

УДК 62-97/-98

doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-66-75

Метод определения пропускной способности запорной арматуры

Д.А. Малов^{1,2}, А.В. Чернышев¹, Е.Б. Слободов²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² Компания «Мониторинг Вентиль и Фитинг»

Shut-Off Valve Flow Capacity

D.A. Malov^{1,2}, A.V. Chernyshev¹, E.B. Slobodov²¹ Bauman Moscow State Technical University² «Monitoring Valve and Fitting» Company

Предложен метод определения пропускной способности запорной арматуры разного типа (шарового крана, проходного и прямооточного клапанов) путем численного моделирования на основе вычислительной гидрогазодинамики. Выполнен сравнительный анализ рассчитанных этим методом значений пропускной способности шарового крана, проходного и прямооточного клапанов. Проведено сравнение результатов расчета и эксперимента. Выделены недостатки и преимущества запорных клапанов, даны рекомендации по их применению. При полном открытии затвора абсолютное расхождение расчетных и экспериментальных данных составило 0...26 %. Анализ полученных результатов подтвердил возможность применения предложенного метода для расчета пропускной способности запорной арматуры указанного типа.

Ключевые слова: пропускная способность, запорная арматура, проходной и прямооточный клапаны, численное моделирование, подход к расчету и проектированию

The article proposes a method for determining the flow capacity of shut-off valves of various types (ball valve, straight-through and direct-flow valves) by numerical simulation based on computational fluid dynamics. A comparative analysis of the flow capacity values of ball, straight-through and direct-flow valves calculated by this method was performed. The results of calculation and experiment are compared. The disadvantages and advantages of shut-off valves are indicated, recommendations for their use are given. It was established that when the shutter is fully opened, the absolute discrepancy between the calculated and experimental data is 0...26 %. The analysis of the obtained results confirmed the possibility of using the proposed method for calculating the flow capacity of shut-off valves of the specified type.

Keywords: flow capacity, shut-off valves, straight-through and direct-flow valves, numerical simulation, approach to calculation and design

Повышение надежности и эффективности работы пневмогидравлических систем (ПГС) относится к наиболее сложным задачам, решаемым на этапе проектирования, включающем в себя выбор запорной арматуры (ЗА). На этом этапе важно выбрать клапан с характеристиками, удовлетворяющими требованиям ПГС.

Одной из множества характеристик ЗА является пропускная способность K_V (м³/ч), ока-

зывающая значительное влияние на энергоэффективность ПГС. Ошибка определения пропускной способности ЗА в дальнейшем приведет к отклонениям рабочей характеристики ПГС в целом, в том числе к увеличению потерь давлений.

При использовании ЗА как регулирующей важной информацией является пропускная способность в зависимости от положения за-

твор. Следует отметить, что производители ЗА предоставляют значения пропускной способности только при полном открытии затвора.

Пропускную способность можно определить экспериментальным путем [1–3]: измерением объемного расхода рабочей среды (РС) Q , м³/ч, на стенде и вычислением по формуле

$$K_V = Q \sqrt{\frac{\rho}{\rho_{\text{ж}} \Delta p}} = Q \sqrt{\frac{\rho}{\rho_{\text{ж}} (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})}},$$

где ρ — плотность РС на входе, кг/м³; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность воды, кг/м³; Δp — потери давления РС, бар; $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}$ — входное и выходное давление РС соответственно, бар абс.

Цель статьи — разработка метода определения пропускной способности ЗА на примере полнопроходного и неполнопроходного шаровых кранов, проходного и прямооточного клапанов путем численного моделирования, позволяющего открыть новый подход к расчету и проектированию элементов ПГС.

Постановка и описание задачи. Определить пропускную способность ЗА разного типа (рис. 1) путем численного моделирования в зависимости от относительного перемещения затвора и выполнить сравнительный анализ полученных результатов.

Полнопроходной и неполнопроходной шаровые краны (рис. 1, *a* и *b*) представляют собой арматуру с запорным органом в виде шарообразного затвора, поворотное движение которого открывает или перекрывает поток РС. При открытии крана затвор поворачивается до точки, где проходное отверстие совпадает со входом и выходом корпуса крана. При закрытии крана затвор поворачивается так, что его от-

верстие становится перпендикулярно отверстиям корпуса.

Пропускная способность проточной полости полнопроходного шарового крана (см. рис. 1, *a*) при полном открытии затвора практически не отличается от таковой для прямого трубопровода соответствующего номинального диаметра. По сравнению с полнопроходной конструкцией неполнопроходной шаровой кран с аналогичными присоединительными размерами (см. рис. 1, *b*) имеет более низкую пропускную способность, так как у него меньше диаметр проходного сечения затвора.

Направление перемещения запорного органа проходного (рис. 1, *в*) и прямооточного (рис. 1, *г*) клапанов на отдельном участке проточной полости близко к направлению оси потока РС. В отличие от шаровых кранов у проходного клапана проточная полость имеет пять значительных поворотов потока РС. Как известно, повороты потока РС на участке увеличивают гидравлическое сопротивление, что приводит к росту потерь давлений, и, соответственно, к снижению пропускной способности клапана.

Проточная полость прямооточного клапана с углом 45° между осями шпинделя и патрубков имеет три поворота потока и по сравнению с проходным клапаном обладает меньшими потерями давлений.

Для количественного сравнения пропускных способностей создана математическая модель рабочего процесса для шаровых кранов, проходного и прямооточного клапанов. На первом этапе определена расчетная область (рис. 2) рассматриваемой задачи — трехмерная модель, состоящая из входного участка (от первого сечения до второго), проточной части шарового крана, проходного и прямооточного клапанов (от второго

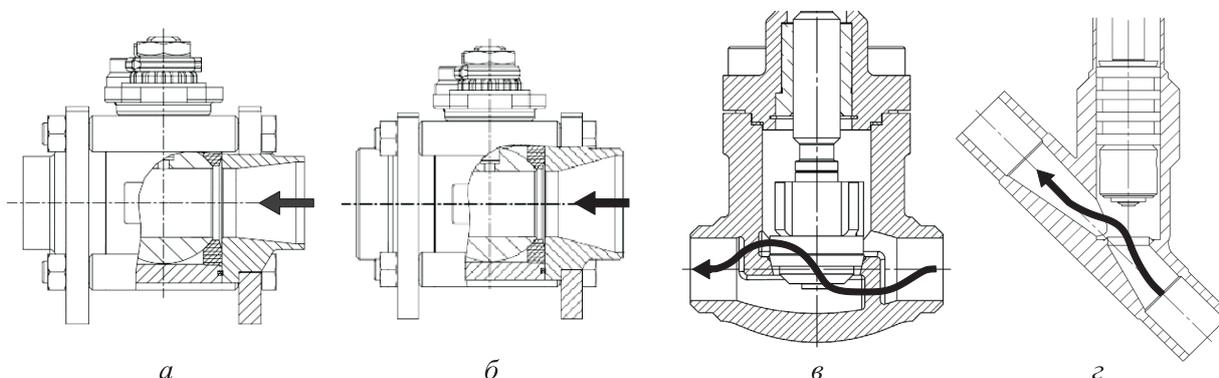


Рис. 1. Схемы проточных полостей ЗА разного типа:
a и *b* — полнопроходного и неполнопроходного шаровых клапанов;
в и *г* — проходного и прямооточного клапанов

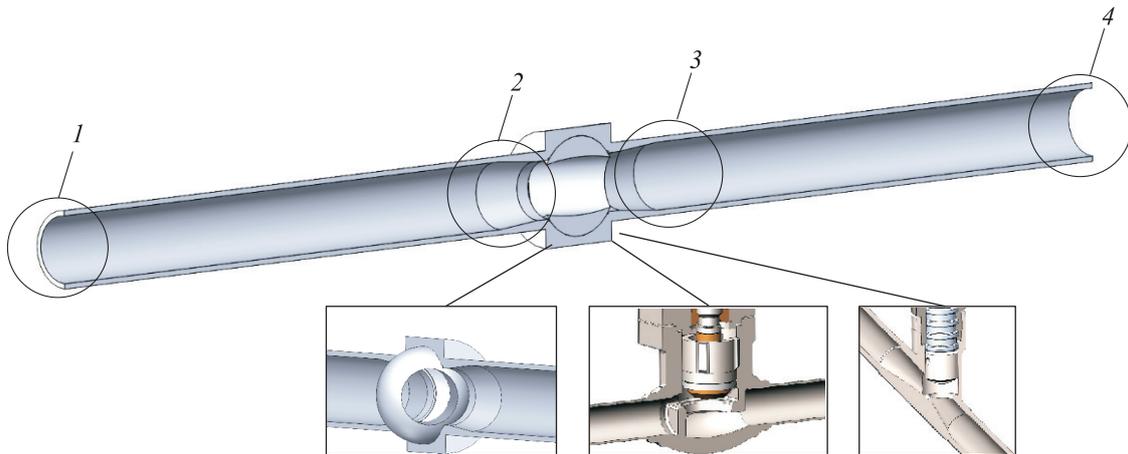


Рис. 2. Расчетная область математической модели для шарового крана, проходного и прямооточного клапанов:

1 — вход (первое сечение); 2 — вход в проточную часть (второе сечение); 3 — выход из проточной части (третье сечение); 4 — выход (четвертое сечение)

сечения до третьего) и выходного участка (от третьего сечения до четвертого). Направление потока РС — от первого сечения к четвертому.

Проходные сечения седел ЗА разного типа с равными номинальными диаметрами отличаются друг от друга, что делает сравнение их пропускных способностей некорректным. Поэтому для проходного и прямооточного клапанов дополнительно построены эквивалентные трехмерные модели с диаметрами проходных сечений, приведенными к диаметру затвора полнопроходного шарового крана.

Значения параметров проходного сечения — площади S , диаметра D и расхождения площадей проходного сечения ЗА относительно шарового крана Δ_s — ЗА разного типа приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения параметров проходного сечения ЗА разного типа

Тип ЗА	S , мм ²	Δ_s , %	D , мм
Полнопроходной шаровой кран	153,94	–	14,0
Неполнопроходной шаровой кран	96,77	–37,14	11,1
Проходной клапан	430,05	+179,4	23,4
Эквивалентная модель проходного клапана	153,94	–	14,0
Прямоточный клапан	132,73	–13,78	13,0
Эквивалентная модель прямооточного клапана	153,94	–	14,0

Наиболее существенное различие наблюдается у проходного клапана с увеличенным диаметром проходного сечения затвора. Включение в исследование эквивалентных моделей позволило определить степень влияния диаметра проходного сечения седла на пропускную способность проходного и прямооточного клапанов.

В качестве граничных приняты следующие условия: давление в первом сечении (см. рис. 2) $p_1 = 2$ бар; давление в четвертом сечении $p_4 = 1$ бар; температура в первом сечении $T_1 = 15$ °С; температура в четвертом сечении $T_4 = 15$ °С. Определяемый параметр — объемный расход РС во втором сечении $Q_2 = K_V^P$.

Сформулированы допущения математической модели. В качестве РС выбрана жидкость, подчиняющаяся закону вязкого трения Ньютона. Шероховатость поверхности границ расчетной области составляла 50 мкм, номинальный диаметр ЗА — DN15. Исследуемые термодинамические параметры РС являлись осредненными по площади сечения. Принято, что теплообмен РС и внешней среды отсутствует, а значения температур стенки проточной части и РС равны.

Задача рассмотрена в трехмерной постановке при стационарном режиме течения РС. В начале открытия затвора ЗА имелись участки с ламинарным, переходным и турбулентным режимами течения РС. Поэтому для расчета выбрана модель турбулентности потока, представляющая собой комбинацию модели $k-\epsilon$ (число Рейнольдса $Re \geq 2000$) для расчета тече-

ния потока РС в турбулентном и переходном потоках и модели $k-\omega$ ($Re < 2000$) для расчета течения потока РС в ламинарном потоке [4–8].

Расчетная пропускная способность ЗА K_V^p определяется путем вычисления объемного расхода Q , который по принципу неразрывности потока постоянен для каждого сечения: $Q_i = \text{const}$, где i — номер сечения. Объемный расход рассчитывается как произведение площади сечения на среднюю скорость РС в нем. При разнице давлений на входе и выходе, составляющей 1 бар, и температуре РС 15 °С расчетный объемный расход будет являться пропускной способностью ЗА ($Q = K_V^p$).

Выбранное множество расчетных точек $n \in 1, 2, \dots, 20$ соответствует определенному относительному положению затвора

$$H_n = \frac{h}{h_{\max}} \cdot 100 \%,$$

где h — перемещение затвора; h_{\max} — перемещение затвора при полном открытии.

Затем в каждой расчетной точке определяется объемный расход во втором сечении: $Q_2(H_n) = K_V^p(H_n)$.

Рабочий процесс описывается математической моделью, представляющей собой систему следующих дифференциальных уравнений [3, 6–9].

Уравнение неразрывности потока РС

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0,$$

где p — давление РС; t — время; u_i — проекция вектора скорости РС на ось x_i .

Закон сохранения количества движения РС

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i.$$

Здесь u_j — проекция вектора скорости РС на ось x_j ; индекс « i » соответствует входящему потоку РС, индекс « j » — выходящему; S_i — источник объемных и поверхностных сил; τ_{ij} — тензор напряжений для вязкой жидкости,

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right),$$

где μ — динамическая вязкость; ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; δ_{ij} — оператор Кронекера; индекс « k » соответствует орту базиса $\{\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}\}$.

Уравнения для кинетической энергии k и диссипации ϵ турбулентного потока

$$\frac{\partial (pk)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + S_k;$$

$$\frac{\partial (p\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + S_\epsilon.$$

Здесь μ_t — коэффициент турбулентной вихревой вязкости, $\mu_t = f_\mu C_\mu \rho k^2 / \epsilon$; S_k и S_ϵ — источники объемных и поверхностных сил,

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \mu_t P_B;$$

$$S_\epsilon = 1,44 \frac{\epsilon}{k} \left[(1 + 0,05/f_\mu) \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right] - 1,92 \left(1 - e^{-R_T^2} \right) \frac{\rho \epsilon^2}{k},$$

где τ_{ij}^R — тензор напряжений Рейнольдса по приближению Буссинеска,

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij};$$

$$P_B = -\frac{g_i}{0,9\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i};$$

f_μ — коэффициент турбулентной вязкости, учитывающий переходный режим течения;

$$C_B = \begin{cases} 1 & \text{если } P_B > 0; \\ 0 & \text{если } P_B \leq 0; \end{cases}$$

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon}.$$

Коэффициент турбулентной вязкости определяется выражением

$$f_\mu = \left(1 - e^{-0,0165 R_y} \right)^2 \left(1 + \frac{20,5}{R_T} \right),$$

где $R_y = \rho \sqrt{k} y / \mu$ (y — расстояние до ближайшей стенки).

Объемный расход во втором сечении

$$Q_2 = \pi R_2^2 \bar{u}_s.$$

Здесь R_2 — внутренний радиус второго сечения; \bar{u}_s — средняя скорость РС во втором сечении,

$$\bar{u}_s = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N u_i,$$

где N — количество контрольных объемов во втором сечении; u_i — скорость РС i -го контрольного объема.

Составленная система уравнений не имеет аналитического решения и может быть решена только с помощью численного моделирования рабочего процесса в приближении распределенных параметров состояния. Существует множество систем CFD (Computational Fluid Dynamics), позволяющих решить эти уравнения. В данной работе использован программный пакет FloEFD.

Численное моделирование рабочего процесса в приближении распределенных параметров состояния и обработка результатов. После конфигурирования параметров расчета расчетная область импортируется в среду программы, где она разбивается на контрольные объемы. Решение осуществляется на структурированных гексаэдрических сетках. Для улучшения сходимости параметров расчета в используемой среде реализована возможность адаптации сетки.

В областях, где значения газодинамических параметров соседних контрольных объемов значительно различаются, происходит их дополнительное дробление, что приводит к уменьшению времени сходимости. При этом картина распределенных параметров в этих областях становится точнее.

В результате расчета получены значения пропускной способности полнопроходного $K_{V_{ш.пр}}^P$ и неполнопроходного $K_{V_{ш.н}}^P$ шаровых кранов, проходного $K_{V_{пр}}^P$ и прямоточного $K_{V_{У}}^P$ клапанов в двадцати расчетных точках при различных значениях относительного перемещения затвора, где ноль соответствует закрытому положению затвора, а 100 % — полностью открытому (табл. 2).

Графические зависимости пропускной способности полнопроходного и неполнопроходного шаровых кранов, проходного и прямоточного клапанов от относительного перемещения затвора приведены на рис. 3.

Таблица 2

**Расчетные значения пропускной способности ЗА
при различных значениях относительного перемещения затвора**

Расчетная точка	Относительное перемещение H , %	Пропускная способность, м ³ /ч					
		$K_{V_{ш.пр}}^P$	$K_{V_{ш.н}}^P$	$K_{V_{пр}}^P$	$K_{V_{пр.экв}}^P$	$K_{V_{У}}^P$	$K_{V_{У.экв}}^P$
1	5	0	0	0	0	0	0
2	10	0	0	0,15	0	0,74	1,40
3	15	0	0	0,36	0,23	1,10	1,68
4	20	0	0	1,44	0,98	1,51	2,13
5	25	0	0	2,12	1,41	1,86	2,49
6	30	0	0	2,60	1,72	2,32	2,84
7	35	0	0	2,90	2,03	2,68	3,16
8	40	0,01	0	3,03	2,27	2,97	3,38
9	45	0,08	0,01	3,17	2,50	3,22	3,65
10	50	0,20	0,08	3,24	2,55	3,37	3,83
11	55	1,70	0,38	3,30	2,57	3,62	4,04
12	60	2,26	0,62	3,34	2,80	3,76	4,13
13	65	2,88	0,88	3,35	3,06	3,98	4,35
14	70	3,66	1,24	3,47	3,33	3,99	4,49
15	75	4,59	1,69	3,47	3,39	4,16	4,62
16	80	6,00	2,25	3,47	3,32	4,23	4,68
17	85	7,25	2,94	3,47	3,33	4,34	4,87
18	90	9,19	3,84	3,47	3,30	4,54	4,91
19	95	11,80	5,18	3,42	3,35	4,52	4,89
20	100	13,17	6,70	3,42	3,39	4,62	4,86

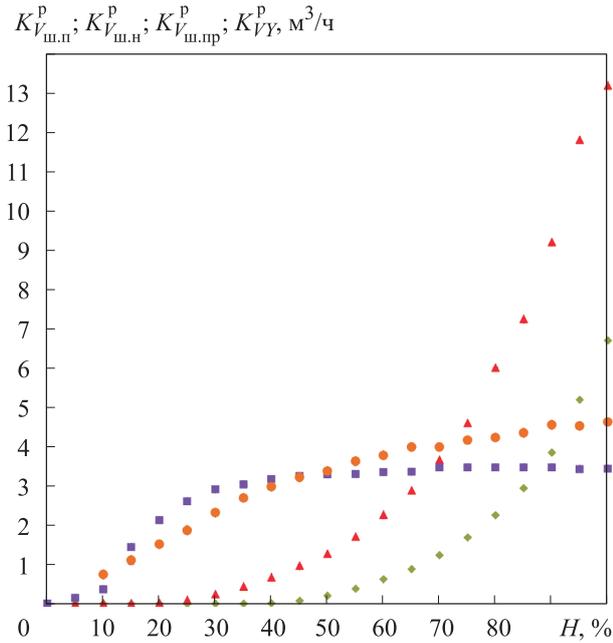


Рис. 3. Расчетные зависимости пропускной способности полнопроходного $K_{V_{ш.пр}}^p$ (▲) и неполнопроходного $K_{V_{ш.н}}^p$ (◆) шаровых кранов, проходного $K_{V_{пр}}^p$ (■) и прямооточного $K_{V_Y}^p$ (●) клапанов от относительного перемещения затвора H

Согласно полученным графикам, использование шаровых кранов в качестве регулирующей арматуры является нецелесообразным, что подтверждено расхождением значений пропускной способности и рекомендациями производителя. По сравнению с шаровыми кранами проходной и прямооточный клапаны обладают более плавной характеристикой регулирования, но их пропускная способность при полном открытии в разы меньше.

Таким образом, чтобы получить максимальную пропускную способность ЗА на определенном номинальном диаметре при полном открытии затвора за короткий промежуток времени, следует использовать шаровой кран. Для обеспечения же плавного регулирования и удовлетворения высокой надежности целесообразно применять проходные и прямооточные клапаны, но в этом случае максимальная пропускная способность снизится.

Дополнительно рассчитаны значения пропускной способности эквивалентных моделей проходного $K_{V_{пр.экв}}^p$ и прямооточного $K_{V_{Yэкв}}^p$ клапанов с приведенным условным диаметром проходного сечения (см. табл. 2). Для проходного клапана расхождение пропускных способностей физического устройства и эквивалентной модели при полном открытии затвора

составило $-0,99\%$, для прямооточного клапана — $4,98\%$ (рис. 4). Таким образом, изменение диаметра проходного сечения затвора не оказало существенного влияния на пропускную способность клапанов при полном открытии.

Для верификации результатов определено расхождение между расчетными и экспериментальными данными при полном открытии затвора ($H = 100\%$) по формуле

$$\Delta_V = \frac{K_V^p - K_V}{K_V^p} \cdot 100\%,$$

где K_V — экспериментальное значение пропускной способности [10–12].

Получены следующие значения расхождения расчетных и экспериментальных данных: для полнопроходного шарового крана $\Delta_{V_{ш.п}} = -18,96\%$ ($K_{V_{ш.п}} = 15,67 \text{ м}^3/\text{ч}$), для неполнопроходного шарового крана $\Delta_{V_{ш.н}} = -19,49\%$ ($K_{V_{ш.н}} = 8 \text{ м}^3/\text{ч}$), для проходного клапана $\Delta_{V_{пр}} = -25,55\%$ ($K_{V_{пр}} = 4,3 \text{ м}^3/\text{ч}$), для прямооточного клапана $\Delta_{V_Y} = 9,04\%$ ($K_{V_Y} = 4,2 \text{ м}^3/\text{ч}$).

Наибольшее расхождение наблюдается у проходного клапана и шаровых кранов. Вероятно, что на величину расхождения проходного клапана существенное влияние оказывает отличие проточной полости физического устройства от трехмерной модели вследствие затруднительного образмеривания внутренней геометрии корпуса.

При сравнении экспериментальной пропускной способности шарового крана с расчетной важную роль играет положение затвора в реальном физическом устройстве и модели. Существенное влияние на их различие оказывает точность механизма позиционирования шарового крана. Таким образом, при открытии затвора шарового крана на 1% пропускная способность увеличивается на

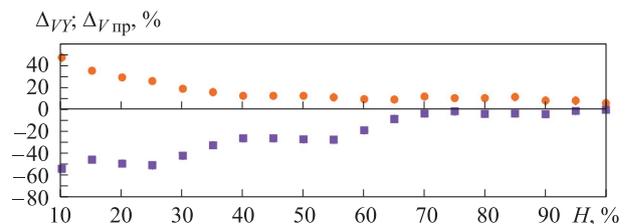


Рис. 4. Расчетные зависимости расхождения пропускной способности прямооточного Δ_{V_Y} (●) и проходного $\Delta_{V_{пр}}$ (■) клапанов от относительного перемещения затвора H

0,013 м³/ч, что значительно для данного типа расчета.

Пропускная способность шарового крана и проходного клапана, заявляемая производителем, несколько больше расчетной. Возможно, это связано с неверным выполнением требова-

ний экспериментального определения пропускной способности, либо с завышением характеристик производимого оборудования.

При максимальном открытии затвора величина расхождения для прямооточного и проходного клапанов не превышает 26 % и является

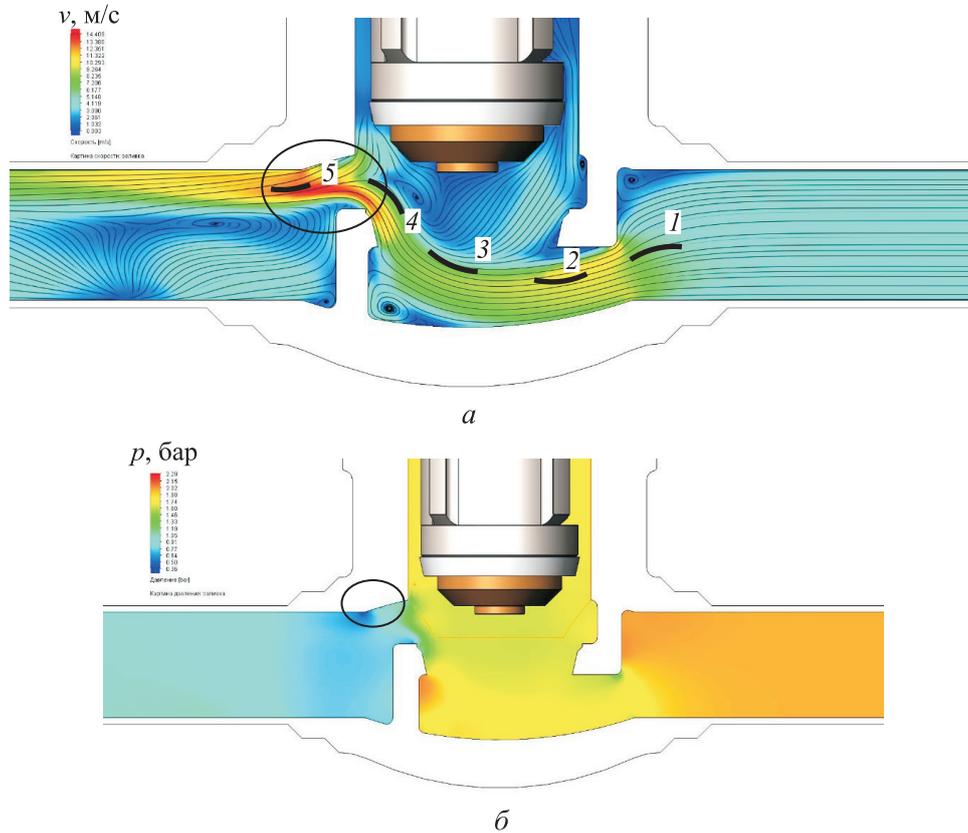


Рис. 5. Поля скорости РС v (а) и давления РС p (б) внутри проточной части проходного клапана при полном открытии затвора

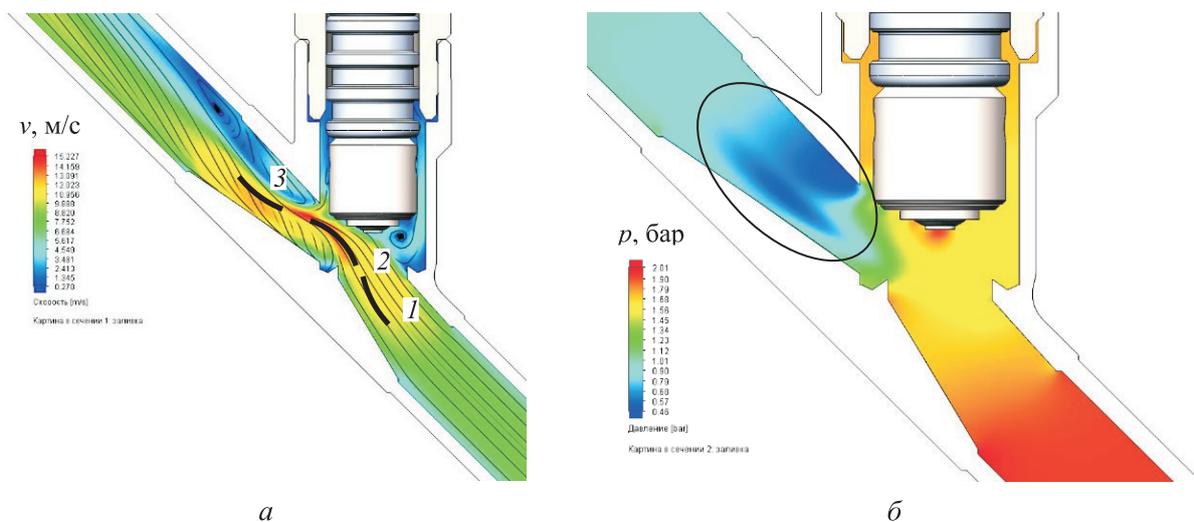


Рис. 6. Поля скорости РС v (а) и давления РС p (б) внутри проточной части прямооточного клапана при полном открытии затвора

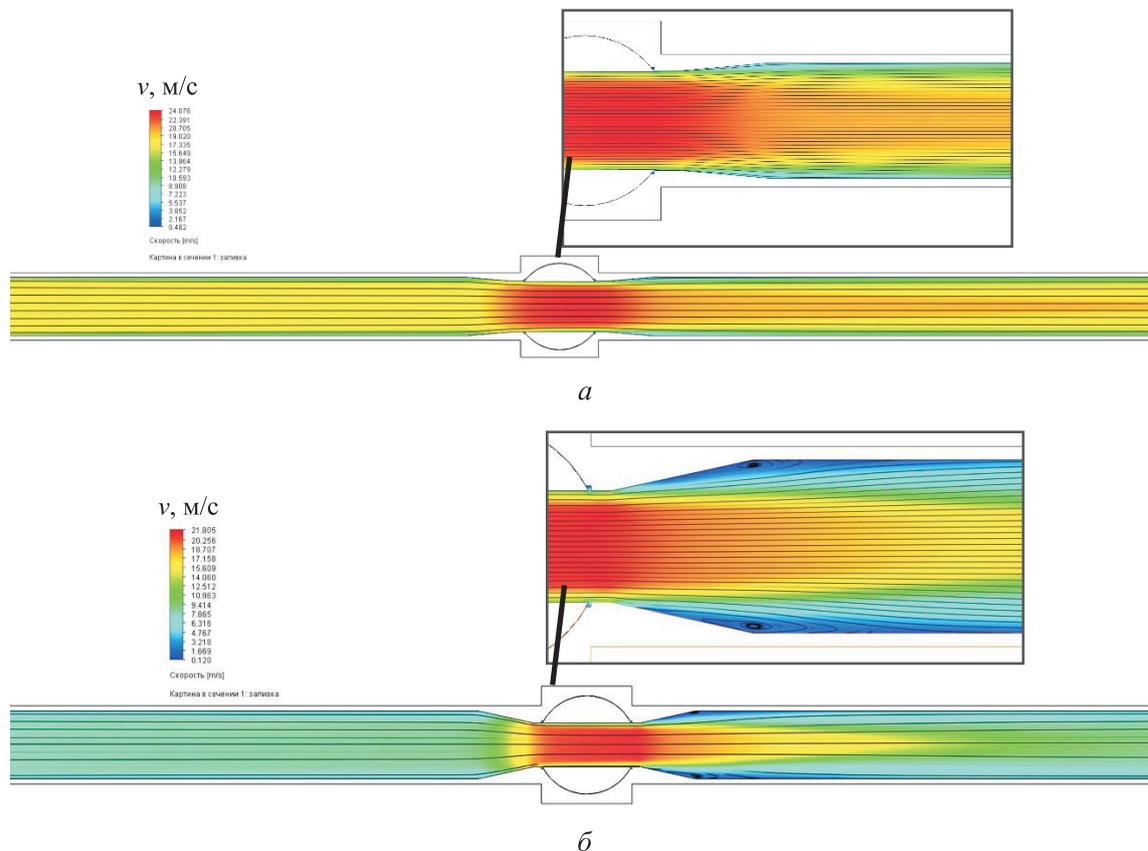


Рис. 7. Поля скорости РС v внутри проточной части полнопроходного (а) и неполнопроходного (б) шаровых кранов при полном открытии затвора

приемлемой для расчета. Таким образом, разработанная математическая модель позволяет определить пропускную способность рассмотренной ЗА путем численного моделирования.

В результате расчета получены поля скорости и давления РС внутри проточной полости. На рис. 5 и 6 выделены области проточной полости проходного и прямооточного клапанов с увеличенными скоростями РС и изменениями направлений линий тока потока 1–5. Потери давления РС на i -м участке определяются выражением

$$\Delta p_i = \frac{\rho_i \xi_i v_i^2}{2},$$

где ρ_i — средняя плотность РС на i -м участке, кг/м³; ξ_i — коэффициент местного сопротивления i -го участка; v_i — средняя скорость РС на i -м участке, м/с.

Повышение скорости РС приводит к квадратичному увеличению потерь давления. Несовершенство геометрии проточной части проходного и прямооточного клапанов приводит

к образованию завихрений потока РС, что также увеличивает потери давления. Неблагоприятное воздействие на долговечность узлов оказывает отклонение от осесимметричного распределения полей скоростей и давлений.

Поля скорости РС внутри проточной части полнопроходного и неполнопроходного шаровых кранов при полном открытии затвора приведены на рис. 7.

Выводы

1. Предложенный метод позволяет определить пропускную способность ЗА путем численного моделирования.
2. Проведен сравнительный анализ расчетных значений пропускной способности шаровых кранов, проходного и прямооточного клапанов. Отмечены недостатки и достоинства ЗА, даны рекомендации по их применению.
3. Абсолютное расхождение расчетных и экспериментальных данных ЗА при полном открытии затвора составило 0...26 %, что приемлемо для данного типа расчета и подтверж-

дает возможность применения разработанного метода.

4. Определены области проточной полости проходного и прямого клапанов с существенными потерями давления РС.

5. Для уменьшения потерь давления РС в таких областях необходимо нормализовать скорости потока РО до средней скорости потока на участке путем изменения геометрии проточной полости.

Литература

- [1] Nguyen Q.K., Jung K.H., Lee G.N. et al. Experimental study on pressure distribution and flow coefficient of globe valve. *Processes*, 2020, vol. 8, no. 7, art. 875, doi: <https://doi.org/10.3390/pr8070875>
- [2] ГОСТ 34437–2018. *Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик*. Москва, Стандартинформ, 2018. 41 с.
- [3] Гайнулин А.Э., Пугачук А.С., Чернышев А.В. Определение характеристик течения газа в регулирующих шаровых кранах для различных углов поворота штока. *Трубопроводная арматура и оборудование*, 2021, № 3, с. 52–53.
- [4] Zhang J.B., Cheng D., Fu B.S. et al. Experimental research on the water spray hole flow coefficient. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 1965, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1965/1/012026>
- [5] Wu D., Li S., Wu P. CFD simulation of flow-pressure characteristics of a pressure control valve for automotive fuel supply system. *Energy Convers. Manag.*, 2015, vol. 101, pp. 658–665, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.06.025>
- [6] David A. Venditti, David L. Darmofal. A grid adaptive methodology for functional outputs of compressible flow simulations. *15th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference*, 2001, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2001-2659>
- [7] Соловьева В.В., Пугачук А.С., Чернышев А.В. Моделирование течения рабочих сред в дисковых задвижках. *Трубопроводная арматура и оборудование*, 2021, № 5, с. 42–43.
- [8] Wan Hanif Hazwan Wan Suhaimi, Rosidah Sam, Juliana Johari, Norlida Buniyamin, Design and analysis of a gate valve fluid flow using SolidWorks simulation software, *Electrical Electronics and System Engineering, 2014 International Conference*, pp. 71–76, 2014, doi: <https://doi.org/10.1109/ICEESE.2014.7154597>
- [9] J H Ri, Ripeanu R.G., Dinita A. Erosion Modeling of Coated Gate Valves, *Tribology in Industry*, 2021, doi: <https://doi.org/10.24874/ti.1145.06.21.09>
- [10] V-Ball valve Vanne V-Ball. Regulation & isolation valves. URL: http://www.meca-inox.com/wp-content/themes/glissando/downloads/05-V-Ball_FR_GB_2016.pdf (дата обращения: 26.01.2022).
- [11] CG-500 catalog. Cryogenic & industrial gas equipment. URL: <https://mvif.ru/assets/pdf/regogo/CG-500%202019.pdf> (дата обращения: 26.01.2022).
- [12] Type 2000 pneumatically operated 2/2 way angle seat valve CLASSIC. *burkert.com: веб-сайт*. URL: <https://www.burkert.com/en/type/2000> (дата обращения: 26.01.2022).

References

- [1] Nguyen Q.K., Jung K.H., Lee G.N. et al. Experimental study on pressure distribution and flow coefficient of globe valve. *Processes*, 2020, vol. 8, no. 7, art. 875, doi: <https://doi.org/10.3390/pr8070875>
- [2] GOST 34437–2018. *Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик* [State standard 34437-2018. Pipeline valves. Technique of the experimental determination of hydraulic and cavitation characteristics]. Moscow, Standartinform Publ., 2018. 41 p. (In Russ.).
- [3] Gaynulin A.E., Pugachuk A.S., Chernyshev A.V. Determination of gas flow characteristics in regulating spherical valves for different stet rotation angles. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie*, 2021, no. 3, pp. 52–53. (In Russ.).

- [4] Zhang J.B., Cheng D., Fu B.S. et al. Experimental research on the water spray hole flow coefficient. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 1965, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1965/1/012026>
- [5] Wu D., Li S., Wu P. CFD simulation of flow-pressure characteristics of a pressure control valve for automotive fuel supply system. *Energy Convers. Manag.*, 2015, vol. 101, pp. 658–665, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.06.025>
- [6] David A. Venditti, David L. Darmofal. A grid adaptive methodology for functional outputs of compressible flow simulations. *15th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference*, 2001, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2001-2659>
- [7] Solov'yeva V.V., Pugachuk A.S., Chernyshev A.V. Modeling of working medium flow in disk valves. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie*, 2021, no. 5, pp. 42–43. (In Russ.).
- [8] Wan Hanif Hazwan Wan Suhaimi, Rosidah Sam, Juliana Johari, Norlida Buniyamin, Design and analysis of a gate valve fluid flow using SolidWorks simulation software, *Electrical Electronics and System Engineering, 2014 International Conference*, pp. 71–76, 2014, doi: <https://doi.org/10.1109/ICEESE.2014.7154597>
- [9] J H Ri, Ripeanu R.G., Dinita A. Erosion Modeling of Coated Gate Valves, *Tribology in Industry*, 2021, doi: <https://doi.org/10.24874/ti.1145.06.21.09>
- [10] V-ball valve Vanne V-Ball. Regulation & isolation valves. URL: http://www.meca-inox.com/wp-content/themes/glissando/downloads/05-V-Ball_FR_GB_2016.pdf (accessed: 26.01.2022).
- [11] CG-500 catalog. Cryogenic & industrial gas equipment. URL: <https://mvif.ru/assets/pdf/rego/CG-500%202019.pdf> (accessed: 26.01.2022).
- [12] Type 2000 pneumatically operated 2/2 way angle seat valve CLASSIC. *burkert.com: website*. URL: <https://www.burkert.com/en/type/2000> (accessed: 26.01.2022).

Статья поступила в редакцию 02.02.2022

Информация об авторах

МАЛОВ Дмитрий Александрович — аспирант кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: malov_0996@mail.ru).

ЧЕРНЫШЕВ Андрей Владимирович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: chernyshev@bmstu.ru).

СЛОБОДОВ Евгений Борисович — кандидат технических наук, технический директор компании «Мониторинг Вентиль и Фитинг» (107023, Москва, Российская Федерация, Большая Семеновская ул., д. 49, e-mail: evgeny.slobodov@mvif.ru).

Information about the authors

MALOV Dmitriy Aleksandrovich — Postgraduate, Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block, 1, e-mail: malov_0996@mail.ru).

CHERNYSHEV Andrey Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), Head of the Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block, 1, e-mail: chernyshev@bmstu.ru).

SLOBODOV Evgeniy Borisovich — Candidate of Science (Eng.), Technical Director of the «Monitoring Valve and Fitting» Company (107023, Moscow, Russian Federation, Bolshaya Semenovskaya St., Bldg. 49, e-mail: evgeny.slobodov@mvif.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Малов Д.А., Чернышев А.В., Слободов Е.Б. Метод определения пропускной способности запорной арматуры. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 3, с. 66–75, doi: [10.18698/0536-1044-2022-3-66-75](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-66-75)

Please cite this article in English as:

Malov D.A., Chernyshev A.V., Slobodov E.B. Shut-Off Valve Throughput Capacity. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 3, pp. 66–75, doi: [10.18698/0536-1044-2022-3-66-75](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-66-75)