

УДК 621.431

## ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМЕ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВПРЫСКА БЕНЗИНА С НОВОЙ КОНСТРУКЦИЕЙ ЭЛЕКТРОННО-УПРАВЛЯЕМОЙ ФОРСУНКИ

З. Х. КЕРИМОВ<sup>1</sup>, М. К. ДЖАФАРЛИ<sup>2</sup>

<sup>1</sup> kerimov\_z@yahoo.com, <sup>2</sup> ceferlimk@yahoo.com

Азербайджанский технический университет (АзТУ), Баку, Азербайджан

Поступила в редакцию 25.01.2019

**Аннотация.** Приведены уравнения математической модели гидродинамических процессов в аккумуляторной системе непосредственного впрыска бензина с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки. Математическая модель состоит из уравнений неустановившегося одномерного потока в консервативных переменных – уравнений сплошности и количества движения для неустановившегося потока жидкости в трубопроводах и каналах системы, уравнений массового баланса топлива в граничных полостях системы и уравнений движения подвижных элементов системы. Приведены некоторые результаты расчетного исследования с использованием математической модели.

**Ключевые слова:** система впрыска бензина с аккумулятором давления; электронно-управляемая форсунка; математическая модель; гидродинамические процессы.

### ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время как к экологическим, так и технико-экономическим показателям автомобильных двигателей предъявляются все более жесткие требования. Эти показатели двигателей в значительной степени зависят от особенностей рабочих процессов в цилиндре. Поэтому для соответствия этим требованиям на кафедре «Автомобильная техника» Азербайджанского технического университета (АзТУ) на уровне изобретения предложен новый рабочий процесс двигателя с непосредственным впрыском бензина в цилиндр и с форкамерно-факельным воспламенением расслоенного рабочего заряда [1].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Предложенный рабочий процесс предъявляет некоторые специфичные требования к системе впрыска двигателя. Существующие системы впрыска двигателя с непо-

средственным впрыском бензина в цилиндр и с форкамерно-факельным воспламенением не удовлетворяют этим требованиям полностью. Поэтому в работе [2] рассмотрена задача разработки новой системы впрыска для двигателя с предложенным рабочим процессом. Отмечено, что в двигателе с предложенным рабочим процессом должна применяться электронно-управляемая система впрыска с аккумулятором давления совместно с электронно-управляемой форсункой, имеющей распылитель клапанно-сопловой типа. Впоследствии в работе [3] предложена новая конструкция электронно-управляемой форсунки с пьезоэлектрическим актуатором, удовлетворяющая поставленным требованиям.

Для оценки работоспособности новой конструкции электронно-управляемой форсунки и определения оптимальных значений конструктивных параметров перед экспериментальной реализацией конструкции должны быть исследованы гидродинамичес-

кие процессы в системе впрыска методом вычислительного эксперимента, что требует разработки совершенной математической модели процессов, протекающих в системе впрыска. Таким образом, представляемая работа посвящена математическому моделированию гидродинамических процессов в системе непосредственного впрыска бензина с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки.

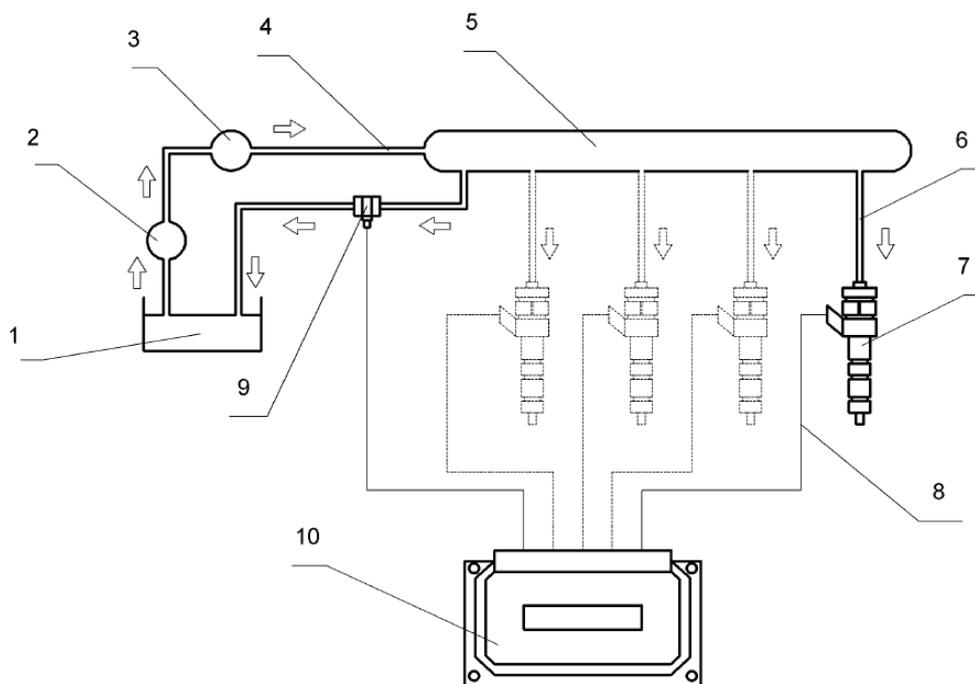
### РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ

При математическом моделировании гидродинамических процессов в аккумуляторной системе впрыска бензина за основу была принята методика моделирования, предложенная нами в работах [4, 5]. Адекватность данной методики математического моделирования ранее многократно проверялась на различных системах впрыска топлива и находится на достаточно высоком уровне. Математическая модель позволяет также моделировать гидродинамические процессы и в двухфазной топливовоздуш-

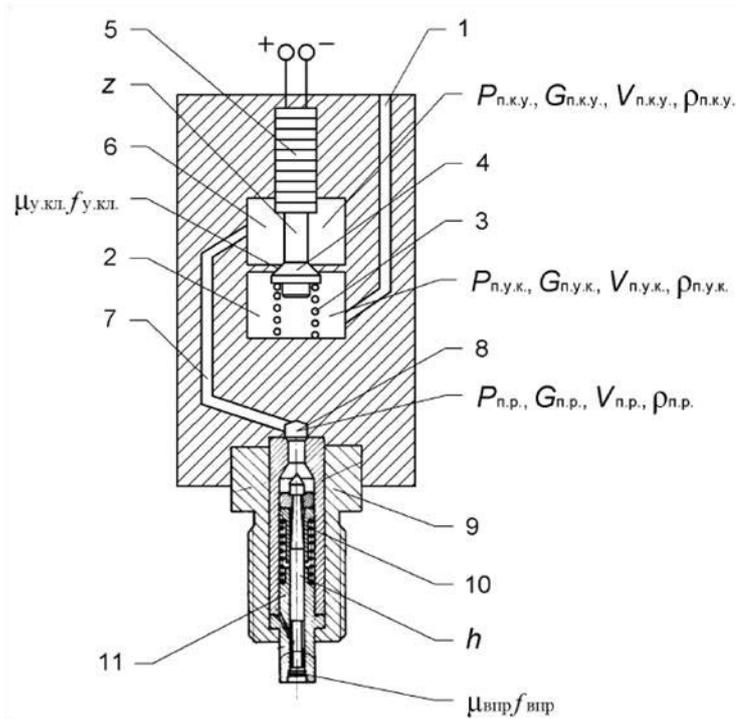
ной среде, которая может образоваться при понижении давления среды ниже атмосферного давления и разрыве сплошности жидкого топлива. Однако, как в дальнейшем показали результаты расчетов, в аккумуляторной системе впрыска бензина разрывы сплошности жидкого топлива, как правило, не происходят.

В данной работе процессы в топливном насосе высокого давления не моделировались и допускалось, что на выходе насоса имеется постоянное давление, что, согласно имеющейся информации, недалеко от истины. А в полости аккумулятора учитывается возможность изменения давления топлива.

Как видно из схемы аккумуляторной системы впрыска бензина, представленной на рис. 1, аккумулятор давления и форсунка подсоединены к границам трубопровода высокого давления. Поэтому уравнения, описывающие гидродинамические процессы в аккумуляторе давления и в форсунке, являются уравнениями граничных условий для уравнений неустановившегося потока в трубопроводе высокого давления.



**Рис. 1.** Схема электронно-управляемой системы впрыска бензина с аккумулятором давления:  
 1 – топливный бак; 2 – топливный насос низкого давления; 3 – топливный насос высокого давления;  
 4 – входной трубопровод высокого давления топливного аккумулятора; 5 – топливный аккумулятор  
 (аккумулятор давления); 6 – выходной трубопровод высокого давления топливного аккумулятора;  
 7 – электронно-управляемая форсунка; 8 – электрический провод управления; 9 – электронно-  
 управляемый клапан регулирования давления в полости аккумулятора; 10 – электронный блок управления



**Рис. 2.** Расчетная схема электронно-управляемой форсунки [3]:

- 1 – входной канал; 2 – полость управляющего клапана; 3 – пружина управляющего клапана;
- 4 – управляющий клапан; 5 – пакет пьезоэлементов; 6 – камера управления; 7 – соединительный канал;
- 8 – полость клапанно-сопловой распылителя; 9 – сопловая часть клапанной форсунки;
- 10 – пружина впрыскивающего клапана; 11 – впрыскивающий клапан

Уравнения граничных условий представляют собой уравнения массового баланса топлива в граничных полостях системы и уравнения движения подвижных элементов системы, таких, как впрыскивающий клапан и управляющий клапан вместе с пьезоэлектрическим актуатором.

Подробно рассмотрим уравнения граничных условий (рис. 2). Отметим, что расход топлива через проходное сечение с площадью  $f$  за промежуток времени  $dt$  составит  $\mu f w \cdot dt$ , где  $\mu$  – коэффициент расхода проходного сечения;  $\rho$  – плотность топлива;  $w$  – скорость потока топлива через проходное сечение.

Уравнения граничных условий составим для наиболее общего случая, а уравнения для разных этапов работы системы впрыска топлива (закрытые и открытые положения разных клапанов и т.д.) будут вытекать из этих уравнений как частные случаи.

Таким образом, для массы топлива в полости управляющего клапана уравнение массового баланса имеет вид:

$$\frac{dG_{п.у.к.}}{dt} = f_{с.к.} \rho_{N \text{ вх.к. (п.у.кл.)}} w_{N \text{ вх.к.}} - \mu_{у.кл.} f_{у.кл.} \rho_{п.у.кл. (п.к.у.)} w_{у.кл.}, \quad (1)$$

где  $G_{п.у.к.}$  – масса топлива в полости управляющего клапана;  $\tau$  – время;  $\mu_{у.кл.}$  – коэффициент расхода управляющего клапана;  $f_{у.кл.}$ ,  $f_{с.к.}$  – проходные сечения, соответственно, управляющего клапана и соединительного канала;  $w_{у.кл.}$  и  $w_{N \text{ вх.к.}}$  – соответственно, скорости потока топлива через управляющий клапан и через выходное ( $N$ -е) сечение соединительного канала;  $\rho_{п.у.кл.}$ ,  $\rho_{п.к.у.}$  и  $\rho_{N \text{ вх.к.}}$  – плотности топлива, соответственно, в полости управляющего клапана, в полости камеры управления и в выходном сечении соединительного канала (двойные индексы « $N$  вх.к. (п.у.кл.)» и «п.у.кл. (п.к.у.)» в уравнении (1) означают, что в зависимости от направления потока топлива, т.е. знаков  $w_{у.кл.}$  и  $w_{N \text{ вх.к.}}$ , при расчете соответствующих членов подставляются значения плотности топлива в той полости, из которой топливо вытекает).

Плотность топлива в полости управляющего клапана определяется следующим известным выражением:

$$\rho_{п.у.к.} = \frac{G_{п.у.к.}}{V_{п.у.к.}}, \quad (2)$$

где  $V_{п.у.к.}$  – текущее значение объема полости управляющего клапана.

Текущее значение давления топлива в полости управляющего клапана определяется из зависимости  $\rho = f(P)$ , т.е. из уравнения состояния топлива. При этом температура топлива считается постоянной.

Аналогичное уравнение массового баланса составляется и для массы топлива в полости камеры управления:

$$\frac{dG_{п.к.у.}}{d\tau} = \mu_{у.кл.} f_{у.кл.} \rho_{п.у.кл.(п.к.у.)} w_{у.кл.} - f_{с.к.} \rho_{п.к.у.(0с.к.)} w_{0с.к.}, \quad (3)$$

где  $G_{п.к.у.}$  – масса топлива в полости камеры управления;  $f_{с.к.}$  – проходное сечение соединительного канала;  $\rho_{0с.к.}$  – плотность топлива во входном (0-м) сечении соединительного канала;  $w_{0с.к.}$  – скорость топлива во входном (0-м) сечении соединительного канала.

Уравнение массового баланса топлива для полости клапанно-сопловой распылителя имеет вид:

$$\frac{dG_{п.р.}}{d\tau} = f_{с.к.} \rho_{Кс.к.(п.р.)} w_{Кс.к.} - \mu_{впр} f_{впр} \rho_{п.р.} w_{впр}, \quad (4)$$

где  $G_{п.р.}$  – масса топлива в полости клапанно-сопловой распылителя;  $f_{впр}$  – проходное сечение впрыскивающего клапана;  $\mu_{впр}$  – коэффициент расхода впрыскивающего клапана;  $\rho_{Кс.к.}$  и  $\rho_{п.р.}$  – плотности топлива в выходном (К-м) сечении соединительного канала и в полости клапанно-сопловой распылителя соответственно;  $w_{Кс.к.}$  и  $w_{впр}$  –

скорости потока топлива через выходное (К-е) сечение соединительного канала и через впрыскивающий клапан соответственно.

На рис. 1 показана система впрыска топлива четырехцилиндрового двигателя. Для расчетного же исследования работы форсунки достаточно моделирования гидродинамических процессов для условной однофорсуночной системы впрыска, т.к. в силу наличия сглаживающего объема аккумулятора давления, волновые явления, создаваемые в этом объеме одной форсункой, оказывают незначительное влияние на работу соседних форсунок. Поэтому уравнение массового баланса топлива для полости аккумулятора составлено с учетом одного выходного трубопровода высокого давления, соединяющего топливный аккумулятор с форсункой:

$$\frac{dG_{ак}}{d\tau} = f_{T1} \rho_{J T1(ак)} w_{J T1} - f_{T2} \rho_{ак(0 T2)} w_{0 T2}, \quad (5)$$

где  $G_{ак}$  – масса топлива в полости аккумулятора давления;  $f_{T1}$ ,  $f_{T2}$  – проходные сечения входного и выходного трубопроводов высокого давления аккумулятора соответственно;  $\rho_{J T1}$ ,  $\rho_{ак}$  и  $\rho_{0 T2}$  – плотности топлива в выходном (J-м) сечении входного трубопровода высокого давления аккумулятора, в полости аккумулятора давления и в входном (0-м) сечении выходного трубопровода высокого давления аккумулятора соответственно;  $w_{J T1}$  и  $w_{0 T2}$  – скорости потока топлива через выходное сечение входного трубопровода и входное сечение выходного трубопровода высокого давления аккумулятора соответственно.

Уравнение движения впрыскивающего клапана составляется согласно II закону Ньютона, в котором в правой части уравнения выражена сумма сил давлений топлива, действующих на соответствующие площади клапана в разных направлениях и силы упругости пружины:

$$M_{\text{впр.кл.}} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = f_{\text{впр.кл.1}} \cdot P_{\text{п.р.}} - f_{\text{впр.кл.2}} \cdot P_0 - c_{\text{впр.кл.}} (h + h_0), \quad (6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} = c^2 \frac{\partial p}{\partial \tau}, \quad (9)$$

где  $M_{\text{впр.кл.}}$  – масса впрыскивающего клапана;  $h$  – текущий подъем впрыскивающего клапана;  $f_{\text{впр.кл.1}}$  и  $f_{\text{впр.кл.2}}$  – соответственно, площади действия на впрыскивающий клапан давления топлива в полости клапанно-соплового распылителя и давления внешней среды, которое в данном случае принято равным атмосферному давлению;  $P_{\text{п.р.}}$  и  $P_0$  – давления в полости клапанно-соплового распылителя и атмосферное давление соответственно;  $c_{\text{впр.кл.}}$  – коэффициент жесткости пружины впрыскивающего клапана;  $h_0$  – предварительная деформация пружины впрыскивающего клапана.

Неустановившийся поток жидкости в канале форсунки и в трубопроводах высокого давления в математической модели описывается системой уравнений неустановившегося одномерного потока в консервативных переменных – уравнениями сплошности и количества движения:

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} = 0, \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w^2 + p)}{\partial x} = -\frac{\lambda_T}{2d_T} \rho w^2, \quad (8)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости;  $p$  – давление жидкости;  $w$  – скорость потока жидкости;  $x$  – координата по длине трубопровода (канала);  $\tau$  – время;  $\lambda_T$ ,  $d_T$  – соответственно коэффициент гидравлического сопротивления и внутренний диаметр трубопровода (или канала).

Консервативными переменными в уравнениях (7) и (8) являются плотность жидкости  $\rho$  и секундное количество движения потока  $\rho w$ , а член в правой части уравнения (8) учитывает расход количества движения на преодоление гидравлического сопротивления трубопровода.

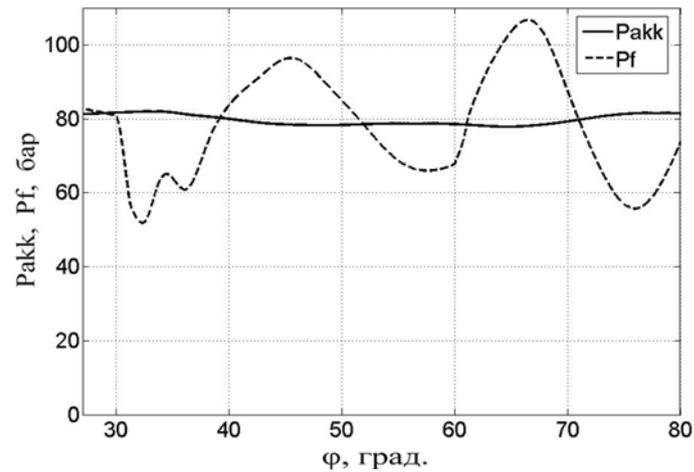
Для определения давления среды уравнения (7)–(8) дополняются известным выражением:

где  $c$  – скорость распространения волны давления в среде, которая принимается равной скорости звука в среде.

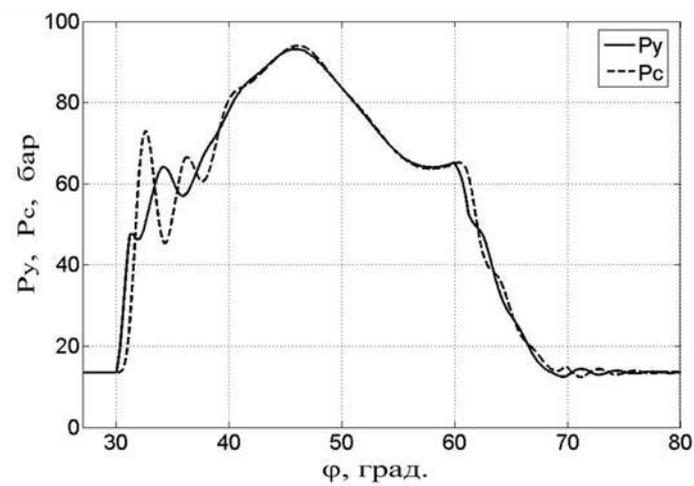
Следует отметить, что в математической модели учитываются все основные факторы, влияющие на гидродинамические процессы в трубах, каналах и объемах топливовпрыскивающей системы.

Уравнения математической модели, описывающие гидродинамические процессы в граничных полостях, являются обыкновенными дифференциальными уравнениями. Эти уравнения интегрируются методом конечных разностей Эйлера первого порядка точности. Уравнения математической модели, описывающие гидродинамические процессы в трубопроводах и каналах системы, являются одномерными дифференциальными уравнениями в частных производных 1-го порядка. Эти уравнения решаются методом конечных разностей – методом «распада разрыва» С. К. Годунова [4, 5]. Уравнения движения движущих механических элементов, являющиеся обыкновенными дифференциальными уравнениями второго порядка по времени, также интегрируются методом конечных разностей Эйлера первого порядка точности.

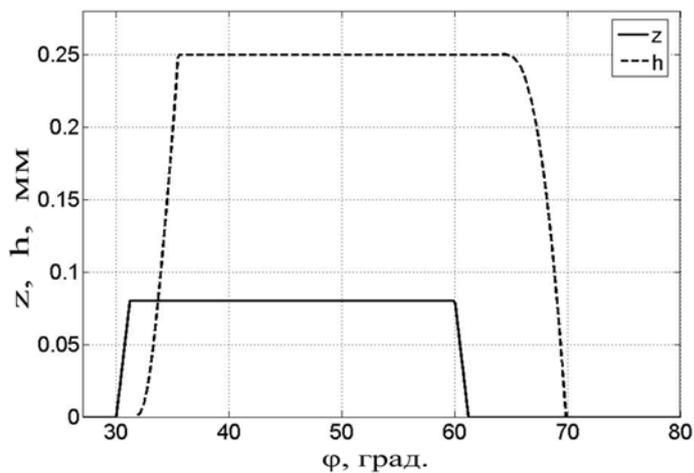
Математическая модель была реализована в виде компьютерной программы. Для проверки работоспособности программы был проведен ряд вычислительных экспериментов. Численное моделирование проведено для различных режимов работы системы. В результате получена исчерпывающая информация об изменении давлений и скоростей топлива во всех полостях системы и расчетных сечениях трубопроводов, а также кривые движения подвижных элементов (клапанов) в зависимости от времени или угла поворота коленчатого вала двигателя. В качестве примера на рис. 3 приведены результаты расчетов для одного рабочего режима системы.



а



б



в

**Рис. 3.** Некоторые результаты расчетов при давлении на выходе топливного насоса высокого давления  $P_H=80$  бар и продолжительности управляющего импульса актюатора 2,5 мс (цикловая подача топлива  $50,7 \text{ мм}^3$ ): а – кривые изменения давления топлива в полостях аккумулятора давления ( $P_{akk}$ ) и управляющего клапана форсунки ( $P_f$ ); б – кривые изменения давления топлива в полости управления форсунки ( $P_y$ ) и в полости клапанно-соплового распылителя форсунки ( $P_c$ ); в – кривые перемещения пьезоэлектрического актюатора вместе с управляющим клапаном ( $z$ ) и впрыскивающего клапана ( $h$ ).

Здесь  $\varphi$  – угол поворота газораспределительного вала

Как видно из рис. 3, формы графиков, и их значения в характерных точках полностью соответствуют представлениям о протекании гидродинамических процессов в реальной системе впрыска бензина. Это дает основания считать составленную математическую модель математическим аппаратом, позволяющим решать практические задачи по прогнозированию характеристик вновь разрабатываемых конструкций систем электронного впрыска бензина, а также по исследованию и улучшению гидродинамических процессов в этих системах, включая и систему впрыска бензина с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Составлена математическая модель комплекса гидродинамических процессов в аккумуляторной системе непосредственного впрыска бензина, включающей электронно-управляемую форсунку новой конструкции, которая позволяет получить исчерпывающую информацию о протекании этих процессов. Проведены расчетные исследования, подтверждающие работоспособность и адекватность методики моделирования. В дальнейшем математическая модель будет использована для усовершенствования конструкции форсунки в составе аккумуляторной системы впрыска, а также для уточнения значений конструктивных параметров, обеспечивающих наилучшее удовлетворение предъявляемым требованиям.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Керимов З. Х., Мамедзаде Х. Ш., Джафарли М. К. Форкамерный двигатель с непосредственным впрыском топлива в цилиндр и принудительным зажиганием. Евразийский Патент № 023968. Оpubл. 29.07.2016. Бюллетень ЕАПВ 7'2016. [ Z. Kh. Kerimov, Kh. Sh. Mammedzade and M. K. Jafarli, "Pre-chamber spark ignition engine with direct fuel injection into the cylinder", Eurasian Patent № 023968, 2016. ]
2. Керимов З. Х., Джафарли М. К. Системы впрыска бензина с аккумулятором давления и проблемы их применения в форкамерно-факельном двигателе с новым рабочим процессом // Азербайджанский технический университет. Ученые записки. Технические науки. АзТУ. Баку. 2016. Т. 1, № 4. С. 68–74. [ Z. Kh. Kerimov and M. K. Jafarli, "The pressure accumulator petrol injection system and problems of their application in the pre chamber engines with new working process," (in Russian), in *Azerbaijdzanskiy Tekhnicheskiiy Universitet. Uchenye zapiski. Tekhnicheskije nauki. AzTU.* – Baku, vol. 1, no. 4, pp. 68-74, 2016. ]
3. Керимов З. Х., Джафарли М. К. Разработка новой конструкции электронно-управляемой форсунки для двигателя с непосредственным впрыском бензина и форкамерно-факельным зажиганием // Известия высших технических учебных заведений Азербайджана. АГУНП. Баку. 2017. Т. 19, № 3 (107). С. 63–71. [ Z. Kh. Kerimov, M. K. Jafarli, "Elaboration of new construction of the electronic controlled injector for the direct petrol injection and pre chamber-torch ignition engine," (in Russian), in *Izvestiya vysshikh tekhnicheskikh uchebnykh zavedeniy Azerbaydzhana. AGUNP. Baku,* vol. 19, no. 3 (107), pp. 63-71, 2017. ]
4. Керимов З. Х. Математическое моделирование гидродинамических процессов с учетом двухфазной среды в граничных полостях дизельной системы впрыска топлива // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков. 2004. Вып. 8 (16). С. 63–69. [ Z. Kh. Kerimov, "Mathematical modeling of hydrodynamic processes taking into account a two-phase medium in the boundary volumes of the diesel fuel injection system," (in Russian), in *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya.* Kharkov, no. 8 (16), pp. 63-69, 2004. ]
5. Керимов З. Х. Некоторые результаты математического моделирования волновых процессов в двухфазной среде в дизельной топливовпрыскивающей системе // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, Украина. 2004. №1. С. 20–24. [ Z. Kh. Kerimov, "Some results of mathematical modeling of wave processes in the two-phase medium in the diesel fuel-injection system," (in Russian), in *Dvigateli vnutrennego sgoraniya.* Kharkov, Ukraine, no. 1, pp. 20-24, 2004. ]

### ОБ АВТОРАХ

**КЕРИМОВ Зияфат Хейрулла оглу**, профессор, зав. кафедрой «Автомобильная техника». Дипл. инж.-механик (АзТУ (АзПИ), 1975). Д-р техн. наук по тепловым двигателям (АзТУ, 2007). Иссл. в обл. гидродинамическ. процессов в системах впрыска топлива и термогазодинамических процессов в цилиндре ДВС.

**ДЖАФАРЛИ Мирали Камран оглу**, старш. преп. каф. «Автомобильная техника». Магистр по специальности "Автомобили" (АзТУ, 2012). Иссл. в обл. систем впрыска бензина с аккумулятором давления.

## METADATA

**Title:** The features of the mathematical model of the hydrodynamic processes in the accumulator direct petrol injection system with new designed electronically controlled injector.

**Authors:** Z. Kh. Kerimov<sup>1</sup>, M. K. Jafarli<sup>2</sup>

**Affiliation:**

Azerbaijan Technical University (AzTU), Baku, Azerbaijan

**Email:** <sup>1</sup>kerimov\_z@yahoo.com, <sup>2</sup>ceferlimk@yahoo.com

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 23, no. 1 (83), pp. 3-10, 2019. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The equations of the mathematical model of the hydrodynamic processes in the accumulator direct petrol injection system with new designed electronically controlled injector are given. The mathematical model consists of the equations of one-dimensional unsteady flow in conservative variables - the equations of continuity and movement for unsteady fluid flow in the pipelines of the system, the equations of mass balance of fuel in the boundary volumes of the system and the equations of motion of the moving elements of the system. Some results of a computational study using the mathematical model are given.

**Key words:** direct petrol injection engine; petrol injection system with pressure accumulator; electronically controlled injector; mathematical model; hydrodynamic processes.

**About authors:**

**KERIMOV, Ziyafat Kheyrolla ogly**, prof., head of the chair of "Automotive Engineering". Dipl. Mechanical Engineer (AzTU (AzPI) 1975) Dr. of Tech. Sci. (AzTU, 2007)

**JAFARLI, Mirali Kamran ogly**, Senior teacher of the chair "Automotive Engineering". Master on specialty of "Automobiles" (AzTU, 2012).