

Топливоподающая система с насосом-форсункой нового типа

© Ю.Д. Погуляев¹, Р.М. Байтимеров¹, В.Н. Наумов², Д.А. Чижов^{2,3}

¹Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, 454080, Россия

²МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

³ФГУП «ЦАГИ», г. Жуковский, Московская область, 140180, Россия

Представлена топливоподающая система для дизельного двигателя с насосом-форсункой нового типа. Проведено математическое моделирование впрыскивания данным насосом-форсункой. Полученные характеристики впрыскивания сопоставлены с характеристиками известного насоса-форсунки с пьезоэлектрическим клапаном.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, система впрыскивания, насос-форсунка, прямое управление иглой.*

В последние 10–15 лет на автомобильных дизелях наибольшее распространение получили топливоподающие системы (ТПС) двух типов: системы с насосами-форсунками (Unit Injector — UI) [1] и аккумуляторные системы (Common Rail — CR).

Каждая из этих систем имеет свои преимущества и недостатки.

В ТПС с UI топливный насос и форсунка объединены в одном корпусе. Благодаря этому такие системы очень компактны. Поскольку расстояние между насосом и распылителем невелико (порядка 30 мм [1]), потери давления минимальны. В распылителе топливо под высоким давлением находится только в фазе впрыскивания, что снижает утечки через уплотнения. Кроме того, отсутствуют длинные соединительные трубопроводы, поэтому нет волновых процессов, снижающих точность дозирования топлива.

Большим недостатком ТПС с UI является зависимость давления впрыскивания от частоты вращения коленчатого вала. При низких оборотах двигателя давление впрыскивания значительно снижается, что ухудшает качество распыливания топлива, а следовательно, и качество сгорания. К числу недостатков ТПС с UI относится невозможность регулирования давления каждого отдельного впрыскивания при постоянном ускорении плунжера.

В ТПС типа CR процессы создания высокого давления и дозирования топлива разделены. В этом их существенное преимущество. Топливный насос высокого давления (ТНВД) нагнетает топливо под высоким давлением в гидравлический аккумулятор, откуда оно подается к электрогидравлическим форсункам через короткие трубопро-

воды. Давление в аккумуляторе регулируется электромеханическим клапаном регулирования давления (КРД). С помощью КРД давление можно поддерживать постоянным в широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала. Поэтому основным преимуществом систем типа CR является независимость давления впрыскивания от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Недостатки этой системы в сравнении с рассмотренной выше:

- большое количество компонентов (ТНВД, аккумулятор с КРД, соединительные трубопроводы высокого давления, форсунки);
- все эти компоненты во время работы находятся под высоким давлением, что повышает механическую нагрузку на них, увеличивает вероятность утечек топлива через уплотнения;
- во время впрыскивания в соединительных трубопроводах между аккумулятором и форсунками наблюдаются волновые процессы, которые снижают точность дозирования топлива.

Несмотря на указанные недостатки, ведущие мировые производители ТПС (Bosch, Denso, Delphi и др.) в последние несколько лет основной упор делают на системы типа CR. В первую очередь это связано с ужесточением экологических стандартов.

Решение о соответствии транспортного средства какому-либо экологическому стандарту принимается после прохождения ездового цикла. Во время ездового цикла в течение ≈ 30 мин скорость двигателя и нагрузка на него несколько раз изменяются от нуля до максимума [2]. Поэтому ТПС с UI, для которых качество распыливания топлива снижается с уменьшением частоты вращения коленчатого вала, трудно соперничать с системами типа CR по уровню содержания вредных веществ в выхлопных газах.

Однако, на наш взгляд, весь потенциал ТПС с насосами-форсунками еще не раскрыт. В данной работе предлагается ТПС с UI нового типа (рис. 1).

В целом представленная ТПС очень похожа на известные ТПС с UI фирмы Volkswagen [3, 4]. Различие заключается только в способе управления ходом иглы. Кроме того, новыми функциями наделяется и КРД, но раскрытие этих функций — отдельная тема для плунжера с постоянной скоростью движения.

На рис. 1 насос-форсунка (показан штриховой линией) схематично разделен на насос и форсунку, соединенные между собой каналом. Насос представляет собой плунжерную пару, плунжер приводится в движение с помощью кулачкового привода. Полость высокого давления насоса связана с магистралью подвода топлива посредством пьезоэлектрического или электромагнитного клапана.

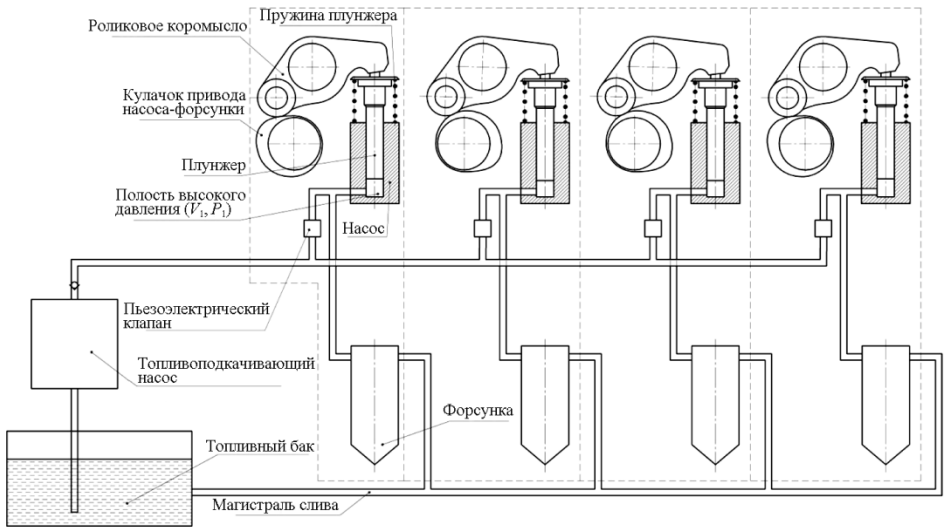


Рис. 1. Схема ТПС с насосом-форсункой нового типа

Топливо в магистраль подвода из топливного бака подается с помощью топливноподкачивающего насоса. Дренаж топлива из насоса-форсунки осуществляется через магистраль слива в топливный бак.

Таким образом, от известных систем [3, 4] предлагаемая ТПС отличается только способом управления движением иглы форсунки.

В известных ТПС с насосами-форсунками управление ходом иглы осуществляется гидравлически. По способу управления ее ходом эти ТПС можно подразделить на два типа: с одним [3, 4] и двумя [5] управляющими клапанами.

В рассматриваемом насосе-форсунке игла управляется механически с помощью быстродействующего реверсивного механического привода (БРМП). Схемы форсунки и БРМП представлены соответственно на рис. 2 и 3. Принцип действия БРМП подробно описан в работе [6].

Подъем иглы насоса-форсунки осуществляется БРМП, когда микропрофили БРМП взаимодействуют с пластиной 11 (см. рис. 3). Посадка иглы на седло выполняется с помощью пружины 2 БРМП.

Таким образом, управление ходом иглы и давлением в распылителе осуществляется независимо. Это значительно расширяет возможности управления параметрами впрыскивания по сравнению с одноклапанными системами [3, 4] и близко к двухклапанному насосо-форсунке [5].

Игла насоса-форсунки имеет минимальный диаметр при отсутствии дополнительных дифференциальных площадок (см. рис. 2) для того, чтобы снизить влияние высокого давления топлива на движение иглы, облегчить посадку, уменьшить жесткость пружины БРМП и тем самым снизить механическую нагрузку на компоненты БРМП.

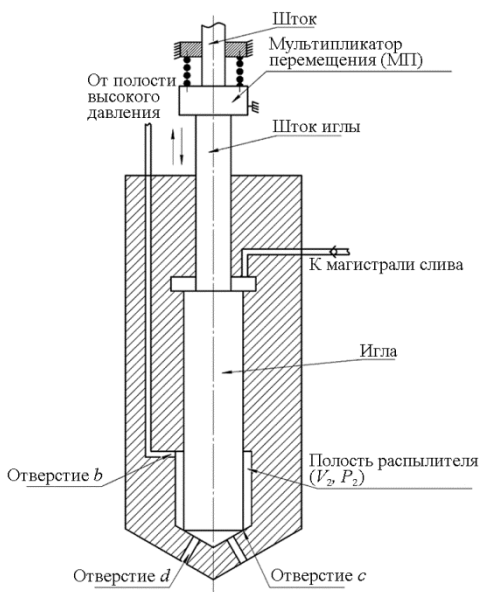


Рис. 2. Схема форсунки

Приведем систему уравнений математической модели впрыскивания.

Вместе с тем для БРМП существует ряд средств, которые позволяют улучшить его динамические свойства, усилить его преимущества и, самое главное, снизить механические напряжения в корпусе распылителя. В предлагаемом насосе-форсунке с БРМП рассмотрим преимущества, заключающиеся в повышении давления на частичных режимах.

Было проведено математическое моделирование впрыскивания на основе модели Астахова — Голубкова для удобства сравнения характеристик впрыскивания с аналогичными параметрами, полученными при использовании пьезоэлектрического насоса-форсунки [3].

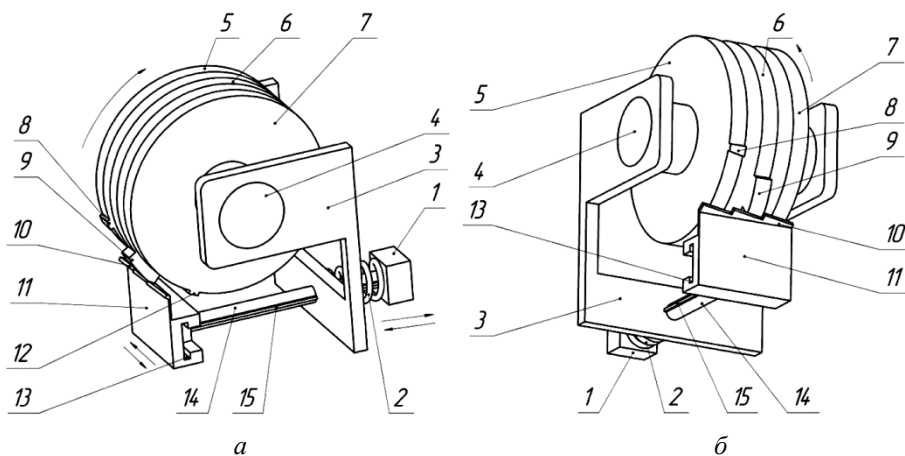


Рис. 3. Схема БРМП:

1 — мультипликатор перемещения; 2 — пружина; 3 — корпус; 4 — кулачковый вал; 5 — 7 — кулачки, управляющие соответственно предварительным, основным и дополнительным впрыскиваниями; 8, 9, 12 — микропрофили, управляющие соответственно предварительным, основным и дополнительным впрыскиваниями; 10 — криволинейная часть пластины; 11 — пластина; 13, 15 — шлицы; 14 — шток

Уравнение объемного баланса для полости высокого давления насоса-форсунки

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

Уравнение объемного баланса для полости распылителя

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

Уравнение движения иглы вверх, определяемое параметрами БРМП (рис. 4) [6]:

$$x_{и}(t) = k_{мп} R_2 [\cos(\alpha_0 - \omega t) - \cos(\alpha_0)]. \quad (3)$$

Уравнение движения иглы вниз в соответствии со вторым законом Ньютона

$$m_{и} \frac{d^2 x_{и}(t)}{dt^2} = p_{в}(t) f_{и} - k_{пр} x_{и}(t) - F_{пр}. \quad (4)$$

Уравнение движения пьезоэлектрического клапана

$$m_{кл} \frac{d^2 x_{кл}(t)}{dt^2} = F_{э} - k_{кл} x_{кл} - F_{кл0}. \quad (5)$$

Эффективное проходное сечение распылителя с иглой в сборе [7]:

$$(\mu f)_p = \frac{(\mu f)_c (\mu f)_d}{\sqrt{(\mu f)_c^2 + (\mu f)_d^2}}. \quad (6)$$

Давление под конусом иглы и втулки, вычисляемое из условия равенства расходов через распылители и сопловые отверстия [7]:

$$p_{в}(t) = \frac{(\mu f)_p^2}{(\mu f)_d^2} (p_1(t) - p_{ц}) + p_{ц}. \quad (7)$$

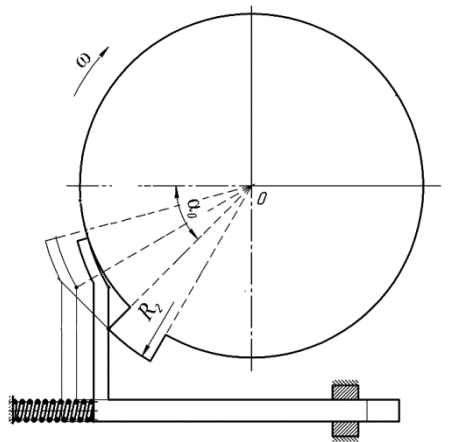


Рис. 4. Расчетная схема БРМП

В уравнениях (1) – (7): $p_1(t)$ — давление в полости высокого давления насоса-форсунки; t — время; $v_{пл}$, $f_{пл}$, $x_{пл}$ — соответственно скорость, площадь поперечного сечения и перемещение плунжера; $(\mu f)_b$, $(\mu f)_c$, $(\mu f)_d$ — эффективные проходные сечения соответствующих отверстий (см. рис. 2); ρ — плотность топлива; p_2 — давление в полости распылителя; $p_{ЛНД}$, $p_{ц}$ — давление соответственно в линии низкого давления (ЛНД) и в цилиндре; $\alpha_{сж}$ — коэффициент сжимаемости топлива; V_1 — объем полости высокого давления насоса-форсунки при полностью поднятом плунжере; $v_{и}$, $x_{и}$ — соответственно скорость и перемещение иглы; V_2 — объем кармана распылителя, когда игла находится на седле; $f_{и}$ — площадь поперечного сечения иглы; $k_{мп}$ — коэффициент преобразования мультипликатора перемещения; R_2 — радиус криволинейной поверхности зубца (см. рис. 4); α_0 — угол, определяющий момент касания пластины зубцом (см. рис. 4); ω — угловая скорость кулачкового вала БРМП; $m_{и}$ — суммарная масса иглы и подвижных частей БРМП, приведенные к игле; $k_{пр}$, $k_{кл}$ — коэффициент жесткости пружины соответственно БРМП и управляющего клапана; $F_{пр0}$, $F_{кл0}$ — сила предварительного натяга пружин соответственно БРМП и управляющего клапана; $m_{кл}$ — масса подвижной части управляющего клапана; $x_{кл}$ — перемещение управляющего клапана; F_3 — сила, развиваемая пьезоэлементом.

Расчет проводился при двух частотах вращения коленчатого вала двигателя — $n = 4\,000$ и $2\,000$ мин⁻¹. Результаты расчета представлены в виде диаграмм рабочего процесса на рис. 5 и 6; $t_{н}$ — время.

Игла управляется с помощью БРМП. Кулачковый вал БРМП жестко связан с коленчатым валом двигателя, поэтому угол начала каждого впрыскивания также жестко привязан к верхней мертвой точке независимо от частоты вращения коленчатого вала (рис. 5, а и 6, а).

Длительность впрыскивания определяется положением пластины 11 (см. рис. 3) и регулируется ее перемещением по шлицам 13. Представленные на рис. 5 и 6 диаграммы рабочего процесса рассчитаны для режимов работы двигателя с одинаковым объемом основного впрыскивания. Поскольку на рис. 6 частота вращения n в 2 раза меньше, чем на рис. 5, угол, соответствующий длительности основного впрыскивания, пришлось уменьшить.

При $n = 4\,000$ мин⁻¹ максимальное давление впрыскивания составляет порядка 250 МПа (см. рис. 5, в), а при $n = 2\,000$ мин⁻¹ — уже около 137 МПа (см. рис. 6, в). Однако рассматриваемая ТПС имеет

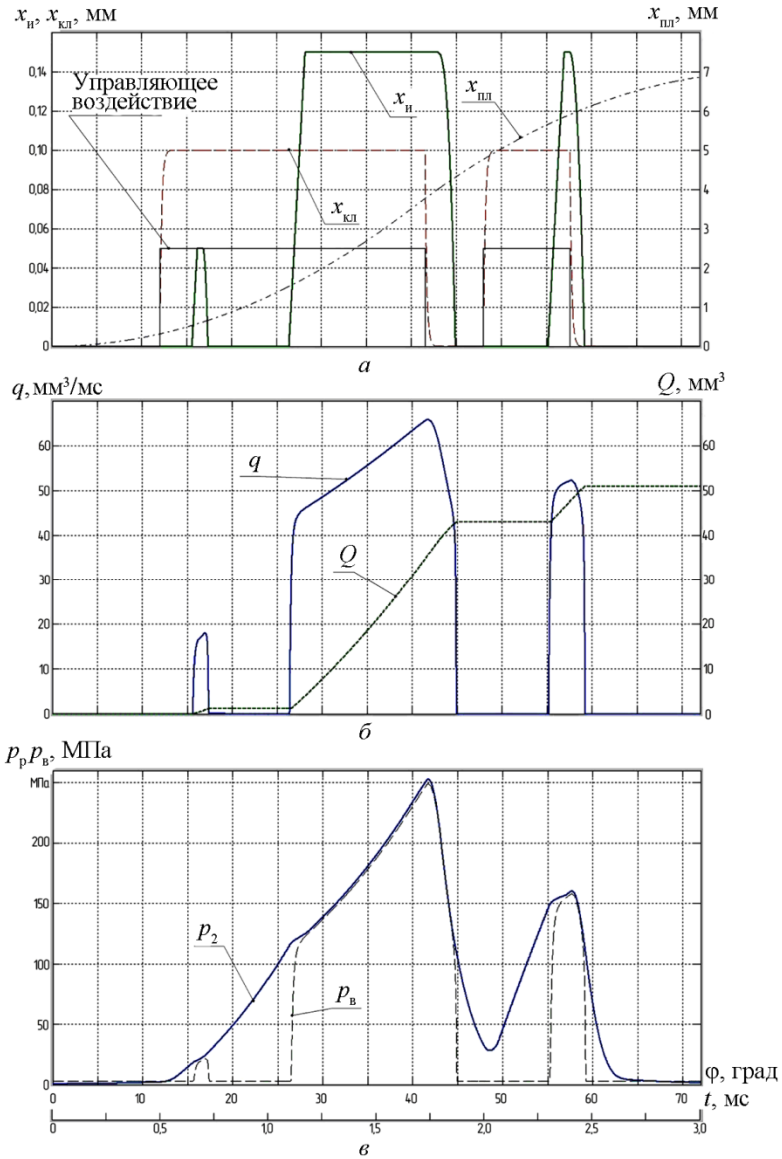


Рис. 5. Диаграмма рабочего процесса насоса-форсунки при $n = 4\,000\text{ мин}^{-1}$:

a — перемещения иглы x_n , клапана $x_{кв}$ и плунжера $x_{пл}$; *б* — дифференциальная q и интегральная Q характеристики впрыскивания; *в* — давления в полости распылителя p_2 и под конусом иглы p_b

возможность увеличения давления впрыскивания. Поскольку игла управляется БРМП независимо от работы управляющего клапана насоса-форсунки, то можно увеличить давление впрыскивания, закрыв управляющий клапан раньше.

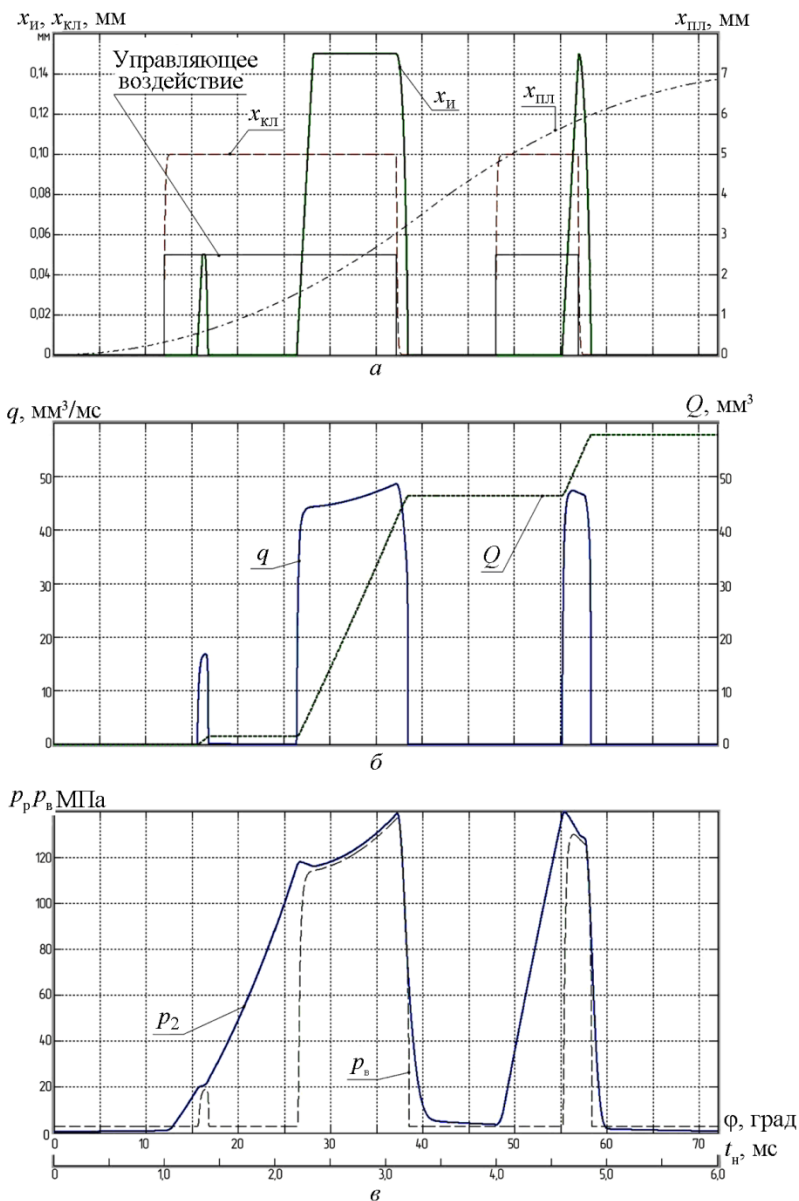


Рис. 6. Диаграмма рабочего процесса насоса-форсунки при $n = 2\,000\text{ мин}^{-1}$, $t_{\text{н}} = 1\text{ мс}$:

a – в — то же, что и на рис. 5

В соответствии с рис. 6 управляющий клапан закрывается при $t_{\text{н}} = 1\text{ мс}$. Уменьшив это время до 0,5 мс, можно получить максимальное давление впрыскивания 149 МПа. Диаграмма рабочего процесса для этого режима представлена на рис. 7. При этом возросло давление начала основного впрыскивания (ОВ) от 115 до 130 МПа (см.рис. 6, в и 7, в).

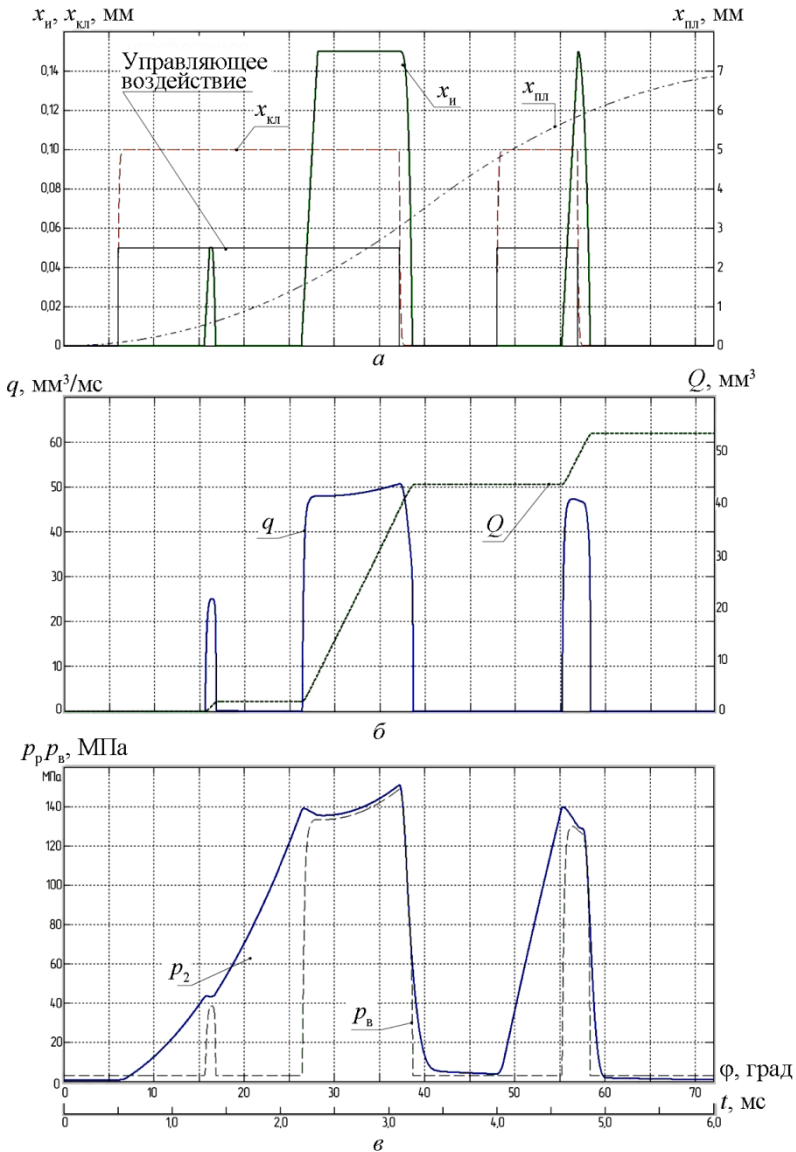


Рис. 7. Диаграмма рабочего процесса насоса-форсунки при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $t_{\text{н}} = 0,5 \text{ мс}$:
а – в — то же, что и на рис. 5

Таким образом, значительно увеличилось и среднее давление ОВ. Помимо этого практически в 2 раза изменилось и давление предварительного впрыскивания, а следовательно, и его объем.

На рис. 8 представлены характеристики управляемости и максимальных давлений основного впрыскивания для обеих насос-форсунок при $n = 4\,000 \text{ мин}^{-1}$.

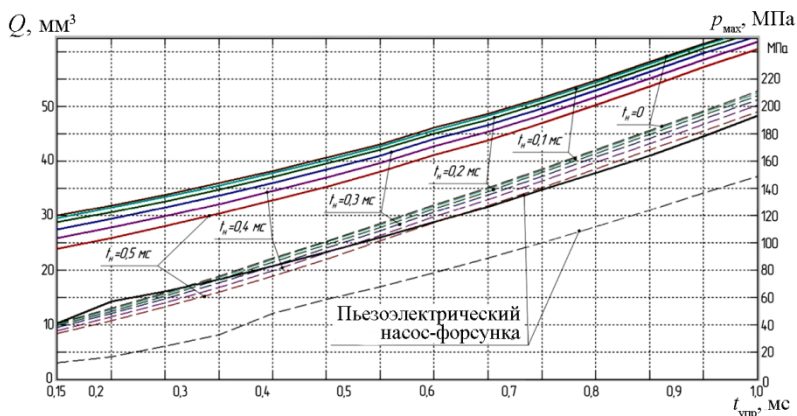


Рис. 8. Зависимости объема основного впрыскивания (---) и максимального давления впрыскивания (—) от длительности управляющего воздействия $t_{упр}$ насосов-форсунок

Как видно, предлагаемый насос-форсунка в отличие от пьезоэлектрического имеет не одну, а целый набор характеристик, различающихся временем $t_{ц}$. При этом для одних тех же объемов впрыскиваемого топлива давление впрыскивания выше у нового насоса-форсунки.

Таким образом, разработанный насос-форсунка существенно расширяет возможности по управлению параметрами впрыскивания по сравнению с одноклапанным пьезоэлектрическим насосом-форсункой, описанным в работе [3], за счет разделения функций управления давлением и ходом иглы между управляющим клапаном и БРМП. Кроме того, он позволяет существенно повысить давление впрыскивания при низких частотах вращения коленчатого вала двигателя.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1) представленная ТПС для дизеля с насосом-форсункой нового типа позволяет улучшить экологические характеристики двигателя;

2) с помощью математической модели впрыскивания топлива рассчитаны характеристики предлагаемого насоса-форсунки на режимах работы с разной частотой вращения коленчатого вала. Показано, что рассматриваемая ТПС имеет возможность увеличить давление впрыскивания на низких частотах за счет более раннего закрытия управляющего клапана;

3) в результате сравнения характеристик впрыскивания топлива нового насоса-форсунки и известного пьезоэлектрического насоса-форсунки [3] установлено, что первый из них имеет лучшие возможности по управлению параметрами впрыскивания.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Kronberger M. Unit Injectors with Piezo Actuator for Euro 4 Diesel Engines. *MTZ Worldwide*, 2005, no. 5, pp. 8–11.
- [2] *Worldwide Emission Standards Passenger Cars and Light Duty Vehicles 2012/2013*. Delphi, 2012, 100 p.
- [3] *Насос-форсунка с пьезоэлектрическим клапаном. Конструкция и принцип действия*: Пособие по программе самообразования 352. ООО «Фольксваген ГрупРус», 2005, 24 с.
- [4] *Двигатель 1,9 л TDI с системой впрыска топлива с насос-форсунками. Устройство и принцип действия*: Пособие по программе самообразования 209. ООО «Фольксваген ГрупРус», 1998, 60 с.
- [5] Greeves G., Tullis S., Burker B. Advanced Two-Actuator EUI and Emission Reduction for Heavy-Duty Diesel Engines. *SAE Technical Paper 2003-01-0698*, 20 p.
- [6] 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.
- [7] Астахов И.В., Трусков В.И., Хачиян А.С., Голубков Л.Н. *Подача и распыливание топлива в дизелях*. Москва, Машиностроение, 1972, 260 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 с насосом-форсункой нового типа. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 10. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/980.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

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

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 РФ, лауреат Премии Президента РФ. Автор более 300 публикаций в области транспортного машиностроения. e-mail: 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