

УДК 629.5.064-52:621.431.74

Никольский В.В., Оженко Е.М.
НУ «ОМА»

ПРИМЕНЕНИЕ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ ТОПЛИВА

Постановка проблемы в общем виде. За последние 10 лет существенно изменилась ситуация на рынке нефтепродуктов, что привело к повышению стоимости топлива с 50 до 600 долл./т [1, 2]. Кроме того, ужесточились требования к экологической безопасности судовых дизелей в виде снижения нормы выбросов NOx, [3] что поставило перед разработчиками комплекс проблем по снижению эмиссии отработавших газов и расхода топлива. А ужесточение конкуренции на мировых рынках потребовало повышения надежности и эффективности двигателей, снижения эксплуатационных расходов и повышения их долговечности.

Для уменьшения выбросов оксида азота, на сегодняшний день существует два подхода: внецилиндровые методы и методы направленные на изменение рабочего процесса двигателя [4].

Первые методы ограничены высокой первоначальной и эксплуатационной стоимостью дополнительного оборудования, а также его массо-габаритными показателями из-за чего судовладельцы не стремятся к их использованию.

Вторые методы распространены значительно шире и кроме повышения экологической безопасности двигателя позволяют оптимизировать рабочий процесс двигателя.

В процессе разработки и эксплуатации было установлено, что традиционные способы привода ТНВД и выпускных клапанов не могут обеспечить необходимой гибкости изменения фаз топливоподачи и газораспределения [5, 6], что вынудило дизелестроителей к созданию новых типов топливных систем, в которых перемещение плунжера топливного насоса не связано жестко с фазами подачи топлива.

Основные развиваемые направления топливных систем высокого давления — это аккумуляторная система, применяемая фирмой Wartsila и система непосредственного действия с гидроприводом топливного насоса, используемая фирмой MAN-B&W.

Целью исследования статьи стало изучение возможностей пьезоэлектрических устройств в системах дистанционного управления дизелем. Для сравнения численных характеристик автоматизированных систем управления подачей топлива из всего многообразия двигателей, нами выбраны двигатели WARTSILA 12RT-Flex96C и MAN-B&W 12K98ME обладающие схожими конструктивными параметрами и одинаковой номинальной мощностью.

Таблица 1. Сравнительные характеристики автоматизированных систем управления подачей топлива фирм MAN-B&W и WARTSILA

Задача	MAN-B&W	WARTSILA
Возможность изменения давления топлива перед форсункой в течение цикла подачи топлива	Есть	Нет
Возможность отключения отдельных форсунок на режимах малого хода	Нет	Есть
Приводная мощность топливных и масляных насосов приводимых в действие от двигателя	Масляные ≈ 3100 кВт Топливные – нет	Масляные ≈ 500 кВт Топливные ≈ 500 кВт
Перемещение исполнительного органа подачи топлива	Плунжер ТНВД – 5...15 см	Золотник БУПТ – 4 мм
Количество аккумуляторов	1	3

Изложение основного материала исследования. Анализируя описанные автоматизированные системы управления подачей топлива видно, что обе системы используют гидропривод исполнительного органа, что позволяет получать большие перестановочные усилия и высокое быстродействие. Так, в системе фирмы WARTSILA применяются соленоидные клапана, которые обеспечивают только два положения исполнительного органа и не позволяют изменять давление топлива в течение цикла, тем самым ограничивая количество применяемых законов подачи топлива. При этом отбор мощности топливными и масляными насосами не превышает 1,47 % мощности двигателя. В свою очередь, АСУ подачей топлива разработанная фирмой MAN-B&W, позволяет задать любую форму закона подачи топлива, оптимизируя рабочий процесс дизеля для работы на различных режимах и в различных условиях, но при этом отбор мощности масля-

ными насосами от двигателя достигает 4,55 % его номинальной мощности.

Таким образом, дальнейшее повышение эффективности автоматизированной системы управления подачей топлива, как вариант, возможно за счет усовершенствования исполнительного механизма, путем исключения гидропривода.

Для дальнейшего исследования выбрана АСУ фирмы WARTSILA, так как она обладает возможностью отдельного отключения форсунок и меньшей энергоемкостью в отличие от автоматизированной системы управления фирмы MAN-B&W.

Анализ существующих типов исполнительных механизмов показал, что совершенствование исполнительных механизмов электромагнитного типа в конструкторско-технологическом направлении в настоящее время практически исчерпаны, что не создает перспективы в их применении. Поэтому очевидна актуальность разработки систем управления с исполнительными механизмами на базе новых физических принципов. В качестве такого исполнительного механизма было предложено использовать наборные столбы пьезоэлектрических шайб, отличающиеся высоким развиваемым усилием и быстродействием, но небольшими величинами перемещения.

Для получения необходимой величины перемещения была разработана конструкция привода (рис. 1), сочетающего в себе пьезопривод и гидравлику [7]. Для оценки работоспособности такой конструкции нами была составлена структурная схема и получена математическая модель пьезоэлектрического привода.

Для расчета момента пьезоэлектрического манипулятора было произведено уточнение геометрических размеров воспринимающего поршня блока управления подачи топлива в цилиндр. Диаметр составляет $d_{ш} = 28$ мм, а его ход $h = 4$ мм. Давление масла управления P в использующейся гидравлической системе 20 МПа.

Площадь поперечного сечения, м^2 ,

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,028^2}{4} = 6,154 \cdot 10^{-4}.$$

Усилие, которое необходимо приложить, Н,

$$F_1 = PS_1 = 200 \cdot 10^5 \cdot 6,154 \cdot 10^{-4} \approx 12300.$$

Перемещение меньшего поршня на 4 мм изменит объем полости масла на $V_1 = S_1 \cdot h = 2,45 \text{ см}^3$. Следовательно, изменение объема V_2 полости масла под большим поршнем должно быть таким же. Ход

поршня большего диаметра зададим 0,18 мм, диаметр ведущего гидроцилиндра $d_2 = \sqrt{4V_1/(\pi \cdot h_2)} = 13,2$ см, тогда площадь поперечного сечения цилиндра большего диаметра $S_2 = 136,8$ см². Сила, которую необходимо приложить к поршню большего диаметра $F_2 = F_1 \cdot S_1/S_2 = 555$ Н.

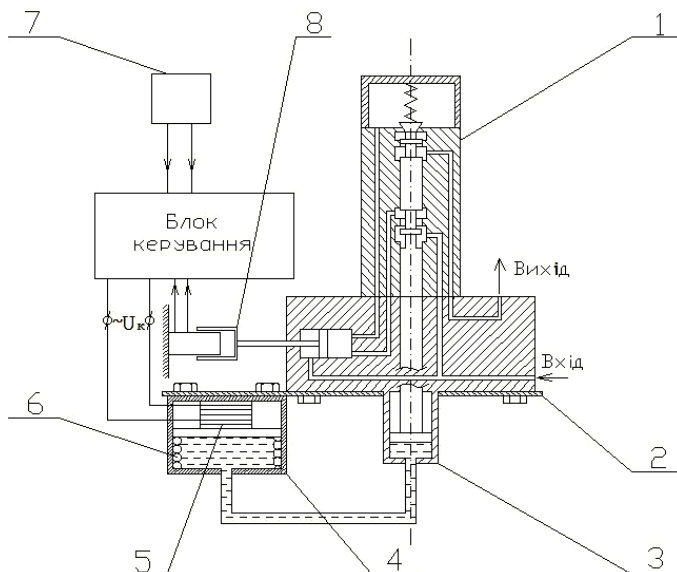


Рис. 1. Конструкция блока управления подачей топлива в цилиндр с пьезоприводом: 1 – блок управления подачей топлива; 2 – основа; 3 – воспринимающий гидроцилиндр; 4 – задающий гидроцилиндр; 5 – наборной столб пьезоэлектрических шайб; 6 – пружина предварительного нагружения; 7 – датчик количества впрыснутого топлива; 8 – датчик положения коленчатого вала

Для наборного столба пьезоэлектрических шайб модели Р-056.90 (табл. 2) был выбран материал РІС 255 [8] со следующими параметрами (табл. 3).

Таблица 2. Параметры наборного столба модели Р-056.90

Параметр	Значение
Перемещение, м	$180 \cdot 10^{-6}$
Диаметр, м	0,056
Длина, м	0,154

Усилие, Н	78000
Электрическая ёмкость, Ф	$2,7 \cdot 10^{-3}$
Частота резонанса, Гц	7

Таблица 3. Параметры пьезоэлектрического материала PIC 255

Параметр	Значение
Плотность, кг/м^3	7800
Относительная диэлектрическая проницаемость	1750
Пьезомодуль, Кл/Н	$400 \cdot 10^{-12}$
Коэффициент электромеханической связи	0,69
Модуль Юнга, Н/м^2	$10 \cdot 10^{10}$
Механическая добротность	80
Сопротивление, Ом	50
Коэффициент демпфирования, кг/см^2	$8,9 \cdot 10^{-3}$

Коэффициент упругости K_y равен $1,599 \cdot 10^9$ Н/м, коэффициенты прямого и обратного пьезоэффекта $K_{\text{п}}$ и $K_{\text{о}}$ равны 49,235 Н/В, масса наборного столба m равна 2,96 кг.

На рис. 2 представлена структурная схема блока управления подачи топлива с пьезоприводом, которая составлена на основе структурной схемы активного упругого компенсатора [9], выполненного из пьезоэлектрического материала.

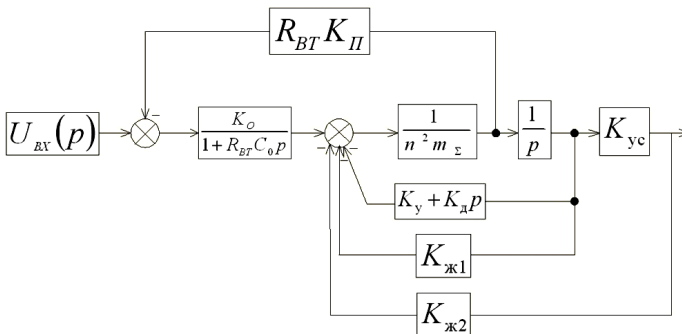


Рис. 2. Модель блока управления подачи топлива в цилиндр с пьезоприводом: $U_{\text{вх}}(p)$ – управляющее напряжение; $K_{\text{о}}$ – коэффициент обратного пьезоэффекта; $K_{\text{п}}$ – коэффициент прямого пьезоэффекта; $R_{\text{вт}}$ – внутреннее сопротивление пьезостолба; $C_{\text{о}}$ – емкость пьезостолба; m_{Σ} – эквивалентная приведенная суммарная масса подвижных частей; $K_{\text{ус}}$ – коэффициент усиления воздействия пьезостолба; K_y – коэффициент упругости пьезостолба;

K_d – коэффициент внутреннего демпфирования пьезостолба; $K_{ж1}$ – коэффициент жесткости пружины предварительного нагружения; $K_{ж2}$ – коэффициент жесткости пружины золотника

Сворачивание структуры приводит к следующей передаточной функции пьезостолба с блоком управления подачей топлива, управляемого от источника ЭДС.

$$W_{\Delta}(p) = \frac{K_o K_{yc}}{R_{вт} C_o m_{\Sigma} p^3 + (m_{\Sigma} + R_{вт} C_o K_d) p^2 + (R_{вт} C_o K_d + K_d + R_{вт} C_o K_{ж1} + R_{вт} C_o K_{\Pi} + R_{вт} C_o K_{ж2} K_{yc}) p + K_y + K_{ж1} + K_{yc} K_{ж2}}$$

При подстановке значений получим передаточную функцию следующего вида,

$$W_{\Delta}(p) = \frac{1094}{3,105 \cdot 10^{-3} p^3 + 2,95 p^2 + 1,8 \cdot 10^6 p + 1,599 \cdot 10^9}$$

По полученной передаточной функции в среде MathCad можно получить АЧХ и реакцию на единичное ступенчатое воздействие (рис. 3, 4).

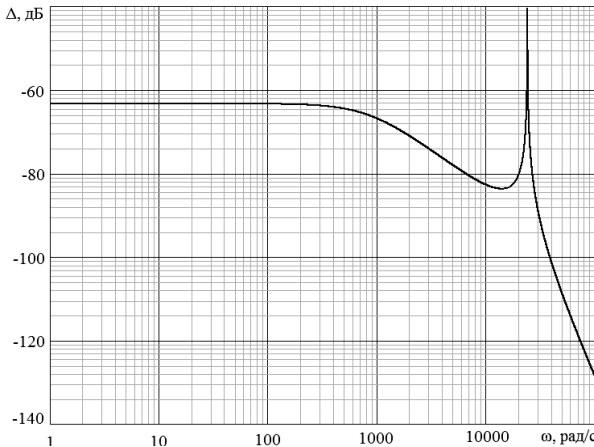


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика модели наборного столба пьезокерамических шайб

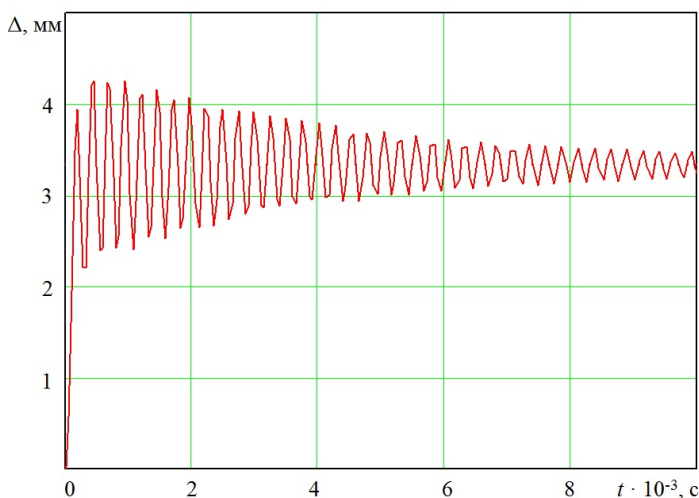


Рис. 4. Перемещение золотника блока управления подачи топлива в цилиндр с пьезоприводом при ступенчатом изменении управляющего напряжения

Анализ зависимостей показал, что при использовании данной конструкции можно получить требуемое перемещение при необходимом усилии, не превысив современных требований по времени переходного процесса, которое составило менее 1 мс при требуемых 6,5 мс. Кроме того, линейность АЧХ в диапазоне частот от 0 до 100 Гц говорит о возможности использования данной конструкции на судовых дизелях с частотой вращения до 6000 мин^{-1} , но из-за сильного внутреннего демпфирования пьезокерамики появляются колебания исполнительного органа (рис. 4), что снижает равномерность подачи топлива, и как следствие, снижает энергетическую и экологическую эффективность двигателя.

Применение системы позиционирования пьезопривода с ПИД-регулятором, позволило снизить амплитуду колебаний (рис. 5) при увеличении времени переходного процесса, но не исключило их полностью.

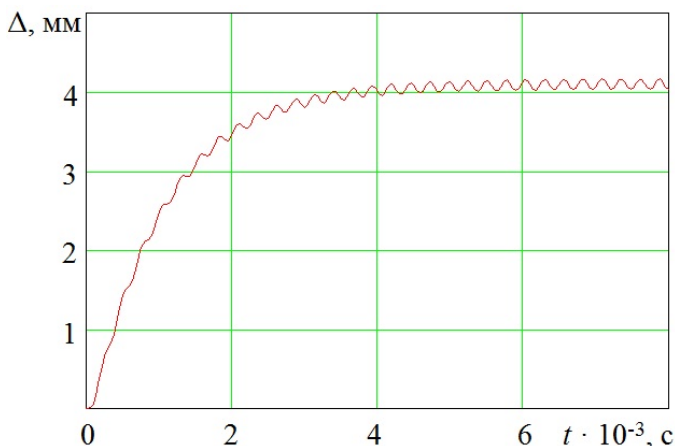


Рис. 5. Перемещение золотника блока управления подачей топлива в цилиндр с пьезоприводом при ступенчатом изменении задания при применении ПИД-регулятора

В тоже время, в [10] показано, что применение нечеткого регулятора приводит к практически полному исключению колебаний в электромеханической системе. Это послужило предпосылкой для создания новой автоматизированной системы управления пьезоприводом (рис. 6), основанной на принципах нечеткой логики.

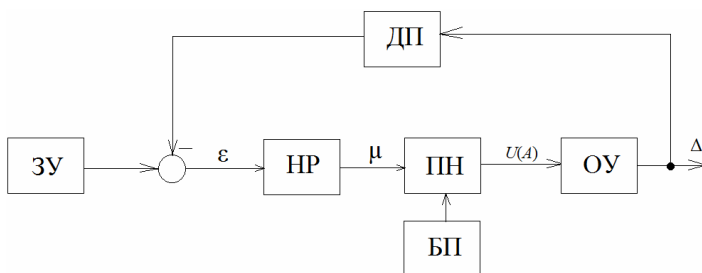


Рис. 6. Функциональная схема нечеткой системы позиционирования золотника блока управления подачей топлива с пьезоприводом: ЗУ – задающее устройство, НР – нечеткий регулятор, ПН – преобразователь напряжения, БП – блок питания, ОУ – объект управления, ДП – датчик перемещения, А – амплитуда, $U(A)$ – напряжение

В предложенной нечеткой системе позиционирования определены функции принадлежности лингвистических переменных «рассо-

гласование» и «управляющее воздействие» (рис. 7 - 8) и составлены (в виде высказываний) следующие правила нечеткого алгоритма:

ЕСЛИ $f(t)$ ОБ, И $f'(t)$ ОБ, ТО $U_f(t)$ ОБ, ИНАЧЕ;
 ЕСЛИ $f(t)$ ПБ, И $f'(t)$ НО, ТО $U_f(t)$ ОМ и т.д

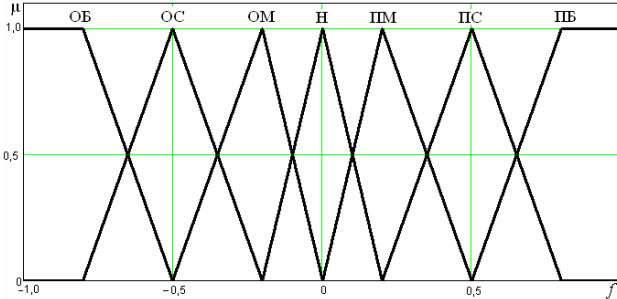


Рис. 7. Функции принадлежности лингвистической переменной «рассогласование»: ОБ – отрицательно большая; ОС – отрицательно средняя; Н – нулевая; ПС – положительно средняя; ПБ – положительная большая

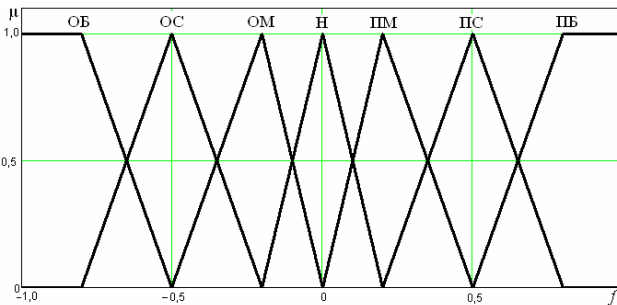


Рис. 8. Функции принадлежности лингвистической переменной «управляющее воздействие»

Апробация предложенной нечеткой системы позиционирования на математической модели (рис. 9 - 10) продемонстрировала ее эффективность. Так, колебания золотника блока управления подачи топлива практически исключены, при соблюдении требований, предъявляемых в [4], к быстрдействию системы.

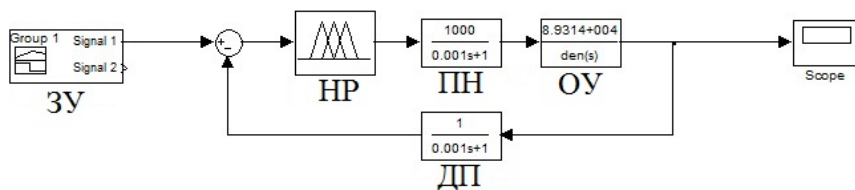


Рис. 9. Модель нечеткой системы позиционирования золотника блока управления подачей топлива с пьезоприводом в среде Matlab

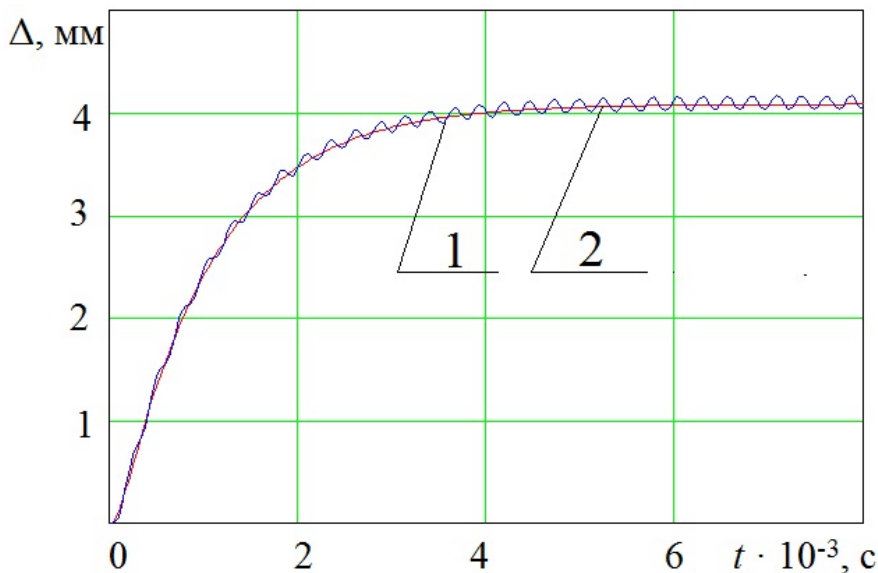


Рис. 10. Перемещение золотника блока управления подачей топлива в цилиндр с пьезоприводом при ступенчатом изменении задания для систем: 1 – с ПИД-регулятором; 2 – с нечетким регулятором

Выводы

Таким образом, применение пьезоэлектрического исполнительного механизма с «нечеткой» системой управления позволит уменьшить энергоемкость двигателя и расширить диапазон возможных законов подачи топлива, повышая энергетическую и экологическую эффективность двигателя. А также сократится количество и емкость аккумуляторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bunker price // MER (Marine engineers review). – 2007. – № 5 (May). – P. 21.
2. Bunker price // MER (Marine engineers review). – 2012. – № 2 (February). – P. 14.
3. International maritime organization [Электронный ресурс] / MARPOL. – London: IMO Publishing, 2011. – <http://www.imo.org/>. – ISBN 978-92-801-1532-1.
4. Возницкий, И.В., Пунда, А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Моркнига, 2008. – 470 с. – ISBN 978-5-903080-38-0.
5. Возницкий, И.В., Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Моркнига, 2007. – 284 с. – ISBN 978-5-903080-04-5.
6. Топливо и топливные системы судовых дизелей / Ю.А. Пахомов, Ю.П. Коробков, Е.В. Дмитриевский, Г.Л. Васильев; под ред. Ю.А. Пахомова. – М.: ТрансЛит, 2007. – 469 с. – ISBN 5-94976-640-7.
7. Никольский Виталий Валентинович. Система управления подачей топлива «интеллектуального» двигателя [Патент на полезную модель] / В.В. Никольский, С.М. Оженко. – МПК (2009) G01N11/10. – № 43426; Опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15.
8. Piezoelectric Ceramics, Piezo Actuators, Piezo Motors, PZT Ceramics, Piezo Assemblies, Piezo Transducer [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.piceramic.de/>
9. Никольский Алексей Анатольевич. Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами [Текст]: монография / А.А. Никольский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 160 с. – ISBN 5-283-00504-6.
10. Онищенко, О.А. Научное обоснование и разработка автоматизированных систем управления холодильно-компрессорными установками малой производительности: дис. ... докт. техн. наук: 05.13.07. – Одесса, 2010. – 244 с.