

УДК 62-986

doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-109-116

Расчетно-теоретическое и экспериментальное исследования режимов течения рабочей среды во внутренних байпасах задвижек

В.З. Муфтахов¹, И.Р. Чиняев², А.В. Фоминых^{2,3}, А.В. Чернышев⁴

¹ ФГБОУ ВО «Нижевартовский государственный университет»

² ООО Научно-производственная фирма «МКТ-АСДМ»

³ ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет»

⁴ МГТУ им. Н.Э. Баумана

Computational, theoretical and experimental study of the working medium flow regimes in the gate valve internal bypasses

V.Z. Muftakhov¹, I.R. Chinyayev², A.V. Fominykh^{2,3}, A.V. Chernyshev⁴

¹ Nizhnevartovsk State University

² LLC "Scientific and Production Company "MKT-ASDM"

³ Kurgan State University

⁴ Bauman Moscow State Technical University

В технологических линиях нефтегазодобывающей промышленности растет спрос на запорно-регулирующую арматуру, обеспечивающую требуемую пропускную характеристику при перепаде давления 25 МПа и более. По сравнению с клапанами задвижки имеют меньший коэффициент сопротивления в открытом положении. Шиберные запорно-регулирующие устройства находят широкое применение в качестве запорно-регулирующей арматуры. К наиболее важным задачам, возникающим при проектировании таких устройств, относится определение гидравлических и кавитационных характеристик, удельного давления рабочей среды в затворе. Использование внутреннего байпаса в регулирующей арматуре позволяет повысить точность регулирования при больших перепадах давления, а его применение в задвижках — уменьшить силы на перемещение регулирующих и запирающих элементов, удельное давление рабочей среды в затворе при открытии/закрытии и расположить место схлопывания кавитационных пузырьков в потоке. Предложены методика расчета гидравлических характеристик байпаса и метод определения его пропускной характеристики на основе расчетно-теоретического исследования с применением современного комплекса инженерного анализа.

Ключевые слова: трубопроводная арматура, внутренний байпас, численное моделирование, гидравлические характеристики

Demand is growing in technological lines of the oil and gas industry for stop-control valves that provide the required throughput characteristic at the pressure drop of 25 MPa or more. Compared to valves, the gate valves have the lower resistance coefficient in the open position. Slide stop-control devices are widely used as the stop-control valves. The most important problems that arise in designing such devices include determination of the hydraulic and cavitation characteristics and of the specific pressure at the gate. Internal bypass introduction in the control valves makes it possible to increase regulation accuracy at the high pressure drops, and using it in the gate valves to reduce forces in displacement of the stop-control elements

and specific pressure at the gate when opening/closing, as well as to determine the point of the cavitation bubbles collapse in the flow. A method for calculating hydraulic characteristics of the bypass and a method for determining its throughput characteristics on the basis of computational and theoretical research using the modern engineering analysis system are proposed.

Keywords: pipeline fittings, internal bypass, numerical simulation, hydraulic characteristics

Усилившиеся с марта 2022 г. антироссийские санкции вынужденно ускорили процесс достижения технологической независимости Российской Федерации [1]. По мнению многих экспертов, в области арматуростроения на начало марта 2022 г. доля импортных компонентов составляла от 30 (в области трубопроводной арматуры общего назначения) до 70...80 % (в регулирующей и судовой арматуре).

Чтобы завоевать международные рынки, необходимо ликвидировать технологический разрыв, а затем обогнать ведущих производителей в развитии техники и использовании современных открытий в разных отраслях для производства продукции. Наше будущее — в импортозамещении [2, 3].

Растет спрос на запорно-регулирующую арматуру, обеспечивающую требуемую пропускную характеристику при перепаде давления рабочей среды (РС) 25 МПа и более [4–6]. Причиной растущего интереса к моделированию поведения регулирующей арматуры является потребность в совершенствовании ее работы в составе контуров регулирования [7–9].

Схема шиберного запорно-регулирующего устройства (ШЗРУ) при закрытом положении шибера и заслонки приведена на рис. 1, а, схемы ШЗРУ при закрытом и открытом положениях заслонки — на рис. 1, б и в соответственно [10, 11]. Шибер ШЗРУ — короткий. Конструкция заслонки соответствует длинному шиберу со сквозным каналом внизу.

Открытие ШЗРУ. В закрытом положении ШЗРУ фиксаторы 13 передвинуты в лунки 14 и предотвращают перемещение шибера 7 при передвижении заслонки 4 вверх шпинделем 6. Заслонка открывает входной 2 и выходной 10 каналы и регулирует расход и перепад давления РС при движении до упора в верхний край выемки 16 и полного открытия канала в шибере. При этом положении лунки 12 в заслонке совпадают с осью фиксаторов. Перепад давления РС на ШЗРУ уменьшается.

Шпиндель продолжает движение вверх, при этом концы фиксаторов скользят по наклонным поверхностям лунок 14 и противоположным концом перемещаются в лунки 12 заслон-

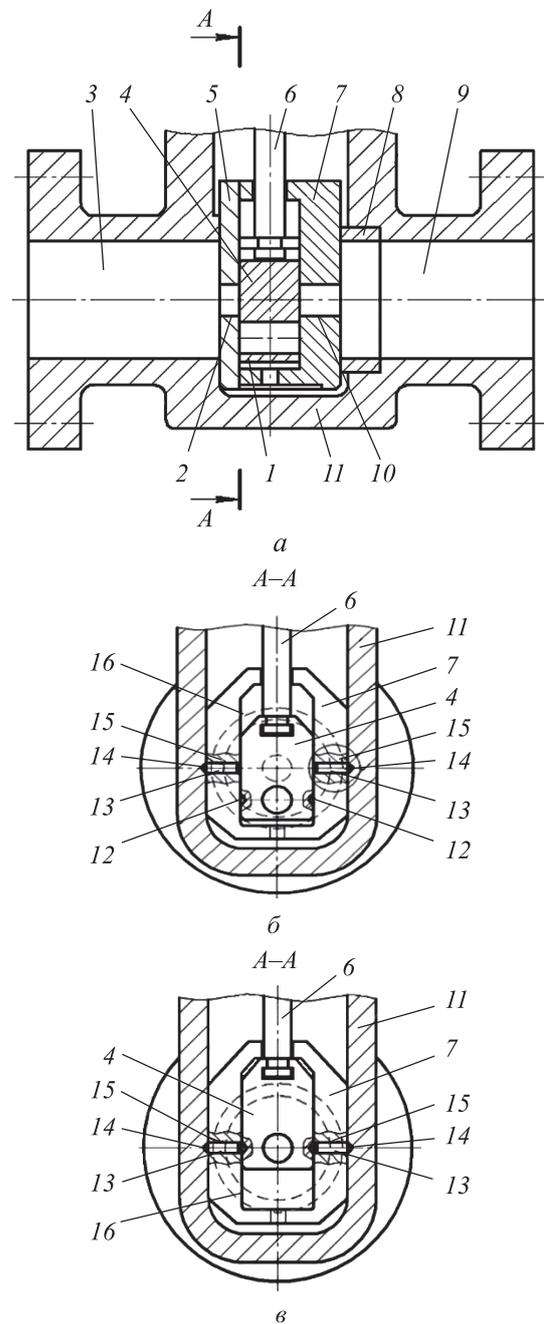


Рис. 1. Схемы ШЗРУ при закрытом положении шибера и заслонки (а), при закрытом (б) и открытом (в) положениях заслонки:

1 — канал в заслонке; 2 и 10 — входной и выходной каналы в шибере; 3 и 9 — входной и выходной патрубки; 4 — заслонка; 5 — плита; 6 — шпиндель; 7 и 16 — шибер и выемка в нем; 8 — седло; 11 — корпус; 12 и 14 — лунки в заслонке и корпусе; 13 и 15 — фиксаторы и отверстия в шибере для них

ки, тем самым фиксируя между собой шибер и заслонку. После этого заслонка и шибер как единое целое движутся вверх до полного открытия ШЗРУ.

Закрытие ШЗРУ. Под действием шпинделя шибер и заслонка, соединенные фиксаторами, движутся вниз до нижнего положения шибера. Заслонка продолжает перемещение вниз, при этом наклонные поверхности лунок 12 перемещают фиксаторы в лунки 14, а заслонка продолжает движение вниз, перекрывая каналы в шибере.

Шибер перемещается при сравнительно малых перепадах давления РС, что позволяет уменьшить в 3–5 раз силы на перемещение регулирующих элементов, мощность привода и удельные давления РС в затворе во время их движения. В зависимости от формы канала в шибере и седле можно получить любую пропускную характеристику ШЗРУ.

Расчетная схема ШЗРУ с внутренним байпасом приведена на рис. 2. Диаметры входного и выходного патрубков ШЗРУ одинаковые и составляют 125 мм. Площади каналов в патрубках обозначим соответственно S_0 и S_6 . Каналы в шибере и заслонке имеют одинаковые размеры: ширину $B = 50$ мм и высоту $H = 25$ мм. Площади каналов обозначим соответственно S_1, S_3 и S_5 .

При регулировании заслонкой изменяются площади каналов, соединяющие каналы в шибере и заслонке. Обозначим изменяющиеся

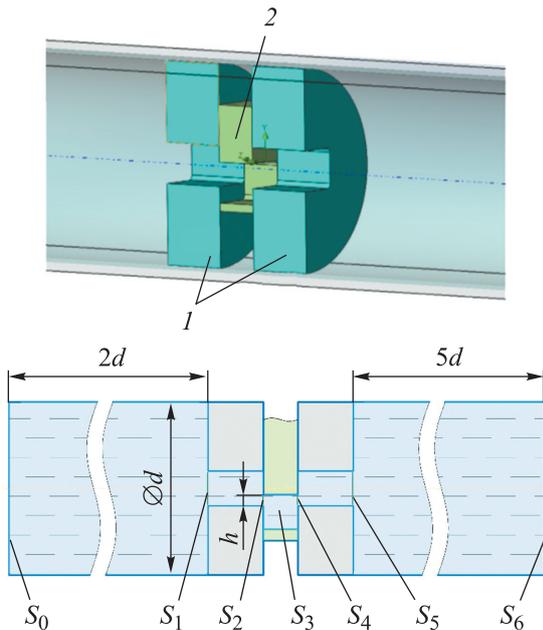


Рис. 2. Расчетная схема ШЗРУ с внутренним байпасом: 1 — шибер; 2 — заслонка

площади каналов соответственно S_2 и S_4 при ходе заслонки $h = 5, 10, 15, 20$ и 25 мм.

Цель исследования — разработка математической модели течения РС во внутреннем байпасе задвижек, численное моделирование течения РС через байпас и сравнение результатов теоретического и экспериментального исследований.

Существует два подхода к расчетно-теоретическому исследованию течения РС — аналитический и численный. Основными достоинствами аналитического метода расчета течения РС, например в среде MathCAD, являются доступность программного продукта и минимальные затраты времени на вычисления [4, 12].

Расчет проведем без учета сопротивления по длине каналов и взаимного влияния местных сопротивлений (см. рис. 2). Коэффициенты сопротивления переходов между каналами определяем по следующим формулам [13]:

$$\zeta_0 = 0,5 \left(1 - \frac{S_1}{S_0} \right); \quad \zeta_1 = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right);$$

$$\zeta_2 = \left(1 - \frac{S_2}{S_3} \right)^2; \quad \zeta_3 = 0,5 \left(1 - \frac{S_4}{S_3} \right);$$

$$\zeta_4 = \left(1 - \frac{S_4}{S_5} \right)^2; \quad \zeta_5 = \left(1 - \frac{S_5}{S_6} \right)^2,$$

где ζ_0 — коэффициент сопротивления сужения между входным патрубком ШЗРУ и входным каналом в шибере; ζ_1 — коэффициент сопротивления сужения между входным каналом в шибере и входом в канал заслонки площадью S_2 ; ζ_2 — коэффициент сопротивления расширения между входом в канал заслонки и каналом в заслонке; ζ_3 — коэффициент сопротивления сужения между каналом в заслонке и выходом из канала заслонки площадью S_4 ; ζ_4 — коэффициент сопротивления расширения между выходом из канала заслонки и выходным каналом в шибере; ζ_5 — коэффициент сопротивления расширения между выходным каналом в шибере и выходным патрубком ШЗРУ.

Все коэффициенты сопротивления при каждом положении заслонки приводим к скорости течения потока во входном патрубке ШЗРУ по следующим выражениям:

$$\zeta_{p0} = \zeta_0 \left(\frac{S_1}{S_0} \right)^2; \quad \zeta_{p1} = \zeta_1 \left(\frac{S_1}{S_1} \right)^2; \quad \zeta_{p2} = \zeta_2 \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2;$$

$$\zeta_{p3} = \zeta_3 \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2; \quad \zeta_{p4} = \zeta_4 \left(\frac{S_1}{S_5} \right)^2; \quad \zeta_{p5} = \zeta_5 \left(\frac{S_1}{S_5} \right)^2.$$

Коэффициент сопротивления байпаса при каждом положении заслонки, приведенный к скорости течения потока в выходном канале ШЗРУ, рассчитываем суммированием приведенных к скорости потока во входном канале ШЗРУ коэффициентов сопротивления ζ_{pi} по формуле

$$\zeta_H = \sum_{i=0}^5 \zeta_{pi}.$$

Пропускную способность байпаса и ШЗРУ при каждом положении заслонки вычисляем следующим образом:

$$KM = \left(\frac{1}{\sqrt{\zeta_H}} \right) S_1 \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (1)$$

где Δp — перепад давления РС на ШЗРУ, $\Delta p = 100$ кПа; ρ — плотность РС, $\rho = 1000$ кг/м³.

Расчеты по предложенной методике выполнены в среде MathCAD.

Численное исследование [14, 15] проведено в программном комплексе Solidworks 2022 Flow Simulation. Приняты следующие допущения: РС подчинена закону вязкого трения; режим течения РС — установившийся, стационарный без учета кавитации; отсутствует теплообмен между внешней средой и РС; шероховатость всех поверхностей проточной части расчетной области равна 50 мкм; отсутствует учет допустимого разброса размеров деталей [5].

В основу математической модели положена система дифференциальных уравнений в частных производных и граничные условия.

Уравнение неразрывности потока РС [8]

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

где p — давление РС, Па; t — время, с; ρ — плотность РС, кг/м³; u_i — проекция вектора скорости течения потока РС на ось x_i , м/с.

Закон сохранения количества движения РС [8]

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

где u_j — проекция вектора скорости течения потока РС на ось x_j ; τ_{ij} — тензор напряжений для вязкой жидкости (выражение для тензора включает в себя динамическую вязкость и коэффициент динамического сопротивления), Н/м²; S_i — источник объемных и поверхностных сил, Н/м³.

Тензор напряжений для вязкой жидкости [8]

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

где μ — динамическая вязкость, Па·с; ζ — коэффициент сопротивления; δ_{ij} — оператор Кронекера.

Уравнение кинетической энергии турбулентности [8]

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

где k — кинетическая энергия турбулентного потока, Дж; μ_t — коэффициент турбулентной вихревой вязкости, Па·с; S_k — источник объемных сил, Н/м³.

Уравнение диссипации турбулентности [8]

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

где ε — диссипация турбулентного потока, Дж; S_ε — источник поверхностных сил, Н/м³.

Граничные условия: абсолютные давления РС и площади проходного сечения (см. рис. 2), давление на входе РС в расчетную область — 5 МПа и давление на выходе РС из нее — 4 МПа. Расчетная область включает в себя проточную часть задвижки с байпасом, а также участки трубопроводов, присоединенных к входному и выходному патрубкам задвижки.

Для верификации расчетов определена действительная (экспериментальная) пропускная характеристика байпаса в зоне турбулентной автомодельности по методике ГОСТ 34437–2018 на аттестованном стенде в Научно-производственной фирме «МКТ-АСДМ» [16]. Стенд широко используют для определения гидравлических и кавитационных характеристик трубопроводной арматуры, выпускаемой фирмой и другими производителями [4, 16].

Результаты исследования и их обсуждение.

Результаты численного моделирования течения РС через байпас, полученные в программном комплексе Solidworks 2022 Flow Simulation, приведены на рис. 3, а и б.

Как видно из рис. 3, а, струя после байпаса не касается стенок канала. При этом кавитационные пузырьки, образовавшиеся в узком сечении, будут схлопываться в потоке, не разрушая стенки канала.

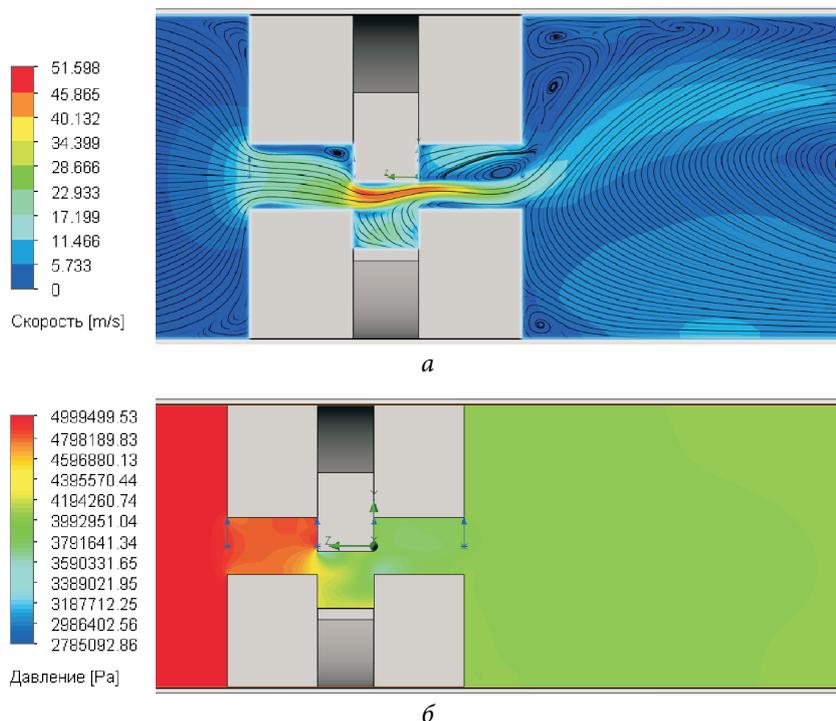


Рис. 3. Поля скорости течения РС, м/с, (а) и давления РС, Па, (б) в байпасе при ходе заслонки 10 мм

Действительная пропускная характеристика байпаса K_v (рис. 4) соответствует условной пропускной способности $K_{v_y} = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Пропускную характеристику определяли от положения заслонки, при котором начинала проходить РС. Для оценки результатов исследования сравнивали значения пропускной способности при пяти положениях заслонки ($h = 5, 10, 15, 20$ и 25 мм), полученные путем эксперимента и расчета в программах MathCAD и Solidworks 2022 Flow Simulation.

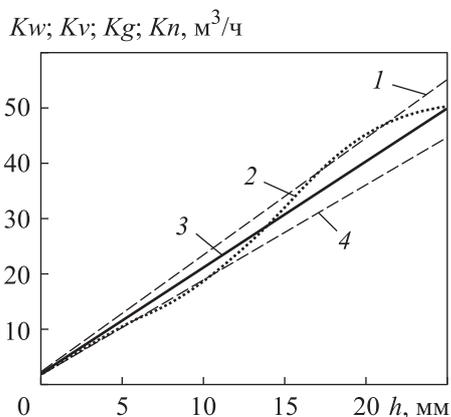


Рис. 4. Пропускная характеристика байпаса:
1 и 4 — верхняя K_w и нижняя K_n границы допустимых отклонений пропускной способности; 2 — действительная K_v ; 3 — расчетная линейная K_g с условной пропускной способностью $K_{v_y} = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$

Их расхождения находили по следующим формулам:

$$\Delta g = 100 \frac{K_g - K_v}{K_g}; \Delta M = 100 \frac{KM - K_v}{K_v};$$

$$\Delta S = 100 \frac{KS - K_v}{K_v}; MS = 100 \frac{KS - KM}{KS},$$

где Δg — отклонение экспериментальных данных от значений по ГОСТ, %; K_g — значения по ГОСТ, $\text{м}^3/\text{ч}$; K_v — экспериментальные данные, $\text{м}^3/\text{ч}$; ΔM — отклонение значений расчета в среде MathCAD от экспериментальных, %; KM — значения, рассчитанные в среде MathCAD по формуле (4), $\text{м}^3/\text{ч}$; ΔS — отклонение значений, вычисленных в программе Solidworks, от экспериментальных, %; KS — значения, рассчитанные в программе Solidworks, $\text{м}^3/\text{ч}$; MS — отклонение значений расчета в среде MathCAD от вычисленных в программе Solidworks, %.

Результаты расчетов — значения пропускной характеристики байпаса при различном ходе заслонки — приведены в таблице.

Как видно из рис. 4 и таблицы, экспериментальные значения пропускной способности находятся в пределах верхней и нижней границ допустимых отклонений пропускной способности. Отклонение значений пропускной способности байпаса, рассчитанных в программе

Значения пропускной характеристики байпаса при различном ходе заслонки

| h , мм | K_g , м ³ /ч | K_v , м ³ /ч | K_w , м ³ /ч | K_n , м ³ /ч | Δg , % | K_M , м ³ /ч | K_S , м ³ /ч | ΔS , % | M_S , % |
|----------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------|---------------------------|---------------------------|----------------|-----------|
| 0 | 2,0 | 0 | 2,4 | 1,6 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 5 | 11,6 | 10,4 | 13,1 | 10,0 | 10,3 | 8,7 | 9,0 | 13,6 | 2,9 |
| 10 | 21,2 | 18,2 | 23,7 | 18,7 | 14,1 | 20,6 | 19,3 | -6,0 | -7,8 |
| 15 | 30,8 | 30,5 | 34,2 | 27,4 | 1,0 | 35,3 | 34,3 | -12,6 | -4,4 |
| 20 | 40,4 | 45,5 | 44,6 | 36,2 | -12,5 | 45,5 | 46,4 | -2,2 | -4,7 |
| 25 | 50,0 | 51,0 | 55,0 | 45,0 | -2,0 | 56,8 | 52,8 | -3,5 | -7,0 |

Solidworks, от экспериментальных не превышает 16 %, расхождение результатов расчета в программах MathCAD и Solidworks — 8 %. Отличие расчетных значений от экспериментальных можно объяснить отклонениями при определении положения заслонки в момент начала прохода РС.

Выводы

1. Выполнены аналитические (в среде MathCAD) и численные (в программе Solidworks 2022 Flow Simulation) расчетно-теоретические исследования течения РС через внутренний байпас задвижек. Определена действительная пропускная характеристика байпаса в зоне турбулентной автомодельности по методике

ГОСТ 34437–2018 на аттестованном стенде в Научно-производственной фирме «МКТ-АСДМ».

2. Экспериментальные значения пропускной способности байпаса находятся в пределах верхней и нижней границ допускаемых отклонений пропускной способности линейной пропускной характеристики с условной пропускной способностью, равной 50 м³/ч. Отклонение значений, рассчитанных в среде Solidworks, от экспериментальных не превышает 16 %, расхождение данных расчета в программах MathCAD и Solidworks — 8 %.

3. Результаты исследований можно применять для изучения процессов течения РС через шиберные и клиновые задвижки с внутренним байпасом во всем диапазоне хода заслонки.

Литература

- [1] Мориц М. Импортзамещающая сводка: расширение производственных возможностей. *Вестник арматуростроителя*, 2022, № 6, с. 62–64.
- [2] Друзина И. Экспертное мнение о рынке трубопроводной арматуры. *Вестник арматуростроителя*, 2022, № 6, с. 56–57.
- [3] Афанасьева О.В., Бакулина А.А., Коркунов С.Б. Перспективы развития российского арматуростроения в современных экономических условиях. *Газовая промышленность*, 2020, № 6, с. 70–73.
- [4] Чиняев И.Р., Шанаурин А.Л., Фоминых А.В. *Управление потоками жидкостей и газов. Часть 1. Шиберные запорно-регулирующие устройства*. Курган, Изд-во КГУ, 2022. 248 с.
- [5] Сухов С.А. Повышение эффективности процесса регулирования потоков жидкости на основе совершенствования конструкции шиберных задвижек. *Арматуростроение*, 2014, № 1, с. 36–39.
- [6] Власюк П.Э., Чернышев А.В., Чиняев И.Р. и др. Расчет пропускной способности шиберной задвижки для технологических линий нефтегазодобывающей промышленности. *Трубопроводная арматура и оборудование*, 2022, № 2, с. 37–39.
- [7] Малов Д.А., Чернышев А.В. Увеличение пропускной способности и диапазона регулирования проходного клапана. *Трубопроводная арматура и оборудование*, 2023, № 1, с. 25–27.
- [8] Быкова Т.А., Данилкин Е.А., Шеремет М.А. Моделирование работы односедельного регулирующего клапана в пакете Ansys. *Тр. 6-й росс. нац. конф. по теплообмену*. Москва, МЭИ, 2014, с. 44–47.

- [9] Игнатъева Т.Ю., Горобченко С.Л., Ковалев Д.А. Модель поведения регулирующего клапана. *Трубопроводная арматура и оборудование*, 2023, № 1, с. 12–17.
- [10] Fominykh A., Chinyaev I., Telminov A. et al. Development of a method for determining the specific pressures on the sealing fields of slide valves. *AIP Conf. Proc.*, 2021, 2022, vol. 2503, no. 1, art. 050062, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0099962>
- [11] Заславский Г.А., Рязанов В.А., Сухов С.А. и др. *Запорно-регулирующее устройство*. Патент РФ 2586958. Заявл. 21.11.2014, опублик. 10.06.2016.
- [12] Чиняев И.Р., Фоминых А.В., Пошивалов Е.А. и др. Определение пропускной характеристики задвижки шиберной запорно-регулирующей. *Экспозиция нефть газ*, 2015, № 2, с. 38–42.
- [13] Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва, Машиностроение, 1992. 671 с.
- [14] Wu H., Li J.Y., Gao Z.X. Flow Characteristics and stress analysis of a parallel gate valve. *Processes*, 2019, vol. 7, no. 11, art. 803, doi: <https://doi.org/10.3390/pr7110803>
- [15] Liu P., Liu Y., Huang Z. et al. Design optimization for subsea gate valve based on combined analyses of fluid characteristics and sensitivity. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2019, vol. 182, art. 106277, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106277>
- [16] ГОСТ 34437–2018. *Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик*. Москва, Стандартинформ, 2018. 41 с.

References

- [1] Morits M. Import substitution summary: expanding production possibilities. *Vestnik armaturostroitel'ya*, 2022, no. 6, pp. 62–64. (In Russ.).
- [2] Druzina I. Expert opinion on the market of pipeline valves. *Vestnik armaturostroitel'ya*, 2022, no. 6, pp. 56–57. (In Russ.).
- [3] Afanasyeva O.V., Bakulina A.A., Korkunov S.B. Prospects for Russian valve building in modern economic conditions. *Gazovaya promyshlennost' [Gas Industry]*, 2020, no. 6, pp. 70–73. (In Russ.).
- [4] Chinyaev I.R., Shanaurin A.L., Fominykh A.V. *Upravlenie potokami zhidkostey i gazov. Chast 1. Shibernye zaporno-reguliruyushchie ustroystva [Management of liquid and gas flows. Part 1. Shiber locking-regulating devices]*. Kurgan, Izd-vo KGU Publ., 2022. 248 p. (In Russ.).
- [5] Sukhov S.A. Increasing the efficiency of fluid flow regulation based on improving the design of slide gate valves. *Armaturostroenie*, 2014, no. 1, pp. 36–39. (In Russ.).
- [6] Vlasyuk P.E., Chernyshev A.V., Chinyaev I.R. et al. Calculation of throughput capacity of slide gate valves for process lines in oil and gas production industry. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie*, 2022, no. 2, pp. 37–39. (In Russ.).
- [7] Malov D.A., Chernyshev A.V. Increase in flow capacity and control range of the gate valve. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie*, 2023, no. 1, pp. 25–27. (In Russ.).
- [8] Bykova T.A., Danilkin E.A., Sheremet M.A. [Modelling of single-seat control valve operation in the Ansys package]. *Tr. 6-y ross. nats. konf. po teploobmenu [Proc. 6th Russ. National Conf. on Heat Exchange]*. Moscow, MEI Publ., 2014, pp. 44–47. (In Russ.).
- [9] Ignatyeva T.Yu., Gorobchenko S.L., Kovalev D.A. Model of control valve behaviour. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie*, 2023, no. 1, pp. 12–17. (In Russ.).
- [10] Fominykh A., Chinyaev I., Telminov A. et al. Development of a method for determining the specific pressures on the sealing fields of slide valves. *AIP Conf. Proc.*, 2021, 2022, vol. 2503, no. 1, art. 050062, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0099962>
- [11] Zaslavskiy G.A., Ryazanov V.A., Sukhov S.A. et al. *Zaporno-reguliruyushchee ustroystvo [Shutoff-control device]*. Patent RU 2586958. Appl. 21.11.2014, publ. 10.06.2016. (In Russ.).
- [12] Chinyaev I.R., Fominykh A.V., Poshivalov E.A. et al. The throughput ability of shutoff and control valves. *Ekspozitsiya nef't gaz [Exposition Oil & Gas]*, 2015, no. 2, pp. 38–42. (In Russ.).
- [13] Idelchik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook on hydraulic resistances]*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992. 671 p. (In Russ.).

- [14] Wu H., Li J.Y., Gao Z.X. Flow Characteristics and stress analysis of a parallel gate valve. *Processes*, 2019, vol. 7, no. 11, art. 803, doi: <https://doi.org/10.3390/pr7110803>
- [15] Liu P., Liu Y., Huang Z. et al. Design optimization for subsea gate valve based on combined analyses of fluid characteristics and sensitivity. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2019, vol. 182, art. 106277, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106277>
- [16] GOST 34437–2018. *Armatura truboprovodnaya. Metodika eksperimentalnogo opredeleniya gidravlicheskih i kavitatsionnykh kharakteristik* [State standard GOST 34437-2018. Pipeline valves. Technique of the experimental determination of hydraulic and cavitation characteristics]. Moscow, Standartinform Publ., 2018. 41 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 31.03.2023

Информация об авторах

МУФТАХОВ Вадим Зирякович — старший преподаватель кафедры «Нефтегазовое дело». ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный университет» (628605, Нижегородск, Российская Федерация, ул. Ленина, д. 56, e-mail: muftahovvz@gmail.com).

ЧИНЯЕВ Ильгиз Рашитович — кандидат технических наук, учредитель. ООО Научно-производственная фирма «МКТ-АСДМ» (64000, Курган, Российская Федерация, ул. Набережная, д. 2а, e-mail: ruk_mkt@mail.ru).

ФОМИНЫХ Александр Васильевич — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Механизация и электрификация сельского хозяйства». ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет»; начальник научно-испытательной лаборатории. ООО Научно-производственная фирма «МКТ-АСДМ» (64000, Курган, Российская Федерация, ул. Набережная, д. 2а, e-mail: prof_fav@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, стр. 1, e-mail: chernyshev@bmstu.ru).

Information about the authors

MUFTAKHOV Vadim Ziryakovich — Senior Lecturer, Department of Oil and Gas Engineering. Nizhnevartovsk State University (628605, Nizhnevartovsk, Russian Federation, Lenin St., Bldg. 56). E-mail: muftahovvz@gmail.com

CHINYAEV Igiz Rashitovich — Candidate of Science (Eng.), Founder. LLC “Scientific and Production Company “MKT-ASDM” (64000, Kurgan, Russian Federation, Naberezhnaya St., Bldg. 2a). E-mail: ruk_mkt@mail.ru

FOMINYKH Alexander Vasilyevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor, Department Mechanization and electrification of Agriculture. Kurgan State University, Head of the Research and Testing Laboratory. ООО NPF MKT-ASDM (64000, Kurgan, Russian Federation, Naberezhnaya St., Bldg. 2a, e-mail: prof_fav@mail.ru).

CHERNYSHEV Andrey Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, 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).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Муфтахов В.З., Чиняев И.Р., Фоминых А.В., Чернышев А.В. Расчетно-теоретическое и экспериментальное исследования режимов течения рабочей среды во внутренних байпасах задвижек. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 8, с. 109–116, doi: [10.18698/0536-1044-2023-8-109-116](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-8-109-116)

Please cite this article in English as:

Muftakhov V.Z., Chinyayev I.R., Fominykh A.V., Chernyshev A.V. Computational, theoretical and experimental study of the working medium flow regimes in the gate valve internal bypasses. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 8, pp. 109–116, doi: [10.18698/0536-1044-2023-8-109-116](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-8-109-116)