

*А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.Л. Григорьев, д-р техн. наук,
А.В. Грицюк, канд. техн. наук А.В. Денисов, асп., Щербаков Г.А., инж.*

ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ

Введение

ХКБД и ряде институтов Харькова (ХНАДУ, НТУ «ХПИ», НТЦ ХФТИ) ведутся работы по созданию отечественной дизельной топливной аппаратуры с электронным управлением. Исследования проводятся по ряду альтернативных направлений, в том числе – при использовании новых физических принципов и материалов. Научная часть проекта финансируется за счёт средств госбюджета Украины.

Одним из этапов этой работы является детальное изучение имеющихся аналогов, в частности – электромагнитной форсунки для аккумулирующей системы Common Rail, выпускаемой фирмой BOSCH для автомобильных дизелей. Для выполнения расчётной части исследования разработана математическая модель форсунки, отличающаяся от аналогов рядом оригинальных элементов.

Известно, что для ТС непосредственного действия характерный масштаб времени составляет 0,1 – 0,05 мс; для ТС с электронным управлением впрыскивания переходные процессы, происходящие в полостях управления форсунки, занимают несколько микросекунд. Поэтому использовать без адаптации известные методики гидродинамического расчета [1, 2] для топливных систем аккумулирующего типа с электронным управлением невозможно. Для описания гидромеханических процессов в ТС с электронным управлением используются динамические модели высокого уровня, в которых учитывается большинство известных факторов, влияющих на усилие электромагнита, давления топлива в полостях фор-

сунки, а также скорости иглы, управляющего клапана и якоря.

Усилие электромагнита зависит не только от силы тока, но и от величины зазора между якорем и магнитопроводом, а также (при наличии вихревых токов) – от скорости перемещения якоря. Движение якоря влияет на изменение тока в управляющей цепи и зарядку бустерного конденсатора. Поэтому в предлагаемой методике расчёт гидромеханических процессов, происходящих в полостях форсунки и её запорных элементах, выполняется одновременно с моделированием электродинамических процессов в цепи управления и в электромагните.

Методика расчёта магнитной цепи быстродействующего электромагнита клапанного типа дополнена рядом уточнений и представлена в работах [3 – 5]. В частности, учтён магнитный гистерезис и вихревые токи в якоря, а также неоднородность магнитной цепи, связанная с особенностями геометрии магнитопровода. Учтено влияние потоков рассеивания и магнитное насыщение цепи, наблюдаемое в её зазорах при работе форсунки, зависимость проницаемости материала магнитопровода от напряжённости поля и температуры. При моделировании цепи управления соленоидом описаны реальная электрическая схема и алгоритм, определяющий фазы работы форсунки для короткого и длинного импульса, серии импульсов, импульса зарядки конденсатора. Методика расчёта электромагнита не трудоёмка и сводится к интегрированию двух дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} [T_f + T_u] \cdot \frac{dI_M}{dt} = \frac{U}{R} - I_M - [T_f + T_u] \cdot \frac{2 \cdot B}{\mu_0 \cdot \omega} \cdot v_{як}, \\ T_k \cdot \frac{d(U/R)}{dt} = -I \end{cases}, \quad (1)$$

где ω – число витков катушки электромагнита; t – время; U – напряжение; R – сопротивление электрической цепи; I – управляющий (сетевой) ток; μ_0 – магнитная постоянная; $v_{як}$ – скорость перемещения якоря; T_f , T_k , T_u – постоянные времени для электромагнита, конденсатора и вихревого тока, соответственно.

При определении коэффициентов этих уравнений программа строит петли гистерезиса для вложенных частных циклов [3].

Электродинамические процессы в электрогидравлической форсунке (ЭГФ) нами рассмотрены в предыдущих работах [3, 4], а особенности математического моделирования гидромеханических процессов будут определены в данной статье.

Анализ публикаций

Исследованию электромагнитной форсунки для топливной системы Common Rail посвящена работа [6]. При моделировании перемещения элементов ЭГФ (иглы, штока, клапана управления) использована схема масса-пружина-демпфер.

Полученная модель была реализована в среде MATLAB/SIMULINK; обыкновенные дифференциальные уравнения были решены по неявной схеме, применяемой при моделировании жестких механических систем. Задача о течении топлива в трубопроводе авторами решается с использованием конечно-разностного метода Лакса-Фредрикса, описанного в [7].

В работе [8] представлены результаты моделирования процесса топливоподачи в аккумуляторной топливной системе при помощи программного комплекса AMESim 4.0. Для повышения точности моделирования авторы учитывают деформацию мультип-

ликатора ЭГФ, а также уточняют значение коэффициента расхода распылителя с учетом явления кавитации. Ценными в данной работе также представляются результаты расчетно-экспериментального исследования изменения давления у штуцера форсунки в период впрыскивания топлива.

Учеными МГТУ [9] предлагается расчет топливоподачи производить по линеаризованной методике распада разрыва. Использование данной методики позволяет учитывать большинство факторов, формирующих реальный процесс топливоподачи. Данная методика авторами работы [9] используется, в том числе, для расчета аккумуляторной топливной аппаратуры с электронным управлением.

Разработанный в МАДИ комплекс математических моделей дизеля включает модель аккумуляторной топливной системы с ЭГФ [10]. При моделировании процесса топливоподачи принимается ряд допущений: процессы изотермические, плотность топлива и скорость звука постоянны, движение топлива – одномерное, не учитываются утечки в прецизионных парах и т. д.

Перечисленные математические модели разработаны за рубежом и поэтому, по целому ряду причин, в том числе экономических, применение их в отечественной практике проблематично. Кроме того, такие модели, как [10], не могут считаться моделями высокого уровня из-за большого количества принятых допущений.

Из отечественных разработок можно отметить работу [11]. Для расчета течения топлива по каналам ЭГФ авторы применили решение волнового уравнения – решение Д'Аламбера. Однако известно [9], что данный подход позволяет с приемлемой точностью описывать топливоподачу при давлениях до 100 МПа, малой роли газовой фазы и тепловых эффектов, гидродинамического трения. Следовательно, для моделирования гидромеханических процессов, где давление в системе превышает 100 МПа, решение

Д'Аламбера волнового уравнения не является оптимальным выбором.

Цель и постановка задачи

Цель работы – предложить математическую модель для описания гидродинамических процессов в ЭГФ. Для достижения поставленной цели необходимо учесть факторы, влияющие на изменение давления топлива в полостях форсунки, а также скорости иглы, управляющего клапана и якоря. Именно это является задачей данной работы.

Объект исследования – гидромеханическая схема форсунки с электронным управлением

Проведенный анализ показал, что при создании методики электрогидродинамического расчета топливной системы с электронным управлением необходимо располагать математической моделью, описывающей гидромеханическую схему, приведенную на рис. 1.

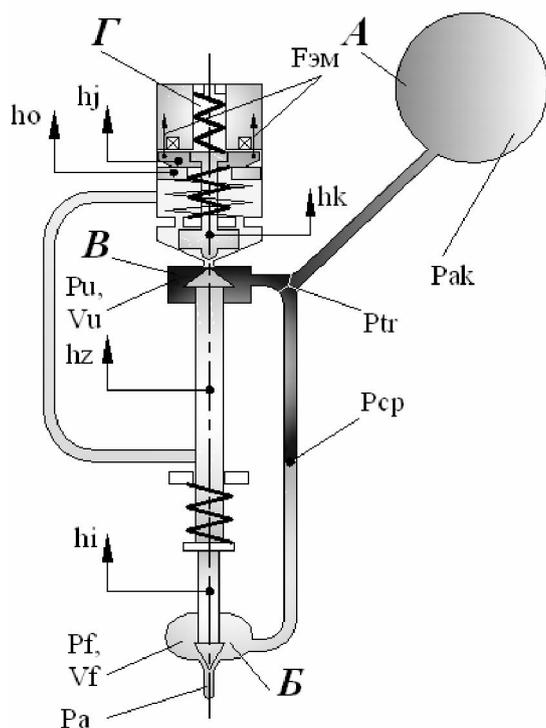


Рис. 1. Расчетная схема ЭГФ

Данная схема заложена в конструкцию ЭГФ разработки зарубежных фирм (в частности – ЭГФ фирмы Bosch), а также отечественной электромагнитной форсунки разработки КП ХКБД. В отличие от форсунок для топливных систем непосредственного действия в рассматриваемой схеме необходимо определять изменение давления топлива в полости управления P_u , аккумулятора P_{ak} , величины перемещения h_j, h_o, h_k, h_z, h_i якоря, опоры якоря, клапана, мультипликатора и иглы, соответственно. Для определения закона перемещения клапана ЭГФ необходимо знать силу $F_{эм}$ магнитного притяжения электромагнита, изменяющуюся в процессе топливоподачи в зависимости от силы тока, величины зазора между якорем и магнитопроводом и от скорости перемещения якоря.

Особенности математической модели для расчета ЭГФ

Решение задачи о течении топлива

Задача о течении топлива в линии высокого давления ЭГФ решается при помощи телеграфного уравнения

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - \alpha^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + K \frac{\partial U}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

где U – скорость течения топлива, t – время, x – продольная координата, K – фактор гидродинамического сопротивления, α – скорость распространения волн давления в топливе.

Для решения уравнения (2) нами используется метод характеристик, предложенный Ю.Я. Фоминым [2] и применяемый при расчете топливной системы аккумуляторного типа в работах зарубежных ученых [12]. Особенности гидромеханической схемы ЭГФ потребовали модернизации данного метода. В топливной аппаратуре традиционного типа, для которой разрабатывался метод характеристик, импульс

давления распространяется от насоса к форсунке по одному каналу, чем и определяется последовательность расчета полостей системы. В топливной системе аккумулирующего типа этот порядок нарушен.

Так, от полости В управления (рис. 1) импульс давления передается в полости Б распылителя по двум каналам:

- в виде волны упругой деформации по мультипликатору и игле со скоростью около 5 м/мс;
- по линии высокого давления топливоподводящего канала со скоростью около 1,4 м/мс.

В связи с разной скоростью они приходят к распылителю в разное время.

Другой важной особенностью схемы является то, что управление процессом осуществляется не у источника сжатого топлива (в данном случае - полости А гидроаккумулятора), а у промежуточной полости управления В.

В модернизированном методе характеристик (см. рис. 2) используется два начальных сечения: полость управления В и карман распылителя Б. Канал между этими полостями разделен на два участка одинаковой длины; внутреннее сечение, в котором стыкуются эти участки, имеет давление P_{cp} (см. рис. 1). В точке стыка учитывается условие непрерывности значений давления и скорости топлива.

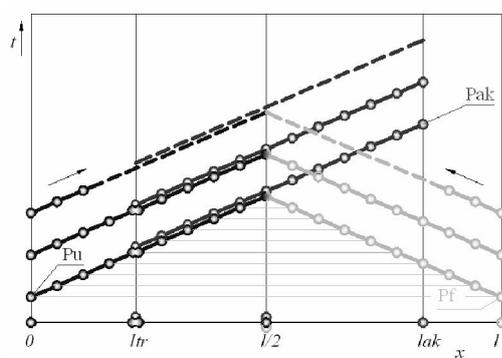


Рис. 2. Сетка характеристик телеграфного уравнения для расчета ЭГФ

На первом участке расположен тройник, от которого берут начало дополнительные характери-

ки, распространяющиеся к полости А гидроаккумулятора. Наклон всех характеристик определяется местным значением скорости звука.

Учет переменности скорости α – необходимый атрибут современных методов расчета [9].

Задача о течении топлива в линии высокого давления решается с учетом начальных и граничных условий. Пренебрегая утечками топлива по прецизионным зазорам, начальные условия для ЭГФ принимаем следующие:

- скорость течения топлива равна нулю;
- давление топлива в полостях А, Б, В равно значению $P_{ак}$.

Граничные условия описываются известными [2] дифференциальными уравнениями сплошности потока в полостях ЭГФ и движения иглы, мультипликатора и клапана с учетом их деформации.

В полостях высокого давления А, Б, В учитывается сжимаемость топлива. В полости Г низкого давления учитывается инерционность топлива при перемещениях клапана, якоря и его опоры, что создаёт эффекты присоединенных масс, соизмеримых с массами этих элементов.

Использование моделей с распределенными параметрами

Усилия пружин (иглы, клапана, якоря и опоры) определяются с учётом колебаний их витков, для чего используется модель эквивалентного стержня [13] (рис. 3) и её аналитические формулы. Аналогичные модели использованы для описания напряжённо-деформированного состояния иглы, мультипликатора и стержня управляющего клапана.

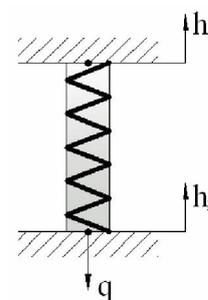


Рис. 3. Модель эквивалентного стержня

Формулы для расчета реакций q в пружинах и стержнях с учетом их колебаний приведены ниже:

$$q(t) = z \cdot \left\{ \begin{array}{l} h_{np} + 0,5 \Delta h_1(t) + \sum_{j=1}^{t/T_{np}} df^j \cdot \Delta h_1(t - jT_{np}) - \\ - 0,5 \cdot (1 + df) \sum_{j=0}^{t/T_{np}-0,5} df^j \cdot \Delta h_2(t - (j+0,5) \cdot T_{np}) \end{array} \right\}$$

$$\Delta h_{1,2}(t) = \left(T_{np} \cdot h_{1,2}(t) + \frac{2 \cdot (1 - df)}{1 + df} \cdot h_{1,2}(t) \right),$$

$$T_{np} = 2 \sqrt{\frac{m}{z}},$$

где m – масса; z – коэффициент жесткости; T_{np} – основной период колебаний; $df = 0.9 \dots 0.97$ – декремент затухания; h_{np} – предварительная деформация; $h_{1,2}(t)$ – перемещения торцов.

Результаты моделирования форсунки фирмы

Bosch

Результаты расчета, представленные на рис. 4, показывают, что деформация Δh мультипликатора в этой системе (0,17 – 0,2 мм) соизмерима с ходом иглы (0,25 мм).

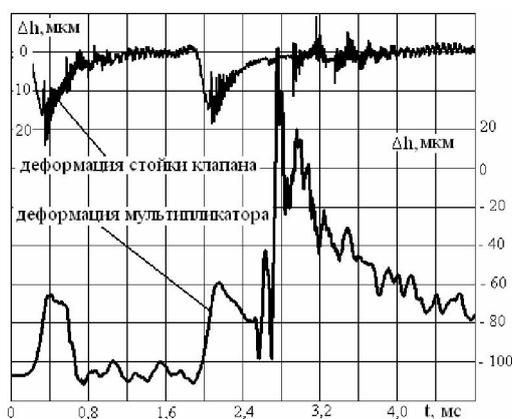


Рис. 4. Деформация деталей ЭГФ

О данной особенности рассматриваемой системы также указывают разработчики российской ЭГФ (НИКТИД, г. Владимир) и авторы работы [8]. В данных работах отмечается, что деформация мультип-

ликатора составляет до 36 % хода иглы ЭГФ при давлении в аккумуляторе 140 МПа, а пренебрежение фактором данной деформации приводит к ошибке при определении момента начала перемещения иглы.

В работах [9, 10] раскрыты причины возникновения на характеристиках подачи топлива участков провала (или малой крутизны графика, как показано на рис. 5). Авторы указанных работ видят причины этого эффекта в изменении динамики движения клапана с выходом на упор, волновыми процессами в нагнетательном трубопроводе, наличием или отсутствием касания иглой упора. Приведенные выше результаты расчета показывают, что нестабильная топливоподача также может являться следствием деформации мультипликатора и стержня клапана.

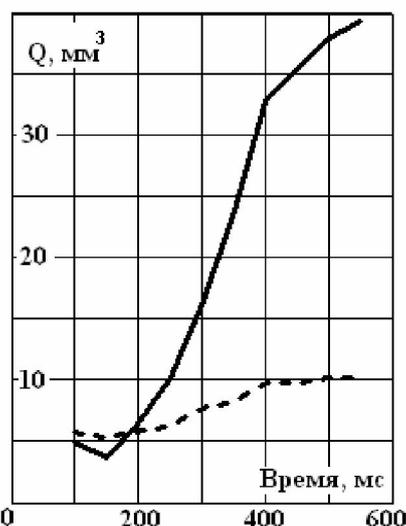


Рис. 5. Зависимость цикловой подачи от продолжительности фазы удержания (давление в аккумуляторе 140 МПа)

Рассмотренные особенности учтены при разработке математической модели, которая используется для анализа гидродинамических процессов, происходящих в ЭГФ фирмы Bosch [14]. Результаты моделирования процесса топливоподачи при давлении в аккумуляторе 143 МПа частично отображены на рис. 6.

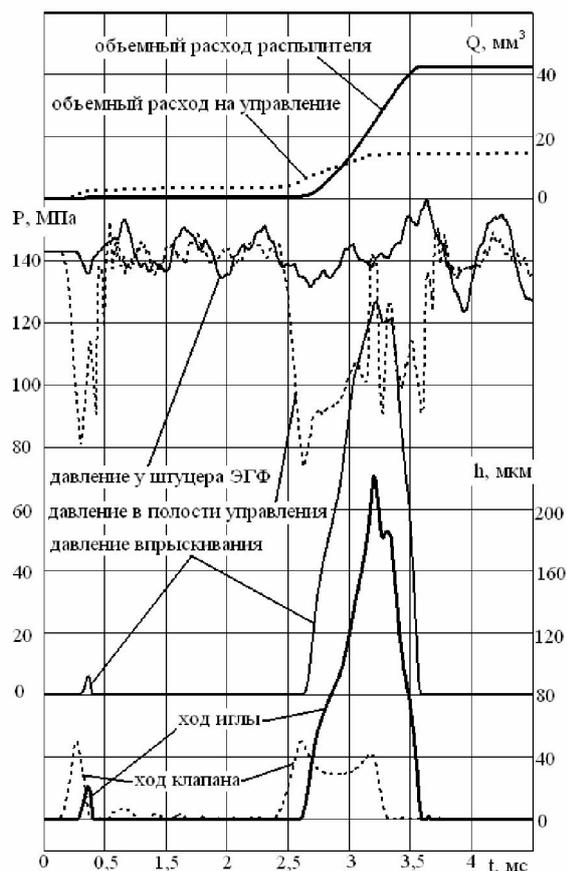


Рис. 6. Расчетные кривые гидродинамических процессов в полостях ЭГФ Bosch

На основе модели разработана методика и программа динамического расчёта форсунки (в среде MathCAD). Применение этой методики позволило изучить основные принципы, положенные в основу выбора конструктивных параметров форсунки CR, а также выявить имеющиеся недостатки, что является отправной точкой для её совершенствования. В частности, оказалось, что асимметрия магнитных полюсов уменьшает влияние технологических отклонений на характеристики движения клапана. Реализованное шихтование якоря не даёт права пренебрегать вихревыми токами. Для сохранения стабильности процесса топливоподачи необходимо ограничивать скорость гидротолкателя при ударе запорного конуса о дно втулки. Используемая конструкция

опоры якоря для многофазного впрыскивания малоэффективна.

Принципы организации топливоподачи в топливной системе с ЭГФ

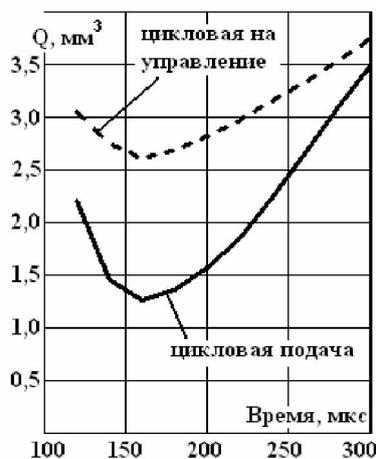
В ТС с ЭГФ реализовать эффективный процесс топливоподачи возможно только при совместном выборе характеристик цепи управления, электромагнита, гидромеханической схемы. При этом, как отмечалось в [4], критерием эффективности является не только достижение требуемой интенсивности впрыскивания, но и сохранение стабильности основных показателей при технологических и др. отклонениях параметров системы (то есть, обеспечение робастности новой топливной аппаратуры). Эта проблема решается за счёт особенностей магнитной цепи (см. [4]) и алгоритма управления.

Выяснилось, что для организации короткого импульса впрыскивания топлива управляющий клапан должен разогнаться с предельной интенсивностью, а после удара клапана об упор сила магнитного притяжения уменьшается до нуля. Для организации основного импульса клапан подводится к упору с малой скоростью, обеспечивающей его перемещение вблизи упора с минимальным провалом. Кроме того, величина тока удержания корректируется с учётом давления топлива в аккумуляторе, а при проектировании магнитной цепи обеспечивается необходимый запас по тяговой характеристике электромагнита.

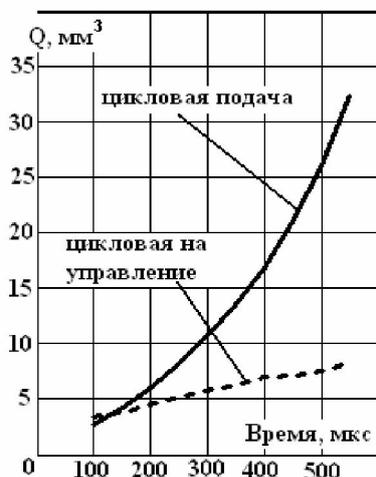
Результаты моделирования ЭГФ отечественной конструкции

С помощью данной математической модели проводятся работы по созданию первой отечественной ЭГФ, разрабатываемой для перспективного высокооборотного двигателя серии 4ДТНА. Перед специалистами поставлена задача регулируемого (однофазного и двухфазного) впрыскивания топлива в диапазоне давлений 30 – 150 МПа и продолжитель-

ностью основной фазы порядка 1 мс. Опытный образец новой топливной аппаратуры разработан конструкторами КП ХКБД. Зависимости цикловой подачи топлива от длительности импульса, обеспечиваемые этим образцом в диапазонах малых и средних подач, показаны на рис. 7.



а)



б)

Рис. 7. Зависимость цикловой подачи от продолжительности импульса (давление в аккумуляторе 140 МПа) а) – для короткого импульса; б) – при изменении длительности фазы удержания для основной подачи

Определено, что в проектируемой ЭГФ максимальная величина деформации мультипликатора при давлении 140 МПа составляет 0,05 мм. Аналогичная величина для штока клапана – 0,02 мм.

Нами исследовано влияние диаметра и длины топливопровода на характеристики впрыскивания в разрабатываемой ЭГФ. Очевидно, что, использование волнового процесса в топливопроводе является эффективным способом управления характеристикой впрыскивания. На рис. 8 – 10 показан выбор рациональных параметров длины и внутреннего диаметра топливопровода, соединяющего ЭГФ и аккумулятор.

Данный расчет проведен для двухфазного впрыскивания при постоянных значениях параметров управляющего импульса (максимальный ток – 20 А, ток удержания – 10 А, время форсированного импульса – 0,10 мс, время удержания – 1,0 мс, пауза между предварительным и основным импульсом – 1,2 мс). Давление в аккумуляторе при расчете принято 83 МПа.

Длина и диаметр топливопровода определяют, соответственно, фазовые и амплитудные характеристики изменения давления РF у штуцера форсунки. Так, например, при диаметре 1,1 мм и длине 320 мм в начальный период впрыскивания происходит уменьшение давления РF до значения 44 МПа (см. рис. 8). Медленное нарастание давления РF затягивает процесс топливоподачи и снижает максимальное давление впрыскивания до 60 МПа. Продолжающийся после посадки иглы ЭГФ рост давления РF до величины 120 МПа и выше может привести к дополнительному несанкционированному впрыскиванию топлива.

С увеличением внутреннего диаметра топливопровода до 2,0 мм амплитуда изменения давления РF (см. рис 9) снижается до 10 МПа. Вследствие этого максимальное давление впрыскивания увеличивается до 83 МПа, а повторного подъема иглы распылителя не происходит.

Расчетные зависимости давления впрыскивания от диаметра и длины топливопровода, соединяющего аккумулятор и ЭГФ, приведены на рис. 10.

В результате моделирования определено, что для предложенной гидромеханической схемы рациональная длина топливопровода находится в диапазоне 220 – 320 мм при внутреннем диаметре 2,0 мм.

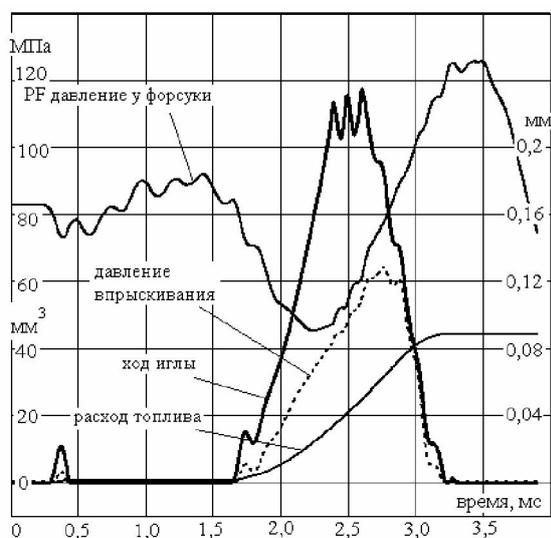


Рис. 8. Изменение давления и перемещения иглы в ЭГФ при трубопроводе длиной 320 мм и диаметром 1,1 мм

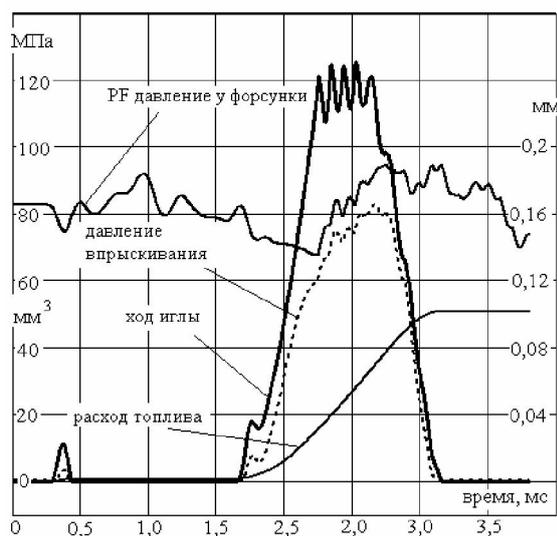


Рис. 9. Изменение давления и перемещения иглы в ЭГФ при трубопроводе длиной 320 мм и диаметром 2,0 мм

Анализ результатов расчетного исследования показывает, что для исключения вероятности подвпрыскиваний, а также улучшения быстродействия целесообразно организовать дополнительное демп-

фирование перемещения якоря. Для этой цели предлагается использовать подпружиненную опору с ограниченным ходом.

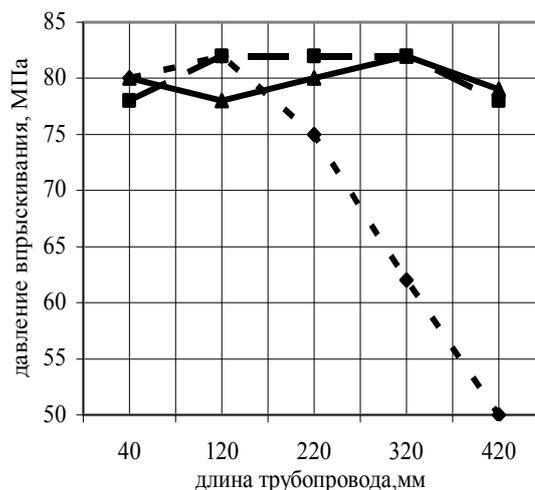


Рис. 10. Изменение максимального давления впрыскивания в зависимости от длины и внутреннего диаметра трубопровода (---- - диаметр 3 мм, - - - - диаметр 2 мм, – 1,1 мм)

В ходе расчета определены рациональные конструктивные и регулировочные параметры форсунки. Данные параметры реализованы в опытном образце ЭГФ. Расчетные кривые изменения основных параметров ЭГФ ХКБД при давлении в аккумуляторе 143 МПа приведены на рис. 11. Оценка эффективности работы ЭГФ с расчетными параметрами будет произведена в ходе экспериментального исследования на безмоторном стенде, а также при проведении моторных испытаний на одноцилиндровом отсеке двигателя ДТ (1Ч 8,8/8,2).

Заключение

Разработана методика и подпрограмма гидродинамического расчёта электрогидравлической форсунки (в среде MathCAD).

Для решения задачи о течении топлива в топливопроводе используется модернизированный метод характеристик, который учитывает особенности гидравлической схемы ЭГФ.

Предложено для описания напряжённо-деформированного состояния иглы, мультипликато-

ра и стержня управляющего клапана, а также определения усилия пружин использовать модель эквивалентного стержня.

Изучены основные принципы, положенные в основу выбора конструктивных параметров ЭГФ.

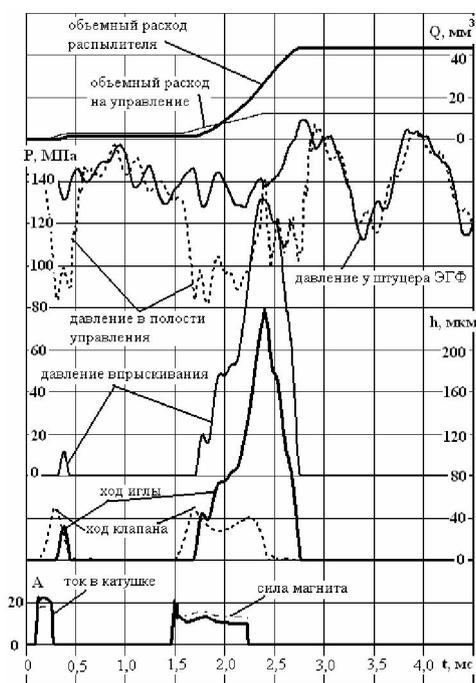


Рис. 11. Расчетные кривые гидродинамических процессов в полостях ЭГФ ХКБД

Предложено для повышения давления впрыскивания использовать волновые процессы, происходящие в топливопроводе, соединяющем аккумулятор и ЭГФ.

Список литературы:

1. Подача и распыливание топлива в дизелях Астахов И.В., Трусов В.И., Хачиян А.С. и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 359 с. 2. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с. 3. Врублевский А.Н, Григорьев А.Л., Бовда А.М. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС // Автомобильный транспорт № 19. 2006 - с. 138 - 143. 4. Врублевский А.Н, Григорьев А.Л., Денисов А.В.

Особенности выбора параметров электромагнита для топливной системы COMMON RAIL // Автомобильный транспорт № 20. 2007 – в печати. 5. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л. Математическая модель для углубленного исследования динамики дизельной форсунки CR. Тезисы докладов научно-технической конференции МАДИ (ГТУ) 3-и Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе. Москва, 2007. стр. 34 – 37. 6. Coppo M., Dongiovanni C., Negri C. Numerical analysis and experimental investigation of a common rail-type diesel injector // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Vol. 126, Issue 4, 2004, pp. 874 – 885. 7. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. – М.: «Мир». 1980. – 616 с. 8. Seykens X.L, Somers L.M., Baert R.S. Detailed modeling of common rail fuel injection process. MECCA, III. 2005. pp. 30–39. 9. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион - Автодата, 2005. – 344 с. 10. Емельянов Л.А. Развитие комплекса математических моделей дизеля, оснащенного аккумуляторной топливной системой с электронным управлением. Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. Москва, МАДИ (ГТУ). 2007. – с. 18. 11. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке CR в среде MATLAB/SIMULINK // Двигатели внутреннего сгорания. XIII – 2006. - №1. – С. 98 - 101. 12. Einspritzmengenkorrektur in Common-Rail-Systemen mit Hilfe magnetoelastischer Drucksensoren // Dissertation von J. Baumann. 2006. 212 pp. 13. Грунауэр А.А., Тартаковский И.И., Григорьев А.Л. О связи силы пружины с законом ее деформирования // Теория механизмов и машин. – Харьков: Вища школа. 1985. Вып. 39. – с. 7 – 22. 14. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. С40 Первое русское издание. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.