

# ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В ПРОТОЧНОЙ ПОЛОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

А. С. Пугачук<sup>1,2</sup>, О. А. Ворожеева<sup>1,3</sup>, А. В. Чернышев<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет),  
Россия, 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1

<sup>2</sup>Объединенный институт высоких температур РАН,  
Россия, 125412, г. Москва, ул. Ижорская, д. 13, стр. 2

<sup>3</sup>ООО Региональная инновационная промышленная компания,  
Россия, 249033, г. Обнинск, ул. Горького, д. 4

**В статье рассматриваются вопросы моделирования течения рабочих сред в рабочей полости шаровых кранов с различными типами конструкций запорных элементов: с точеным и штампованным шаром. Особое внимание уделяется получению характеристик гидравлического сопротивления в зависимости от угла поворота регулирующего элемента. Проведено математическое моделирование процесса течения газа в рассмотренных типах кранов, определены давления и скорости в рабочей полости шаровых кранов. Анализ полученных данных позволил оценить погрешность расчетного метода на основе сравнения с опубликованными экспериментальными данными. Даны рекомендации по использованию шаровых кранов с точеным и штампованным шаром.**

**Ключевые слова:** шаровые краны, фрезерованный шар, сварной шар, математическое моделирование, течение рабочей среды, угол поворота шара, гидравлическое сопротивление.

## Введение

Огромную долю конструкций химических предприятий составляют пневмогидравлические системы. Стоимость таких систем составляет до 25% от стоимости всего оборудования предприятия, а стоимость их монтажа — до 65% всех монтажных работ. Управление потоками рабочих сред в системе трубопроводов осуществляется с помощью запорно-регулирующей арматуры. Запорная арматура, предназначенная для полного перекрытия потока среды в трубопроводе, составляет около 80% всей производимой арматуры [1]. Запорно-регулирующая арматура используется во всех системах трубопроводов, транспортирующих или распределяющих жидкие и газообразные вещества, для регулировки, подачи, перекрытия потока рабочей среды. Одним из широко распространенных типов арматуры ввиду ряда преимуществ являются шаровые краны. На данный момент шаровые краны являются лидерами на рынке запорно-регулирующей арматуры. Согласно статистическим данным медиагруппы Armtorg, шаровые краны составляют сегодня почти 40% от рынка всей трубопроводной арматуры в нашей стране. Это один из наиболее современных, прогрессивных, простых в использовании и при этом надежных типов запорно-регулирующей арматуры, находящий все более широкое применение [2].

Кроме химической промышленности шаровые краны используются в разных сферах дея-

тельности, как в бытовой, так и в производственной. Часто их применяют в системах отопления, водоснабжения, газоснабжения, для транспортировки нефти и газа, масла, промышленных и сточных труб, агрессивных сред и пищевых растворов. Преимуществами шаровых кранов являются простота конструкции, компактность, малое гидравлическое сопротивление, малые строительные длина и высота.

Шаровой кран представляет собой запорное устройство, состоящее из корпуса, запорного узла, в который входит запорный элемент (шар) и два уплотнительных седла, и поворотного штока (шпинделя). Несмотря на простоту схемы и принципа действия, по конструктивному исполнению шаровые краны могут подразделяться на множество типов [3–6]. Одной из главных причин такого разнообразия являются технологические сложности изготовления кранов с минимальным гидравлическим сопротивлением, герметичным подвижным соединением запорного элемента, коррозионно-стойких и имеющих низкий момент управления запорным элементом. Можно выделить два типа технологического исполнения основного подвижного элемента крана: шар фрезерованный и сварной. Изготовление фрезерованного шара является более трудоемким, однако положительно влияет на гидравлическое сопротивление, снижая его. Необходимо выяснить целесообразность применения фрезерованного шара. Целью данной работы является исследование течения рабочей

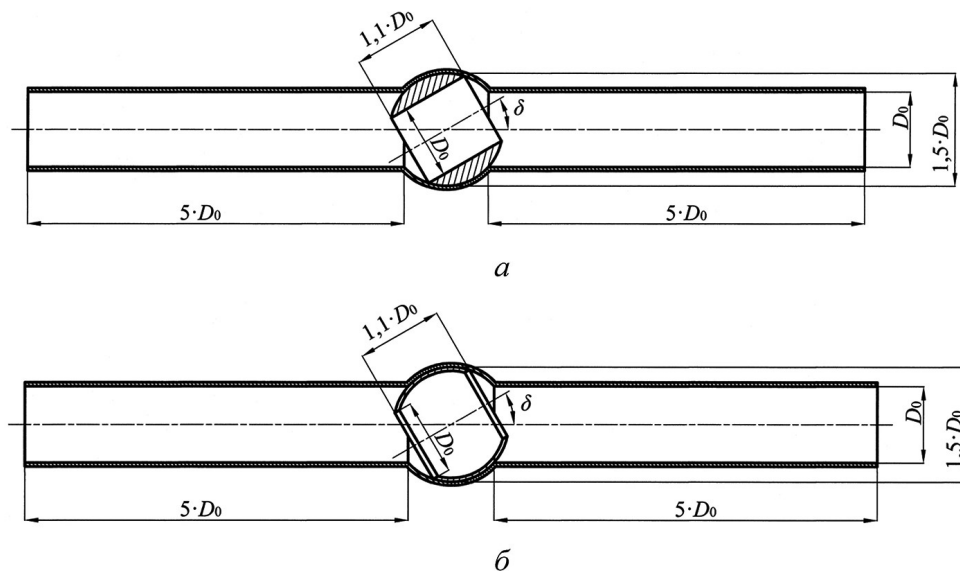


Рис. 1. Конструктивные схемы шарового крана:  
 а — схема № 1; б — схема № 2  
 Fig. 1. Structural schemes of ball valve:  
 а — scheme № 1; б — scheme № 2

среды в шаровых кранах сварного и фрезерованного исполнения и определение гидравлических потерь в этих типах кранов.

### Постановка задач

Ранее проводились исследования гидро- и газодинамики шаровых кранов как экспериментальным методом [7], так и с применением различных комплексов численного моделирования течения рабочей среды в элементах крана [8–10]. Однако исследований, направленных на изучение влияния технологического исполнения шара на течение в шаровом кране, не производилось. Поэтому основными задачами работы являются: создание математического аппарата, описывающего течение жидкости и газа в шаровых кранах сварного и фрезерованного типа запорного элемента; расчетное исследование течения рабочей среды при различных углах поворота шара и получение зависимости гидравлического сопротивления от угла поворота; сравнение гидравлических сопротивлений шаровых кранов с фрезерованным и сварным шарами, а также с экспериментальными данными для течения рабочей среды в подобных конструкциях.

### Теория

В соответствии с поставленными задачами проведено математическое моделирование течения рабочей среды в шаровом кране для двух принципиальных конструктивных схем, приведенных на рис. 1, где  $D_0$  — внутренний диаметр трубопровода,  $\delta$  — угол поворота шара. В схеме №1 (рис. 1а) рассмотрен шаровой кран с цилиндрическим проходным сечением (фрезерованный шар), в схеме №2 (рис. 1б) рассмотрена более технологичная конструкция сферического проходного сечения (сварной шар).

В целях создания наиболее общей математической модели в качестве рабочей среды рассматривается газовая среда. Математическая модель базируется на системе уравнений Навье – Стокса. В качестве модели турбулентности принята  $k$ - $\varepsilon$  модель, которая основывается на концепции турбулентной вязкости. Рабочей средой является идеальный газ. Ниже приведена полная система уравнений, реализованная в программном комплексе ANSYS CFX [11].

1. Уравнения неразрывности:

$\nabla(\rho \cdot U) = 0$ , где  $\rho$  — плотность смеси;  $U = (U_x, U_y, U_z)$  — вектор скорости  $U$  в декартовой системе координат;  $\nabla$  — векторный дивергентный оператор Гамильтона.

2. Уравнения сохранения импульса для  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности:

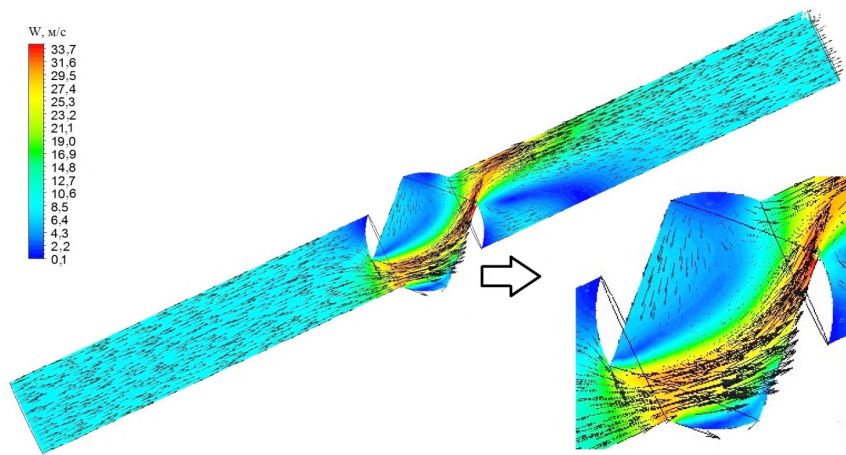
$$\nabla(\rho \cdot U \otimes U) - \nabla(\mu_{eff} \cdot \nabla U) = -\nabla p' + \nabla(\mu_{eff} \cdot \nabla U)^T + B.$$

Здесь  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$  — коэффициент эффективной вязкости;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости;  $\mu_t$  — коэффициент турбулентной вязкости,  $\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot k^2/\varepsilon$ ;  $k$  — кинетическая энергия турбулентности, определяемая как дисперсия флуктуаций скорости;  $\varepsilon$  — рассеивание турбулентности, определяемое как скорость, при которой флуктуации скорости рассеиваются;  $C_\mu = 0,99$  — константа модели турбулентности  $k$ - $\varepsilon$  [11];  $p'$  — модифицированное давление;  $\otimes$  — оператор тензорного произведения;  $T$  — оператор транспонирования матрицы  $\nabla U$ ;  $B$  — сумма всех сил, действующих на тело.

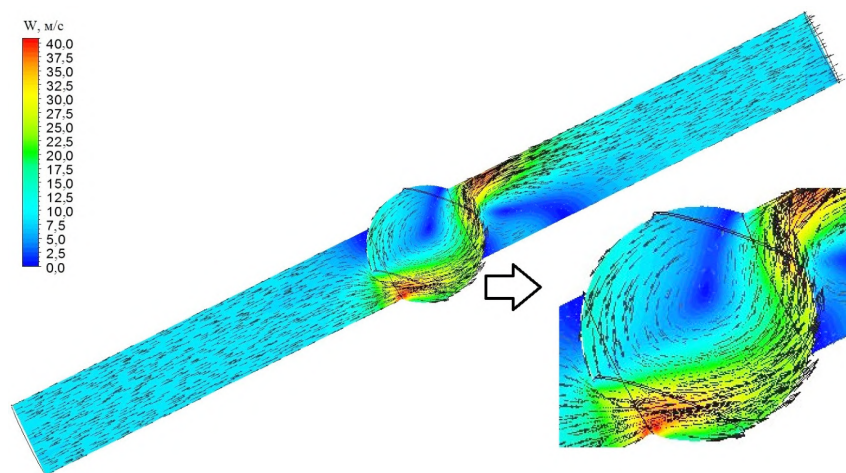
3. Уравнения сохранения полной энергии:

$$\frac{\partial(\rho \cdot h_{tot})}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot U \cdot h_{tot}) = \nabla(\lambda \cdot \nabla T) + \nabla(U \cdot \tau) + U \cdot S_M,$$

где  $h_{tot}$  — полная удельная энтальпия газа,  $h_{tot} = h + 0,5U^2$ ;  $h$  — удельная статическая (термодинамическая) энтальпия газа;  $\lambda$  — турбулентный коэффициент теплопроводности;  $T$  — статическая (термодинамическая) температура.



a)



б)

Рис. 2. Поля скоростей по сечению шарового крана с  $\delta=45^\circ$  и  $p_0=1,5$  МПа для схемы №1 (а) и схемы №2 (б)  
 Fig. 2. Fields of velocities over the cross section of a ball valve with  $\delta=45^\circ$  and  $p_0=1,5$  MPa for scheme No.1 (a) and scheme No.2 (b)

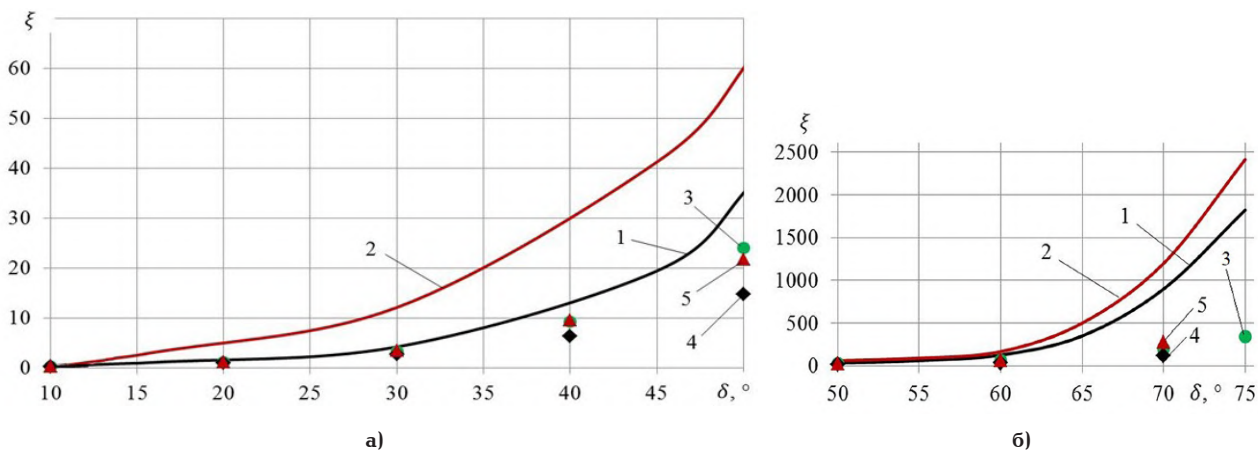


Рис. 3. Расчетные зависимости  $\xi$  от  $\delta$  для двух схем и экспериментальные данные:  
 1 — схема №1; 2 — схема №2; 3 — затвор шаровой со сферическим диском;  
 4 — затвор шаровой с односторонним уплотнением диска;  
 5 — затвор шаровой с двусторонним уплотнением диска  
 Fig. 3. Calculated dependencies of  $\xi$  on  $\delta$  for two schemes and experimental data:  
 1 — scheme No.1; 2 — scheme No.2; 3 — ball valve with a spherical disk;  
 4 — ball valve with one-sided disk seal; 5 — ball valve with double disc sealing

4. Уравнение состояния идеального газа:  
 $p = \rho \cdot R \cdot T$ , где  $R$  — газовая постоянная.

5. Уравнение  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности:

Значения  $k$  и  $\varepsilon$  находятся непосредственно из дифференциальных уравнений переноса для кинетической энергии турбулентности и диссипации скорости турбулентности:

$$\frac{\partial(\rho \cdot k)}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot U \cdot k) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \nabla k \right] + P_k - \rho \cdot \varepsilon,$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot U \cdot \varepsilon) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \cdot P_k - C_{\varepsilon 2} \cdot \rho \cdot \varepsilon), \text{ где } C_{\varepsilon 1} = 1,44; C_{\varepsilon 2} = 1,92;$$

$\sigma_k = 1,0$  и  $\sigma_\varepsilon = 1,3$  — константы  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности [11];  $P_k$  — генерация турбулентности за счет вязкостных и архимедовых сил,

$P_k = \mu_t \cdot \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \cdot \nabla \cdot U + \rho \cdot k) + P_{kb}$ , где  $P_{kb}$  — генерация турбулентности, для расчета которой выбрана модель Буссинеска

$P_{kb} = \frac{\mu_t}{\rho \cdot \sigma_p} \cdot \rho \cdot \beta \cdot g \cdot \nabla T$ , где  $\sigma_p = 0,9$  — константа [11];  $\beta$  — коэффициент теплового расширения.

Задача рассматривается в стационарной постановке. Принято, что источники тепла за счет вязкой диссипации и излучения в потоке существенно меньше конвективных и диффузионных составляющих (эффективные турбулентные числа  $(Pr \approx Sc \approx 1)$ ). В качестве расчетной области принята внутренняя часть трубопровода, представленная на рис. 1а, б.

Разработанная математическая модель дополняется граничными условиями. При моделировании рабочих процессов в шаровом кране во входном сечении задавалось статическое давление  $p_0$ , в выходном сечении задавался массовый расход газа  $\dot{m}$ , стенка принята абсолютно гладкой, скорость газа у стенки  $w_{r,ст.} = 0$  м/с.

Расчетное исследование проводится на основе метода конечных элементов после построения сеточной модели. При построении сетки в расчетной области в качестве конечного элемента выбран тетраэдр, минимальный и максимальный размеры ячейки составляют 0,1 мм и 10 мм соответственно, максимальный размер ячейки на поверхности принят равным 10 мм. При этом для схемы №1 (рис. 1а) общее количество элементов составило около 600 тысяч. Для схемы №2 (рис. 1б) общее количество элементов составило около 650 тысяч.

### Результаты экспериментов

Численное исследование рабочих процессов в шаровом кране проводилось для стандартного полнопроходного крана, используемого в химической промышленности при высоком потоке газа:  $D_0 = 0,2$  м,  $\dot{m} = 5$  кг/с при  $p_0 = 1,5$  и  $2,5$  МПа в диапазоне углов  $\delta = 10^\circ \dots 75^\circ$ .

В процессе расчетных исследований рабочего процесса в шаровом кране получены поля дав-

лений и скоростей газа для двух расчетных схем (рис. 2а, б).

### Обсуждение экспериментов

Рассмотрим подробнее результаты численного моделирования. При переходе со схемы №1 на схему №2 потери давления на шаровом кране возрастают в 1,3...2,9 раза, меньшие значения соответствуют большим  $\delta$ . Однако по абсолютному значению гидравлические сопротивления для малых углов  $\delta$  отличаются незначительно. Для схемы №2 в шаровом кране реализуются большие скорости газа (рис. 2), что приводит к большим потерям давления по сравнению со схемой №1. Так, для  $\delta = 45^\circ$  и  $p_0 = 1,5$  МПа перепад давления на шаровом кране  $\Delta p$  для схем №1 и №2 составил соответственно 0,0143 МПа и 0,029 МПа, а для  $\delta = 45^\circ$  и  $p_0 = 2,5$  МПа — соответственно 0,0084 МПа и 0,0178 МПа. Увеличение  $\delta$  приводит к росту потерь давления, что связано с уменьшением проходного сечения, а следовательно, приводит к росту местной скорости газа.

По данным, полученным при численном моделировании течения газа в шаровом кране, рассчитаны значения коэффициента потерь  $\xi$  для двух схем по формуле из источника [7]:

$$\xi = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w_0^2 / 2},$$

где  $w_0$  — скорость газа перед входом в шаровой кран;  $\rho$  — плотность газа. Расчетные зависимости  $\xi$  в шаровом кране от  $\delta$  приведены на рис. 3. Также проведено сравнение полученных расчетных данных с экспериментальными данными для подобных типов конструкций, приведенными в справочнике по гидравлическим сопротивлениям [7] при сопоставимых режимах работы. На рис. 3 точками показаны экспериментальные данные. Значения  $\xi$ , полученные численным моделированием, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными работы [7]. В области малых углов поворота шарового крана наблюдается незначительное расхождение экспериментальных и расчетных данных по шаровому крану фрезерованного типа. В областях  $\delta > 70^\circ$  имеется значительное расхождение.

### Выводы и заключение

Коэффициент гидравлических потерь для шарового крана сварного типа значительно выше коэффициента гидравлических потерь для крана фрезерованного типа для углов поворота крана  $20 \dots 75^\circ$  по относительной величине. Для малых углов поворота значение коэффициента гидравлических потерь мало, геометрическое расширение потока в сварной конструкции слабо влияет на течение. Для запорной арматуры характерна работа в положениях крана, близких к  $0^\circ$  и  $90^\circ$  без промежуточных положений, поэтому для такого применения могут быть рекомендованы краны сварного типа, исходя из более технологичной конструкции. Для запорно-регулирующей арматуры, где важным фактором является малое гидравлическое сопротивление на всем диапазоне рабочих углов, рекомендуется ис-



пользовать шаровые краны фрезерованного типа с цилиндрической расточкой.

#### Список источников

1. Филиппов В. В. Технологические трубопроводы и трубопроводная арматура. Самара: Изд-во СамГТУ, 2012. 66 с.

2. Юлдашев И. Т. Шаровые краны. Новинки 2016–2017 г. Аналитический обзор. Часть 1 // Вестник арматуростроителя. 2017. № 6 (41). С. 48–50.

3. Адельшин А. Б., Хисамеева Л. Р., Низамова А. Х., Хамидуллина А. А. Трубопроводная арматура во внутренних системах жилых и общественных зданий. Казань: Изд-во Казанского гос. архитектур.-строит. ун-та, 2013. 133 с.

4. Новиков В. Т. Основы проектирования и оборудование предприятий органического синтеза. Часть 1. Трубопроводная арматура. Томск: Изд-во Томского политех. ун-та, 2013. 292 с.

5. Гуревич Д. Ф., Шпаков О. Н. Справочник конструктора трубопроводной арматуры. Л.: Машиностроение. 1987. 518 с.

6. Черноштан В. И., Кузнецов В. А. Трубопроводная арматура ТЭС. Справочное пособие. М.: Изд-во МЭИ, 2001. 368 с. ISBN 5-7046-0699-7.

7. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

8. Florescu I., Florescu D., Nedelcu D. Hydrodynamic Studies on Spherical Valve // Applied Mechanics and Materials. 2013. Vol. 332. P. 27–32. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.332.27.

9. Andhale V. A., Deshmukh Dr. D. S. Investigation of Ball Valve Design for Performance Enhancement // PRATIBHA: International Journal of Science, Spirituality, Business and Technology. 2016. Vol. 4, no. 2. P. 105–112.

10. Pereira A., Ramos H. M. CFD for hydrodynamic efficiency and design optimization of key elements of SHP // International Journal of Energy and Environment. 2010. Vol. 1 (6). P. 937–952.

11. ANSYS CFX-Solver Theory Guide, ANSYS CFX Release 11.0. ANSYS Europe Ltd, 2006. 297 p.

**ПУГАЧУК Александр Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (МГТУ им. Н. Э. Баумана), г. Москва; старший научный сотрудник лаборатории №10.1 — газотурбинных технологий Объединенного института высоких температур РАН (ОИВТ РАН), г. Москва.

SPIN-код: 8743-8198

AuthorID (РИНЦ): 778164

AuthorID (SCOPUS): 56957229800

Адрес для переписки: pugachukalexandr@mail.ru

**ВОРОЖЕЕВА Олеся Андреевна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Ракетные двигатели» МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва; начальник отдела газодинамических расчетов ООО РИПК, г. Обнинск.

SPIN-код: 3219-8511

AuthorID (РИНЦ): 677886

Адрес для переписки: oa-vorozheeva@mail.ru

**ЧЕРНЫШЕВ Андрей Владимирович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва.

SPIN-код: 8978-8666

AuthorID (РИНЦ): 161131

ORCID: 0000-0003-4902-8314

AuthorID (SCOPUS): 57191038344

#### Для цитирования

Пугачук А. С., Ворожеева О. А., Чернышев А. В. Исследование течения рабочей среды в проточной полости элементов пневмогидравлических систем // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 4. С. 36–42. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-36-42.

Статья поступила в редакцию 20.03.2019 г.

© А. С. Пугачук, О. А. Ворожеева, А. В. Чернышев

# THE ANALYSIS OF WORKING MEDIUM FLOW THROUGH FLOW CAVITY ELEMENTS OF PNEUMATIC-HYDRAULIC SYSTEMS

A. S. Pugachuk<sup>1,2</sup>, O. A. Vorozheeva<sup>1,3</sup>, A. V. Chernyshev<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University,  
Russia, Moscow, 2-nd Baumanskaya St., 5/1, 105005

<sup>2</sup>Joint Institute for High Temperatures of the RAS,  
Russia, Moscow, Izhorskaya St., 13, Bd. 2, 125412

<sup>3</sup>Regional Innovative Industrial Company,  
Russia, Kaluga region, Obninsk, Gorky st., 4, 249033

The article discusses the issues of modeling the flow of working medium in the working cavity of ball valves with various types of designs of locking elements: with turned and stamped ball. Special attention is paid to obtaining the characteristics of hydraulic resistance depending on the angle of rotation of the regulating element. Mathematical modeling of the gas flow process in the considered types of ball valves is carried out, pressures and velocities in the working cavity of ball valves are determined. The analysis of the obtained data made it possible to estimate the error of the computational method based on a comparison with the published experimental data. Recommendations on the use of ball valves with turned and extruded ball are given.

**Keywords:** ball valves, milled ball, welded ball, mathematical modeling, flow of the working fluid, angle of ball rotation, hydraulic resistance.

## References

1. Filippov V. V. Tekhnologicheskiye truboprovody i truboprovodnaya armatura [Technological pipelines and pipe fittings]. Samara: SSTU Publ., 2012. 66 p. (In Russ.).

2. Yuldashev I. T. Sharovyye krany. Novinki 2016–2017 gg. Analiticheskiy obzor. Chast' 1 [Ball Valves. New items 2016–2017. Analytical review. Part 1] // Vestnik armaturostroitel'ya. *Vestnik Armaturostroitel'ya*. 2017. No. 6 (41). P. 48–50. (In Russ.).

3. Adel'shin A. B., Khisameyeva L. R., Nizamova A. Kh. [et al.]. Truboprovodnaya armatura vo vnutrennikh sistemakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniy [Pipe fittings in the internal systems of residential and public buildings]. Kazan: KSUAE Publ., 2013. 133 p. (In Russ.).

4. Novikov V. T. Osnovy proyektirovaniya i oborudovaniye predpriyatiy organicheskogo sinteza. Chast' 1. Truboprovodnaya armatura [Fundamentals of design and equipment of organic synthesis enterprises. Part 1. Pipe fittings]. Tomsk: TPU Publ., 2013. 292 p. (In Russ.).

5. Gurevich D. F., Shpakov O. N. Spravochnik konstruktora truboprovodnoy armatury [Handbook designer pipe fittings]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1987. 518 p. (In Russ.).

6. Chernoshan V. I., Kuznetsov V. A. Truboprovodnaya armatura TES. Spravochnoye posobiye [Pipe fittings TPP. Reference Guide]. Moscow: MPEI Publ., 2001. 368 p. ISBN 5-7046-0699-7. (In Russ.).

7. Idel'chik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistance] / Ed. M. O. Shteynberg. 3rd ed. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1992. 672 p. (In Russ.).

8. Florescu I., Florescu D., Nedelcu D. Hydrodynamic Studies on Spherical Valve // *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 332. P. 27–32. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.332.27. (In Engl.).

9. Andhale V. A., Deshmukh Dr. D. S. Investigation of Ball Valve Design for Performance Enhancement // *PRATIBHA: International Journal of Science, Spirituality, Business and Technology*. 2016. Vol. 4, no. 2. P. 105–112. (In Engl.).

10. Pereira A., Ramos H. M. CFD for hydrodynamic efficiency and design optimization of key elements of SHP // *International Journal of Energy and Environment*. 2010. Vol. 1 (6). P. 937–952. (In Engl.).

11. ANSYS CFX-Solver Theory Guide, ANSYS CFX Release 11.0. ANSYS Europe Ltd, 2006. 297 p. (In Engl.).

**PUGACHUK Alexander Sergeevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Vacuum and Compressor Equipment Department, Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow; Senior Researcher of Laboratory No.10.1 — Gas Turbine Technologies, Joint Institute for High Temperatures of the RAS (JIHT RAS), Moscow.

SPIN-code: 8743-8198

AuthorID (RSCI): 778164

AuthorID (SCOPUS): 56957229800

Address for correspondence:

pugachukalexandr@mail.ru

**VOROZHEEVA Olesya Andreevna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Rocket Engines Department, BMSTU, Moscow; Head of Gas Dynamics Department, Regional Innovative Industrial Company, Kaluga region, Obninsk.

SPIN-code: 3219-8511

AuthorID (RSCI): 677886

Address for correspondence:

oa-vorozheeva@mail.ru

**CHERNYSHEV Andrey Vladimirovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of Vacuum and Compressor Equipment Department, BMSTU, Moscow.

SPIN-code: 8978-8666

AuthorID (RSCI): 161131

ORCID: 0000-0003-4902-8314

AuthorID (SCOPUS): 57191038344

#### For citations

Pugachuk A. S., Vorozheeva O. A., Chernyshev A. V. The analysis of working medium flow through flow cavity elements of pneumatic-hydraulic systems // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 4. P. 36–42. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-36-42.

**Received 20 March 2019.**

© **A. S. Pugachuk, O. A. Vorozheeva, A. V. Chernyshev**