

## Топливоподающая система для дизеля с управлением давлением впрыскивания

© Ю.Д. Погуляев<sup>1</sup>, Р.М. Байтимеров<sup>1</sup>, В.Н. Наумов<sup>2</sup>, Д.А. Чижев<sup>2,3</sup>

<sup>1</sup>Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, 454080, Россия

<sup>2</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Россия

<sup>3</sup>ФГУП «ЦАГИ», г. Жуковский, Московская область, 140180, Россия

*Предложена топливоподающая система для дизельного двигателя, позволяющая управлять давлениями предварительного впрыскивания и впрыскивания после основного, а также изменять кривую давления основного впрыскивания. Система представляет собой насос-форсунку с независимым управлением давлением и иглой. Разработана математическая модель впрыскивания топлива насосом-форсункой. На основе этой модели рассчитаны характеристики топливоподачи для многофазного впрыскивания, состоящего из одного предварительного, основного и одного впрыскивания после основного. Расчет проводился для режимов, различающихся формой основного впрыскивания: ступенчатая, трапецевидная, треугольная и прямоугольная. Показано, что предложенная топливоподающая система позволяет реализовать все четыре формы основного впрыскивания, а также установить давление предварительного впрыскивания и впрыскивания после основного. Рассматриваемая топливоподающая система является перспективной, однако нуждается в дальнейшем изучении.*

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, система впрыскивания, насос-форсунка, форма основного впрыскивания, пьезоэлектрический клапан управления давлением.

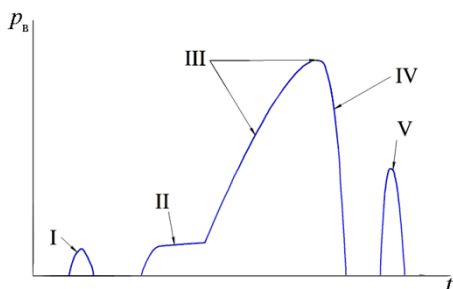
Требования экологических стандартов в отношении содержания вредных веществ в отработавших газах (ОГ) дизельных двигателей постоянно повышаются. При этом двигатель должен оставаться недорогим, экономичным и обладать высоким коэффициентом полезного действия (КПД).

Эти противоречивые требования заставляют производителей непрерывно совершенствовать двигатели и, в частности, топливоподающие системы (ТПС), поскольку качество работы ТПС существенно влияет на характеристики двигателя.

Влиянию параметров ТПС на характеристики дизельных двигателей посвящено множество работ. Исследования показывают, что снизить уровень эмиссии вредных веществ в ОГ можно, осуществляя многофазное впрыскивание.

Оптимальная кривая давления многофазного впрыскивания с точки зрения эмиссии, согласно [1], представлена на рис. 1.

Многофазное впрыскивание состоит из предварительного (ПВ), основного впрыскивания (ОВ) ступенчатой формы и впрыскивания после основного (ВПО).



**Рис. 1.** Оптимальная кривая давления впрыска с точки зрения эмиссии [1]:

I — короткое ПВ (снижение уровня  $NO_x$  и шума); II — низкое давление впрыскивания (снижение уровня  $NO_x$  и шума); III — нарастание давления ОВ с максимумом (уменьшение количества сажи, снижение расхода топлива); IV — резкое окончание ОВ (уменьшение количества уровня сажи); V — ВПО (уменьшение количества уровня сажи)

Как видно на рис. 1, оптимальная кривая давления впрыскивания имеет достаточно сложную форму. При этом большое количество параметров (давления отдельных впрыскиваний, моменты начала и длительность каждого из них, промежутков между впрыскиваниями, наклон кривой давления ОВ и др.) значительно влияют на характеристики двигателя в целом и на эмиссию в частности [1, 2].

Ключевую роль играет форма ОВ. Существуют разные формы оптимальных кривых расхода топлива через распыливающие отверстия для ОВ в зависимости от поставленной задачи.

Типичными задачами являются минимизация расхода топлива, снижение эмиссии и увеличение мощности (рис. 2).



**Рис. 2.** Идеальные формы характеристики ОВ для минимального расхода, минимальной эмиссии и максимальной мощности [3]

Таким образом, если дизель оснащен гибкой системой топливоподачи, которая в зависимости от условий работы двигателя может реализовывать ту или иную характеристику впрыскивания, можно оптимизировать работу двигателя на любом режиме.

Известны ТПС, которые в той или иной мере «умеют» формировать различные формы впрыскивания.

Фирмой Bosch разработана система APCRS [1, 4, 5]. Данная ТПС представляет собой систему типа Common Rail, которая дополнена форсункой со встроенной плунжерной парой (насос), приводимой в

движение гидравлически. В аккумуляторе топливо находится в сжатом до среднего давления состоянии; при этом давлении осуществляются ПВ, ВПО. При формировании ОВ подключается насос и повышается давление.

Интерес представляет также ТПС Ганноверского университета [6, 7]. Эта ТПС отличается от обычных систем типа Common Rail наличием двух аккумуляторов, соединенных с форсункой пьезоэлектрическими клапанами. В первом аккумуляторе давление высокое, во втором ниже. Переключением посредством пьезоэлектрических клапанов формируется требуемая кривая давления впрыскивания. Пропорциональное сечение пьезоэлектрических клапанов регулируется изменением подводимого напряжения. Форсунка оснащена мощным пьезоэлементом, приводящим в движение иглу напрямую.

Фирмой Delphi разработан двухклапанный электронный насос-форсунка [3, 8] с независимым управлением давлением и ходом иглы.

Управлять формой впрыскивания возможно не только давлением, но и ходом иглы. Такой возможностью обладают форсунки с прямым пьезоэлектрическим приводом иглы. Реализация ступенчатой формы впрыскивания такой форсункой представлена в работе [9].

Также следует упомянуть электрогидравлическую форсунку с мультипликатором давления, разработанную в «СКБ АЗПИ» [10]. По принципу работы она схожа с системой APCRS фирмы Bosch.

В данной работе рассматривается новая система топливоподачи, которая, по мнению авторов, обладает достаточными возможностями для формирования любой из описанных форм впрыскивания.

Эта ТПС представляет собой насос-форсунку с двумя управляющими клапанами и по конструкции близка к насосу-форсунке фирмы Delphi. Общая схема рассматриваемой ТПС дана в работе [11].

Насосом является плунжерная пара, плунжер приводится в движение с помощью кулачкового привода. Полость высокого давления насоса связана с магистралью подвода топлива посредством пьезоэлектрического клапана регулирования давления (КРД).

Форсунка представляет собой известную конструкцию с двухпозиционным клапаном [12 — 14]. Приводом двухпозиционного клапана может быть соленоид, пьезоактуатор или механический привод [14].

Если рассмотреть оптимальные кривые, показанные на рис. 1 и 2, можно на всех них, кроме треугольной, увидеть горизонтальные участки. На этих участках давление должно оставаться постоянным, но известные насосы-форсунки таких участков давления не обеспечивают.

Рассматриваемый насос-форсунка может формировать эти горизонтальные участки благодаря особой форме кулачка привода плунжера. Для фазы нагнетания профиль кулачка представляет собой часть архимедовой спирали, поэтому при постоянной скорости вращения кулачкового вала скорость движения плунжера также будет постоянной.

Чтобы показать возможность насоса-форсунки формировать горизонтальные участки давления, рассмотрим его упрощенную схему (рис. 3).

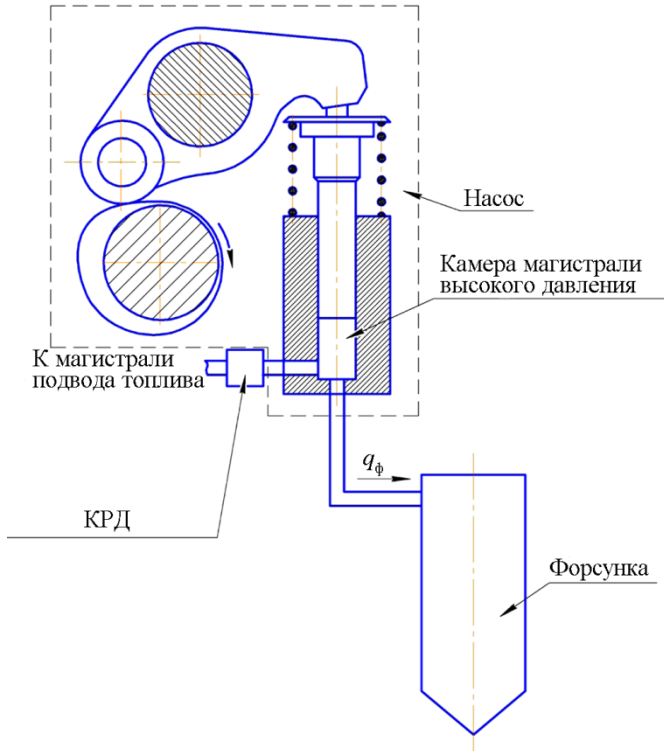


Рис. 3. Упрощенная схема насоса-форсунки

Запишем уравнения объемного баланса для камеры высокого давления и кармана распылителя форсунки согласно [15], считая, что игла форсунки полностью открыта, давление в цилиндре двигателя и магистрали подвода топлива постоянно.

Уравнение объемного баланса для камеры высокого давления

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{v_{пл} f_{пл} - (\mu f)_b \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1(t) - p_2(t)|} - (\mu f)_{КРД} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1(t) - p_{ЛНД}|}}{\alpha_{сж} (V_1 - v_{пл} t f_{пл})}. \quad (1)$$

Уравнение объемного баланса для кармана распылителя

$$\frac{dp_2(t)}{dt} = \frac{(\mu f)_b \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1(t) - p_2(t)|} - (\mu f)_p \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2(t) - p_{ц}|}}{\alpha_{сж} V_2}. \quad (2)$$

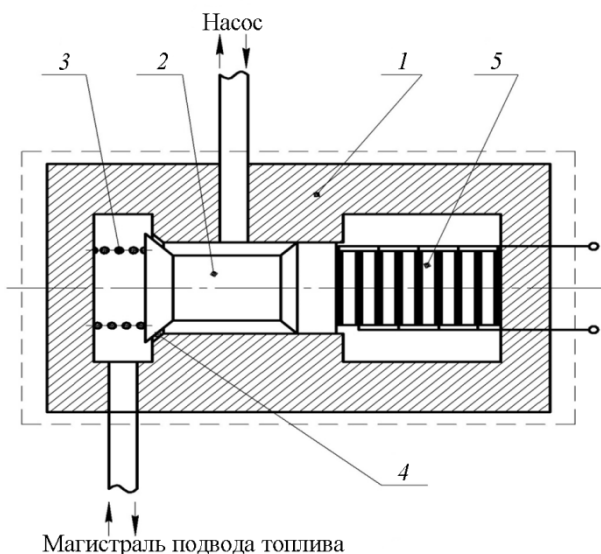
В уравнениях (1), (2):  $t$  — время;  $\alpha_{сж}$  — коэффициент сжимаемости топлива;  $p_1(t)$  — давление в камере высокого давления;  $V_1$  — объем камеры высокого давления при полностью поднятом плунжере;  $\rho$  — плотность топлива;  $(\mu f)_b$ ,  $(\mu f)_{КРД}$ ,  $(\mu f)_p$  — эффективные проходные сечения соответственно канала, соединяющего насос с карманом распылителя, пьезоэлектрического КРД регулирования давления и распыливающих отверстий;  $v_{пл}$ ,  $f_{пл}$  — соответственно скорость и площадь поперечного сечения плунжера;  $p_2$  — давление в кармане распылителя;  $V_2$  — объем кармана распылителя;  $p_{ЛНД}$ ,  $p_{ц}$  — давление соответственно в линии низкого давления (ЛНД) и в цилиндре. В уравнении (1) первое слагаемое  $v_{пл} f_{пл}$  характеризует объемную скорость выталкивания топлива плунжером насоса. Для известных насосов-форсунок эта величина непостоянная, поэтому горизонтальные участки на кривой давления при неизменных остальных коэффициентах уравнения получить нереально.

Все члены, входящие в систему уравнений (1), (2), согласно принятым допущениям, постоянны, кроме давлений и времени. Знаменатели правых частей уравнений принимают очень низкие значения, которые на несколько порядков меньше, чем числители. Следовательно, числитель уравнения (1) изменяется существенно быстрее, чем знаменатель, поэтому на малом отрезке времени можно принять допущение, что знаменатель за время переходного процесса не изменяется. Таким образом, это система обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка, решением которого является экспонента, т. е. после короткого переходного процесса давление становится практически постоянным, и образуется необходимый нам горизонтальный участок.

Анализ системы уравнений (1), (2) показывает, что значение установившегося давления можно изменять за счет изменения площади сечения КРД  $(\mu f)_{КРД}$ .

Известно, что удлинение пьезоэлектрического актюатора практически пропорционально подаваемому напряжению. Поэтому можно изменять проходное сечение КРД пропорционально напряжению и тем самым изменять давление в камере высокого давления (см. рис. 3).

Схема исполнения КРД представлена на рис. 4.



**Рис. 4.** Схема КРД:

- 1 — корпус; 2 — клапан; 3 — пружина;  
4 — отверстие; 5 — пьезоэлемент

Выбрана гидроразгруженная схема КРД для снижения механической нагрузки на пьезоэлемент. На рисунке не показан мультипликатор перемещения между пьезоэлементом и клапаном, который может быть рычажным или гидравлическим.

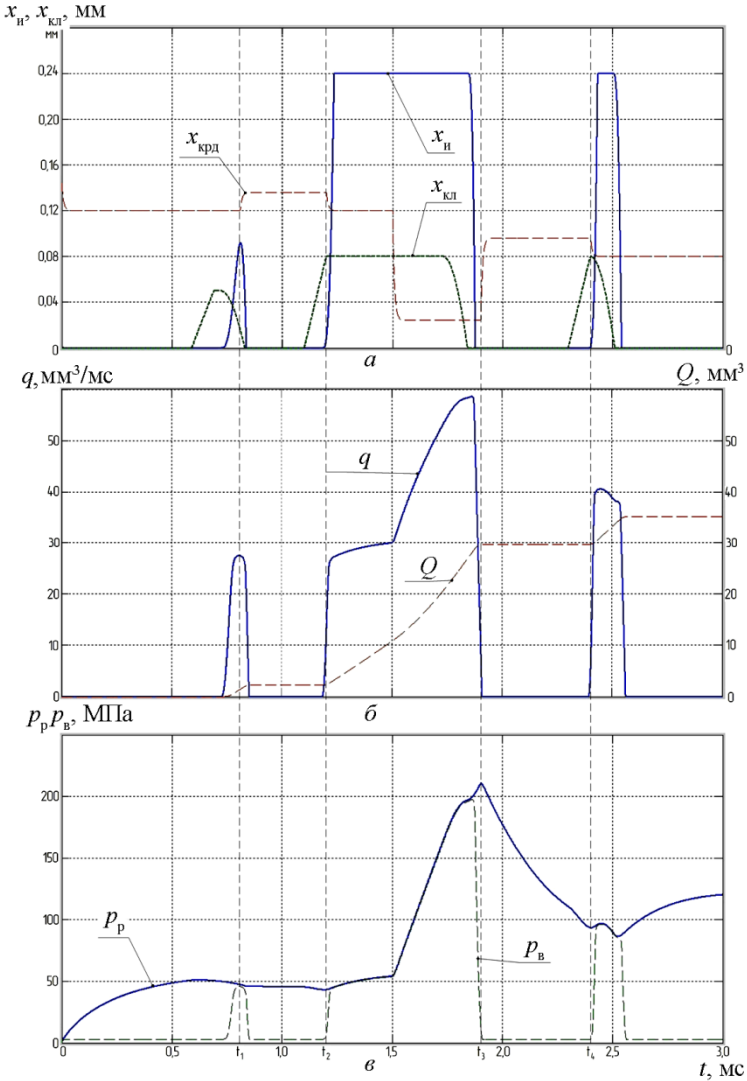
При подаче положительного импульса напряжения увеличивается проходное отверстие КРД, благодаря чему снижается давление впрыскивания. Когда подается отрицательный импульс, площадь сечения КРД уменьшается, давление впрыскивания увеличивается. Скорость нарастания и падения давления регулируется изменением площади сечения КРД.

Для предлагаемого насоса-форсунки составлена математическая модель впрыскивания топлива по методу Астахова — Голубкова [15]. Эта модель представляет собой сочетание модели гидравлической форсунки, снабженной двухпозиционным клапаном с механическим приводом, и уравнения объемного баланса для камеры высокого давления (см. рис. 3) и дополнена уравнениями для КРД. Подмодель пьезоэлемента составлена согласно [16].

Моделирование проводилось для трехфазного впрыскивания с четырьмя различными формами ОВ (см. рис. 1, 2). Результаты представлены в виде диаграмм рабочего процесса на рис. 5 — 8.

Особый интерес представляет формирование оптимального цикла подачи топлива со ступенчатым ОВ (см. рис. 8). В первый момент времени, когда плунжер под действием кулачка начинает сжимать

топливо, игла закрыта и находится на седле в крайнем нижнем положении. Двухпозиционный клапан закрыт. При этом закрыт также разгрузочный клапан и открыт дополнительный клапан двухпозиционного клапана. Топливо из камеры высокого давления насоса-форсунки поступает только через КРД. Для ПВ уровень этого давления устанавливают с помощью КРД.



**Рис. 5.** Диаграмма рабочего процесса насоса-форсунки при реализации ступенчатого ОВ:

*а* — перемещения иглы  $x_{\text{н}}$ , двухпозиционного клапана  $x_{\text{кл}}$  и КРД  $x_{\text{крд}}$ ;  
*б* — дифференциальная  $q$  и интегральная  $Q$  характеристики впрыскивания;  
*в* — давления в кармане распылителя  $p_p$  и под конусом иглы  $p_в$

Уравнение объемного баланса можно записать в виде

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{v_{пл} f_{пл} - (\mu f)_{КРД} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1(t) - p_{лнд}|}}{\alpha_{сж} (V_1 - v_{пл} t f_{пл})} \quad (3)$$

Давление начинает нарастать и через некоторое время достигает горизонтального участка при заданном для ПВ  $(\mu f)_b$  КРД. Это и будет давление ПВ.

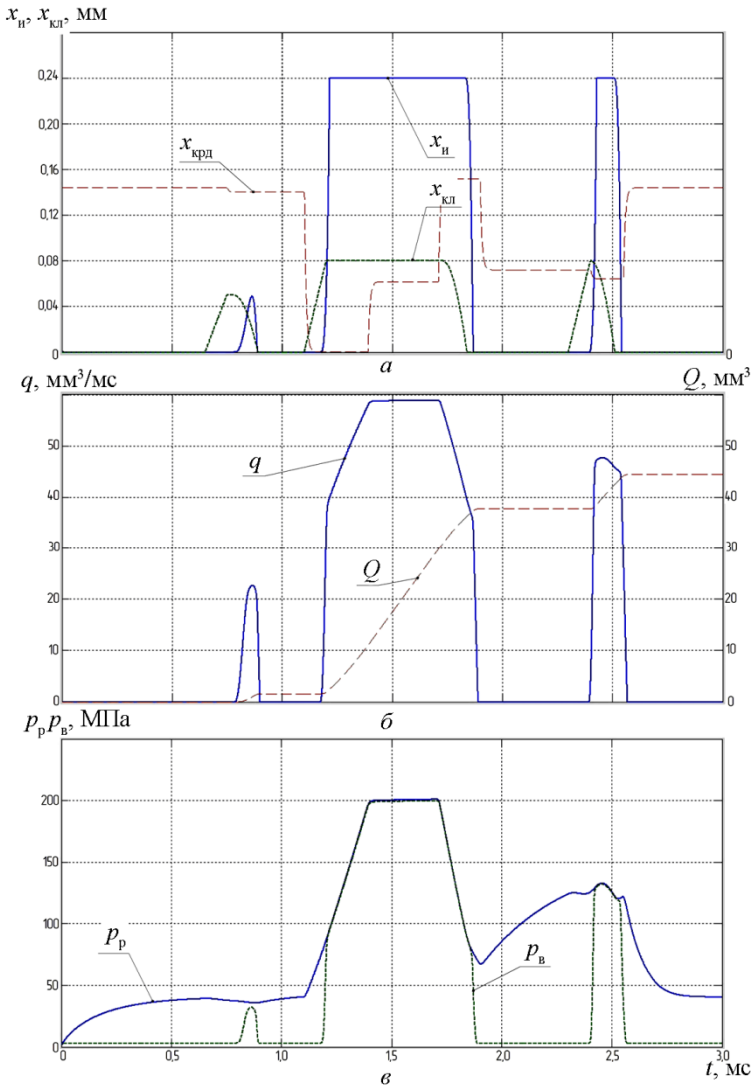


Рис. 6. Диаграмма рабочего процесса насоса-форсунки при реализации трапециевидного ОБ:

$a - в$  — то же, что и на рис. 5



Требуемое сечение для создания заданного давления при каждом впрыскивании оптимального цикла подачи топлива можно определить из уравнения (3). Для этого числитель его правой части приравнивают к нулю и получают площадь сечения КРД для каждого впрыскивания, в частности ПВ:

$$(\mu f)_{\text{КРД}} = \frac{v_{\text{пл}} f_{\text{пл}}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1(t) - P_{\text{ЛНД}}|}}. \quad (4)$$

Таким образом устанавливается определенное значение  $(\mu f)_{\text{КРД}}$  перед началом фазы нагнетания перед ПВ и каждым отдельным впрыскиванием цикла подачи топлива. В результате получается требуемое давление ПВ и давление каждого отдельного впрыскивания.

Особенностью управления при формировании давления для ПВ является то, что искомое давление формируется во время отсечки между впрыскиваниями.

В момент времени  $t_1$  (см. рис. 5) после ПВ в зависимости от необходимого давления начала ОВ следует увеличить или уменьшить  $(\mu f)_{\text{КРД}}$ . Так, согласно рис. 5, а, значение  $(\mu f)_{\text{КРД}}$  было увеличено, и давление немного снизилось (см. рис. 5, в). При реализации прямоугольного впрыскивания КРД был полностью закрыт для получения высокого давления к началу ОВ (см. рис. 8).

Для компенсации просадки давления в зависимости от подъема иглы в момент времени  $t_2$  площадь сечения КРД была уменьшена до значения, необходимого для формирования требуемого давления на первой ступени (см. рис. 5, а, в).

Особенностью управления давлением во время ОВ является возможность изменения площади проходного сечения КРД. Это позволяет формировать требуемые формы ОВ.

В момент времени  $t = 1,5$  мс  $(\mu f)_{\text{КРД}}$  было существенно уменьшено для формирования плавного нарастания давления впрыскивания до максимума. Далее срабатывает двухпозиционный клапан, и игла закрывается.

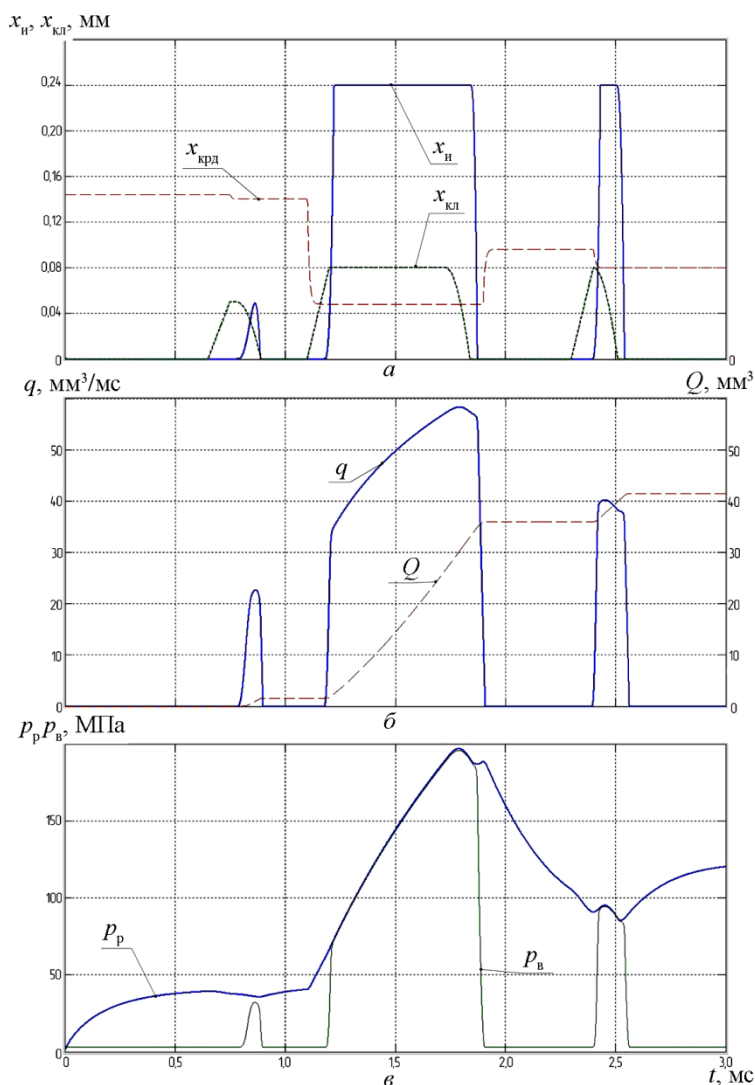
Чтобы предотвратить дальнейшее нарастание давления в момент времени  $t_3$  площадь сечения КРД увеличивают и давление падает (см. рис. 5, а, в). Так формируется давление для ВПО.

Реализуется своеобразный принцип оптимальности, когда управление на предыдущем шаге выполняется таким, чтобы последующий шаг при подаче топлива был оптимальным. Такое управление необходимо в случаях, когда трудно реализовать обратные связи при управлении. ТПС относятся именно к таким системам управления, в которых обратные связи трудно создать и реализовать. В момент

времени  $t_4$  КРД поджимается, чтобы компенсировать просадку давления от открытия иглы и стабилизировать давление ВПО.

Для каждой формы впрыскивания есть свой алгоритм управления (см. рис. 6 — 8).

Предлагаемая ТПС позволяет реализовать оптимальный цикл подачи топлива с требуемыми давлениями впрыскивания для ПВ, ОВ и ВПО, которые формируются независимым КРД. Это большое преимущество предлагаемой ТПС как системы без обратных связей.



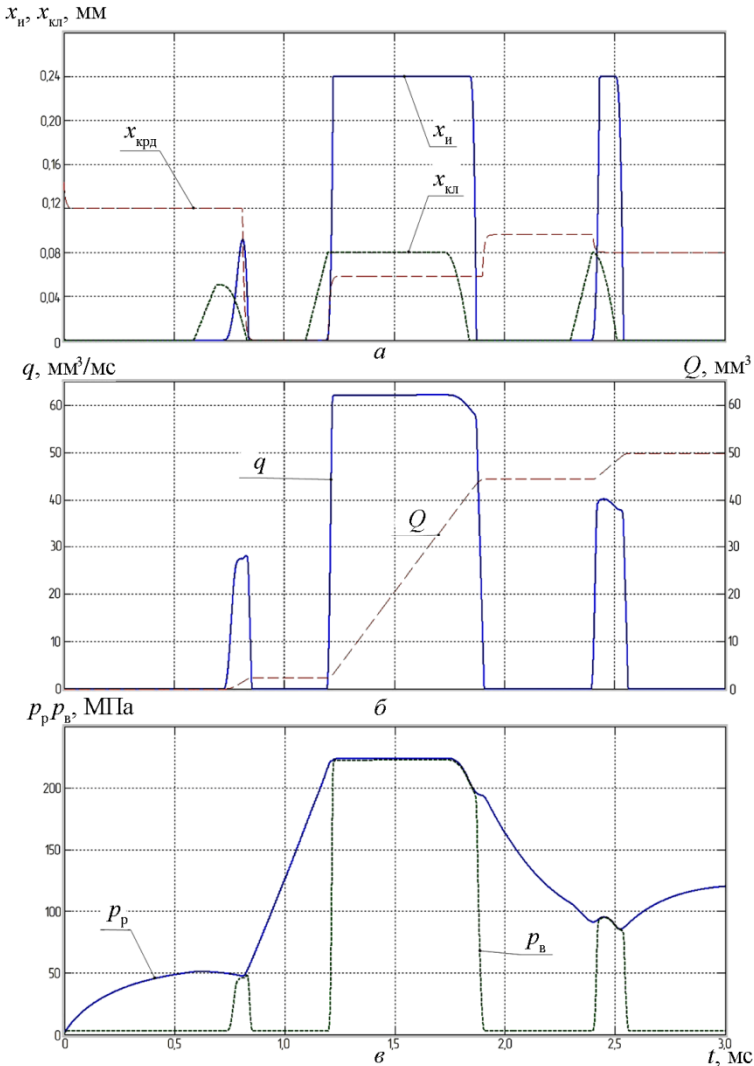
**Рис. 7.** Диаграмма рабочего процесса насоса-форсунки при реализации треугольного ОВ:

$a — в$  — то же, что и на рис. 5

Вместе с тем предлагаемая ТПС имеет определенные недостатки.

На наш взгляд, очевидным слабым местом рассматриваемого насоса-форсунки является насос. Для формирования высокого давления, особенно при прямоугольном впрыскивании, насос должен обладать мощностью, превышающей мощность известных насосов-форсунок.

Нельзя также забывать о «родовом» недостатке всех насосов-форсунок — зависимости давления впрыскивания от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому частичные режимы работы ТПС необходимо рассматривать отдельно для определения возможного диапазона применения предлагаемых ТПС.



**Рис. 8.** Диаграмма рабочего процесса насоса-форсунки при реализации прямоугольного ОБ:

а — в — то же, что и на рис. 5

На основании изложенного можно заключить, что предложенная ТПС позволяет гибко управлять давлением впрыскивания. Она представляет собой насос-форсунку с независимым управлением давлением впрыска и иглой. Давление регулируется с помощью пьезоэлектрического КРД, а перемещение иглы — с помощью механического или электромагнитного актюатора. Плунжер насоса-форсунки движется с постоянной скоростью, что позволяет формировать горизонтальные участки на кривой давления.

Разработана математическая модель впрыскивания топлива рассматриваемой ТПС. Показано, что ТПС может реализовывать ступенчатую, прямоугольную, треугольную и трапецидальную формы ОВ, а также формировать оптимальное давление для ПВ и ВПО.

Предлагаемая ТПС, на наш взгляд, является перспективной и нуждается в дальнейшем изучении.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Binder K., Schwarz V. Present and Future of Heavy Duty Engines Strategies for Compliance to the Emission Legislation. *Thermo- and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines 2*. Springer-Verlag, 2004, pp. 19 — 28.
- [2] Brahma A. *Methodologies for Modeling and Feedback Control of the NOX-BSFC Trade-Off in High-Speed, Common-Rail, Direct-Injection Diesel*. Doctor Dissertation. The Ohio State University, 2005, 236 p.
- [3] Matkovic K., Grachanin D., Jelovic M., Ammer A., Lez A., Hauser H. Interactive Visual Analysis of Multiple Simulation Runs Using the Simulation Model View: Understanding and Tuning of an Electronic Unit Injector. *IEEE Transactions on Visualization and Computer Graphics*, 2010, vol. 16, no. 6, pp. 1449 — 1457.
- [4] Mahr B. Future and Potential of Diesel Injection Systems. *Thermo- and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines 2*. Springer-Verlag, 2004, pp. 5 — 17.
- [5] Leonhard R., Parche M., Alvarez-Avila C., Krauss J., Rosenau B. Pressure-Amplified Common Rail System for Commercial Vehicles. *MTZ worldwide*, 2009, no. 5, pp. 10 — 15.
- [6] Stegemann J., Meyer S., Rolle T., Merker G. Injection System for Fully Variable Control of the Shape. *MTZ Worldwide*, 2004, no. 2, pp. 13 — 16.
- [7] Stegemann J. *Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuierten Experimentaleinspritzsystemen*. Dissertation von Doktor-Ingenieur. Universitat Hannover, 2004, 116 s.
- [8] Greeves G., Tullis S., Barker B. Advanced Two-Actuator EUI and Emission Reduction for Heavy-Duty Diesel Engines. *SAE Transactions*, 2003, 112(3):914–931, 20 p.
- [9] Theobald J., Schintzel K., Krause A., Doerges U. Fuel Injection System Key Component for Future Emission Targets. *MTZ worldwide*, 2011, no. 4, pp. 4 — 9.
- [10] Шеметов Д.Г., Дробышев О.В., Брякоткин М.Э. Формирование ступенчатой характеристики впрыска топлива электрогидравлической форсункой с мультипликатором давления. *Ползуновский вестник*, 2007, № 4, с. 104 — 107.
- [11] Погуляев Ю.Д., Байтимеров Р.М., Наумов В.Н., Чижов Д.А. Топливоподающая система с насосом-форсункой нового типа. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 10. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/980.html>

- [12] Богачев С.А., Хряшев Ю.Е. Электрогидравлическая форсунка с двухпозиционным клапаном. *Известия вузов. Сер. Машиностроение*, 2002, № 2–3, с. 61 — 75.
- [13] Погуляев Ю.Д., Байтимеров Р.М. Математическая модель процесса впрыска топлива форсункой с двухпозиционным клапаном. *Строительные и дорожные машины*, 2012, № 9, с. 33 — 38.
- [14] Погуляев Ю.Д., Байтимеров Р.М. Топливная система типа Common Rail с гидравлической форсункой и механическим управлением двухпозиционным клапаном. *Строительные и дорожные машины*, 2012, № 12, с. 16 — 19.
- [15] Астахов И.В., Трусов В.И., Хачиян А.С., Голубков Л.Н. Подача и распыливание топлива в дизелях. Москва, Машиностроение, 1972, 260 с.
- [16] Бобцов А.А., Бойков В.И., Быстров С.В., Григорьев В.В. Исполнительные устройства и системы для микроперемещений. Санкт-Петербург, Изд-во СПб ГУ ИТМО, 2011, 131 с.

Статья поступила в редакцию 10.07.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Погуляев Ю.Д., Байтимеров Р.М., Наумов В.Н., Чижов Д.А. Топливоподающая система для дизеля с управлением давлением впрыскивания. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 10. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/981.html>

**Погуляев Юрий Дмитриевич** родился в 1946 г., окончил Южно-Уральский государственный университет в 1970 г. Д-р техн. наук, профессор Южно-Уральского государственного университета. Автор более 150 публикаций в области транспортного машиностроения. e-mail: [pchela2019@yandex.ru](mailto:pchela2019@yandex.ru)

**Байтимеров Рустам Миндияхметович** родился в 1987 г., окончил Южно-Уральский государственный университет в 2011 г. Аспирант Южно-Уральского государственного университета. e-mail: [pchela2019@yandex.ru](mailto:pchela2019@yandex.ru)

**Наумов Валерий Николаевич** родился в 1941 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1965 г. Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, заслуженный деятель науки Российской Федерации, лауреат Премии Президента РФ. Автор более 300 публикаций в области транспортного машиностроения. e-mail: [naumov-m9@yandex.ru](mailto:naumov-m9@yandex.ru)

**Чижов Дмитрий Александрович** родился в 1986 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2009 г. Канд. техн. наук, инженер ФГУП «ЦАГИ», ассистент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 70 публикаций в области авиастроения и транспортного машиностроения. e-mail: [tankist\\_83@mail.ru](mailto:tankist_83@mail.ru)