка УИТ-65. В них ε регулируется перемещением цилиндра. Для исследования дизельных топлив в нашей стране применяется установка ИТД-3М, в которой для изменения ε использовано поршеньковое устройство, расположенное в головке цилиндра перпендикулярно его оси [47]. Подобные установки находят широкое применение в США, Англии, Франции, и других странах.

При решении задачи по обеспечению надёжного пуска дизелей небольшой мощности целесообразно использование клапанных устройств со ступенчатым регулированием ε вручную.

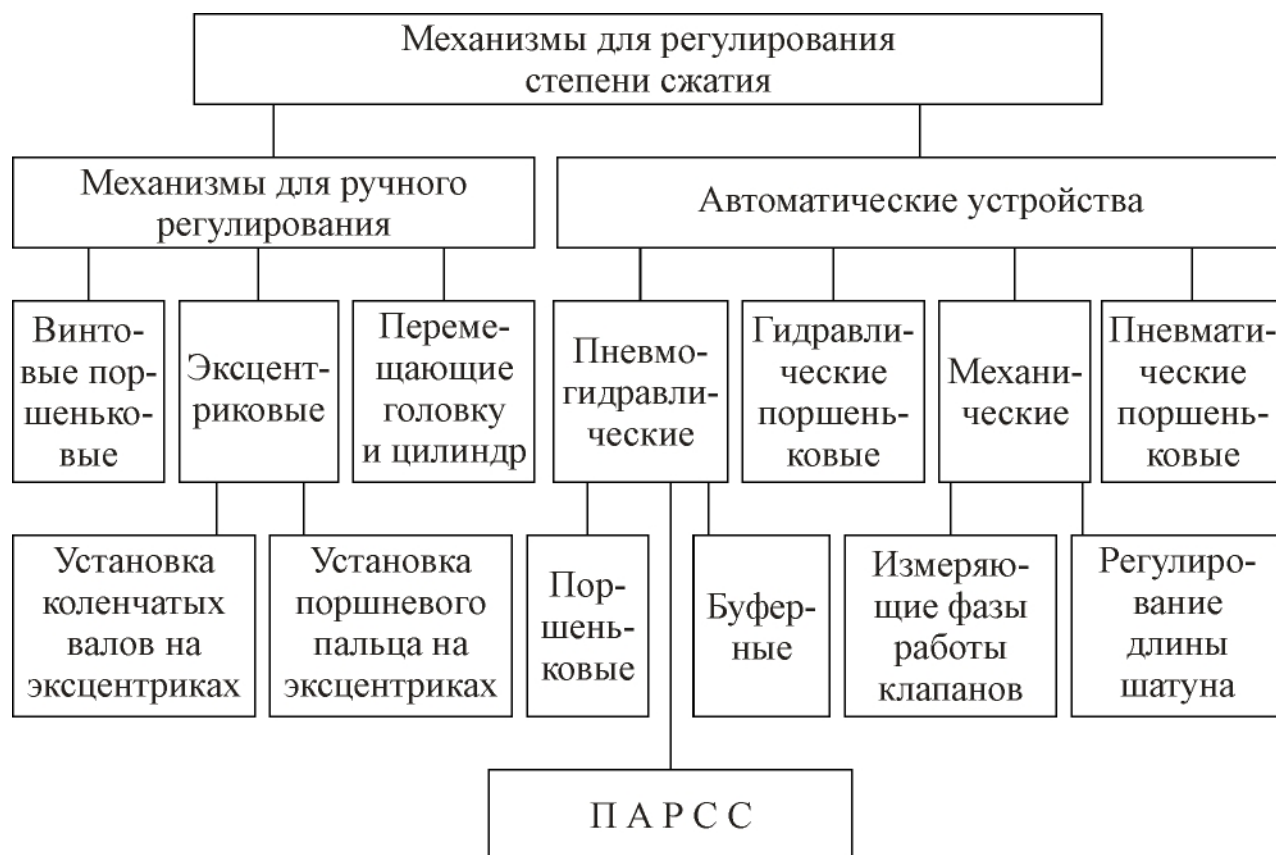


Рис. 12. 12. Классификация механизмов регулирования степени сжатия по способу управления

Уже отмечалось, что такие механизмы нашли применение в серийно выпускавшихся двигателях ХТЗ (двигатель Д-14) и ВТЗ (двигатели Д-24, Д-28), которые эксплуатируются и сейчас.

При решении задачи по ограничению механической напряжённости двигателей транспортных машин наиболее перспективно использование автоматических устройств. Среди них большую группу представляют поршневые. Но они не могут считаться перспективными из-за присущих им недостатков.

Эти недостатки состоят в следующем:

1. Поршневые устройства располагаются в головке цилиндров, которая в конструктивном отношении является узлом чрезвычайно насыщенным. В ней проходят впускные и выпускные тракты, располагается механизм газораспределения и топливоподающие органы. Компоновка регулирующего ε механизма (особенно при 4-х клапанном распределении) в конструктивном отношении представляет собой очень сложную задачу;

2. По названной причине объём, регулирование которого осуществляется поршневым устройством, весьма ограничен. Поэтому интервал изменения ε в двигателях с такими устройствами оказывается сравнительно небольшим;

3. Как правило, при проектировании поршневых устройств приходится существенно ограничивать диаметр поршенька. Для обеспечения заданных пределов регулирования ε в этом случае необходимо обеспечить большой его ход, что связано с повышенными скоростями изнашивания и ухудшением надёжности. Кроме того, усложняется и решение проблемы уплотнения, а также смесеобразования и сгорания;

4. Рабочая камера поршневого устройства соединяется с основной камерой сгорания каналом очень небольшого сечения. Это обуславливает значительные потери энергии на перетекание рабочего тела из основной камеры сгорания в рабочую полость устройства и на завихривание, что связано с ухудшением экономичности цикла.

Так как рабочая камера устройства соединяется с цилиндром двигателя каналом малого сечения, то в период горения имеют место значительные перепады давления в цилиндре и в полости поршневого устройства. Подтверждением этому могут служить результаты индицирования двигателей с разделёнными камерами сгорания (см. например [28,48]). При этом давление в камере поршневого устройства существенно превышает давление газов в цилиндре, что приводит к возрастанию коэффициента теплопередачи и обуславливает более высокую тепловую напряжённость поршенька. Названными недостатками не обладает ПАРСС. Его регулирующий степень сжатия орган воздействует на всё сечение цилиндра. Уже небольшие его перемещения приводят к существенному изменению ε . Это даёт основание считать, что он является наиболее эффективным средством для ограничения $p_{\text{макс}}$.

Конструктивная схема и принцип работы поршня, автоматически регулирующего степень сжатия

По принципу регулирования степени сжатия ПАРСС в какой-то степени аналогичен поршневым устройствам. Его особенностью является то, что регулирующей ε орган расположен в цилиндре, имеет площадь, по величине равную сечению цилиндра, и совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра.

Принципиальная схема поршня приведена на рис. 12. 13.

Основными элементами поршня являются оболочка 1 (регулирующий ε орган) и стержень 2, сочленённый с шатуном посредством поршневого пальца.

Стержень и оболочка образуют две полости: верхнюю *A* и нижнюю *B*. В них из системы смазки двигателя через канал в шатуне и клапаны 3 и 4 подаётся масло. Нижняя гидравлическая полость снабжена жиклёром 5. Из верхней

полости масло может перетекать в поддон двигателя через клапан 6 (сливной клапан).

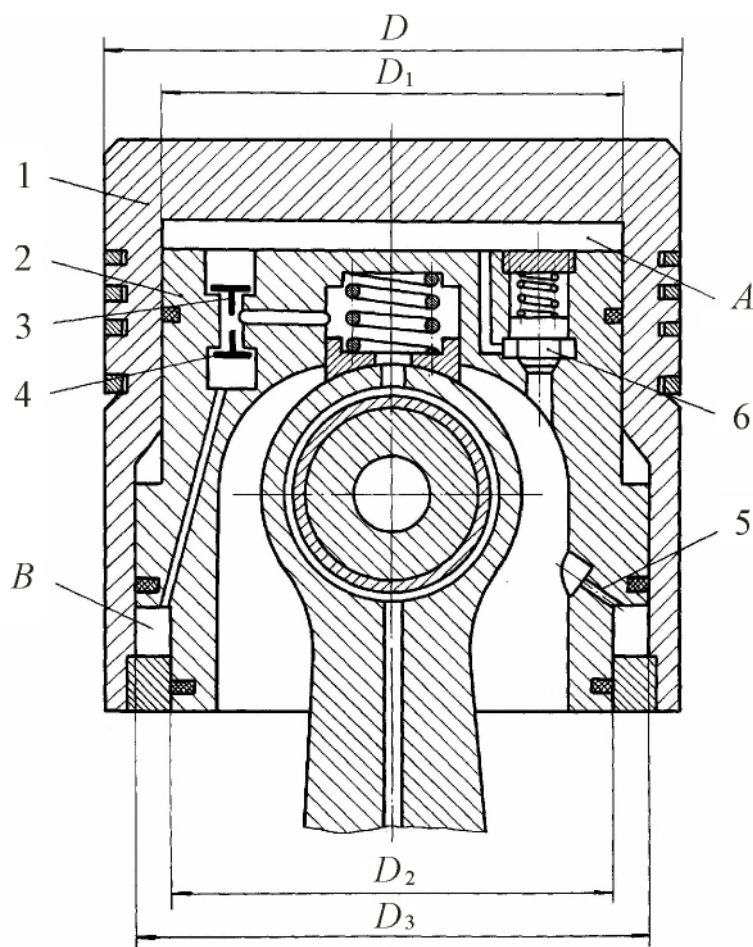


Рис. 12. 13. Принципиальная схема поршня, автоматически регулирующего степень сжатия

Работает поршень следующим образом. В конце каждого такта выпуска и в начале впуска, когда давление газов на днище оболочки невелико, она под действием сил инерции и давления масла в верхней полости перемещается, увеличивая ε . Такое перемещение возможно потому, что из нижней гидравлической полости в этот период масло сливается через жиклёр 5. Величина перемещения оболочки определяется величиной сил инерции и диаметром

жиклёра, а также давлением масла в верхней и нижней гидравлических полостях.

Усилия, действующие на оболочку, в значительной мере определяются величиной площади её днища $F = \pi D^2/4$, площадью рабочей поверхности верхней гидравлической полости $F_{\text{п}} = \pi D_1^2/4$, а также площадью кольцевой поверхности со стороны поддона $F_{\text{к}} = \pi(D^2 - D_2^2)/4$ и рабочей поверхностью нижней гидравлической полости $F_{\text{к.п}} = \pi(D_3^2 - D_2^2)/4$ – см. рис. 12. 13.

Сливной клапан поршня 6 регулируется на вполне определённое давление. Он открывается, когда давление газов в цилиндре превысит допустимое значение, и часть масла из верхней камеры поршня сливается в поддон двигателя. При этом оболочка перемещается, уменьшая степень сжатия.

Таким образом, оболочка поршня имеет возможность перемещаться как в сторону увеличения ε , так и в сторону её понижения. На установившемся режиме работы перемещение в тактах выпуска и впуска рабочего тела,

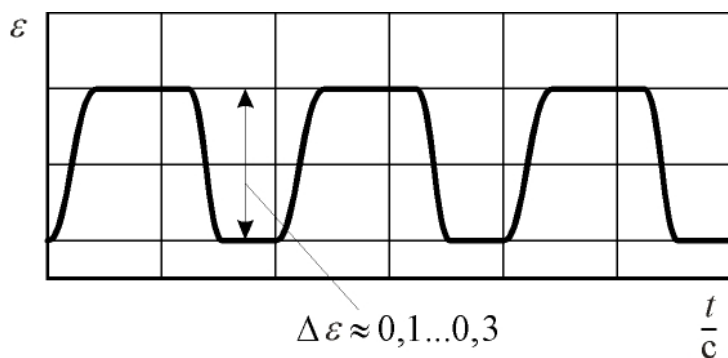


Рис. 12. 14. Характер изменения степени сжатия при работе двигателя на установившемся режиме

приводящее к увеличению ε , по величине должно быть равно перемещению оболочки в период работы сливного клапана, приводящему к понижению ε . В таком случае полное изменение степени сжатия за цикл равно нулю, а период колебаний оболочки равен продолжительности цикла. Двигатель с ПАРСС работает как двигатель с обычным (жестким) поршнем. А оболочка

колеблется относительно стержня.

Такие колебания должны быть устойчивыми и должны характеризоваться небольшой по величине амплитудой изменения степени сжатия (см. рис. 12. 14). Численное значение амплитуды колебаний оболочки поршня должно быть таким, чтоб обеспечивался достаточный по величине расход жидкости через полости поршня. Достаточный с точки зрения поддержания температуры элементов поршня на допустимом уровне: протекающая через полости жидкость (масло) обеспечивает хороший отвод теплоты от наиболее нагретых поверхностей поршня.

При уменьшении нагрузки давление газов в цилиндре двигателя понижается. Это приводит к тому, что сливной клапан поршня прекращает срабатывать. Благодаря этому от цикла к циклу ε начинает возрастать. Увеличение ε происходит до тех пор, пока не вступит в работу сливной клапан, либо пока движение оболочки не будет ограничено соприкосновением её со стержнем поршня. В таком случае достигается максимальная по величине ε .

При повышении нагрузки вступает в работу сливной клапан. При этом высокие давления рабочего тела в цилиндре обеспечивают максимальные по величине подъёмы иглы клапана. Вследствие значительных расходов жидкости через клапанную щель степень сжатия уменьшается. Характер изменения ε и $p_{\text{макс}}$ в двигателе с ПАРСС иллюстрируется диаграммой, приведенной на рис. 12. 15.

Изложенное позволяет отметить, что в двигателях с ПАРСС органом, следящим за максимальным давлением рабочего тела, и обеспечивающим его ограничение через изменение ε , является сливной клапан. Известны две конструктивные схемы сливного клапана: клапан прямого хода и обратного хода (дифференциальный клапан). На приведённой схеме поршня (рис. 12. 13) изображён дифференциальный сливной клапан. В нём направление движения жид-

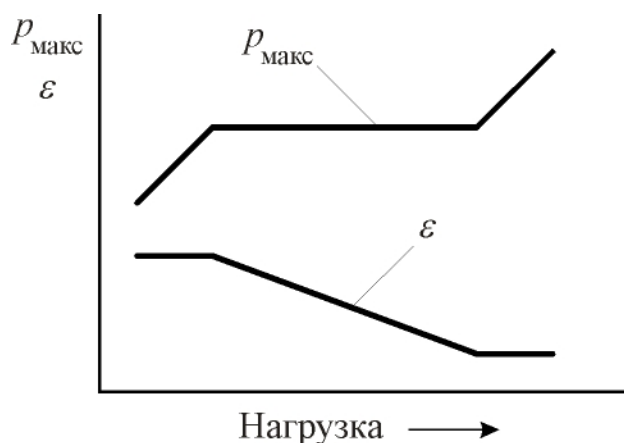


Рис. 12. 15. Изменение степени сжатия и максимального давления рабочего тела при работе двигателя с ПАРСС по нагрузочной характеристике

кости противоположного движению иглы при её подъёме. В клапанах прямого хода эти направления совпадают. В зависимости от назначения двигателя предпочтение может быть отдано той или иной схеме.

Оба клапана могут располагаться вертикально, как показано на схеме, либо горизонтально. Расположение и тип клапанов оказывает значительное влияние на характер изменения $p_{\text{макс}}$ в различных условиях работы двигателя. Величина степени сжатия определяется положением

оболочки относительно стержня. Динамика движения оболочки, а, следовательно, и динамика изменения ε , определяются также и другими факторами, включающими скоростной режим, величину нагрузки двигателя, натяг и упругость пружины клапана, площадь проходного сечения жиклёра, массу оболочки и иглы клапана, их размеры и т. д.

Рассмотрение конструктивной схемы автоматически регулирующего степень сжатия поршня позволяет отметить, что сложный поршень обладает значительно большей массой, чем обычный. Это обусловливается необходимостью расположения в нём сливного и питающих гидравлические полости клапанов, а также необходимостью расположения маслоприёмного устройства и разводящих каналов. Очевидно, что увеличение массы поршня может быть тем меньше, чем больше размеры двигателя.

12. 2. Общие предпосылки к созданию метода расчёта рабочего цикла двигателя с регулируемой степенью сжатия

ПАРСС представляет собой сложную систему, в которой протекают механические, термо- и гидродинамические процессы. Однако, если эту систему расчленить на более простые, то можно отметить, что в разное время разные авторы исследовали системы, которые по своим функциям и задачам весьма близки к некоторым из систем сложного поршня. Рассмотрим особенности систем и элементов, составляющих ПАРСС.

О механических, термо- и гидродинамических аспектах описания процессов, протекающих в двигателях с ПАРСС

В конструктивной схеме ПАРСС можно выделить несколько важных элементов (рис. 12. 13): оболочку, стержень и сливной клапан. Каждый из них подвержен механическим, тепловым и инерционным нагрузкам, характер изменения которых является циклическим. Цикличность обуславливается скоростным режимом работы двигателя и термодинамической сущностью процессов, составляющих его рабочий цикл.

Все элементы поршня по названным причинам подвержены деформации. Но для упрощения задачи условимся считать их, исключая пружины, абсолютно твёрдыми телами. Такое допущение позволяет исключить необходимость расчёта тепловых и механических деформаций и даёт основание рассматривать движение элементов поршня как движение абсолютно твёрдых тел. Это движение должно быть отнесено к простейшей форме – механической.

Из анализа принципа работы ПАРСС следует, что механическое движение его элементов в значительной степени определяется кинематикой кривошипно-шатунного механизма, механикой движения жидкости в каналах, а также и более сложными формами движения: химическим и тепловым движением, то есть, процессами выделения и сообщения теплоты рабочему телу в цилиндре двигателя.

При изучении механического движения элементов ПАРСС за абсолютную систему отчёта принята инерциальная система (если, конечно, геоцентрическую систему отчёта считать инерциальной), жестко связанная с блоком картером двигателя. Относительная система отчёта жестко связывается со стержнем поршня (при изучении движения оболочки и клапана) либо с шатуном, когда рассматривается движение жидкости в его канале.

Поскольку в первом случае переносное движение является поступательным, то кориолисова ускорения элементов ПАРСС не возникает. Во втором случае из-за отклонения стержня шатуна от оси цилиндра на жидкость в канале шатуна действуют кориолисовы силы. При больших частотах вращения коленчатого вала их влияние на динамику движения жидкости может быть значительным. В этой связи они должны учитываться.

Если более подробно говорить о движении жидкости в каналах и полостях двигателя с ПАРСС, то следует отметить, что это движение является неустановившимся. Характер движения частиц жидкости (масла) определяется величиной давления в главной масляной магистрали двигателя, воздействием инерционных сил на частицы в каналах коренной шейки и кривошипа, инерционными нагрузками от возвратно-поступательного и колебательного движения

шатуна, силовым воздействием на частицы в полостях поршня, а также конструктивными параметрами проточной части системы и элементов ПАРСС.

Комплексным взаимодействием всех элементов системы автоматического регулирования степени сжатия и перечисленными факторами определяется величина гидродинамического давления жидкости в каналах и полостях поршня. Величина этого давления оказывает существенное влияние на работу ПАРСС.

Вопрос о расчёте давлений масла в канале шатуна применительно к другим задачам в технической литературе рассматривался неоднократно. Так, М. Г. Степанов [49] решал эту задачу применительно к проблеме обеспечения надёжного охлаждения днища поршня маслом. Им была предложена соответствующая формула для расчёта давлений. Однако М. Г. Степанов при выводах полагал, что масло в канале шатуна заперто, то есть, отсутствует перемещение его частиц.

Известны решения упомянутой задачи другими исследователями применительно к этой проблеме и проблеме обеспечения поршневого пальца маслом, подаваемым через канал в стержне шатуна. К таким могут быть отнесены работы, выполненные Б. Я. Гинцбургом и под его руководством [50,51]. В них учитывается течение жидкости. Но в полном объёме полученные результаты не могут быть перенесены для решения задачи о ПАРСС, ибо в названном случае канал шатуна хоть и не заперт, но полагается, что на выходе из него существует давление, равное атмосферному, что не может иметь места в ПАРСС. Кроме того, во всех упомянутых работах полагается, что жидкость является несжимаемой.

По-видимому, названное допущение при строгом рассуждении не может быть распространено на двигатели с ПАРСС. При работе поршня в течение каждого цикла некоторая часть жидкости из верхней полости поршня сливается в поддон. Это обуславливает значительное её насыщение частицами воздуха и картерных газов, происходит так называемая аэрация потока. Частично воздух и газы растворяются в жидкости, частично перемешиваются с ней. Так, при проведении экспериментов с автоматическим регулятором степени сжатия В. А. Петров [41] встретился с явлением значительного насыщения масла частицами газа. Для предотвращения этого он вынужден был разработать специальные мероприятия. Присутствие газов оказывает значительное влияние на модуль объёмной упругости жидкости.

Сказанное даёт основания считать, что при разработке математического аппарата, описывающего работу ПАРСС, сжимаемость жидкости должна быть учтена. Тем более, что в настоящее время имеются достаточно точные данные по влиянию содержащихся в жидкости газов, а также температуры и других

факторов на её сжимаемость. К этому следует добавить, что в период рабочего хода давление в верхней полости поршня достигает значений, при которых становится необходимым считаться со свойствами сжимаемости даже в том случае, когда присутствие газов в жидкости незначительно.

Выше была приведена краткая характеристика двух основных систем двигателя с поршнем, автоматически регулирующим степень сжатия: механической и гидравлической. Есть ещё одна важная система – термодинамическая.

Характер процессов, протекающих в этой системе, оказывает решающее влияние на процессы в механической и гидравлической системах, а, стало быть, и на работу двигателя в целом.

Строго говоря, процессы, протекающие в камере сгорания и цилиндре двигателя, не являются равновесными. Этому есть многочисленные подтверждения. Но для упрощения задачи можно допустить, что в каждый текущий момент времени во всех точках термодинамической системы существуют одинаковые давления и температуры. Это допущение является общепризнанным и при исследовании процессов в двигателях внутреннего сгорания. Оно позволяет использовать для решения поставленной задачи термические уравнения состояния газов.

Параметры состояния рабочего тела определяются кинематикой кривошипно-шатунного механизма и оболочки ПАРСС, а также особенностями сообщения теплоты рабочему телу. Процесс сообщения теплоты, в свою очередь, определяется механизмом горения топлива и явлениями теплоотдачи. Превалирующим является выделение теплоты при горении.

Изучению горения топлива в двигателях, как уже отмечалось, посвящено большое число работ. И хотя ещё нельзя сказать, что механизм горения в дизеле раскрыт полностью, нет сомнений в том, что в этом направлении сделаны чрезвычайно важные шаги. Исследованию механизма смесеобразования и сгорания в двигателях посвящены работы известных отечественных учёных: А. С. Соколика, Н. В. Иноземцева, Н. Х. Дьяченко, Д. Н. Вырубова, Ю. Б. Свиридова и других, которые по праву можно отнести к числу фундаментальных в этой области.

Для аналитического описания процесса горения топлива в двигателях было предложено несколько уравнений. Среди них наибольшую известность получили уравнения выгорания И. И. Вибе, Б. М. Гончара, Н. Х. Дьяченко и некоторые другие. Хотя эти уравнения и не раскрывают в полной мере сущности механизма сгорания, но удовлетворительно отображают следствия этого сложного механизма, или, так сказать – его макроскопические проявления. Наиболее удачным с этой точки зрения, по нашему мнению, является уравнение, предложенное И. И. Вибе.

12. 3. Силы, действующие на оболочку поршня, и уравнение её равновесия

В общем случае сливной клапан поршня может вступить в работу задолго до начала сгорания, то есть, в период сжатия рабочего тела. Условимся считать сжатие политропическим процессом, протекающим при значении показателя политропы, равном n_1 . Тогда одна из сил, действующих на оболочку – газовая сила – определится величиной степени сжатия и показателем n_1 . Условимся считать положительным направление этой силы к оси коленчатого вала*.

В момент воспламенения (точка y) характер воздействия газов на оболочку меняется. С этого момента величина газовой силы определяется не только степенью сжатия, но, в значительной степени, закономерностями термодинамики, процессом сообщения теплоты рабочему телу.

Переносное движение в этом случае не является равномерным. Поэтому на оболочку поршня, включая и поршневые кольца, воздействует сила инерции, величина которой определяется кинематикой кривошипно-шатунного механизма и массой оболочки

$$P_{j_{об}} = -m_{об} \cdot j, \quad (12. 1)$$

где j – ускорение переносного движения.

Величина j определяется по общеизвестным уравнениям.

Поскольку оболочка поршня вследствие работы сливного клапана перемещается относительно стержня, и это перемещение также не может быть отнесено к равномерному движению, то возникает сила инерции, обусловленная её относительным движением, так называемая даламберова сила. По величине она равна произведению массы оболочки на ускорение в относительном движении.

В период работы сливного клапана силы давления газов в цилиндре способствуют перемещению оболочки. Благодаря тому, что эти силы значительны по величине, клапан, питающий верхнюю гидравлическую полость, в течение всего периода остаётся закрытым. Так что подпитка полости маслом прекращается.

Действию газовых сил противодействует сила, обусловленная давлением жидкости в верхней полости. Она отрицательна и может быть определена как произведение давления на площадь рабочей поверхности полости $p_v F_{п.}$

Перемещению оболочки способствует и сила, обусловленная давлением жидкости в нижней полости. Эта сила положительна, величина её определяется произведением давления на площадь рабочей поверхности полости $p_n F_{к.п.}$

Давление газов в картере воздействует на кольцевую поверхность оболочки, обращённую к поддону двигателя. Можно считать это давление в тече-

* В дальнейшем каждая из сил, линия действия которой направлена к оси коленчатого вала, считается положительной.

ние цикла неизменным и равным атмосферному. Так что на оболочку действует еще одна сила, противодействующая её перемещению – сила атмосферного давления, равная произведению $p_0 F_k$.

При значительных ёмкостях верхней и нижней полостей поршня, по-видимому, целесообразно учитывать и силы инерции жидкости, находящейся в них. Причём сила инерции от массы масла в верхней полости препятствует перемещению оболочки, пока переносное ускорение положительно, и не оказывает влияния на динамику движения, когда j становится отрицательным. Влияние сил инерции от массы масла в нижней полости противоположное: эти силы способствуют перемещению, если j отрицательно, и противодействует ему, если j положительно. В связи с тем, что ёмкость нижней полости, как правило, значительно меньше ёмкости верхней полости, то влиянием массы жидкости в первой можно пренебречь.

Есть ещё одна сила, которая, вообще говоря, оказывает влияние на кинематику оболочки в период работы сливного клапана. Это сила трения оболочки, включая и поршневые кольца, о стенки цилиндра и о стержень.

По существу, силу трения можно разделить на две составляющих: первая обусловлена переносным движением, вторая – относительным. Сила трения от переносного движения действует в течение всего цикла. Она положительна, пока движение поршня направлено к ВМТ, и отрицательна, когда поршень движется к НМТ. Сила трения, возникающая при относительном движении оболочки, в течение всего периода работы сливного клапана остаётся отрицательной.

Из механики известно, что трение скольжения, а именно с ним нам приходится считаться при анализе процессов в двигателе с ПАРСС, не остаётся неизменным при движении тела, а определяется его скоростью.

Экспериментом показано, что до некоторого значения скорости трение пропорционально её величине, при дальнейшем увеличении скорости, наоборот, может оказаться, что трение падает.

Изучению трения в двигателях уделялось много внимания. Этому вопросу посвящён ряд специальных работ. Например, трению поршневых колец в книге немецкого исследователя Н. Энглиша «Поршневые кольца» [52] посвящена особая глава. В ней на основе обобщения обширного материала по исследованию трения автор приводит аналитические зависимости для расчёта трения колец и потерь мощности, обусловленных их трением. В отечественной литературе эти вопросы освещены в работах А. С. Орлина, М. М. Вихерта и др.

В преобладающем большинстве случаев полученные материалы носят эмпирический, в лучшем случае полуэмпирический характер. Нет точной зави-

симости, которую можно было бы положить в основу расчёта усилий, возникающих при трении в работающем двигателе.

Накопленные в этой области знания позволяют вести расчёт трения на основании полученных опытным путем коэффициентов трения скольжения.

Таким образом, трение оболочки может быть определено следующим образом:

$$R_{\text{тр}} = R_{\text{тр.н}} + R_{\text{тр.вн}} + R_{\text{к}}, \quad (12.2)$$

где $R_{\text{тр.н}}$ – трение оболочки о гильзу цилиндров в переносном движении;

$R_{\text{тр.вн}}$ – трение о стержень поршня в относительном движении;

$R_{\text{к}}$ – сила, обусловленная трением поршневых колец.

$$R_{\text{тр.н}} = \kappa_1 \cdot |N|, \quad (12.3)$$

$$R_{\text{тр.вн}} = \kappa_2 \cdot |N|. \quad (12.4)$$

В этих выражениях: $|N|$ – модуль нормальной силы, действующей в кривошипно-шатунном механизме;

κ_1 и κ_2 – коэффициенты трения.

Нормальная сила рассчитывается по известным соотношениям:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где P_{Σ} – равнодействующая сил, действующих на поршень;

β – отклонение оси шатуна от оси цилиндра, град.

Применительно к рассматриваемому случаю

$$P_{\Sigma} = P_{j\text{пор}} + P_{j\text{м.в}} + P_{j\text{м.н}},$$

где $P_{j\text{пор}}$ – суммарная сила инерции, действующая на элементы ПАРСС, включая оболочку, стержень, поршневые кольца и палец, а также приведённую массу шатуна;

$P_{j\text{м.в}}$, $P_{j\text{м.н}}$ – силы инерции, действующие на масло соответственно в верхней и нижней полостях поршня.

Рекомендации, содержащиеся в курсах теории двигателей и специальной литературе, позволяют силу от трения поршневых колец рассчитывать по следующему выражению:

$$R_{\text{к}} = \kappa_0 \cdot i \cdot \pi D h \left(p_{\text{р}} + \frac{0.75 p - p_0}{2i} \right) \cdot 10^{-2}, \text{ Н}, \quad (12.5)$$

где κ_0 – коэффициент трения;

i – число поршневых колец;

D – диаметр цилиндра, мм;

h – высота пояска поршневого кольца, контактирующего с гильзой цилиндра, мм;

$p_{\text{р}}$ – радиальное давление от сил упругости поршневого кольца, МПа.

Для примера на рис. 12. 16 приведён характер изменения составляющих действующих на оболочку по (12. 2) сил трения на некотором участке хода поршня. В данном случае перемещение оболочки наступает при $\alpha = 2,5$ град ПКВ. В этот момент и возникает трение, обусловленное относительным движением, определяемое по (12. 4). До этого момента на оболочку действовало трение от переносного движения, определяемое с помощью выражений (12. 3) и (12. 5).

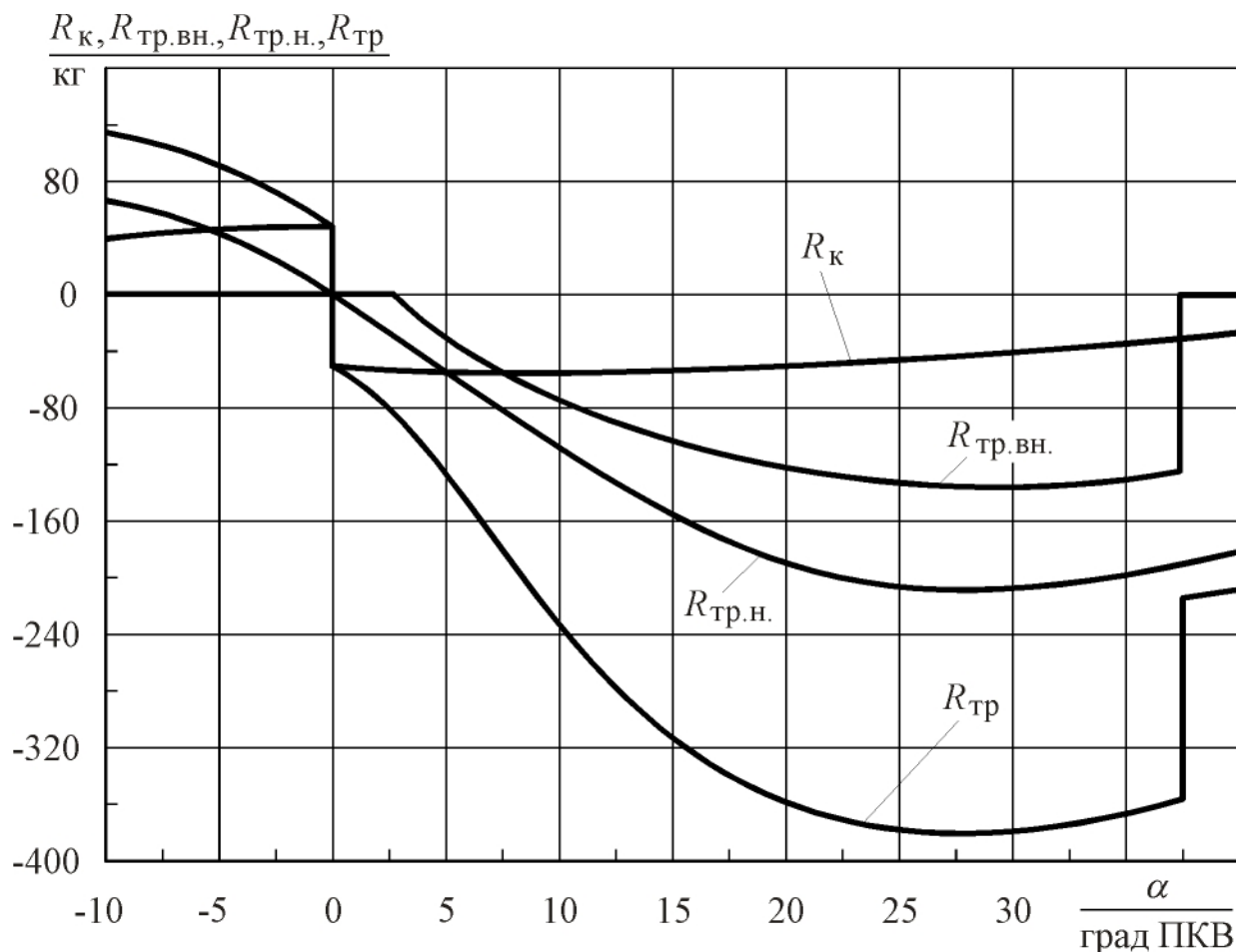


Рис. 12. 16. Характер изменения действующих на оболочку составляющих трения в период работы сливного клапана

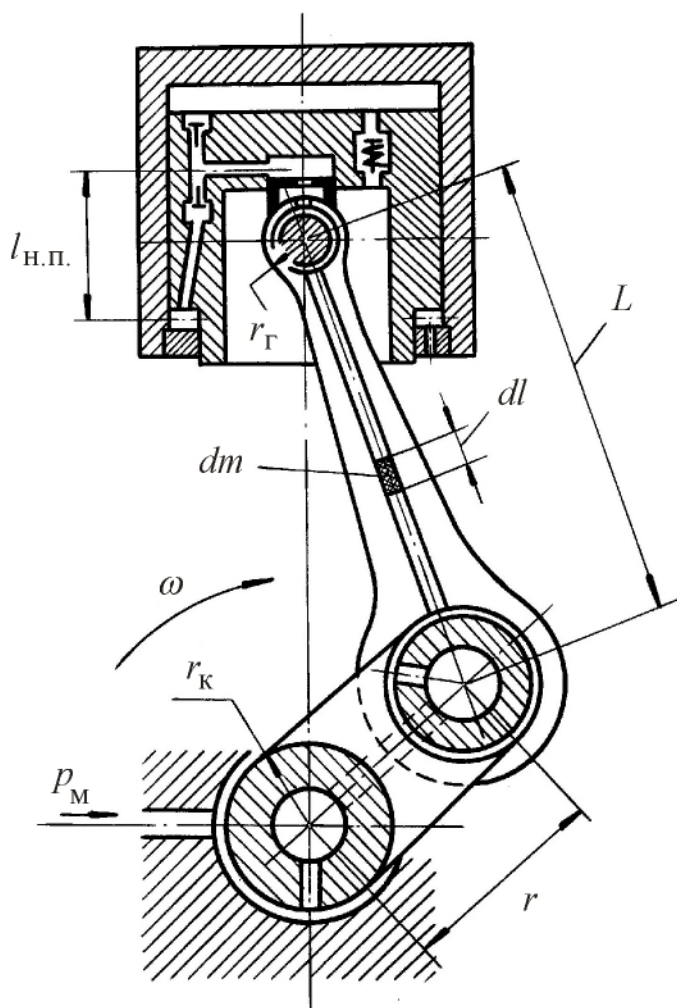
Анализ представленных на рисунке кривых позволяет отметить, что трение поршневых колец при положении поршня в ВМТ изменяется ступенчато. Такое изменение трения обуславливает наличие «ступеньки» и на результирующей силе. Вторая «ступенька» имеет место в момент прекращения перемещения оболочки, когда исчезает трение, обусловленное относительным движением.

Исследование характера протекания составляющих позволяет также отметить, что значения их сравнительно малы (малы по отношению к другим силам, например, по отношению к газовой силе или силе инерции).

$$\begin{aligned}
& -m_{\text{O6}} \frac{du}{dt} + P_{i\text{O6}} + pF + \sigma R_{\text{Tp.H}} + \sigma R_{\text{K}} - R_{\text{Tp.BH}} - p_{\text{B}} F_{\Pi} + \\
& + p_{\text{H}} F_{\text{K},\Pi} - p_0 F_{\text{K}} + P_{i\text{M.B}} = 0,
\end{aligned} \tag{12.6}$$

где $\frac{du}{dt}$ – ускорение в относительном движении;

σ – ступенчатая функция, учитывающая направление силы.



схеме центрального кривошипно-шатунного механизма (рис. 12. 17).

Целесообразно сделать несколько замечаний относительно давления p_n . В связи с тем, что в период работы сливного клапана оболочка перемещается так, что в начальной фазе своего движения способствует разгрузке нижней полости от инерционного напора масла, а также по той причине, что нижняя полость через жиклёр сообщается с картерным пространством и имеет значительно меньший объём, нежели верхняя полость, можно допустить, что p_n равно давлению в главной масляной магистрали двигателя.

Рассмотрим, как это может
быть сделано применительно к

о механизма (рис. 12. 17).

ловки шатуна, существенно влияет давление в масляной магистрали p_m , силы инерции от возвратно-поступательного движения и качания шатуна вокруг оси поршневого пальца, а также силы инерции от вращения кривошипа и движения оболочки относительно стержня поршня. Эти силы по-разному воздействуют на характер течения масла, и, стало быть, на величину давления в нижней полости. Так, силы инерции, обусловленные вращением коренной шейки, препятствуют втеканию масла из масляной магистрали в канал шейки, а силы инерции от вращения кривошипа способствуют протеканию масла из коренной шейки в шатунную. Качание шатуна вокруг оси пальца всегда препятствует течению масла к головке. Но силы инерции, обусловленные возвратно-поступательным движением шатуна, как и силы инерции, обусловленные относительным движением жидкости в каналах вследствие перемещения оболочки, могут как противодействовать, так и способствовать продвижению масла к головке. Таким образом, при расчёте давления необходимо учитывать характер течения, обусловленного перемещением оболочки. В канале шатуна (рис. 12. 17) выделим элементарный столбик масла длиной dl . В общем случае на него воздействует сила инерции

$$dP = -jdm;$$

при этом

$$dm = f_{\text{ш}} \gamma \cdot dl;$$

где dm – масса элементарного столбика;

$f_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения канала в шатуне;

j – ускорение элементарного столбика.

Ускорение j может быть представлено следующей алгебраической суммой:

$$j = j_k + j_T; j_k = j_{\text{п.д}} + j_{\text{вр}};$$

где j_k – ускорение, обусловленное кинематикой кривошипно-шатунного механизма;

j_T – ускорение, обусловленное характером течения масла (характером перемещения оболочки);

$j_{\text{п.д}}$ – ускорение от возвратно-поступательного движения шатуна;

$j_{\text{вр}}$ – ускорение, обусловленное качанием шатуна (кориолисово ускорение).

Из результирующей силы инерции можно выделить силу, обусловленную течением масла по каналам. Для неё справедлива запись

$$dP_T = -f_{\text{ш}} \gamma \cdot j_T \cdot dl \quad (12. 7)$$

Поделив обе части выражения (12. 7) на $f_{\text{ш}}$, получим уравнение для элементарного давления, обусловленного течением масла с переменным ускорением

$$dp_T = -\gamma \cdot j_T dl \quad (12.8)$$

Отсюда

$$p_T = -\gamma \int_0^B j_T dl = -\gamma \frac{du_{\text{ж}}}{dt} (r_K + r + r_{\Gamma} + L), \quad (12.9)$$

где $\frac{du_{\text{ж}}}{dt} = j_T$;

$u_{\text{ж}}$ – скорость течения жидкости;

$$B = r_K + r + r_{\Gamma} + L,$$

где r_K , r , r_{Γ} – соответственно радиусы коренной шейки, кривошипа и верхней головки шатуна;

L – длина шатуна.

Для составляющей давления, обусловленной возвратно-поступательным движением шатуна, справедливо следующее:

$$(12.10) \quad dp_d = -\gamma \cdot j_{\text{п.д}} \cdot dl$$

откуда

$$p_{\text{п.д}} = -\gamma \cdot j_{\text{п}} \int_{L+r_{\Gamma}}^0 dl = \gamma \omega^2 r \left[\cos(\alpha + \beta) + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta} \right] (L + r_{\Gamma}), \quad (12.11)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала;

β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра.

Для составляющей давления, обусловленной качанием шатуна

$$dp_K = -\gamma \cdot j_{\text{вр}} dl, \quad (12.12)$$

из чего следует, что

$$p_K = -\gamma \int_0^L \left(\lambda \omega \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \right)^2 dl = -\frac{\gamma}{2} \left(\lambda \omega \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \right)^2 L^2. \quad (12.13)$$

Учитывая, что на величину давления оказывают влияние силы инерции, действующие в коренной шейке и в кривошипе, а также и давление в масляной магистрали, для полного давления масла в нижней полости в период работы сливного клапана легко получить следующее:

$$p_H = p_M + \gamma \omega^2 \left\{ \frac{r^2}{2} - \frac{r_K^2}{2} + r \left[\cos(\alpha + \beta) + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta} \right] \cdot (L - l_{\text{н.п}} + r_{\Gamma}) \right\} - \\ - \frac{\gamma}{2} \left(\lambda \omega \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \right)^2 (L^2 - r_{\Gamma}^2) - \gamma \frac{du_{\text{ж}}}{dt} (r_K + r + r_{\Gamma} + L + l_{\text{н.п}}), \quad (12.14.)$$

где $l_{\text{н.п}}$ – удаление нижней полости от верхней головки шатуна.

Заметим, что в случае пренебрежения течением жидкости по каналам, вернее, влиянием этого течения на величину давления масла, выражение (12. 14) по структуре своей очень близко к уравнению, предложенному Б. Я. Гинцбургом [50].

Из (12. 14) следует, что для определения величины p_n необходимо знать величину j_m . Этот параметр может быть рассчитан на основании следующего.

В период работы сливного клапана жидкость из канала в шатуне расходует на заполнение того объёма в нижней полости, который освобождается при движении оболочки. Кроме того, некоторое количество жидкости через жиклер нижней полости сливается в поддон. Следовательно, справедлива такая запись:

$$u_{\text{ж}} f_{\text{ш}} = F_{\text{к.н}} \frac{dx_n}{dt} + \mu f_{\text{ж}} \sqrt{\frac{2}{\gamma} (p_n - p_o)}, \quad (12.15)$$

в которой $\frac{dx_{\text{п}}}{dt}$ – скорость перемещения оболочки.

На основании дифференцирования выражения (12. 15) получаем

$$\frac{du_{\text{ж}}}{dt} = \frac{F_{\text{к.н}}}{f_{\text{ш}}} \frac{d^2 x_n}{dt^2} + \frac{\mu f_{\text{ж}}}{f_{\text{ш}}} \sqrt{\frac{2}{\gamma} (p_n - p_o)}^{-\frac{1}{2}} \frac{dp_n}{dt}. \quad (12.16)$$

Порядок этого уравнения может быть понижен, если принять

$$\frac{d^2 x_{\text{п}}}{dt^2} = \frac{du}{dt}.$$

Таким образом, под действием рассмотренных сил оболочка поршня в период работы сливного клапана находится в равновесии. Это условие равновесия отображается уравнением (12. 6).

12. 4. Уравнение равновесия иглы сливного клапана

В поршнях, автоматически регулирующих ε , нашли применение две конструктивные схемы сливных клапанов: клапаны прямого и обратного хода. Принципиальная схема таких клапанов приведена на рис. 12. 18.

Клапаны прямого хода находили применение на первых конструкциях двигателей с ПАРСС. Их отличительной особенностью является то, что направление текущей (сливающейся) через клапан жидкости соответствует направлению движения иглы клапана. Этим обуславливаются и некоторые существенные недостатки такой схемы. Главные из них состоят в том, что при про-

чих равных условиях такой клапан обладает сравнительно невысоким быстродействием, требует жестких пружин, отличается значительными размерами. Объяснить их можно следующим образом.

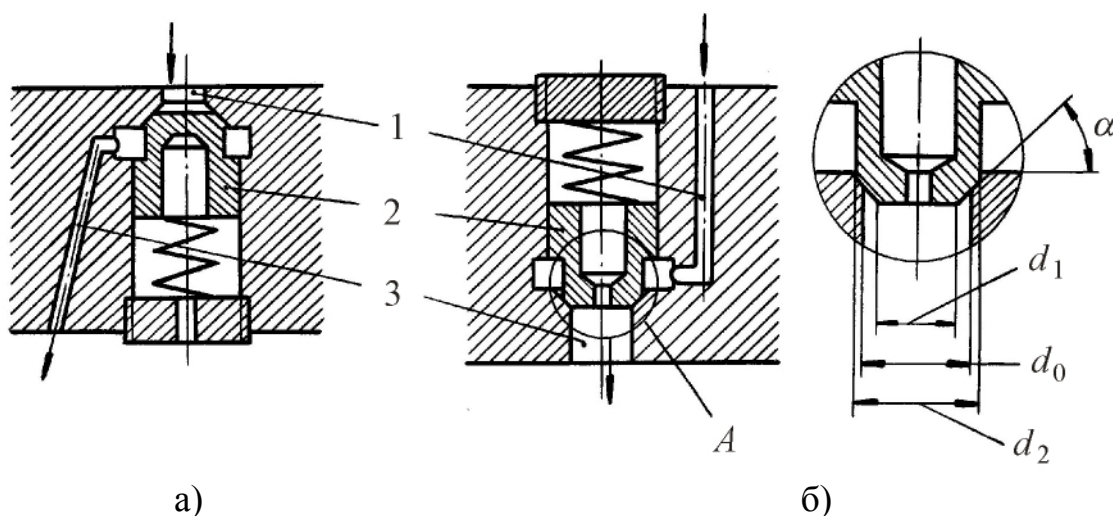


Рис. 12. 18. Конструктивная схема клапанов различного типа:

а) клапан прямого хода; б) клапан обратного хода;

1 – подводящий канал; 2 – игла; 3 – отводящий канал

Для обеспечения достаточного слива жидкости из верхней полости в поддон двигателя необходимо иметь соответствующее проходное сечение. При клапане обратного хода это сечение обращено в сторону верхней полости, что обуславливает значительную по величине площадь поверхности иглы клапана, а, следовательно, и большие усилия на ней. Для удержания иглы в запертом положении необходима повышенная жёсткость пружин. Отсюда вытекают соответствующие требования к её размерам.

Другой недостаток заключается в том, что игла клапана расположена так, что при положении поршня около ВМТ она силами инерции поджимается к седлу. Так что с повышением частоты вращения коленчатого вала для открытия клапана требуются существенно большие усилия (изменяются фазы работы клапана). Такое изменение фаз работы приводит к тому, что с повышением оборотов возрастает и $p_{\text{макс}}$, что было установлено экспериментом и неоднократно отмечалось в технической литературе.

Названными недостатками клапанов прямого хода объясняется тот факт, что в настоящее время областью их применения остаются поршни двигателей с большой размерностью, с невысокими скоростями вращения коленчатого вала и не характеризующиеся частой сменой нагрузок и скоростных режимов.

При проектировании транспортных двигателей целесообразно использование клапанов обратного хода. Они не обладают недостатками, присущими

клапанам прямого хода. Не вдаваясь в подробный анализ, укажем некоторые из важных их достоинств: малая площадь рабочей поверхности, возможность использования пружин сравнительно невысокой жёсткости, меньшие размеры его элементов (пружины и иглы), а стало быть, и меньшая масса. Все эти достоинства обеспечивают таким клапанам и неплохое быстродействие.

Кинематика относительного движения иглы определяется силами, действующими в кривошипно-шатунном механизме и полостях поршня.

К седлу игла клапана поджимается усилием предварительной затяжки пружины $P_{\text{опр}}$. Сила инерции от переносного движения, наоборот, стремится поднять иглу с седла:

$$P_{j_{\text{кл}}} = -m_{\text{кл}} j.$$

В таком же направлении действует и сила от давления жидкости в рабочей камере клапана. Эту силу можно определить как произведение давления в камере на площадь рабочей поверхности иглы:

$$p_{\text{в.к}} f_{\text{кл.доп}}.$$

В момент отрыва иглы от седла со стороны пружины движению иглы противодействует сила упругости, равная произведению yC' (y – текущее перемещение иглы клапана). Кроме того, вследствие неравномерного движения иглы возникает даламберова сила инерции, определяемая произведением

$$m_{\text{кл}} \frac{du_{\text{кл}}}{dt},$$

в котором $\frac{du_{\text{кл}}}{dt}$ – относительное ускорение.

При подъёме иглы через образующуюся щель в клапане жидкость устремляется в поддон двигателя. Из-за воздействия жидкости на посадочную поверхность иглы клапана возникает добавочная сила. На основании имеющихся в литературе рекомендаций она может быть определена по следующему выражению:

$$P_{\text{д}} = 0,45(p_{\text{в.к}} - p_o) f_{\text{кл.доп}}, \quad (12.17)$$

где $f_{\text{кл.доп}}$ – площадь дополнительной рабочей поверхности иглы сливного клапана:

$$f_{\text{кл.доп}} = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2);$$

d_1 и d_2 – характерные размеры – см. рис. 12. 18.

Ещё две силы оказывают влияние на кинематику иглы клапана: сила трения о направляющую поверхность и так называемая реактивная сила – сила воздействия движущейся жидкости. Расчёт реактивной силы представляет значительные трудности. Кроме того, по сравнению с рассматриваемыми силами она значительно слабее воздействует на кинематику клапана. По этой причине

величиной её есть основания пренебречь. Такое пренебрежение в настоящее время можно считать общепризнанным [53], особенно в тех случаях, когда речь идет о сравнительно небольших расходах.

Пренебрежём также и трением.

Таким образом, на основании принципа д'Аламбера уравнение равновесия иглы клапана может быть записано в следующем виде:

$$m_{\text{кл}} \frac{du_{\text{кл}}}{dt} + P_{\text{о.пр}} + P_{j_{\text{кл}}} + yC'' - p_{\text{вк}} f_{\text{кл}} - 0,45(p_{\text{в.к}} - p_o) f_{\text{кл.доп}} = 0. \quad (12.18)$$

Момент, соответствующий отрыву иглы от седла, определяется условием

$$p_{\text{в}} f_{\text{кл}} + |P_{j_{\text{кл}}}| \geq P_{\text{о.пр}}. \quad (12.19)$$

Игла «неподвижна», если

$$p_{\text{в}} f_{\text{кл}} + |P_{j_{\text{кл}}}| \leq P_{\text{о.пр}}. \quad (12.20)$$

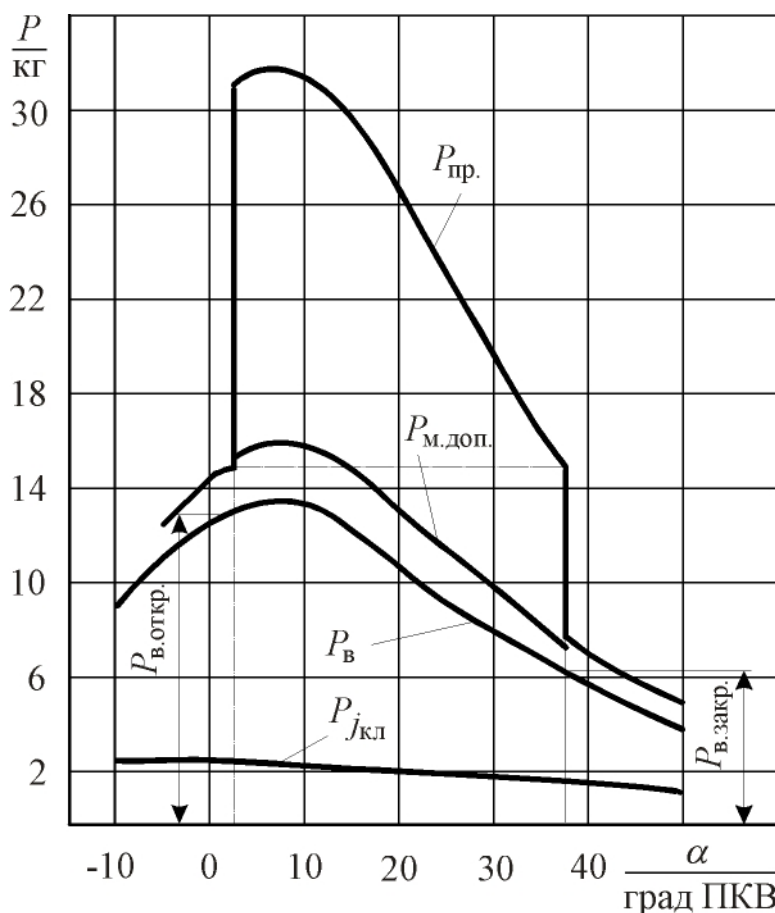


Рис. 12. 19. Характер изменения модуля основных сил, действующих на иглу клапана в период рабочего хода

Характер протекания некоторых сил, действующих на иглу клапана, иллюстрируется рисунком 12. 19. На этом рисунке:

$$P_{\text{в}} = p_{\text{в.к}} f_{\text{кл}};$$

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{о.пр}} + yC'';$$

$$P_{\text{т.доп}} = 0,45 \cdot (p_{\text{в.к}} - p_o);$$

$$P_{\text{в.откр}} \text{ и } P_{\text{в.закр}} -$$

соответственно силы в момент отрыва и посадки иглы на седло.

Давление жидкости в рабочей полости клапана определяется величиной давления рабочего тела в камере сгорания, соотношением площадей рабочих поверхностей поршня и верхней гидравлической полости, а также другими факторами. В ча-

стности, и удалением рабочей полости от верхней гидравлической камеры

поршня. Такое удаление в двигателях с большими размерами цилиндра может быть значительным.

В этой связи импульс давления (волна давления), возникший в верхней гидравлической полости поршня вследствие воздействия на жидкость газов через днище оболочки, достигает рабочей полости клапана с некоторым запаздыванием. Имеет место так называемая транспортная задержка, которую можно рассчитать.

12. 5. Особенности движения жидкости в каналах и полостях поршня, регулирующего степень сжатия

12. 5. 1. Течение жидкости через сливной клапан поршня

Одним из основных рабочих тел двигателя с ПАРСС является жидкость. В условиях использования её в системе автоматического регулирования степени сжатия она непрерывно соприкасается с воздухом, растворяет его, смешивается с ним, что существенно влияет на её сжимаемость.

Таким образом, при математическом описании работы системы сжимаемость должна быть учтена. Сделать это можно, воспользовавшись законом Гукка:

$$\Delta p = E_0 \frac{\Delta V}{V}. \quad (12. 21)$$

В записанном выражении:

ΔV – изменение объёма жидкости вследствие её сжатия;

V – начальный, подвергающийся сжатию объём жидкости;

E_0 – изотермический модуль объёмной упругости Юнга (модуль всестороннего сжатия);

Δp – приращение давления, при котором объём сжимаемой жидкости уменьшается на величину ΔV .

Если $\Delta p \rightarrow 0$, то выражение (12. 21) после деления обеих его частей на dt можно переписать в таком виде:

$$\frac{dp}{dt} = E_0 \frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{V}, \quad (12. 22)$$

где dV/dt – скорость изменения объёма жидкости вследствие её сжатия.

Модуль объёмной упругости жидкостей, как правило, определяется посредством статического эксперимента: жидкость деформируется медленно, имеет место теплоотвод, так что температура жидкости остаётся неизменной.

Определенный таким путём модуль упругости называется изотермическим. При его определении температура жидкости поддерживается равной 15 °С.

В качестве примера в табл. 12. 1 приведены численные значения изотермических модулей упругости некоторых дегазированных, не содержащих не-растворённого газа жидкостей [54].

Таблица 12. 1

Объёмный модуль упругости для некоторых жидкостей
(при $t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $p=20\text{ МПа}$)

Жидкость	Модуль упругости, МПа
Керосин	1500
Масло АМГ-10	1250
Синтетическая жидкость 7-50С-3	1600
Вода	2100
Дизельное топливо	1410

Строго говоря, модуль упругости является функцией давления: с повышением давления возрастает и модуль упругости. Однако, в случаях, когда давление жидкости в системах не превышает 400 МПа, величину его можно считать неизменной.

При выполнении расчётов быстропротекающих процессов необходимо использовать не изотермический E_0 , а адиабатический объёмный модуль упругости жидкости $E_{ад}$. Опыты, проведенные в МВТУ, показывают, что для применяемых в гидросистемах масел и жидкостей существует следующая связь между E_0 , и $E_{ад}$:

$$E_{ад} \approx 1,15 \cdot E_0. \quad (12. 23)$$

На величину изотермического и адиабатического модулей упругости существенное влияние оказывают температура жидкости и, как уже отмечалось, степень насыщенности её нерастворённым воздухом (или иными газами)¹.

Влияние названных факторов отображается следующими зависимостями:

$$E_t = E_0 [1 - k_t (t - t_0)]; \quad (12. 24)$$

$$E_v = E_0 \frac{1}{1 + \frac{V_{г}}{V} \frac{E_0}{p}}, \quad (12. 25)$$

¹По имеющимся данным содержание нерастворённых газов в нормально работающих гидросистемах может достигать 0,2...0,3 %, а в двигателях с центробежной очисткой масла содержание воздуха может достичь и 10...12 % [55].

в которых $t_0 = 15^\circ\text{C}$;

t – температура жидкости, $^\circ\text{C}$;

k_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры, $k_f \approx 0,85 \cdot 10^{-3}$
для масел;

V_Γ – объём нерастворённого в жидкости воздуха;

V – объём жидкости;

p – давление;

V_Γ/V – относительное содержание нерастворённого в жидкости воздуха.

Таким образом, если допустить, что применительно к нашей задаче давление не существенно влияет на упругость жидкости, то для модуля объёмной упругости с учетом влияния на него характера процесса, температуры и степени насыщенности нерастворенными газами можно записать следующее выражение:

$$E = 1,15[1 - k_t(t - t_0)] \cdot \frac{E_0}{1 + \frac{V_\Gamma}{V} \frac{E_0}{p}}. \quad (12.26)$$

Имея это в виду, перепишем уравнение (12.22) для скорости изменения давления рабочей жидкости:

$$\frac{dp}{dt} = E \frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{V} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{V}. \quad (12.27)$$

В записанном выражении $\beta = \frac{1}{E}$ – коэффициент сжимаемости жидкости.

Полученное выражение, как следует из предыдущего, представляет собой математическую запись закона Гука, сделанную в дифференциальной форме. Это уравнение может быть использовано при математическом описании процесса течения жидкости через сливной клапан.

В период, когда в работу вступил сливной клапан, часть жидкости вследствие движения оболочки вытесняется из верхней гидравлической полости. Через канал, соединяющий верхнюю полость со сливным клапаном, этот объём жидкости перетекает в рабочую полость клапана, а из неё через щель в клапане – в поддон двигателя. Кроме того, часть жидкости занимает объём, освобождаемый поднимающейся иглой.

Если допустить, что сплошность жидкости при этом не нарушается, то отмеченное перемещение её частиц математически можно описать следующими уравнениями:

$$F_\Pi \frac{dx_\Pi}{dt} - v_\Pi \cdot f_{\Pi.к} = \beta(V_\Pi - x_\Pi F_\Pi) \cdot \frac{dp_\text{в}}{dt}; \quad (12.28)$$

$$v_k f_{п.к} - \mu \cdot f_{кл.щ} \sqrt{\frac{2}{\gamma} (p_{в.к} - p_0)} - f_{кл.с} \frac{dy}{dt} = \beta (V_{кл} + f_{кл.с} y) \cdot \frac{dp_{в.к}}{dt}, \quad (12. 29)$$

в которых $v_{п}$ – скорость втекания жидкости в канал, сообщающий верхнюю полость поршня с рабочей полостью клапана;

$f_{пк}$ – площадь поперечного сечения канала;

$V_{п}$ – начальный объём верхней гидравлической полости;

v_k – скорость втекания жидкости в рабочую полость клапана;

$p_{в.к}$ – давление в рабочей полости клапана;

dy/dt – скорость перемещения иглы.

Таким образом, правая часть выражения (12. 28) представляет собой разность секундных объёмов жидкости, вытесненной из верхней полости поршня и перетекшей в рабочую полость клапана. Эта разность расходов жидкости была подвергнута сжатию, что и отображается правой частью уравнения. При этом запись в скобках « $V_{п} - x_{п} F_{п}$ » представляет собой текущее значение объёма, подвергающегося сжатию.

Первый член в левой части уравнения (12. 29) представляет собой секунднй расход жидкости, перетекающей из верхней полости в рабочую полость клапана. Сущность второго члена состоит в том, что им определяется расход жидкости через щель в клапане. Третий член левой части представляет секунднй объём той части жидкости, которая устремляется на место, освобожаемое иглой клапана при её подъёме. Правой частью выражения (12. 29) определяется изменение объёма из-за сжатия жидкости в рабочей полости сливного клапана. Запись « $V_{кл} + f_{кл.с} y$ » есть не что иное, как текущее значение объёма жидкости в рабочей полости клапана.

Следовательно, выражения (12. 28) и (12. 29) представляют собой уравнения неразрывности жидкости, записанные в дифференциальной форме. Ими в полной мере отображается неустановившийся режим течения жидкости из полости поршня в период работы сливного клапана. Однако, для того, чтобы оперировать полученными выражениями, необходимо ввести зависимости для определения скоростей перемещения части жидкости $v_{п}$ и v_k . Это можно сделать на основании волновых уравнений Н. Е. Жуковского, нашедших широкое применение при расчёте процессов подачи топлива в дизелях.

А в принципе работы ПАРСС можно отыскать некоторые стороны, общие с топливоподающими системами дизелей.

Оболочка ПАРСС в какой-то мере подобна плунжеру топливного насоса, а сливной клапан – форсунке. Если плунжер насоса сжимает и перемещает к форсунке частицы топлива, то оболочка поршня перемещает жидкость из верхней полости в рабочую полость клапана.

Но существенное различие в работе ПАРСС и топливоподающей системы состоит в том, что кинематика движения плунжера насоса задаётся профилем кулачка и только. Процессы в топливопроводе и у иглы распылителя форсунки на движение плунжера не воздействуют.

Оболочка поршня, напротив, имеет упругий привод. На характер её перемещения влияют многие факторы: кинематика и динамика процесса горения, особенности течения жидкости через клапанную щель, которые определяются массами оболочки и иглы, размерами полостей поршня, режимом нагрузки двигателя, частотой его вращения и другими факторами.

Продолжительность течения жидкости через щель в клапане составляет примерно $25 \cdot 10^{-4} \dots 5 \cdot 10^{-3}$ с, при этом скорость изменения давления рабочего тела в цилиндре двигателя достигает $30 \cdot 10^2 \dots 60 \cdot 10^2$ МПа/с. И в этом также есть много общего между процессами в топливоподающей системе и в ПАРСС.

Приведенные данные позволяют рассматривать процесс течения жидкости через клапанную щель в ПАРСС как кратковременный импульс, как гидравлический удар. Стало быть, тот аппарат, который был предложен Н. Е. Жуковским для математического описания гидравлического удара может быть применён и для решения рассматриваемой задачи. Так и нужно делать, когда расстояние (длина канала) между верхней гидравлической полостью и рабочей полостью сливного клапана значительно. В случае, когда длина канала мала, и поперечное сечение его остаётся неизменным, можно положить $v_{\Pi} = v_{\kappa}$ и $p_{\text{в.к.}} = p_{\text{в.}}$. Тогда (12. 29) перепишется в виде

$$v_{\Pi} f_{\Pi.\kappa} - \mu \cdot f_{\text{кл.щ}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}} - p_0)} - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt} = \beta(V_{\text{кл}} + f_{\text{кл.с}} y) \frac{dp_{\text{в.к.}}}{dt}.$$

Так как объём, освобождаемый иглой сливного клапана при её перемещении, мал по сравнению с объёмом выталкиваемой из верхней гидравлической полости жидкости, то правая часть записанного выражения может быть приравнена к нулю. Из этого следует, что

$$v_{\Pi} f_{\Pi.\kappa} = \mu \cdot f_{\text{кл.щ}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}} - p_0)} - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt},$$

и уравнение (12. 28) перепишется в виде:

$$F_{\Pi} \frac{dx_{\Pi}}{dt} - \mu \cdot f_{\text{кл.щ}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}} - p_0)} - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt} = \beta(V_{\Pi} - x_{\Pi} F_{\Pi}) \cdot \frac{dp_{\text{в}}}{dt}. \quad (12. 30)$$

Полученным выражением отображаются особенности течения жидкости через сливной клапан поршня. Из него для производной от давления в верхней гидравлической полости по времени следует:

$$\frac{dp_{\text{в}}}{dt} = \frac{1}{\beta(V_{\Pi} - x_{\Pi} F_{\Pi})} \left[F_{\Pi} \frac{dx_{\Pi}}{dt} - \mu \cdot f_{\text{кл.щ}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}(p_{\text{в}} - p_0)} - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt} \right]. \quad (12.31)$$

12. 5. 2. Модель течения жидкости через жиклёр нижней гидравлической полости

Как уже отмечалось ранее, оболочка поршня в период насосных ходов совершает восходящее движение, обеспечивающее повышение ε благодаря действию на неё инерционных сил и истечению жидкости (масла) из нижней полости.

Процесс истечения жидкости при том условии, что сохраняется её сплошность, в самом общем виде отображается уравнением неразрывности

$$F_{к.п} \frac{dx_{п}}{dt} - \mu \cdot f_{ж} \sqrt{\frac{2}{\gamma} (p_{н} - p_0)} - \frac{dp_{н}}{dt} \beta (V_{н.п} - F_{к.п} x_{п}) = 0. \quad (12. 32)$$

В записанном уравнении второй член в левой части означает текущий секундный расход жидкости через жиклёр полости. Однако, только этого уравнения оказывается недостаточно для расчёта режима течения. Недостаточно потому, что уравнение содержит неизвестный параметр $x_{п}$ и его производную. Следовательно, необходимы дополнительные уравнения. Одним из них является уравнение динамического равновесия оболочки, которое по аналогии с (12. 6) может быть записано следующим образом:

$$\begin{aligned} -m_{об} \frac{du}{dt} = & \sigma R_{тр.н} + R_{тр.вн} + \sigma R_{к} + P_{jоб} + \sigma_6 P_{jм.в} + \sigma_7 P_{jм.н} + \\ & + \sigma_4 p_{г} F + \sigma_5 p_{к} F - p_{г} F_{п} - p_0 F_{к} + p_{н} F_{к.п}. \end{aligned} \quad (12. 33)$$

В этой записи $-m_{об} \frac{du}{dt}$ – даламберова сила;

$\sigma_4, \sigma_5, \sigma_6, \sigma_7$ – ступенчатые функции;

$$\left. \begin{array}{l} \sigma = 1 \\ \sigma_4 = 1 \\ \sigma_5 = 0 \end{array} \right\} \text{ при } -180^0 \leq \alpha \leq 0^0; \quad \left. \begin{array}{l} \sigma = -1 \\ \sigma_4 = 0 \\ \sigma_5 = 1 \end{array} \right\} \text{ при } 180^0 \geq \alpha \geq 0^0;$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_6 = 1 \\ \sigma_7 = 0 \end{array} \right\}, \text{ если } P_{jм.в} \text{ и } P_{jм.н} \text{ отрицательны;}$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_6 = 0 \\ \sigma_7 = 1 \end{array} \right\}, \text{ если } P_{jм.в} \text{ и } P_{jм.н} \text{ положительны.}$$

В (12. 33) шестой и девятый члены в правой части отображают действующие на оболочку силы, обусловленные инерцией и давлением масла в нижней и верхней полостях соответственно. А седьмой и восьмой – силы, обусловленные давлением рабочего тела в КС.

В связи с тем, что в период насосных ходов сливной клапан поршня не работает, нет надобности анализировать действующие на него силы.

Для упрощения положим, что в период насосных ходов давление жидкости в верхней гидравлической полости поршня остаётся неизменным и равно давлению p_m в главной масляной магистрали двигателя. Тогда на основании (12. 32) и (12. 33) модель течения жидкости из нижней гидравлической полости может быть отображена системой дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_H}{dt} = \frac{F_{к.п} \frac{dx_{п}}{dt} - \mu \cdot f_{ж} \sqrt{\frac{2}{\gamma}} (p_H - p_0)}{\beta(V_{н.п} - x_{п} F_{к.п})}, \end{aligned} \right\} \quad (12.34)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{du}{dt} = -\frac{1}{m_{об}} [\sigma R_{тр.н} + R_{тр.вн} + \sigma R_k + P_{job} + \sigma_6 P_{жм.в} + \\ + \sigma_7 P_{жм.н} + \sigma_4 p_{г} F + \sigma_5 p_{к} F - p_m F_{п} - p_0 F_{к} + p_H F_{к.п}], \end{aligned} \right\} \quad (12.35)$$

$$\frac{dx_{п}}{dt} = u.$$

Полученной системой отображается комплексное влияние различных факторов на режим истечения. Истечением жидкости определяется перемещение оболочки, но динамика движения оболочки, в свою очередь, воздействует на течение жидкости. Это влияние сказывается через силы инерции (в том числе, и через даламберову силу инерции), которые оказывают влияние на текущие значения $x_{п}$, а стало быть, и на величину ε .

12. 6. Определение параметров состояния жидкого и газообразного рабочих тел в течение процессов цикла

Общие замечания. Рабочий цикл двигателя с ПАРСС можно определить как совокупность процессов, периодически повторяющихся в цилиндре и гидравлических полостях поршня, необходимых для преобразования химической энергии топлива в механическую работу при ограниченных нагрузках на детали кривошипно-шатунного механизма.

В цилиндре дизеля с ПАРСС протекают те же процессы, что и в двигателе с обычным, жёстким поршнем: процесс впуска свежего заряда, сжатия, сгорания, расширения и выпуска. А в гидравлических полостях поршня (в его верхней и нижней камерах) протекают процессы наполнения их рабочей жидкостью (маслом) либо опоражнивания. Наполнение и опоражнивание чередуются во времени и протекают в определенной последовательности.

Так, процесс наполнения верхней гидравлической полости ПАРСС по времени совпадает с завершением выпуска из цилиндра отработавших газов и началом впуска свежего рабочего тела. Нижняя полость поршня в этот период,

наоборот, опоражнивается. Как раз этим и обеспечивается возможность перемещения оболочки и подачи масла в верхнюю полость.

Процесс слива рабочей жидкости из верхней гидравлической полости протекает преимущественно в период рабочего хода поршня, когда идёт горение топлива. Нижняя полость в это время заполняется маслом.

Процессы в гидравлических полостях поршня оказывают влияние на протекание процессов в КС (в цилиндре). В частности, расходом жидкости из верхней полости как раз и обеспечивается понижение давления газообразного рабочего тела. В свою очередь, динамика изменения давления газа в цилиндре воздействует на режим истечения жидкости.

Таким образом, параметры жидкого и газообразного рабочих тел в двигателе ПАРСС взаимно обусловлены. И если при рассмотрении работы двигателя на установившемся режиме этим обстоятельством ещё можно пренебречь при условии, что перемещения оболочки незначительны, то при рассмотрении режимов с резким изменением нагрузки это обстоятельство становится чрезвычайно важным.

Следовательно, расчёт рабочего цикла двигателя с ПАРСС включает в себя расчёт процессов в цилиндре и камерах поршня. Методом расчёта должно учитываться комплексное их взаимодействие.

Динамика изменения удельного объёма рабочего тела. Его значение определяется известной зависимостью

$$v(\alpha) = \frac{v_a}{\varepsilon} \psi(\alpha),$$

в которой v_a – удельный объём рабочего тела в конце такта впуска;

$\psi(\alpha)$ – кинематическая функция изменения объёма цилиндра;

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right].$$

Таким образом,

$$v(\alpha) = \frac{v_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \right\}. \quad (12.36)$$

Выражение (12.36) указывает на особенность в определении текущих значений v в двигателе ПАРСС. В таком двигателе степень сжатия вследствие движения оболочки не остаётся постоянной в течении цикла: $\alpha = f(t)$ и $\varepsilon = f(t)$.

Учитывая это, на основании (12.36) для v имеем

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \left\{ -\frac{v_a}{\omega \varepsilon^2} \frac{d\varepsilon}{dt} \psi(\alpha) + \frac{v_a}{\varepsilon} \left[\frac{\sigma(\alpha)}{2\omega} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} + \right. \right.$$

$$+ \frac{\varepsilon - 1}{2} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \Bigg] \Bigg] \cdot \omega, \quad (12.37)$$

где $\sigma(\alpha)$ – кинематическая функция хода поршня.

$$\sigma(\alpha) = 1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}. \quad (12.38)$$

Таким образом, в двигателе с автоматическим регулированием ε определение параметров состояния рабочего тела в цилиндре связано с необходимостью расчёта текущих значений степени сжатия.

Динамика изменения степени сжатия. Уравнение для ε можно получить, исходя из следующего.

Как известно,

$$\varepsilon = 1 + \frac{V_h}{V_c^*}, \quad (12.39)$$

где V_h – рабочий объём цилиндра;

V_c^* – объём камеры сгорания.

В двигателе с ПАРСС V_c^* изменяется из-за движения оболочки.

Если x_{Π} – перемещение оболочки, то

$$V_c^* = \frac{V_h}{\varepsilon_0 - 1} + x_{\Pi} F, \quad (12.40)$$

где ε_0 – значение степени сжатия до начала перемещения оболочки.

На основании (12.39) и (12.40) для скорости изменения ε имеем:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = - \frac{V_h F}{\left(\frac{V_h}{\varepsilon_0 - 1} + x_{\Pi} F \right)^2} \cdot \frac{dx_{\Pi}}{dt}. \quad (12.41)$$

Сказанное относительно текущих значений удельного объёма рабочего тела и ε следует учитывать при моделировании рабочего цикла двигателя с ПАРСС.

Динамическая модель рабочего цикла. Ранее отмечалось, что при расчёте процессов смены рабочего тела в цилиндре делается допущение о неизменности давления в процессах выпуска и впуска. Следовательно, параметры состояния газообразного рабочего тела в течение этих процессов оказываются заданными, а параметры рабочей жидкости в полостях поршня рассчитываются.

Остановимся на расчёте процессов, протекающих в тактах сжатия и рабочего хода, когда сгорание топлива завершено.

На протяжении большей части хода поршня в такте сжатия сливной клапан остаётся закрытым. Это позволяет для расчёта линии сжатия использовать известное уравнение политропического процесса. В дифференциальной форме оно имеет вид

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{n_1 p}{v} \frac{dv}{dt}. \quad (12.42)$$

Так как на большей части хода сжатия оболочка поршня остаётся неподвижной, выражение (12.37) для dv/dt упростится и запишется в виде

$$\frac{dv}{dt} = \frac{v_a(\varepsilon - 1)}{2\varepsilon_0} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \cdot \omega. \quad (12.43)$$

Таким образом, (12.42) и (12.43) образуют систему, позволяющую вычислить параметры состояния рабочего тела в цилиндре, пока $-180^\circ \leq \alpha \leq \alpha_y$, и пока условие по открытию сливного клапана не выполняется.

При интегрировании системы за начальные условия принимаются удельный объём v_a и давление p_a рабочего тела в конце такта впуска. Оба названных параметра рассчитываются по приводимым соотношениям:

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon_0} \left[(\varepsilon_0 - 1) \eta_v p_k \frac{T_k + \Delta T}{T_k} + p_r \right], \quad (12.44)$$

$$v_a = \frac{R}{\mu_v} \frac{T_a}{p_a},$$

в которых T_k – температура наддувочного воздуха, К;

T_a – температура рабочего тела в конце такта впуска К;

R – универсальная газовая постоянная;

μ_v – молекулярная масса свежего заряда (воздуха).

$$T_k = T_k' - \Delta T_{\text{хол}}; \quad T_k' = \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_n - 1}{n_n}} T_0,$$

где n_n – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре;

$\Delta T_{\text{хол}}$ – понижение температуры воздушного заряда в охладителе наддувочного воздуха.

Температура свежего заряда в конце такта впуска определяется по выражению:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}.$$

Для определения текущей температуры рабочего тела в течение сжатия используется уравнение политропического процесса:

$$T = \left[\frac{\varepsilon}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1-1} \cdot T_a.$$

Расчёт процесса описанным методом продолжается до тех пор, пока α остаётся меньшим α_y или до момента, соответствующего началу движения оболочки, которое оказывается возможным при открытии сливного клапана. Клапан открывается, если

$$p_{\text{в}} f_{\text{кл}} + |P_{\text{жкл}}| \geq P_{\text{о.пр}}, \quad (12.45)$$

где $P_{\text{о.пр}}$ – усилие предварительного натяга пружины сливного клапана.

Практически возможны два случая:

1. Условие (12.45) выполняется при $\alpha < \alpha_y$,
2. Оно выполняется при $\alpha > \alpha_y$.

Рассмотрим первый случай.

При открытии клапана оболочка поршня начинает перемещаться. Таким образом, ε становится функцией времени (угла ПКВ). Поэтому вместо (12.42) в расчёт мы должны включить уравнение (12.37). А так как в таком случае текущий удельный объём рабочего тела является также функцией ε , то система должна быть дополнена уравнением (12.41).

Таким образом, с момента выполнения условия (12.45) система уравнений для моделирования параметров рабочего тела в двигателе с ПАРСС может быть записана в виде (12.46).

При решении приведённой системы уравнений за начальные значения параметров состояния газообразного рабочего тела принимаются их величины в момент, когда выполняется условие (12.45). За начальное значение ε принимается ε_0 . Считается, что $u_0 = 0$, $x_{\text{п0}} = 0$, $u_{\text{кл0}} = 0$, $y_0 = 0$, а $p_{\text{во}}$ определяется из условия равновесия действующих на оболочку сил в этот момент времени.

Системой (12.46) описываются параметры состояния рабочего тела и движения оболочки до точки y (момента воспламенения) индикаторной диаграммы. С момента воспламенения топлива необходимо учитывать воздействие на систему характера (динамики) выделения теплоты. Это может быть сделано следующим образом.

В период горения за элементарный отрезок времени рабочему телу сообщается элементарное количество теплоты, пропорциональное количеству прореагировавшего в этот отрезок времени топлива. Эта теплота расходуется на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. Математически сказанное может быть отображено записью

$$q_z dx = c_v dT + p dv, \quad (12.47)$$

где q_z – общая удельная использованная теплота сгорания;

dx – бесконечно малая доля сгоревшего топлива; c_v – теплоёмкость рабочего тела при постоянном объёме;

dT – бесконечно малое приращение температуры рабочего тела;

dv – приращение удельного объема рабочего тела за бесконечно малый отрезок времени.

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= -\frac{n_1 p}{v} \frac{dv}{dt}, \\ \frac{dv}{dt} &= \left\{ -\frac{v_a \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}}{\omega \varepsilon^2} \psi(\alpha) + \frac{v_a}{\varepsilon} \left[\frac{\sigma(\alpha)}{2\omega} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \right] \right\} \cdot \omega, \\ \frac{d\varepsilon}{dt} &= -\frac{V_h F}{\left(\frac{V_h}{\varepsilon_0 - 1} + x_{\Pi} F \right)^2} \cdot \frac{dx_{\Pi}}{dt}, \\ \frac{dp_B}{dt} &= \frac{1}{\beta(V_{\Pi} - x_{\Pi} F_{\Pi})} \left[F_{\Pi} \frac{dx_{\Pi}}{dt} - \mu \cdot f_{\text{кл.ш}} \sqrt{\frac{2}{\gamma} (p_B - p_0)} - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt} \right], \\ \frac{du}{dt} &= -\frac{1}{m_{\text{об}}} \left[P_{j\text{об}} + pF + \sigma R_{\text{тр.н}} - R_{\text{тр.вн}} + \sigma R_{\text{к}} - \right. \\ &\quad \left. - p_B F_{\Pi} + p_M F_{\text{к.п}} - p_0 F_{\text{к}} + P_{j\text{м.в}} \right], \\ \frac{du_{\text{кл}}}{dt} &= -\frac{1}{m_{\text{кл}}} \left[P_{\text{о.пр}} + P_{j\text{кл}} + yC' - p_B f_{\text{кл}} - 0,45(p_B - p_0) f_{\text{кл.доп}} \right], \\ \frac{dx_{\Pi}}{dt} &= u, \\ \frac{dy}{dt} &= u_{\text{кл}}. \end{aligned} \right\} \quad (12.46)$$

Воспользуемся известными из термодинамики соотношениями

$$\begin{aligned} \frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} &= \frac{dT}{T}, \\ p v &= R_{\Gamma} T, \\ R_{\Gamma} &= c_p - c_v. \end{aligned}$$

Тогда (12. 47) может быть записано в виде

$$\frac{dp}{dv} + \frac{k}{v} p = \frac{(k-1)q_z}{v} \frac{dx}{dv}; \quad (12.48)$$

в котором $k = C_p / C_v$ – отношение теплоёмкостей.

Нас интересует уравнение для определения давлений рабочего тела в период горения. То есть, необходимо знать уравнение, которое определяло бы давление как функцию времени. Такое уравнение можно получить на основании (12.48).

Пусть t – текущее время, а α – соответствующий ему угол поворота коленчатого вала. Напомним, что между α и t существует связь: $\alpha = \omega t$.

Для скорости изменения удельного объёма рабочего тела имеем

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \omega,$$

где ω – угловая скорость.

Отсюда

$$dv = \frac{dv}{d\alpha} \omega \cdot dt.$$

После соответствующей подстановки выражения для dv в уравнение (12.48) и умножения обеих его частей на $\omega dv/d\alpha$ получим уравнение, которое можно решить относительно скорости изменения давления в период горения. Получим

$$\frac{dp}{dt} = \frac{(k-1)q_z}{v} \frac{dx}{dt} - \frac{k}{v} \frac{dv}{dt} p, \quad (12.49)$$

где dx/dt – скорость изменения доли сгоревшего топлива во времени.

В соответствии с (7.14)

$$\frac{dx}{dt} = \frac{6,908(m+1)}{t_z} \left(\frac{t_r}{t_z} \right)^m e^{-6,908 \left(\frac{t_r}{t_z} \right)^{m+1}}, \quad (12.50)$$

где t_r – время, отсчитываемое от начала горения.

Выражение (12.49) является, по существу, уравнением динамики сгорания, записанным в дифференциальной форме. Использование его позволяет комплексную взаимосвязь процессов, протекающих в двигателе с автоматическим регулированием ε , описать системой уравнений, которая обозначена как (12.55).

$$\frac{dp}{dt} = \left[\frac{(k-1)q_z}{v} \frac{dx}{dt} - \frac{k}{v} \frac{dv}{dt} p \right] \sigma_1 + \left[-\frac{n_1 p}{v} \frac{dv}{dt} \right] \sigma_2, \quad (12.51)$$

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} = & \left\{ -\frac{v_a \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}}{\omega \varepsilon^2} \psi(\alpha) + \frac{v_\alpha}{\varepsilon} \left[\frac{\sigma(\alpha)}{2\omega} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\varepsilon-1}{2} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \right] \right\} \omega \sigma_3, \end{aligned} \quad (12.52)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = -\frac{V_h F}{\left(\frac{V_h}{\varepsilon_0 - 1} + x_\Pi F \right)^2} \cdot \frac{dx_\Pi}{dt}, \quad (12.41)$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{6,908(m+1)}{t_z} \left(\frac{t_\Gamma}{t_z} \right)^m \exp \left[-6,908 \left(\frac{t_\Gamma}{t_z} \right)^{m+1} \right], \quad (12.50)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_B}{dt} = & \frac{1}{\beta(V_\Pi - x_\Pi F_\Pi)} \left[F_\Pi \frac{dx_\Pi}{dt} - \mu \cdot f_{\text{кл.ш}} \sqrt{\frac{2}{\gamma}} (p_B - p_0) - \right. \\ & \left. - f_{\text{кл.с}} \frac{dy}{dt} \right], \end{aligned} \quad (12.31)$$

$$\begin{aligned} \frac{du}{dt} = & -\frac{1}{m_{\text{об}}} \left[P_{j\text{об}} + pF + \sigma R_{\text{тр.н}} - R_{\text{тр.вн}} + \sigma R_{\text{к}} - \right. \\ & \left. - p_B F_\Pi + p_M F_{\text{к.}\Pi} - p_0 F_{\text{к}} + P_{j\text{м.в}} \right], \end{aligned} \quad (12.53)$$

$$\begin{aligned} \frac{du_{\text{кл}}}{dt} = & -\frac{1}{m_{\text{кл}}} \left[P_{\text{о.}\Pi p} + P_{j\text{кл}} + yC' - p_B f_{\text{кл}} - \right. \\ & \left. - 0,45(p_B - p_o) f_{\text{кл.доп}} \right], \end{aligned} \quad (12.54)$$

$$\frac{dx_\Pi}{dt} = u,$$

$$\frac{dy}{dt} = u_{\text{кл}}$$

(12.55)

В системе (12. 55) σ , σ_1 , σ_2 и σ_3 – ступенчатые функции. Они введены для сокращения записи и обеспечения компактности математической модели. Так что в том виде, в котором записана система дифференциальных уравнений, она пригодна для расчёта параметров процессов в течение всего периода работы клапана (вне зависимости от того, начался, идёт или закончился процесс горения).

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_1 = 0 \\ \sigma_2 = 1 \end{array} \right\}, \text{ если игла клапана отрывается от седла при } \alpha \leq \alpha_y.$$

Наоборот,

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_1 = 1 \\ \sigma_2 = 0 \end{array} \right\}, \text{ если игла отрывается от седла при } \alpha \geq \alpha_y, \text{ то есть, в процессе сгорания.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma = -1 \\ \sigma_3 = 1 \end{array} \right\} \text{ при } 0^0 \leq \alpha \leq 180^0;$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma = 1 \\ \sigma_3 = -1 \end{array} \right\} \text{ при } -180^0 \leq \alpha \leq 0^0.$$

Первый член в правой части уравнения (12. 51) представляет собой уравнение динамики сгорания, а вторым отображается динамика изменения давления в случае политропического сжатия рабочего тела.

Уравнения (12. 53) и (12. 54) являются уравнениями динамического равновесия оболочки поршня и клапана соответственно, которые в данном случае переписаны относительно du/dt и $du_{\text{кл}}/dt$.

Таким образом, совокупность процессов, протекающих в двигателе с автоматическим регулированием ε , описывается системой неоднородных дифференциальных уравнений первого порядка. Система существенно нелинейна: она содержит нелинейности типа «корень квадратный», ступенчатые функции и другие функциональные нелинейности. Все они объясняются физической сущностью процессов. Например, перемещение иглы клапана ограничено: $0 \leq y \leq y_{\text{макс}}$. Вообще говоря, ограничено и перемещение оболочки поршня: оно определяется пределами регулирования степени сжатия ($\varepsilon_{\text{мин}} \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{\text{макс}}$). И с этим необходимо считаться в случаях, когда рассматривается режим сброса или набора нагрузки.

В связи с существенными нелинейностями рассматриваемая система в конечном виде проинтегрирована быть не может. Во всяком случае, интегрирование её в том виде, в котором она записана, представляет значительные трудности. Поэтому для её решения используются численные методы.

Рассмотрим случай работы, когда условие (12. 45) не выполняется для $-180^0 \leq \alpha \leq \alpha_y$. Тогда, начиная с $\alpha = \alpha_y$ интегрируется система

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= \frac{(k-1)q_z}{v} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{k}{v} \frac{dv}{dt}, \\ \frac{dv}{dt} &= \left[\frac{v_\alpha(\varepsilon-1)}{2\varepsilon} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \right] \cdot \omega \sigma_3, \\ \frac{dx}{dt} &= \frac{6,908(m+1)}{t_z} \left(\frac{t_\Gamma}{t_z} \right)^m e^{-6,908 \left(\frac{t_\Gamma}{t_z} \right)^{m+1}} \end{aligned} \right\}. \quad (12. 56)$$

Она также решается численным методом. При решении её за начальные условия принимаются значения параметров в точке у индикаторной диаграммы, то есть, $p_0 = p_y$; $v_0 = v_y$; $x_0 = 0$; $t_\Gamma = 0$.

Решение (12. 56) ведётся до выполнения условия (12. 45), после чего правомерной становится система (12. 55). Начальными условиями для неё являются численные значения p , v и x , определенные по (12. 56); за $p_{\text{во}}$ принимается его величина, определённая по условию равновесия оболочки в момент, соответствующий выполнению (12. 45). Начальное значение ε принимается равным ε_0 , а u_0 , $x_{\text{п}0}$, $u_{\text{кл}0}$ и y_0 принимаются равными нулю.

Текущие значения отношения теплоёмкостей k определяются по уравнениям, приведенным в разделе 7.

С момента закрытия сливного клапана, что определяется неравенством

$$p_{\text{в}} f_{\text{кл}} - P_{j\text{кл}} + 0,45(p_{\text{в}} - p_0) f_{\text{кл,доп}} \leq P_{\text{о.пр}} \quad (12. 57)$$

степень сжатия не меняется, ибо с этого момента $u = 0$, $u_{\text{кл}} = 0$ и $d\varepsilon/dt = 0$. Оболочка не перемещается. Соответствующие величины параметров при выполнении (12. 57) принимаются за начальные. А характер протекания p, v и x , устанавливается по (12. 56), которая становится правомерной до $\alpha = \alpha_z$.

С точки z начинается процесс «чистого» расширения. При «чистом» расширении характер протекания параметров определяется системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= -\frac{n_2 p}{v} \frac{dv}{dt}, \\ \frac{dv}{dt} &= -\frac{v_\alpha(\varepsilon-1)}{2\varepsilon} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \cdot \omega \end{aligned} \right\}, \quad (12. 58)$$

где $\alpha_z \leq \alpha \leq 180^0$.

При решении (12. 58) за начальные значения параметров принимаются их величины в точке z индикаторной диаграммы.

Так рассчитывается рабочий цикл дизеля с автоматическим регулированием степени сжатия.

Изложенное позволяет заключить, что динамическая модель рабочего цикла дизеля с ПАРСС представлена системой обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка, полученных на основании положений теории двигателей, термодинамики, гидродинамики и механики. Ею описываются динамика движения оболочки поршня в период насосных ходов, в тактах сжатия и расширения. Она включает уравнения динамического равновесия оболочки и иглы сливного клапана; уравнения динамики сгорания и неразрывности жидкости; уравнения для степени сжатия и удельного объёма рабочего тела.

При расчёте рабочего цикла описанным способом граничными условиями являются конструктивные параметра поршня. В частности, эти условия заключаются в следующем: $0 \leq y \leq y_{\max}$, а $\varepsilon_{\min} \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{\max}$. Ограничения y_{\max} , ε_{\min} и ε_{\max} задаются в исходных данных.

К исходным данным относятся следующие:

1. Частота вращения коленчатого вала, об/мин n
2. Радиус кривошипа r
3. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. λ
4. Масса оболочки. $m_{об}$
5. Масса масла в верхней полости поршня (начальное значение) $m_{м.в}$
6. Масса масла в нижней полости поршня (начальное значение) $m_{м.в}$
7. Масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение (включается и масса шатуна) $m_{п}$
8. Давление остаточных газов p_r
9. Давление наддува p_k
10. Диаметр цилиндра D
11. Коэффициент трения поршневых колец о стенки цилиндра k_0
12. Число поршневых колец. i
13. Высота поршневого кольца. h
14. Давление поршневого кольца на стенку, создаваемое силами упругости . p_p
15. Коэффициент трения оболочки о стержень поршня κ_1
16. Коэффициент трения оболочки о стенку цилиндра κ_2
17. Давление в главной масляной магистрали двигателя p_m
18. Диаметр рабочей поверхности верхней гидравлической полости D_1
19. Диаметр нижней гидравлической полости поршня (меньший из двух – см. рис. 12. 13) D_2
20. Коэффициент расхода жидкости μ
21. Площадь сечения жиклёра нижней полости $f_{ж}$

22. Плотность жидкости (масла)	γ
23. Площадь рабочей поверхности нижней полости поршня	$F_{\text{к.п}}$
24. Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре	$n_{\text{н}}$
25. Температура окружающей среды, $^{\circ}\text{K}$	T_0
26. Степень охлаждения воздушного заряда в охладителе, град	$\Delta T_{\text{хол}}$
27. Коэффициент наполнения	η_v
28. Степень подогрева воздушного заряда при впуске, град	ΔT
29. Исходное значение степени сжатия	ε_0
30. Давление окружающей среды	p_0
31. Температура остаточных газов, $^{\circ}\text{K}$	T_r
32. Элементарный химический состав топлива:	
Массовая доля углерода	C
водорода	H
кислорода	O
серы	S
33. Показатель политропы сжатия рабочего тела	n_1
34. Угол опережения воспламенения, град	θ
35. Показатель характера сгорания	m
36. Продолжительность сгорания, град. ПКВ	φ_z
37. Коэффициент избытка воздуха	α
38. Коэффициент эффективности сгорания	ξ
39. Теплотворность топлива (низшая)	H_u
40. Приведенная масса иглы сливного клапана	$m_{\text{кл}}$
41. Площадь рабочей поверхности иглы сливного клапана	$f_{\text{кл}}$
42. Предварительный натяг пружины клапана	$P_{\text{о.пр}}$
43. Площадь дополнительной рабочей поверхности иглы сливного клапана	$f_{\text{кл.доп}}$
44. Жёсткость пружины клапана	C
45. Диаметр отвода	d_o
46. Угол конуса при вершине иглы сливного клапана, град	α
47. Максимальный подъём иглы клапана	$y_{\text{макс}}$
48. Ход поршня	S
49. Максимальное значение степени сжатия	$\varepsilon_{\text{макс}}$
50. Минимальное значение степени сжатия	$\varepsilon_{\text{мин}}$
51. Показатель политропы расширения	n_2
52. Коэффициент сжимаемости жидкости	β

Приведённая динамическая модель рабочего цикла дизеля с ПАРСС пригодна для расчёта установившихся и переходных режимов работы. При ис-

следовании переходного процесса (например, в условиях резкого наброса нагрузки) некоторые из исходных данных должны вводиться в виде таблиц или в виде функциональных зависимостей. К таким параметрам относятся, прежде всего, α , T_r , Θ , φ_z , ζ .

В случае расчёта процессов сброса или наброса нагрузки на двигатель целесообразно коэффициент избытка воздуха задавать табличным способом. Для определения T_r ($T_r \approx T_r$) и φ_z могут быть использованы статистические зависимости, устанавливающие их связь с коэффициентом избытка воздуха.

Примеры расчётов параметров рабочего цикла дизеля с ПАРСС по приведённой математической модели представлены в следующем разделе.

Необходимо отметить, что уравнения, составляющие динамическую модель рабочего цикла дизеля с регулируемой ε , записаны применительно к конструктивной схеме двигателя с ПАРСС, имеющего «длинную» оболочку (оболочка охватывает стержень поршня). В случае рассмотрения какой-либо другой конструктивной схемы регулирования может возникнуть необходимость изменения отдельных составляющих модели. Однако, в целом сущность рассмотренного метода от этого не изменится, так как метод базируется на основных законах механики, термо- и гидродинамики.

Изложенный метод описания параметров цикла обладает свойством общности: из него, например, легко выводится модель рабочего цикла для двигателя с обычным, жёстким, поршнем. Так, для описания процесса сжатия двигателя с жёстким поршнем имеем систему

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= -\frac{n_1 p}{v} \frac{dv}{dt}, \\ \frac{dv}{dt} &= -\frac{v_c(\varepsilon - 1)}{2} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \cdot \omega \end{aligned} \right\}. \quad (12. 59)$$

Для описания процесса сгорания

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= \frac{(k-1)q_z}{v} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{k}{v} \frac{dv}{dt} p, \\ \frac{dv}{dt} &= -\frac{v_c(\varepsilon - 1)}{2} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \cdot \omega, \\ \frac{dx}{dt} &= \frac{6,908(m+1)}{t_z} \left(\frac{t_r}{t_z} \right)^m \exp \left[-6,908 \left(\frac{t_r}{t_z} \right)^{m+1} \right] \end{aligned} \right\}. \quad (12. 60)$$

Для расширения

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= -\frac{n_2 p}{v} \frac{dv}{dt}, \\ \frac{dv}{dt} &= -\frac{v_c(\varepsilon-1)}{2} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \cdot \omega \end{aligned} \right\}. \quad (12.61)$$

Системы (12. 59), (12. 60), (12. 61) с помощью введения ступенчатых функций могут быть обобщены в систему двух дифференциальных неоднородных уравнений первого порядка. Таким образом, при условии допущения об изохорности процессов смены рабочего тела может быть получена очень компактная математическая модель индикаторной диаграммы рабочего цикла.

12. 7. Характеристики двигателей с ПАРСС

Общие замечания. В предыдущем разделе было показано, что рабочий цикл дизеля с автоматическим регулированием степени сжатия описывается нелинейной системой обыкновенных дифференциальных уравнений, которая одинаково справедлива для условий работы с установившейся и переменной нагрузкой.

В дальнейшем под установившимся (стационарным, устойчивым) режимом работы понимается режим, при котором все переменные величины (например, температура жидкого рабочего тела, частота вращения коленчатого вала, давление в масляной магистрали, а также давление газообразного и жидких рабочих тел, температура газообразного рабочего тела, скорость истечения жидкости из рабочих камер поршня и т. д.), его определяющие, не меняются во времени или остаются вполне определенными периодическими функциями времени. Если параметры, характеризующие режим работы двигателя, не остаются постоянными во времени и (или) не являются периодическими функциями времени, то состояние системы не является установившимся. Такой режим работы в последующем называется нестационарным (неустановившимся, переходным).

Приведённое определение подразумевалось и ранее, когда употреблялись следующие термины: «установившийся», «неустановившийся» или «переходный» режим работы.

Рабочий цикл двигателя с ПАРСС при его работе на установившемся режиме с высокой степенью приближения можно рассматривать как рабочий цикл двигателя с обычным (жёстким) поршнем. Конечно, это справедливо лишь в том случае, когда перемещения оболочки относительно стержня поршня остаются малыми (амплитуда колебаний составляет примерно 0,1...0,15 мм). При

работе на установившемся режиме амплитуда колебаний должна оставаться незначительной с точки зрения обеспечения надлежащих качеств по износостойкости, надёжности и долговечности. Но эта амплитуда должна, всё же, быть достаточной для того, чтобы благодаря прокачиванию масла через полости поршня обеспечивать соответствующий теплоотвод от его поверхностей и поддерживать температуру деталей на допустимом уровне.

В таком случае расчёт рабочего цикла двигателя с ПАРСС представляет интерес лишь с точки зрения определения оптимальных величин его конструктивных и регулировочных параметров. Таких параметров, которые обеспечивали бы малые колебания оболочки поршня. В этом и состоит ценность изложенного метода расчёта.

Другое достоинство метода заключается в том, что он позволяет определять на стадии проектирования двигателя все интересующие исследователей параметры в период переходных режимов.

С этой точки зрения особый интерес представляет случай резкого (в частности, мгновенного) наброса нагрузки на двигатель. В таких условиях максимальные давление и температура газообразного рабочего тела резко возрастают. Предлагаемый метод и позволяет установить величину «всплеска» давления и температуры, а также характер их изменения в переходном процессе. Он же дает возможность рассчитать продолжительность переходного процесса, что представляет несомненный интерес и с практической точки зрения.

Поскольку оказывается возможным выявить параметры и продолжительность переходного процесса, то становится реальной возможность оценки степени эффективности тех или иных мероприятий, направленных на улучшение показателей системы автоматического регулирования степени сжатия.

Не менее важно знать протекание основных параметров системы регулирования в переходном процессе при сбросе нагрузки.

Настоящий раздел посвящён анализу особенностей рабочего цикла дизеля с ПАРСС при работе на установившихся и переходных режимах.

12. 7. 1. Нагрузочная характеристика

Нагрузочной характеристикой отображается характер изменения параметров двигателя при работе его с различными нагрузками. Но каждая из нагрузок соответствует условиям испытаний при установившемся режиме работы.

На рис. 12. 20 приведена нагрузочная характеристика дизеля 1ЧВН15/16 с ПАРСС при частоте вращения 1250 об/мин. Поршень обеспечивал возможность регулированием ε в пределах от 10 до 16.

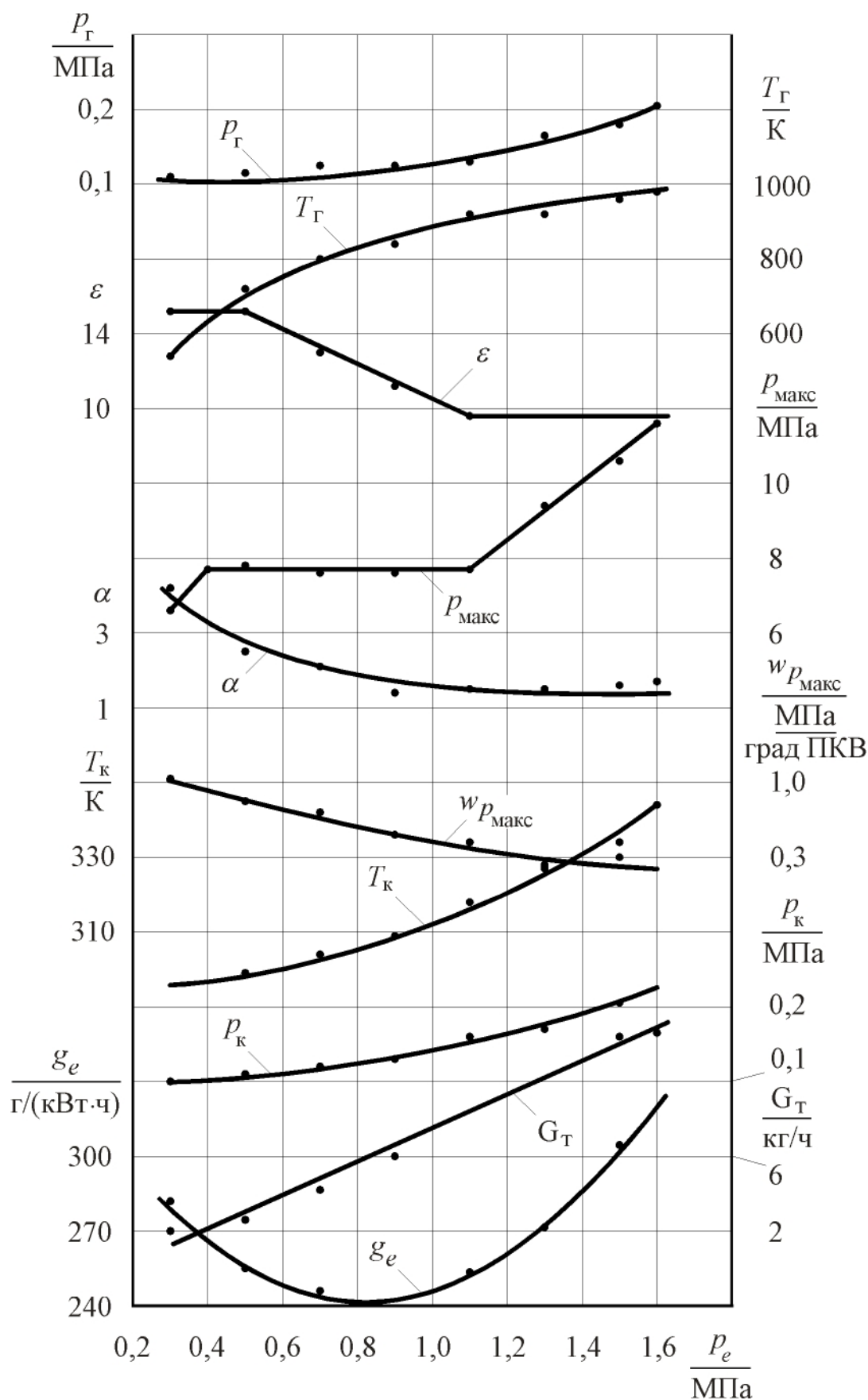


Рис. 12. 20. Изменение показателей дизеля с ПАРСС при работе по нагрузочной характеристике ($n = 1250$ об/мин; $\varepsilon_{\text{мин}} = 10$; $\varepsilon_{\text{макс}} = 16$)

Анализ характеристики позволяет отметить, что пока нагрузка остается небольшой (до $p_e \approx 0,4$ МПа), двигатель работает с максимальным значением ε . Однако, по мере роста нагрузки (от $p_e \approx 0,2$ МПа до $p_e \approx 0,4$ МПа) растёт $p_{\text{макс}}$ от $\approx 6,5$ МПа до $\approx 8,0$ МПа. Рост максимального давления рабочего тела объясняется как раз неизменностью ε и повышением нагрузки. Степень сжатия остается неизменной по той причине, что величина давления рабочего тела в цилиндре ещё не достигает уровня, достаточного для включения в работу сливного клапана.

В интервале повышения нагрузки от $p_e \approx 0,4$ МПа до $p_e \approx 1,1$ МПа $p_{\text{макс}}$ остаётся неизменным и равным $\approx 8,0$ МПа. Это обеспечивается тем обстоятельством, что благодаря работе сливного клапана происходит снижение ε от 16 до 10.

При дальнейшем повышении нагрузки (от значения $p_e \approx 1,1$ МПа до $p_e \approx 1,6$ МПа) максимальное давление рабочего тела растёт, так как ε остаётся неизменной (исчерпаны возможности по её уменьшению, хотя сливной клапан поршня срабатывает в каждом цикле). На режиме $p_e \approx 1,6$ МПа $p_{\text{макс}}$ достигает значения $\approx 11,5$ МПа.

На рисунке приведен характер изменения и других параметров рабочего цикла: α , $w_{p_{\text{макс}}}$, g_e , p_k , p_g , T_g , T_k , G_T .

Приведённую нагрузочную характеристику дизеля с ПАРСС в целях анализа интересно сопоставить с нагрузочной характеристикой этого же дизеля, но снабжённого обычным, жёстким поршнем (рис. 12. 21). Здесь необходимо отметить, что двигатели были укомплектованы топливными насосами с различными диаметрами плунжерных пар. На дизеле с ПАРСС использовался насос с диаметром плунжера, равным 13 мм, а при испытании дизеля с жёстким поршнем применялась пара с диаметром плунжера 10 мм. Так что условия смесеобразования по этой и по некоторым другим причинам были различны. Кроме того, дизель с жёстким поршнем имел степень сжатия, равную 13,6.

Сравнение характеристик позволяет отметить, что в двигателе с жёстким поршнем $p_{\text{макс}}$ повышается на всём интервале роста нагрузки и при $p_e \approx 0,6$ МПа достигает значения равного $\approx 8,0$ МПа (такого же, как и в случае с ПАРСС). При дальнейшем повышении нагрузки $p_{\text{макс}}$ существенно превышает уровень значений, соответствующих аналогичным в дизеле с ПАРСС. Уровень $p_{\text{макс}} \approx 11,5$ МПа достигается при нагрузке равной примерно 1,06 МПа, тогда как при использовании ПАРСС это значение $p_{\text{макс}}$ достигается при $p_e \approx 1,6$ МПа.

Таким образом, сравнение характеристик позволяет отметить важное преимущество регулирования ε , заключающееся в том, что в двигателе с ПАРСС могут быть при допустимом уровне механических (и тепловых) нагрузок реализованы существенно большие мощности.

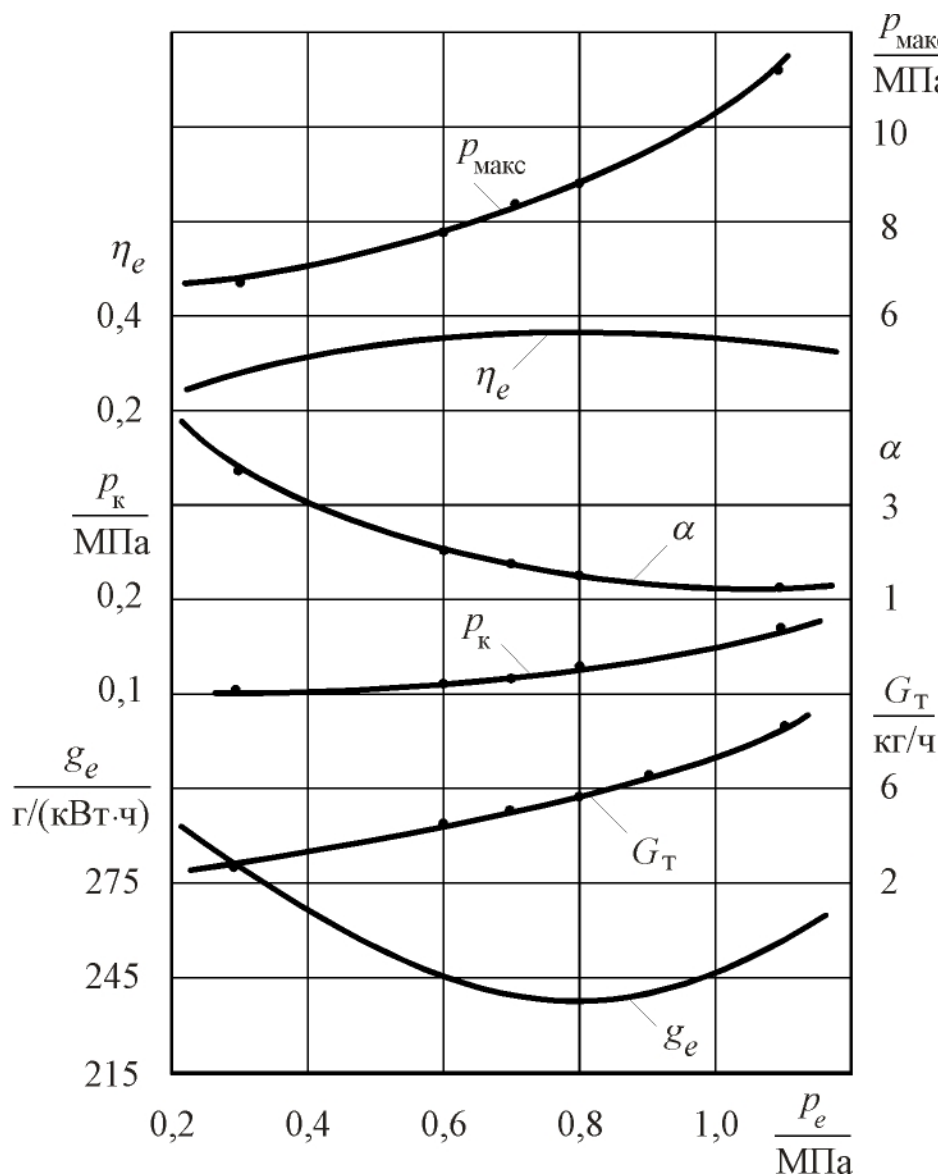


Рис. 12. 21. Изменение показателей дизеля с обычным (жёстким) поршнем при работе по нагрузочной характеристике ($n = 1250$ об/мин; $\varepsilon = 13,6$)

эксперимента).

Ранее указывалось, что для исследования показателей двигателя при работе на неустановившемся режиме необходимо иметь представление о характере изменения некоторых параметров в зависимости от степени загрузки двигателя.

Напомним, что к числу таких параметров относятся продолжительность сгорания, показатель характера и коэффициент эффективности сгорания, температура отработавших газов, показатели политропических процессов сжатия и расширения, степень подогрева воздушного заряда в процессе впуска, угол опережения воспламенения, а в случае газотурбинного надува – давление надува и давление перед турбиной.

Как уже отмечалось ранее, на установившемся режиме нагрузки оболочка поршня колеблется относительно стержня с небольшой амплитудой. Характер движения оболочки, а также расчётная и экспериментально полученные индикаторные диаграммы двигателя с ПАРСС при работе на режиме, характеризуемом $p_e \approx 0,75$ МПа, иллюстрируются рис. 12. 22. Анализ рисунка позволяет отметить, что в рассматриваемом случае амплитуда колебаний оболочки равнялась $\approx 0,22$ мм (по результатам

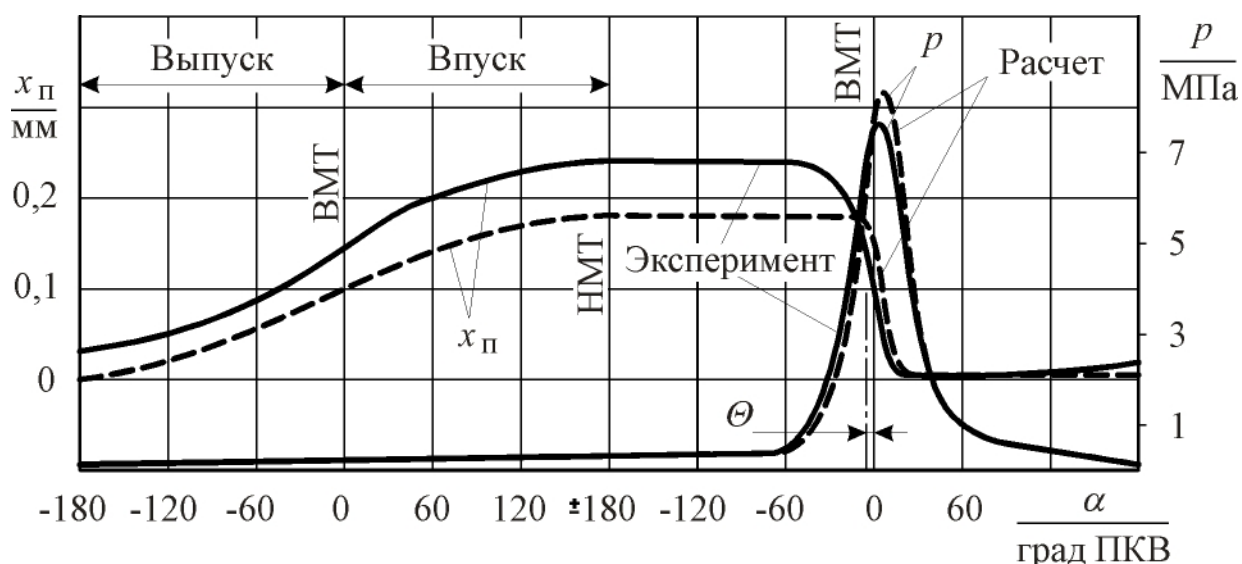


Рис. 12. 22. Характер изменения давления рабочего тела и перемещения оболочки в течение рабочего цикла в двигателе с ПАРСС ($n = 1250$ об/мин; $p_e = 0,75$ МПа)

12. 7. 2. Работа на режимах с неустановившейся нагрузкой

При рассмотрении работы двигателя с ПАРСС на переходном режиме величины названных параметров должны указываться в исходных данных либо в виде функциональных зависимостей, либо табличным способом.

Строго говоря, названные параметры в большей части являются функциями многих переменных. Например, показатель n_1 является функцией скоростного режима, угла опережения подачи топлива и периода задержки воспламенения, а также и величины степени сжатия. Угол опережения воспламенения определяется началом подачи топлива, скоростным режимом и степенью загрузки двигателя. Параметр n_2 зависит от величины α , φ_z , ε и частоты вращения двигателя. В этой связи было бы желательно иметь аналитические зависимости, учитывающие влияние многих факторов на каждый из названных параметров. Однако, получение их связано с большими практическими трудностями. Поэтому при выполнении исследований переходных режимов следует руководствоваться общими соображениями, вытекающими из анализа физической сущности процессов в двигателях, а также и теми полученными на основании экспериментальных исследований зависимостями, которые содержатся в специальной литературе по двигателям внутреннего сгорания.

Для подобных целей могут использоваться эмпирические зависимости для температуры отработавших газов, продолжительности сообщения теплоты и продолжительности сгорания, а также данные по оценке параметров при работе двигателя на различных режимах, содержащиеся, например, в работе Д. А.

Портнова [56]. В частности, по данным Д. А. Портнова можно оценивать изменение давления наддува в зависимости от изменения нагрузки (коэффициента избытка воздуха) для двигателей с механическим и газовым приводом нагнетателей. По данным этой же работы может быть произведена оценка величины давления газов перед турбиной в случае газотурбинного наддува.

Учитывая названные обстоятельства, рассмотрим характер изменения параметров в двигателе с ПАРСС на режимах работы с неустановившейся нагрузкой.

Наброс нагрузки. Изменение давления и температуры газообразного рабочего тела в различных циклах переходного процесса при мгновенном (ступенчатом) набросе нагрузки иллюстрируется рис. 12. 23 и 12. 24. Результаты относятся к случаю, когда нагрузка на двигатель резко (ступенькой) возрастает. Коэффициент избытка воздуха в приводимом примере изменился с $\alpha = 6$ до $\alpha = 1,5$. Давление наддува меняется от $p_k \approx 1,05$ до $2,0$.

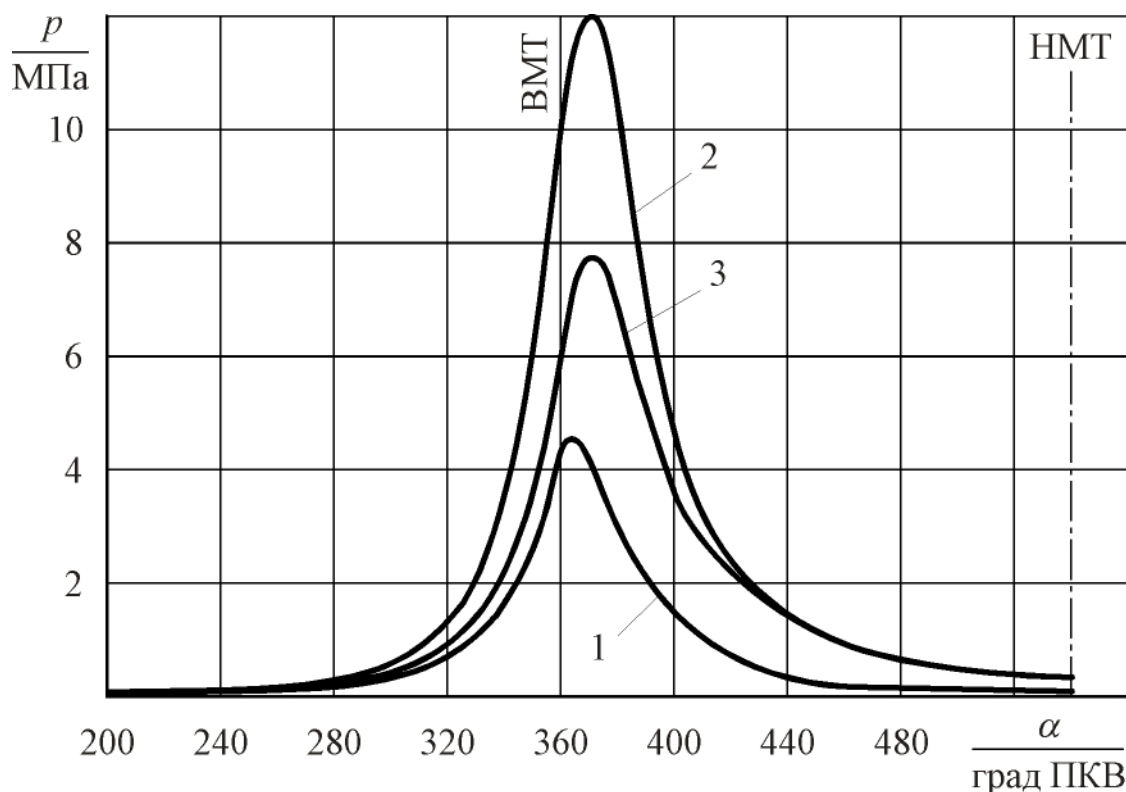


Рис. 12. 23. Характер изменения давления в различных циклах переходного процесса при мгновенном набросе нагрузки: 1 – индикаторная диаграмма при работе двигателя на установившемся режиме до наброса нагрузки; 2 – индикаторная диаграмма первого после наброса нагрузки цикла; 3 – установившийся режим после завершения переходного процесса

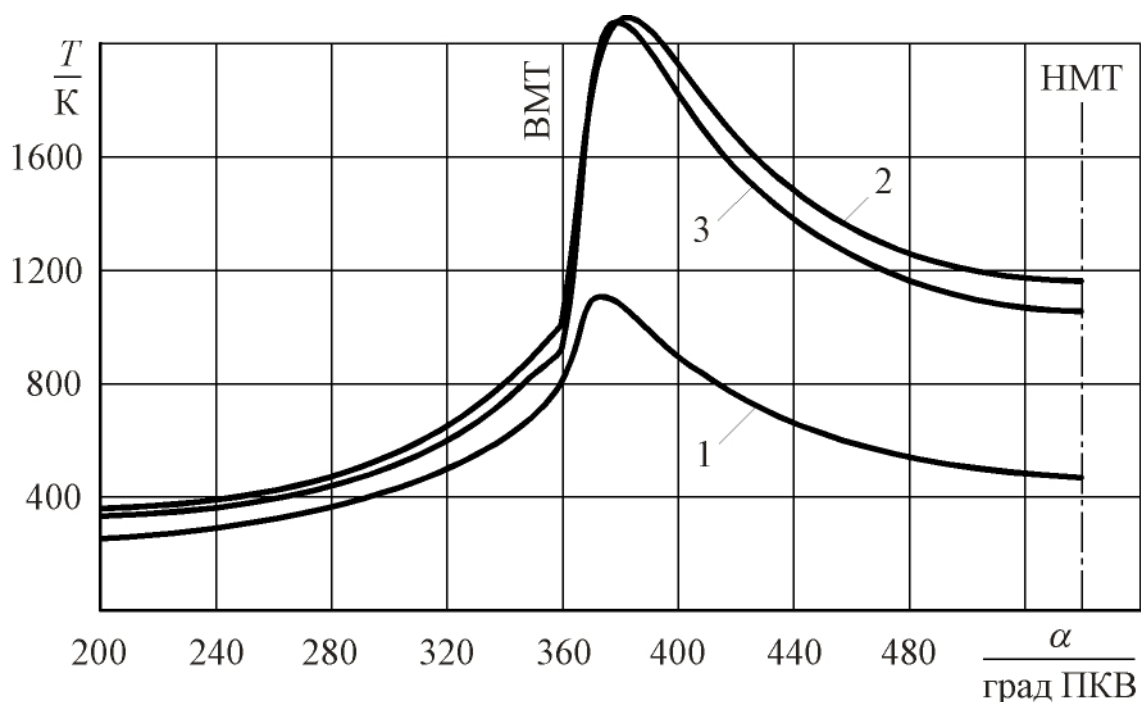


Рис. 12. 24. Изменение температуры рабочего тела в различных циклах переходного процесса: 1– диаграмма температуры рабочего тела при работе двигателя на установившемся режиме до наброса нагрузки; 2 – диаграмма температуры в первом после наброса нагрузки цикле; 3 – установившийся режим после завершения переходного процесса

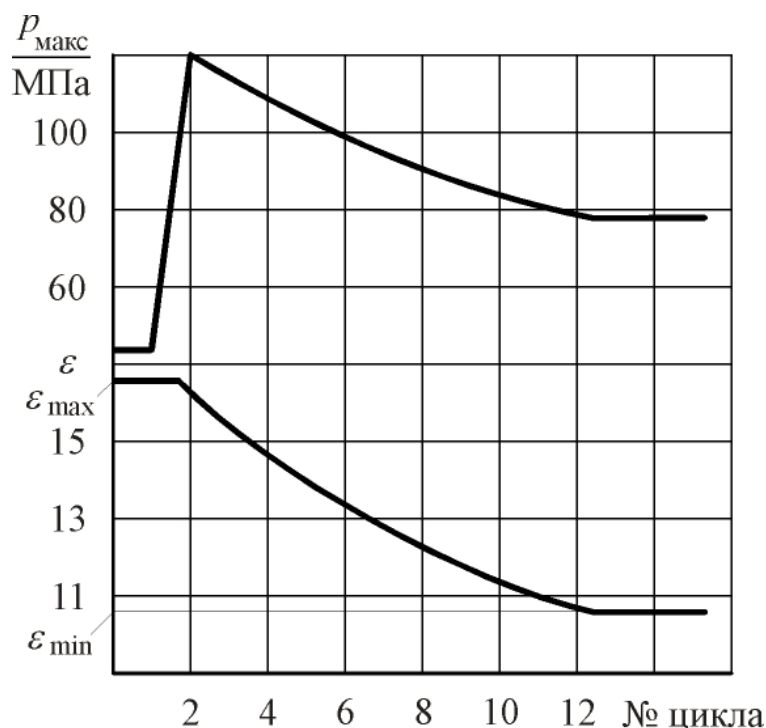


Рис. 12. 25. Изменение p_{\max} и ε от цикла к циклу в переходном процессе при мгновенном набросе нагрузки

Установившемуся режиму работы (до наброса нагрузки) соответствует индикаторная диаграмма, отмеченная цифрой 1 на обоих рисунках. Цифрой 2 отмечена диаграмма, относящаяся к первому циклу после ступенчатого наброса нагрузки. Третья диаграмма характеризует протекание давлений и температур на установившемся режиме работы двигателя, после завершения переходного процесса.

Результаты рассматриваемого исследования показывают, что в данном случае при изменении α с 6 до 1,5 макси-

мальное давление рабочего тела в цилиндре возросло на 5 МПа, а максимальная температура увеличилась на ≈ 900 градусов. В дальнейшем благодаря тому, что ПАРСС обеспечил изменение ε , $p_{\text{макс}}$ понизилось до значения равного ≈ 8 МПа, а вот $T_{\text{макс}}$ практически осталась неизменной. Объясняется это тем, что α значительно влияет на температуру рабочего тела, чем степень сжатия.

Характер изменения $p_{\text{макс}}$ и ε в период рассматриваемого переходного процесса иллюстрируется рис. 12. 25.

Данные, иллюстрируемые рис. 12. 25, позволяют отметить, что снижение $p_{\text{макс}}$ обеспечено уменьшением ε с 16 до 13,8 единиц. Продолжительность переходного процесса составила примерно 1,2 с.

Ранее отмечалось, что на установившемся режиме работы двигателя перемещения оболочки в тактах смены рабочего тела и рабочего хода должны быть равными по величине. Для примера на рис. 12. 26 приведена диаграмма колебаний оболочки относительно стержня поршня применительно к одному из установившихся режимов работы.

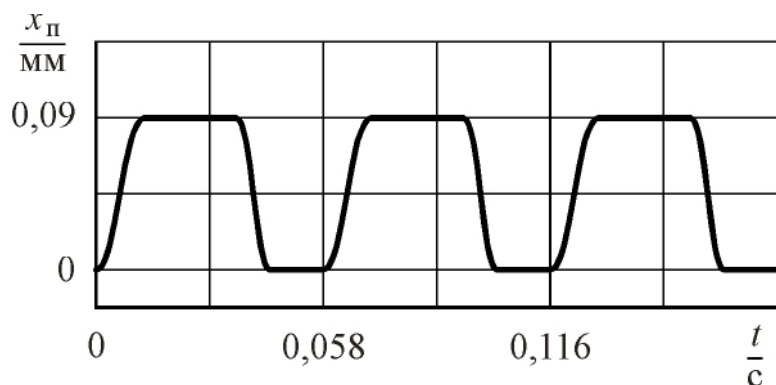


Рис. 12. 26. Диаграмма колебаний оболочки относительно стержня поршня при работе на установившемся режиме

Здесь нужно отметить, что частота колебаний оболочки определяется скоростным режимом работы двигателя, а амплитуда зависит от режима нагрузки, частоты вращения вала, конструктивных параметров поршня, а также определяется физическими свойствами рабочей жидкости (масла).

При переходном процессе равенства перемещений оболочки поршня в период насосных и рабочего ходов не наблюдается. Так, при резком набросе нагрузки перемещения оболочки поршня по модулю (особенно в первом цикле после наброса нагрузки) в период рабочего хода существенно превышают её перемещения за период насосных ходов. Как раз благодаря этому обстоятельству и происходит уменьшение степени сжатия.

Сброс нагрузки. При мгновенной разгрузке двигателя в величинах максимального давления рабочего тела и температуры имеется заметный «провал». При этом в случае газотурбинного наддува падение $p_{\text{макс}}$ и $T_{\text{макс}}$ более значительны, нежели при механическом наддуве. Последующими перемещениями оболочки поршня провал в величинах $p_{\text{макс}}$ устраняется в течение нескольких

циклов (отметим, что на его устранение в случае газотурбинного наддува требуется более длительный промежуток времени).

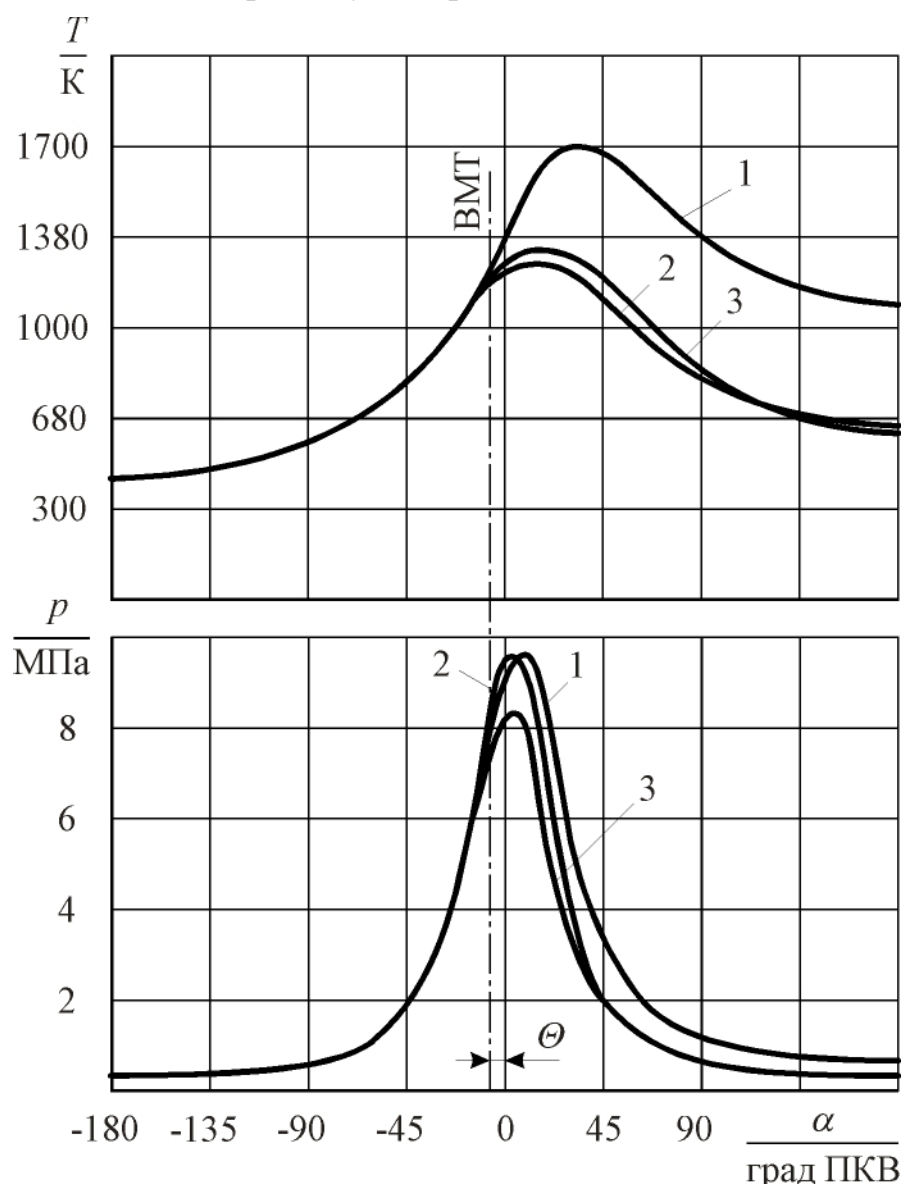


Рис. 12. 27. Протекание давления и температуры рабочего тела в различных циклах переходного процесса при мгновенном сбросе нагрузки:

- 1 – установившийся режим ($\alpha = 2,0$; $\varepsilon = 14$; $p_k = 0,25$ МПа);
- 2 – первый после сброса нагрузки цикл ($\alpha = 8,0$; $\varepsilon = 14$; $p_k = 0,25$ МПа);
- 3 – установившийся режим работы после завершения переходного процесса ($\alpha = 8,0$; $\varepsilon = 15,6$; $p_k = 0,25$ МПа)

Характер изменения параметров на режимах работы со сбросом нагрузки поясним примерами. На рис. 12. 27 приведены диаграммы протекания давления и температуры рабочего тела в различных циклах переходного процесса при мгновенном (ступенькой) сбросе нагрузки. Линии, отмеченные цифрой 1, относятся к установившемуся режиму работы до сброса нагрузки. Цифрой 2

отмечены индикаторная диаграмма давлений и кривая температур рабочего тела, соответствующие первому после сброса нагрузки циклу. Цифрой 3 обозначены кривые протекания параметров в циклах на режиме работы с малой нагрузкой после завершения переходного процесса.

Анализ протекания параметров позволяет отметить, что снижение нагрузки ступенькой в рассматриваемом случае привело к уменьшению $p_{\text{макс}}$ с 9,8 до $\approx 8,5$ МПа. Максимальная температура рабочего тела при этом уменьшилась примерно на 470° (снизилась с 1700 до 1230 К). В циклах после завершения переходного процесса, а он длился в течение 16 циклов, $p_{\text{макс}}$ восстанавливается до начального значения, а $T_{\text{макс}}$ остаётся примерно на том же уровне. Характер протекания $p_{\text{макс}}$ и ε в переходном процессе поясняется рис. 12. 28.

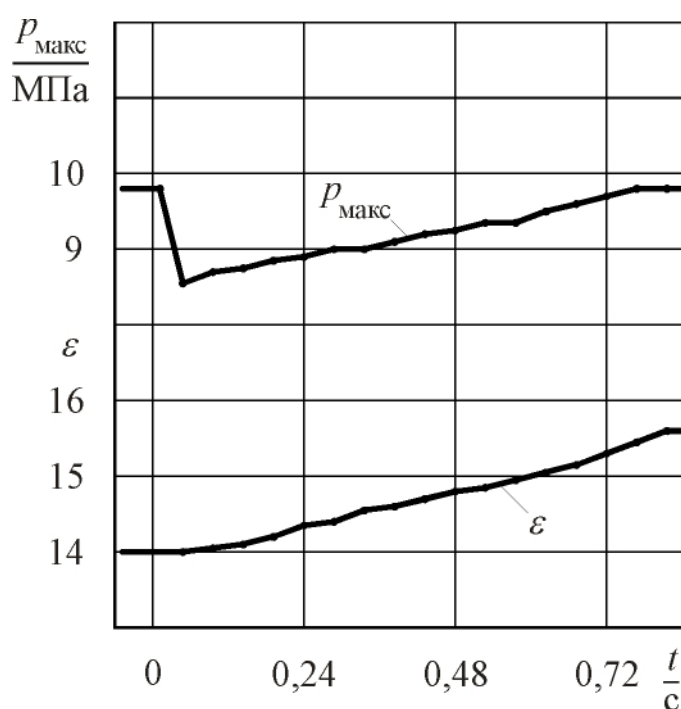


Рис. 12. 28. Изменение $p_{\text{макс}}$ и ε от цикла к циклу в переходном процессе при мгновенном сбросе нагрузки (α повышается от 2 до 8)

ной 22 циклам.

В заключение следует обратить внимание на то, что рассмотренные здесь примеры переходных процессов сброса и наброса нагрузки с точки зрения динамики их протекания являются предельными, в том смысле, что сброс или наброс нагрузки реализуется мгновенно. В реальных условиях использования двигателей из-за конечной величины скорости перемещения рейки топливного насоса (по ряду причин оно не может быть мгновенным) провалы (сброс нагрузки) и всплески (наброс) в величинах $p_{\text{макс}}$ и $T_{\text{макс}}$ не столь значительны.

Рассмотренный пример относится к случаю, когда двигатель имеет механический привод нагнетателя.

Изменение параметров в переходном процессе при использовании газотурбинного наддува поясняется рис. 12. 29. Видно, что мгновенное снижение нагрузки привело к уменьшению $p_{\text{макс}}$ почти на 5 МПа ($p_{\text{макс}}$ снизилось с 10,3 до 5,5 МПа). Затем, благодаря повышению ε до 18, максимальное давление рабочего тела увеличилось до 8,2 МПа.

Изменение $p_{\text{макс}}$ и ε от цикла к циклу в период переходного процесса иллюстрируется рис. 12. 30. Длительность переходного процесса оказалась рав-

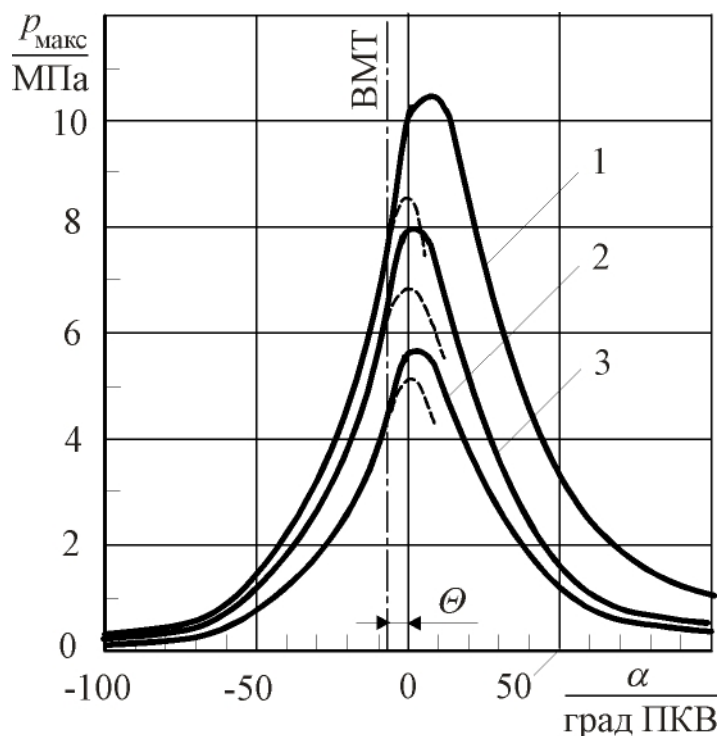


Рис. 12. 29. Протекание давления рабочего тела в различных циклах переходного процесса при мгновенном сбросе нагрузки: 1 – установившийся режим ($\alpha = 2,0$; $\varepsilon = 14$; $p_k = 0,25$ МПа); 2 – первый цикл после сброса нагрузки ($\alpha = 4,0$; $\varepsilon = 14$; $p_k = 0,15$ МПа); 3 – установившийся режим работы после завершения переходного процесса ($\alpha = 4,0$; $\varepsilon = 18$; $p_k = 0,15$ МПа)

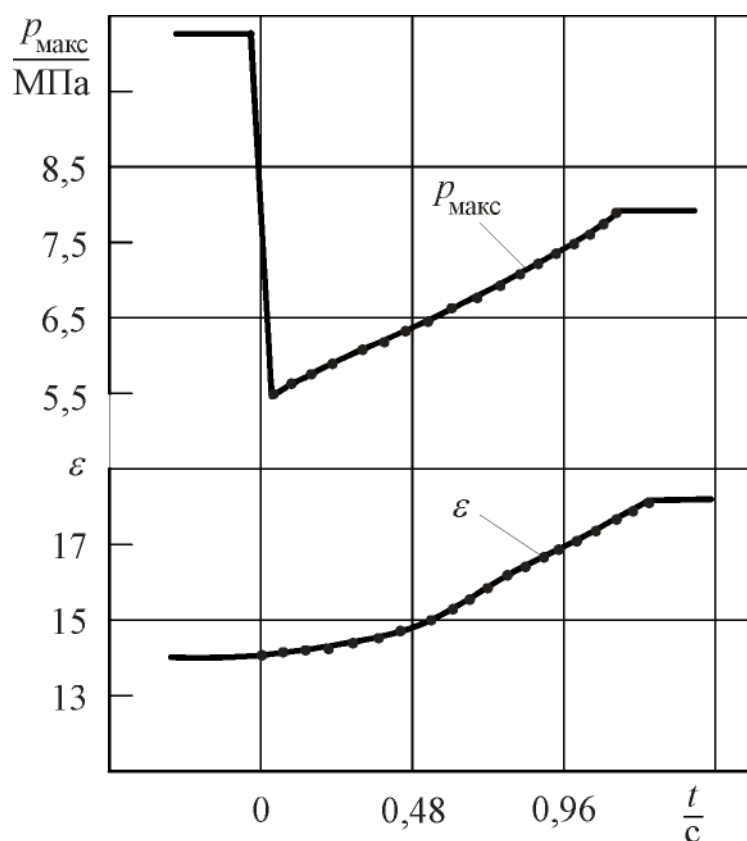


Рис. 12. 30. Изменение $p_{\text{макс}}$ и ε от цикла к циклу в переходном процессе при мгновенном сбросе нагрузки в случае газотурбинного наддува (α повышается с 2 до 4)

Строго говоря, при моделировании переходных процессов необходимо учитывать динамику систем управления подачей топлива.

Завершая раздел, посвященный моделированию и анализу процессов в двигателе с автоматическим регулированием степени сжатия, целесообразно ещё раз отметить, что

степень сжатия является очень мощным и эффективным средством воздействия на экономические и энергетические параметры двигателя. Однако, реализация автоматического управления ε остаётся задачей сложной как с конструкторской, так и с технологической точек зрения. И пока доступного в массовом

производстве решения не найдено. Но работы в этом направлении не прекращаются. Подтверждением могут служить, например, опытно-конструкторские разработки шведской фирмы Saab (дочернее предприятие американской фирмы «Дженерал Моторс») по двигателю с переменной степенью сжатия (диапазон изменения ε от 8,0 до 14,0) [57], использование которого позволит примерно на 30 % повысить эксплуатационную экономичность автомобиля. Обеспечение серийного производства двигателей с переменной степенью сжатия рассматривается как «огромный шаг вперёд в сфере автомобильных технологий» [57].

ЛИТЕРАТУРА

1. Вибе И. И. Теория двигателей внутреннего сгорания. Конспект лекций. – Челябинск: ЧПИ, 1974.
2. Чайнов Н., Косарев В., Панин В. Проблемы поршневого двигателестроения в России: Двигатель, 2000. – № 3.
3. Фаворский О. Энергетика – решающий фактор экономики: Двигатель, 2000. – № 2.
4. Ипатов А. А. и др. Конверсия в машиностроении, 2000. – № 6.
5. Митин С. Г. Состояние и перспективы развития отрасли сельхозмашиностроения: Тракторы и сельхозмашины, 2001. – № 6.
6. Автомобильная промышленность стран СНГ в январе – июне 2000 г.: Автомобильная промышленность, 2000. – № 9.
7. Производство сельскохозяйственных и промышленных тракторов за декабрь и 12 месяцев 2000 г.: Тракторы и сельхозмашины, 2001. – № 2.
8. Сорокин Н. Т. Взаимосвязанность процесса воспроизводства в сельскохозяйственном и машиностроительном секторах АПК: Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2001. – № 12.
9. Шепелев А. Н., Деревянченко А. А., Мамин Я. Очерк о жизни и творчестве изобретателя Я. В. Мамина. – Челябинск: Юж-Урал. кн. издательство, 1988.
10. Твег Р. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт: практическое пособие. – М.: Издательство «За рулем», 1998.
11. Марков В. А., Козлов С. И. Топливо и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000.
12. Пятов И. Феликс Ванкель – изобретатель роторно-поршневого двигателя: Двигатель, 2001. – № 4.
13. Лившиц С. С. Определение расхода пара и сжатого воздуха в пульсирующих потоках: За экономию топлива, 1949. – № 3.
14. Драгомиров С. Г. Концепция вихревого смесеобразования для центрального впрыска топлива автомобильных двигателей. Известия ТГУ . Серия «Автомобильный транспорт», Вып. 2, Тула, 1988.
15. Гришин А. И. и др. Дизель ЗИЛ-645. Устройство, эксплуатация и ремонт. – М.: Машиностроение, 1995.
16. Мелькумов Т. М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением, Оборонгиз, М., 1953.

17. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, В. И. Ивин и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова, - М., Машиностроение, 1983.
18. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателя (скорость сгорания и рабочий цикл двигателя). М. – Свердловск: Машгиз, 1962.
19. Вибе И. И. Адиабатное изменение состояния газа при высоких температурах: «Известия вузов. Машиностроение», 1965. – № 9.
20. Wiebe I. I. Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren. – Berlin: Vebverlagstechnik, 1970.
21. Энгельс Ф. Диалектика природы. – Л.: Госполитиздат, 1952.
22. Семенов Н. Н. Успехи химических наук. – Т. XXII. – Вып. 5. – М.: Академия наук СССР, 1953.
23. Лазарев Е. А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей. – Челябинск, 1995.
24. Дьяченко Н. Х., Костин А. К., Мельников Г. В. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания. – М. – Л.: Машиностроение, 1965.
25. Ястржембский А. С. Термодинамика и история её развития. – М. – Л.: Энергия, 1966.
26. Радциг А. А. История теплотехники. – М. – Л.: Изд. АН СССР, 1936.
27. Орлин А. С., Вырубов Д. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. – М.: Машиностроение, 1971.
28. Рикардо Г. Р. «Быстроходные двигатели внутреннего сгорания» М.: Машгиз, 1960.
29. Чудаков Е. А. Исследование автомобильных топлив и масел. – М.: Госиздат, 1931.
30. Абрамович А. Д. Топливо и явление детонации в автотракторных двигателях. – М. – Л.: Сельхозгиз, 1934.
31. Мелькумов Т. М. Испытание топлив для быстроходных дизелей. – М. – Л.: ОНТИ НКТП, 1935.
32. Акчурин А. К. Применение горючего и смазочных материалов в транспортных машинах. – М. – Л.: ОНТИ НКТП, 1937.
33. Соколик А. С. Горение и детонация в газах. – М. – Л.: ГТТИ, 1934.
34. Забрянский Е. И. Оценка детонационной стойкости моторных топлив. – Баку: Азнефтеиздат, 1948.
35. Цветков В. Т. Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Изд. ХГУ, 1960.

36. Малявинский А. М., Петров А. В. Автомобильные двигатели. – М. – Л.: Минкомхоз РСФСР, 1947.
37. Гельман Б. М. и др. Дизельные колесные тракторы. – М.: Сельхозгиз, 1963.
38. Махалдиани В. В., Эджибия И. Ф., Леонидзе А. М. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. – Тбилиси: Мецниереба, 1973.
39. Чудаков Е. А. Пути повышения экономичности карбюраторного автомобильного двигателя. – М.: АН СССР, 1948.
40. Махалдиани В. В. О двигателях автоматическим регулированием степеней сжатия // Доклады семинара по двигателям внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степеней сжатия. – Тбилиси: Мецниереба, 1976.
41. Петров В. А. Автоматический регулятор степени сжатия для карбюраторных двигателей автомобильного типа // Дисс. докт. наук / Военная академия тыла и снабжения вооруженных сил Союза ССР. – Калинин, 1947.
42. Игнатов А. Г. Двигатель с шатуном переменной длины. – Дизелестроение. – № 5, 1947.
43. Воронов И. П. Особенности рабочего процесса дизеля, снабжённого буферным устройством для снижения давления сгорания при наддуве. – Энергомашиностроение. – № 9, 1959.
44. Двигатель с переменной степенью сжатия и фазами распределения. – Автомобильная промышленность США. – №№ 3, 1967.
45. Двигатели с автоматическим регулированием степени сжатия // Информационный сборник «Транспортное двигателестроение за рубежом». – № 47, 1968.
46. Вопросы и доводки новых танковых двигателей ФРГ и США / Информационный сборник «Транспортное двигателестроение за рубежом». – № 50, 1968.
47. Забрянский Е. И., А. П. Зарубин. Детонационная стойкость и воспламеняемость моторных топлив. – М.: Машиностроение, 1974.
48. Яковлев В. П. Исследование рабочего цикла двухтактного дизеля с обычной и разделённой подачей топлива // Дисс. канд. наук. – Челябинск, 1972.
49. Степанов М. Г. К вопросу о расчете охлаждения поршня подачей масла через осевой канал в шатуне // Исследование в области двигателей внутреннего сгорания. ЦНИДИ. – Вып. 20. – М. – Л.: Машгиз, 1952.
50. Гинцбург Б. Я. Масляное охлаждение поршней двигателей внутреннего сгорания // Исследование быстроходных дизелей: Труды НИИД. – № 11, 1962.

51. Расчет прокачки масла через подвижную магистраль двигателя. Отчет НИИД. Тема НВ-7-152-71. Методика № 106/3.
52. Энглиш К. Поршневые кольца. Теория, изготовление, конструкция и расчёт. Т. 1. – М.: Машгиз, 1962.
53. Башта Г. М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств. – М.: Оборонгиз, 1961.
54. Гавриленко Б. А., Минип В. А., Рождественский С. Н. Гидравлический привод. – М.: Машгиз, 1968.
55. Ланге В. А. Исследование аэрации масла в системах смазки авто-тракторных двигателей / Автореферат канд. дисс. – Челябинск: Изд. ЧИМЭСХ, 1975.
56. Портнов Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машгиз, 1963.
57. Двигатели SAAB с переменной степенью сжатия – Двигателестроение за рубежом. – № 25, 2000.