



УДК 621. 436. 004.5 (035)

© Г. Б. Горелик, 2008

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ ТОПЛИВОПОДАЧИ И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ С РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ В ДИЗЕЛЯХ ПРИ РАБОТЕ НА ДОЛЕВЫХ РЕЖИМАХ

Горелик Г. Б. – д-р техн. наук, проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» (ТОГУ)

При создании и доводке дизелей стоит задача выбора оптимальных параметров топливной аппаратуры и рабочего процесса в цилиндре с целью обеспечения высокого качества не только выходных показателей двигателя на номинальных режимах работы, но и на режимах долевых нагрузок. Математическое моделирование процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания позволяет решить данную задачу. Основные аспекты вышеизложенного и результаты исследования для долевых режимов представлены в данной работе.

In the design of diesel engines and their further running-ins there is a problem of choosing optimum parameters of both fuel equipment and combustion process in the cylinder to ensure high output parameters not only on rated duty but also light duty. Mathematical modeling of injection, carburetion and combustion processes allows one to solve this problem. The above basic aspects and investigation results for light operation conditions are provided.

Процессы топливоподачи, впрыскивания, взаимодействия факела с турбулентной средой в цилиндре и смесеобразования достаточно полно представлены в технической литературе. По сути, эти процессы являются мостиком, соединяющим работу системы топливоподачи с рабочим процессом дизеля. Современные методы расчета распыливания топлива, образования рабочей смеси и распределения топлива в объеме чрезвычайно сложны при относительно невысокой точности. Они базируются на вероятностных концепциях и, несмотря на имеющиеся успехи теории, не доведены до практического применения. Данная работа ориентируется на качественные выводы, в частности, на оценку степени влияния тех или иных параметров и геометрических соотношений топливной аппаратуры (ТА) на возможные изменения в

протекании рабочего процесса двигателя [1]. Во внимание должны приниматься такие факторы, как вид характеристики впрыскивания, физические параметры газовой среды в цилиндре в конце такта сжатия, физические характеристики топлива, характеристики процесса распыливания топлива. При этом желательнее использовать комплексные показатели качества распыливания, такие как, например, средний диаметр капли (арифметический, поверхностный или объемный), дифференциальные и суммарные кривые распыливания. Также целесообразна оценка дисперсности и однородности распыливания. Основная сложность оценки принимаемых решений при анализе частичных режимов заключается в их широком диапазоне как по подачам топлива, так и по частотам вращения (в отличие от принятой в соответствии с ГОСТами оценкой для номинального режима). Поэтому постановка задачи на уровне модели двухфазной турбулентной испаряющейся струи, впрыскиваемой в среду газа с высокими параметрами с учетом массотеплопереноса, объемной конвекции и градиентной диффузии, не реальна. В первом приближении качество распыливания возможно оценить путем использования критерия Вебера. Эксперименты, выполненные в МАДИ под руководством И. В. Астахова, позволили получить выражение для оценки величин средних диаметров капель в различные фазы впрыскивания [1]. При расчете процесса топливоподачи, пользуясь вышеприведенной формулой, на каждом шаге интегрирования возможно определить количество капель данного диаметра, суммировать общее число капель от начала подачи до любого момента времени и далее распределить капли с интервалом, например, через десять микрон в «накопители» количества капель (ячейки памяти ПК), укладываемые в этот диапазон.

Таким образом, имеется возможность получить суммарные и дифференциальные кривые распыливания топлива, которые позволяют судить о мелкости и однородности распыливания при анализе вопросов стабильности работы ТА на частичных режимах и при выборе мероприятий по улучшению качества ее работы.

Для частичных режимов работы ТА, как показал анализ результатов расчетно-экспериментального исследования, целесообразно ориентироваться на средний поверхностный диаметр d_{20} , так как процессы распыливания происходят при высоких значениях коэффициента избытка воздуха и пониженных термодинамических параметрах среды в цилиндре. Не менее важен в качественном отношении вопрос о параметрах факела (угле конуса и его пробивной способности), так как при малых подачах топлива в условиях малой турбулизации воздушного заряда в камере сгорания взаимодействие факела с газом и образование рабочей смеси не менее важно, чем величина цикловой подачи.



При этом допустимо пренебречь распределением топлива в струе и по объему камеры сгорания.

Как показывают эксперимент и расчет, изменение угла конуса факела происходит в начальной фазе впрыскивания, затем величина телескопического угла факела стабилизируется. По этой причине для частичных режимов изменение угла факела существенно определяет процессы смесеобразования. Для сопоставительного качественного анализа на участке начального впрыскивания в среду с противодавлением по результатам фотографирования факела допустимо применить формулу [7] $tg(\frac{\alpha_k}{2}) = B/2S$, где B – максимальная ширина факела, а S – длина факела для различных значений времени.

На основе баланса механических энергий действующих масс топлива и воздуха получено выражение для определения дальности факела [1, 7]. Для анализа частичных режимов возможно упрощенное выражение $l_{\phi} = A' \cdot \sqrt{t}$, где A' – коэффициент, $A' = 160$.

Таким образом, основные требования к процессам распыливания и смесеобразования сводятся к следующему:

- при сравнении анализируемых вариантов принимаются во внимание изменение и его характер в отношении параметров дисперсности и однородности распыливания;
- оценивается влияние параметров факела и его взаимодействие с воздушным зарядом в цилиндре, влияние на характер развития "активности" цикла впрыскивания.

Речь идет о возможном усилении (ослаблении) эффекта периодической неустойчивости процессов топливоподачи в последовательных циклах на качественном уровне. В данном исследовании оценка качества распыливания носит вспомогательный характер, что расширяет представление о происходящих процессах, позволяет качественно оценить влияние параметров ТА на характер сгорания и проводимых мероприятий по улучшению стабильности ее работы.

Экспериментальное исследование развития факела в условиях неустойчивой от цикла к циклу работы ТА на долевых режимах в лаборатории кафедры ДВС Тихоокеанского государственного университета четко подтвердили вышеизложенные представления о процессах топливоподачи и факелообразования [2, 3]. Действительно, отмечается влияние параметров факела на усиление «активности» подач в последовательных циклах с позиций рабочего процесса. Поэтому при анализе причин неустойчивой работы дизеля на долевых режимах следует учитывать не только колебания величин цикловых подач, но и смесеобразование в цилиндре.

Безусловно, процессы топливоподачи определяют характер и качество рабочего процесса дизеля. К настоящему времени представление о фазах подготовки и сгорания топлива четко сформировано. Выделяют четыре фазы развития рабочего процесса дизеля [8, 10]:

Продолжительность первой фазы (фазы задержки воспламенения) в значительной мере определяет характер протекания остальных фаз. Эта фаза формирует показатель (фактор) динамичности цикла $\sigma = g_i / g_u$, т. е. соотношение доли топлива, поданной за период задержки воспламенения, ко всему поданному топливу в цилиндр. Так как значительная часть систем топливоподачи имеет регулирование подачи по концу впрыскивания, то по мере перехода к частичным подачам фактор динамичности цикла возрастает (частично возрастание усиливается и за счет увеличения периода индукции). Процесс сгорания протекает жестче при увеличенном максимальном давлении в цилиндре. При смешанном способе регулирования по началу выполняет функцию коррекции впрыскивания в ограниченном диапазоне изменения угла опережения впрыскивания и на последующий анализ существенного влияния не оказывает. Системы с регулированием подачи по началу впрыскивания применяются весьма ограничено. Снижение скоростного режима приводит к обратному эффекту вследствие уменьшения давления впрыскивания, переносу начала подачи ближе к В. М. Т. в среду с повышенными термодинамическими параметрами.

Во второй фазе (фазе развития очагов воспламенения и распространения горения) подача топлива продолжается при увеличении его концентрации в рабочей смеси. За этот период происходит сгорание топлива, поданного в течение первой фазы, и части подачи за период второй фазы. У современных дизелей впрыскивание топлива в цилиндр к концу второй фазы прекращается. Окончание этой фазы происходит, как правило, к моменту достижения максимального давления в цилиндре p_z .

Третья фаза (основное горение) протекает от момента достижения p_z и до выхода процесса на максимальную температуру цикла T_z .

Разумеется, эти границы условны, так как при отлаженном рабочем процессе, например, может практически отсутствовать четвертая фаза (догорание).

С точки зрения связи рабочего процесса с топливоподачей при работе дизеля на частичных скоростных и нагрузочных режимах особую значимость получают современные представления о динамике развития рабочего процесса дизеля [5, 6, 8]. Смесеобразование [4] связывает процессы топливоподачи и сгорания и включает в себя ряд промежуточных фаз: распыливание топлива форсункой, образование и перемешивание двухфазной струи топлива, испарение капель в турбулентном



потоке, перемешивание и подготовку паров топлива к воспламенению, включая предпламенные превращения углеводородов топлива за период индукции, вблизи В.М.Т. и т. п.

Не следует детально вникать в сложнейшие термогидравлические процессы, связанные с массотеплопереносом в условиях температурно-концентрационных полей и многосвязных физико-химических явлений. На наш взгляд, вполне достаточно использование качественного анализа взаимосвязи процессов впрыскивания и сгорания топлива в цилиндре. Следует хотя бы на качественном уровне связать нестабильную от цикла к циклу топливоподачу с рабочим процессом и выходными параметрами дизеля, такими как нестабильность частоты вращения, амплитуда изменения крутящего момента и др.

Согласно концепции Б. П. Пугачева [5, 8] процесс сгорания в дизеле может быть представлен в виде так называемой двумерной модели нулевого порядка, описываемой двугорбой диаграммой тепловыделения (рис. 1). Особенностью такой модели является то, что она описывается дифференциальными уравнениями в частных производных (уравнения сохранения массы, энергии и химических концентраций), а в основе модели – описание характера тепловыделения в цилиндре:

$$\frac{dx}{dt} = \sum_{i=1}^m \frac{dx_i}{dt}(t) , \quad (1)$$

где $\frac{dx_i}{dt}(t)$ – составляющие скорости тепловыделения при $m = 2$.

Скорость тепловыделения в общем случае запишется как

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} = & \frac{x_1(k_1-1)}{\varphi_1} \left(\frac{\varphi - \varphi_n}{\varphi_1} \right)^{k_1-1} \exp \left[\frac{k_1-1}{k_1} \left(\frac{\varphi - \varphi_n}{\varphi_1} \right)^{k_1} \right] + \\ & + \frac{(x_m - x_1)a_m(k_2-1)}{\varphi_2} \left(\frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_3}{\varphi_2} \right)^{k_2-1} \exp \left[-\frac{k_2-1}{k_2} \left(\frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_3}{\varphi_2} \right)^{k_2} \right] + \\ & + \frac{(x_m - x_1)(1-a_m)(k_3-1)}{\varphi_3} \left(\frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_3}{\varphi_2} \right)^{k_2-1} \exp \left[-\frac{k_3-1}{k_3} \left(\frac{\varphi - \varphi_n - \varphi_3}{\varphi_3} \right)^{k_3} \right], \quad (2) \end{aligned}$$

где x_1, x_m – доли теплоты, соответственно выделившейся на первом участке и за весь период горения; φ_1, φ_2 – угловые величины, соответствующие отрезкам времени от начала соответствующего участка до момента достижения максимальной скорости на этом участке; φ_n, φ_3 – начало тепловыделения относительно В. М. Т. и задержка по-

следующего участка относительно начала предыдущего; k_1, k_2, k_3 – показатели характера тепловыделения теплоты на участках; a_m – доля теплоты, выделившейся на основном участке под воздействием мелко-масштабных турбулентных пульсаций.

При переходе на частичные режимы снижается доля диффузионного горения при изменении формы скорости тепловыделения на первом участке вследствие изменения температурного состояния двигателя. На режимах минимальных оборотов под нагрузкой имеет место только взрывное горение (штрих-пунктирная линия на рис. 1). На основании работы [7] возможно определить значения φ_1 и φ_3 :

$$\varphi_1 = \varphi_3 = 180 \cdot \frac{c_m}{a_{зв}} \cdot \frac{l_k}{D} \cdot \frac{D}{S}, \quad (3)$$

где l_k – характерный размер камеры сгорания; $a_{зв}$ – скорость звуковых волн в камере сгорания; c_m – средняя скорость движения поршня; D, S – диаметр и ход поршня.

Для частичных режимов, характерных для работы дизель-генераторов, когда подача топлива не превосходит 20–40 % от номинальной (меньшее значение относится к форсированным дизелям), второй участок тепловыделения вырождается, от выражения (2) остается только первый член. Этот член уравнения возможно использовать при анализе последовательных процессов в цилиндре для случая неустойчивой от цикла к циклу работы ТА (здесь речь идет о стационарных дизелях). Для главных судовых и транспортных двигателей картина несколько другая. Согласно критерию Сифмана N [9] процессы топливоподачи происходят по первому типу при одновременном уменьшении цикловой подачи, что позволяет использовать для анализа первый член выражения (2), но с пониженной достоверностью.

При допущении, что на частичных режимах в условиях неустойчивой работы от цикла к циклу коэффициент избытка воздуха не изменяется, возможно принять φ_1 и φ_3 из выражения (3), $k_1 = 2$ и $x_1 = a_1(g_i / g_u)$. Коэффициент a_1 зависит от геометрии камеры сгорания, угла опережения и параметров впрыскивания и в последовательных процессах сгорания в цилиндре не изменяет своего значения. Для обеспечения минимальных устойчивых подач топлива в условиях форсированного дизеля без превышения жесткости номинального режима необходимо выполнить условие: максимальная скорость тепловыделения этого режима не должна превышать $(\frac{dx_1}{dt})_{ном}$.

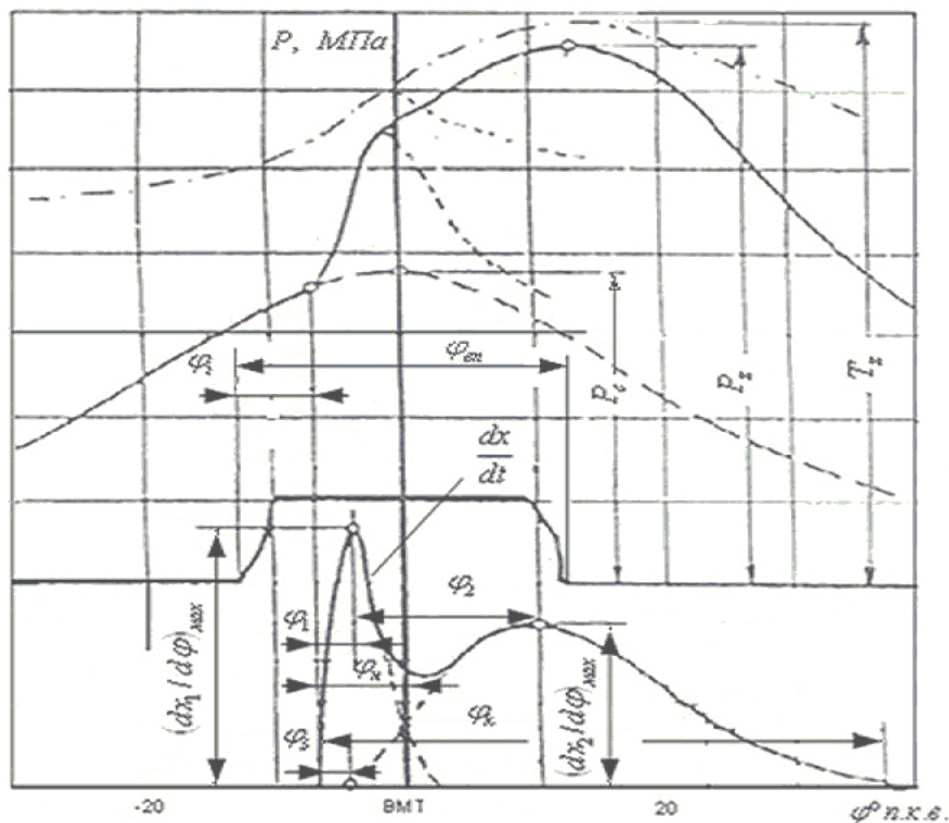


Рис. 1. Изменение тепловыделения, температуры и давления газов в цилиндре дизеля от угла поворота коленчатого вала

— - для номинальных режимов; - - - - для долевых режимов

Для этого следует так организовать процесс топливоподачи, чтобы по мере снижения активного хода плунжера вплоть до минимальной подачи, фактор динамичности цикла вследствие возрастания задержки воспламенения не превысил значение номинального режима. Поэтому для форсированных дизелей становится целесообразным применение ступенчатой (вплоть до двойной) подачи топлива. Именно при таком решении возможно обеспечить устойчивую минимальную подачу топлива. Период индукции [9, 10] возможно оценить по формуле

$$\varphi_i = 72 \cdot 10^{-4} n \cdot \left(\frac{T}{p}\right)^{0,5} \cdot \exp\left(\frac{E}{RT}\right).$$

Для активных и пассивных процессов сгорания (это связано с соответствующими "активным" и "пассивным" впрыскиваниями при нестабильной от цикла к циклу работе ТА) из этой формулы с учетом

$l_\phi = A' \cdot \sqrt{t}$, где A' – коэффициент, $A' = 160$, получается приближенное соотношение

$$\varphi_i^A = \left(\frac{n_A}{n_{II}} \right) \cdot \varphi_i^{\Pi}, \quad (4)$$

где n_A , n_{II} – мгновенная частота вращения при активном и пассивном процессах. В соответствии с ГОСТ 10150-88 допускаемая степень нестабильности частоты вращения не должна превышать 3 %. В эксплуатации на подобных режимах эта величина значительно больше.

Качественный анализ рабочего процесса дизеля для частичных режимов работы с использованием выражения (2) позволяет в первом приближении выйти на связь между нестабильной или неравномерной работой ТА с основными показателями рабочего процесса в цилиндре и выходными характеристиками дизеля. Использование полноразмерной математической модели рабочего процесса дизеля, реализованной А. В. Скотта на базе уравнения (2), позволило синтезировать рабочий процесс в цилиндре в последовательных циклах без внесения существенных погрешностей, связанных с введенными упрощениями.

Требования к определенному формированию параметров топливоподачи на долевых режимах работы не должны пересекаться с требованиями обеспечения номинальных режимов.

Анализ последовательных циклов впрыскивания при работе ТА на частичных режимах сводится к следующему: выяснению на качественном уровне влияния нестабильной работы ТА на характер тепловыделения в первой и второй фазах рабочего процесса; в оценке связи "активности" цикла впрыскивания со скоростью тепловыделения на участке взрывного горения; в оценке влияния собственной нестабильности ТА на усиление (ослабление) данного эффекта через рабочий процесс дизеля.

Таким образом, в данной работе рассмотрены новые аспекты глобальной проблемы: повышения эффективности эксплуатации судовых дизелей при работе на частичных и переходных режимах.

Расчетно-экспериментальное исследование позволило раскрыть физическую природу сложных гидродинамических явлений в дизельной ТА, обуславливающую появление межциклового нестабильности топливоподачи в рабочем процессе отдельных цилиндров. Эти явления до настоящего времени так и не нашли полноценного отражения как в технической литературе, так и в расчетных методиках, а также в практике проектирования ТА и в требованиях государственных стандартов к параметрам дизелей при работе на частичных режимах.



Анализ влияния топливоподачи на рабочий процесс дизеля

Для изучения влияния процессов впрыскивания топлива при работе дизеля на частичных режимах в условиях выраженной неустойчивости последовательных циклов топливоподачи использовался одноцилиндровый отсек размерности Ч 18/22, специально подготовленный для исследования неустановившихся режимов работы [3]. Осциллографирование отдельных рабочих процессов в цилиндре с записью с большой растяжкой по углу поворота коленчатого вала при последовательных набросах 100 % нагрузки на «холодный» и «горячий» двигатель позволило выявить влияние периода задержки воспламенения на основные показатели рабочего процесса. Эти материалы в дальнейшем использовались при оценке связи неустойчивой работы ТА с рабочим процессом дизеля. Так как регулирование подачи топлива обеспечивалось по концу подачи, путем анализа индикаторных диаграмм, снятых при различных нагрузках, удалось выявить частные связи между процессами топливоподачи, смесеобразования и сгорания. В частности, долевые режимы работы, начиная с 25–35 % нагрузки и ниже, характеризуются в основном взрывным характером сгорания, диффузионное горение топлива имеет место, но слабо выражено. В значительной мере проявляется влияние периода индукции топлива τ_i на характер тепловыделения и параметры рабочего процесса [2, 3]. Так, τ_i для «холодного» дизеля равно 2,97 м. с (при мгновенном набросе 100 % нагрузки в первом цикле), для «горячего» цикла при 100 % нагрузке – 1,97 м. с. Аналогично проводились набросы с 25, 50 и 75 % нагрузки. Задача сводилась к оценке влияния именно первой и второй фаз рабочего процесса на выходные параметры работы дизеля, так как на долевых режимах работы именно они определяют «чувствительность» двигателя к неустойчивой от цикла к циклу подаче топлива. Результаты представлены в табл. 1.

Подтверждено, что наибольшее влияние на показатели рабочего процесса в цилиндре оказывает величина задержки воспламенения.

Таблица 1

Результаты анализа рабочего процесса в первом цикле переходного процесса при различном тепловом состоянии двигателя

Режим наброса нагрузки, %	φ_i	σ	$\Delta p / \Delta \varphi$	$(dp / d\varphi)_{\max}$	p_z	$(dx / dt)_{\max}$
	⁰ п.к.в.	о.е.	МПа ⁰ п.к.в.	МПа ⁰ п.к.в.	МПа	1/с
0-100	13,4	0,52	0,261	1,14	7	0,066
25-100	11,8	0,49	0,255	1,08	7	0,062
50-100	9,85	0,42	0,246	0,90	6,7	0,044
75-100	9,36	0,37	0,239	0,76	6,8	0,050
100-100	8,9	0,36	0,234	0,68	6,9	0,048

Средняя жесткость процесса и максимальное давление сгорания изменяются незначительно, но существенно меняются характер тепловыделения и максимальная жесткость сгорания, что существенно зависит от характеристики топливоподачи.

Для оценки влияния ТА на рабочий процесс (РП) дизеля при работе на частичных режимах выполнен синтез рабочего процесса при активном и пассивном циклах топливоподачи и определено влияние межциклового неустойчивости на возникновение субгармонического момента на валу двигателя. В условиях неустойчивой работы ТА связь между РП и топливоподачей проявляется особенно сильно, при этом ухудшаются не только показатели эффективности работы дизеля, но происходит и снижение показателей надежности. В особой мере выше изложенное касается вопросов эксплуатации современных форсированных дизелей, у которых характеристика топливоподачи имеет большую крутизну начального фронта (четвертый тип процессов топливоподачи по Б. Сифману [9]).

Анализ влияния периодической неустойчивости процессов топливоподачи на РП дизеля выполнялся по методике Б. П. Пугачева, а в качестве исходных материалов использованы осциллограммы работы судового дизеля 6ЧСПН 18/22 на режиме минимально устойчивых оборотов под нагрузкой (рис. 2).

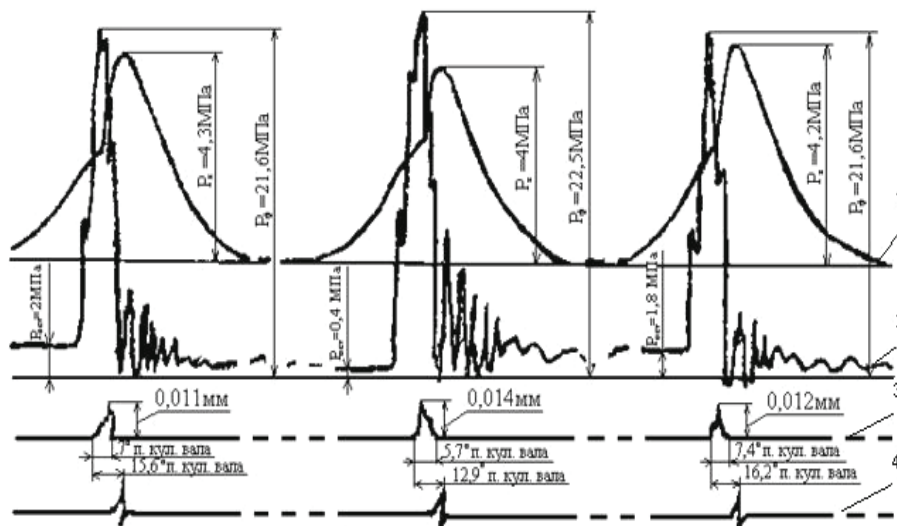


Рис. 2. Осциллограмма последовательных рабочих процессов дизеля 6ЧСПН 18/22 на режиме минимальных устойчивых оборотов под нагрузкой:

- 1 – давление в цилиндре; 2 – процессы впрыскивания; 3 – подъем иглы форсунки; 4 – отметка ВМТ



Степень влияния характеристики впрыскивания на долевых нагрузках и малых частотах вращения в условиях нестабильной работы ТА на возможное усиление (ослабление) входного сигнала через рабочий процесс определится соотношением между периодом задержки воспламенения и продолжительностью подачи топлива в активных (пассивных) циклах. Если $\varphi_i \leq \varphi_{en}$, то влияние нестабильной работы топливной аппаратуры на рабочий процесс значительно (имеет место усиление колебаний) в связи с различием характера тепловыделения при разных значениях фактора динамичности цикла σ . Границей снижения эффекта усиления является условие $\varphi_i / \varphi_{en} = 1$. Для судового или транспортного двигателя данное условие чаще всего не выполняется, поэтому усложняется задача обеспечения минимальных оборотов холостого хода и минимально устойчивых под нагрузкой.

Параметры активного и пассивного циклов топливоподачи (см. рис. 2) обработаны и представлены на рис. 3.

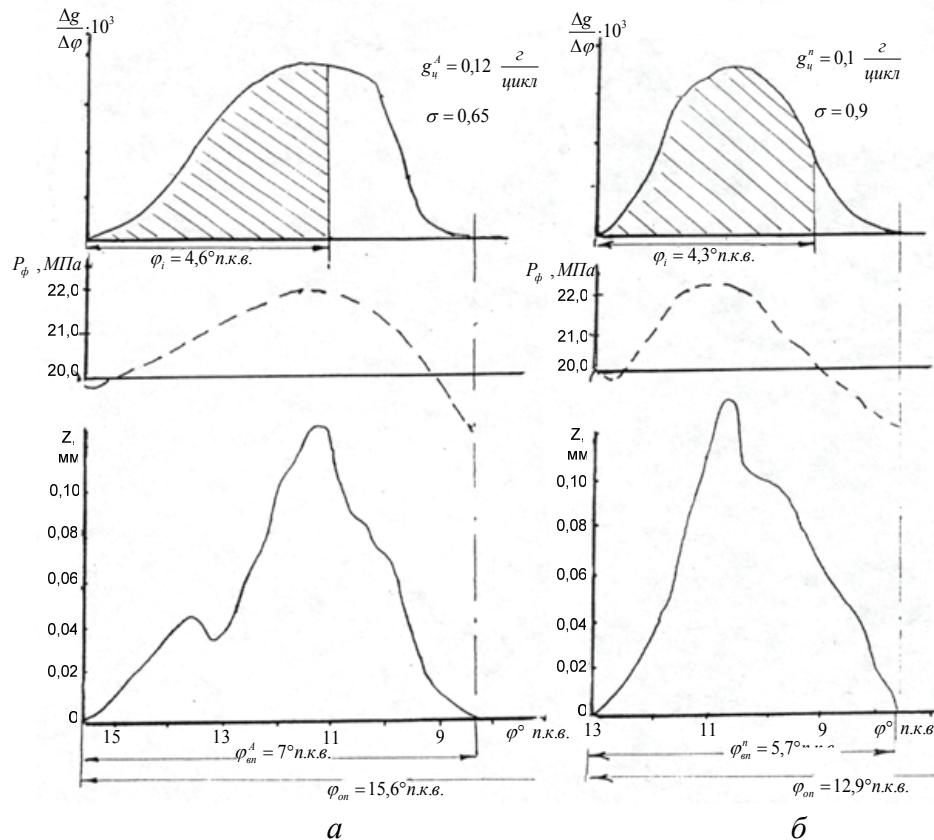


Рис. 3. Характеристика последовательных подач топлива:
А – при активном цикле; б – при пассивном цикле;

P_{ϕ} – давление впрыскивания; Z – подъем иглы распылителя;
 $\Delta g / \Delta \varphi$ – характеристика впрыскивания

С учетом уравнений (2), (3) и (4) и при условии, что степень неустойчивости частоты вращения равна 3 %, получим $\varphi_i^A \cong 1,03\varphi_i^P$. По методике Б. П. Пугачева определены все величины, необходимые для расчета тепловыделения. Произведен синтез рабочего процесса в цилиндре дизеля, результаты которого представлены на рис. 4.

Синтезированная индикаторная диаграмма практически соответствует полученной в результате осциллографирования рабочего процесса в цилиндре, что подтверждает адекватность математической модели (ММ) Б. П. Пугачева при применении ее для долевых режимов работы дизеля. Это позволяет провести анализ влияния неустойчивой от цикла к циклу работы ТА на параметры рабочего процесса дизеля и периодическую неравномерность вращения коленчатого вала.

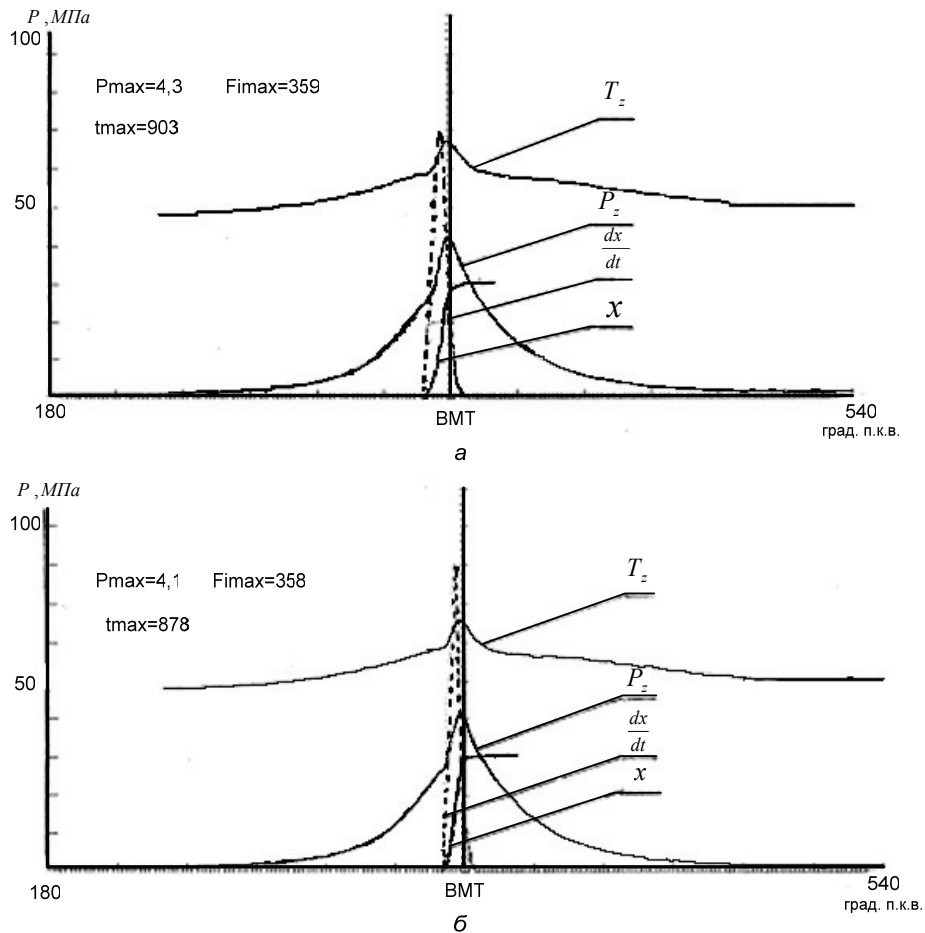


Рис. 4. Синтез рабочего процесса дизеля для случая 10 % вторичного эффекта:
а – при активном цикле; б – при пассивном цикле



Результаты исследования процессов при наличии межциклового неустойчивости процессов топливоподачи

Влияние вторичного эффекта по рейке ТНВД возможно оценить по отношению к реперному режиму, т.е. режиму, при котором обеспечивается допустимая степень неустойчивости частоты вращения 3 %. Результаты синтеза рабочего процесса сведены в табл. 2.

Таким образом, усиление неустойчивой от цикла к циклу работы дизеля в основном определяется собственной цикловой неустойчивостью ТА. Но при нарушении качества работы САРч (в условиях рядовой эксплуатации), когда имеет место выраженный вторичный эффект по рейке ТНВД (20 % и более), существенно возрастает неравномерность крутящего момента двигателя и неравномерность вращения коленчатого вала с субгармонической частотой $n/240$ Гц. Именно это и определяет «перетекание» электрической мощности при параллельной работе дизель-агрегатов и повышенную неустойчивость частоты вращения судовых и транспортных дизелей на частичных режимах.

Таблица 2

Результаты синтеза рабочего процесса при активном и пассивном циклах топливоподачи

Параметр	Активный цикл	Пассивный цикл
Собственная неустойчивость	$P_z = 4,2$ МПа; $T_z = 885$ К	$P_z = 4,0$ МПа; $T_z = 866$ К
10 % вторичный эффект	$P_z = 4,3$ МПа; $T_z = 903$ К	$P_z = 4,1$ МПа; $T_z = 878$ К
20 % вторичный эффект	$P_z = 4,4$ МПа; $T_z = 934$ К	$P_z = 4,1$ МПа; $T_z = 897$ К

Влияние неустойчивой работы ТА на характер протекания рабочего процесса в цилиндре при отсутствии неравномерности цикловой подачи (при коэффициенте расходной характеристики форсунки $K_\phi = 0$) обратно предыдущему случаю. Активный цикл впрыскивания обеспечивает значение фактора динамичности цикла 0,76, при этом достигаются значения $P_z = 4$ МПа и $T_z = 863$ К (угол п. к. в. соответственно 357° и 356°), при пассивном впрыскивании $P_z = 4,2$ МПа и $T_z = 908$ К при 356° п. к. в., максимальная жесткость сгорания возрастает на 27 %. То есть, вследствие многофакторной взаимосвязи процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания возможны случаи, когда при $K_\phi = 0$ активному впрыскиванию соответствует рабочий цикл с пониженными параметрами (P_z, T_z, p_i).

Влияние угла опережения впрыскивания на параметры работы дизеля при эксплуатационном износе привода ТНВД и пары кулачок-толкатель, вследствие которого угол опережения сместился на 3° п. к. в., определено на ММ путем соответствующего синтеза рабочего процесса.

По сравнению с реперным режимом (см. табл. 2) происходит изменение параметров рабочего процесса, несколько возрастает жесткость сгорания. Давление и температура в цилиндре в активном цикле составили соответственно 4,6 МПа и 972 К, в пассивном – 4,3 и 928, несколько возросла средняя жесткость сгорания, на 23 % увеличилось значение мгновенной жесткости. Безусловно, ухудшается качество работы дизеля. Угол опережения должен жестко контролироваться в процессе эксплуатации. Это становится возможным при активном использовании средств безразборной диагностики в условиях рядовой эксплуатации.

Влияние вида характеристики впрыскивания на рабочий процесс в условиях нестабильной работы ТА оценивалось для случая, когда по сравнению с реперным режимом существенно снижен темп нарастания подачи на начальном участке впрыскивания. Это, при прочих одинаковых условиях, обеспечивает снижение фактора динамичности для активного цикла до 0,3, а в пассивном - до 0,6.

Однако практического отличия реперного и данного вариантов нет. Имеется смещение максимума давления в активном цикле на 2° (359 вместо 357°), что способствует некоторому увеличению эффективности преобразования крутящего момента.

Таким образом, при формировании характеристики впрыскивания для форсированного дизеля с целью сокращения продолжительности подачи на номинальных режимах возможно ориентироваться на жесткий начальный фронт характеристики.

Результаты имитации рабочего процесса для «холодного» и «горячего» состояния дизеля в условиях нестабильной работы ТА представлены в табл. 3. Речь практически идет о тепловом состоянии двигателя, которое влияет на период задержки воспламенения и соответственно на параметры рабочего процесса в цилиндре.

Таблица 3

**Результаты синтеза рабочего процесса
при активном и пассивном циклах топливоподачи**

Состояние дизеля	Активный цикл				Пассивный цикл			
	φ_i	σ	P_z	T_z	φ_i	σ	P_z	T_z
«Холодный»	4,6	0,65	4,2	885 К	4,3	0,9	4	866 К
«Горячий»	3	0,38	4,5	976 К	2,85	0,63	4,2	925 К



При «горячем» состоянии двигателя начинает проявляться влияние диффузионного горения на рабочий процесс (на «холодном» дизеле имеет место только взрывное горение). При некотором снижении жесткости сгорания значение максимальной температуры в цилиндре возрастает на 10,2 %, максимум P_z и T_z достигается соответственно на 2 и 3,5 ° п. к. в. раньше при небольшом уменьшении среднего индикаторного давления в цилиндре. Нестабильность рабочих процессов в последовательных циклах практически не изменяется, усиления собственной неустойчивости работы ТА не происходит.

Главное, нестабильная от цикла к циклу работа ТА приводит к соответствующей неустойчивости рабочего процесса в цилиндре (частично, разброс точек на линии сгорания при индицировании пневмоэлектрическим индикатором типа МАИ-2 объясняется именно данным обстоятельством). Эта неустойчивость с субгармонической частотой $n/240$ Гц (в ряде случаев $n/180$, $n/360$ и др.) приводит к появлению неравномерности крутящего момента и, соответственно, к повышению степени неравномерности частоты вращения коленчатого вала.

Выводы по работе

Полученные результаты являются общими при рассмотрении конкретных систем топливоподачи и дизелей. Главное – методология решения поставленной задачи. При рассмотрении частных вопросов применительно к той или иной ТА возможно получить количественную оценку качества работы системы на частичных режимах. В целом, рекомендации, полученные в результате расчетно-экспериментального исследования, позволяют направленно проектировать или модернизировать современные двигатели с обеспечением заданных положительных качеств работы на частичных режимах эксплуатации.

Таким образом:

1. В работе подтверждена количественная оценка связи рабочего процесса в цилиндре дизеля с процессами топливоподачи и смесеобразования, при этом показана адекватность математической модели Пугачева при ее использовании для долевых режимов работы и возможности применения ММ для исследования и расчетной доводки рабочего процесса.
2. Топливная аппаратура, являясь на долевых режимах работы дизелей сама по себе типовым колебательным звеном, через рабочий процесс в цилиндре становится источником появления вынужденных субгармонических колебаний частоты вращения коленчатого вала при одиночной и параллельной работе дизель-агрегатов, а также судовых и автотракторных двигателей.

3. Обеспечение минимальных оборотов холостого хода и минимально устойчивых оборотов под нагрузкой для судовых и транспортных двигателей является первоочередной задачей, так как субгармонические межцикловые колебания топливоподачи практически воспроизводятся системой автоматического регулирования частоты и чаще всего усиливаются. При этом наличие вторичного эффекта по линии САРч усугубляет влияние первичной неустойчивости частоты вращения. Правильный выбор конструкции элементов ТА и ее геометрических соотношений на базе ММ позволяет улучшить качество работы дизелей на долевых режимах работы.

Библиографические ссылки

1. *Подача* и распыливание топлива в дизелях / И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян и др. М., 1972.
2. Горелик Г. Б., Журавлев П. П. Установка для экспериментального исследования факела и распыливания в условиях неустойчивой от цикла к циклу работы топливной аппаратуры дизелей // Вопросы совершенствования работы дизелей на неустановившихся режимах и при высокой форсировке. Хабаровск, 1978.
3. Горелик Г. Б., Колоновский Г. А. Исследование рабочего процесса дизеля при его работе на неустановившемся режиме // Вопросы совершенствования работы дизелей на неустановившихся режимах и при высокой форсировке. Хабаровск, 1979.
4. Дьяченко Н. Х., Свиридов Ю. Б. Проблемы сгорания в дизелях // Горение и взрыв. М., 1972.
5. Дьяченко Н. Х., Магидович Л. Е., Пугачев Б. П. Определение основных параметров характеристики тепловыделения при сгорании в дизеле // Энергомашиностроение. 1970. № 316.
6. Дьяченко Н. Х., Пугачев Б. П., Магидович Л. Е. Оптимизация характеристик тепловыделения дизелей, форсированных наддувом // Рабочие процессы в поршневых ДВС. Волгоград, 1979.
7. Лышевский А. С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. М., 1963.
8. Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в ДВС. Л., 1988.
9. Сифман Б. И. Экспериментальное исследование и метод расчета топливных систем типа Бош // ЦНИДИ. Л., 1941.
10. Толстов А. И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамики цикла быстрого дизеля с воспламенением от сжатия // НИЛД. М., 1955.