

Вестник Курганской ГСХА. 2024. № 2 (50). С. 53–61  
Vestnik Kurganskoj GSNA. 2024; 2(50): 53–61

### Научная статья

УДК 62-361

Код ВАК 4.3.1

EDN: DXDBYN

## НОВЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩЕЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

Дамир Едыгеулы Крамсаков<sup>1</sup>, Анатолий Дмитриевич Кольга<sup>2</sup>✉, Иван Никитович Столповских<sup>3</sup>, Виктор Алексеевич Александров<sup>4</sup>

<sup>1,3</sup> Казахский национальный исследовательский технический университет имени К. И. Сатпаева, Алматы, Казахстан

<sup>2,4</sup> Уральский государственный аграрный университет, Екатеринбург, Россия

<sup>1</sup> kramsakov.d@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4504-3392>

<sup>2</sup> kad-55@yandex.ru✉, <https://orcid.org/0000-0002-3194-2274>

<sup>3</sup> stolpovskih\_i@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-2893-5070>

<sup>4</sup> alexandrov\_vikt@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6637-7917>

**Аннотация.** Цель исследований – обоснование возможности создания запорной трубопроводной арматуры на основе законов гидравлики, обладающей высокой эффективностью и минимальными массогабаритными параметрами, обеспечивающей при этом минимизацию потерь энергии при транспортировании текучего и снижение усилия управления. Решение поставленных задач проводилось на основе базовых методов гидростатики (закон Паскаля), гидродинамики (уравнение Бернулли), классической механики (третий закон Ньютона) и программного комплекса KompasFlow. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования подтверждают возможность значительного снижения потерь энергии при транспортировании текучего, уменьшение затрат энергии на управление запорной трубопроводной арматурой и повышение эффективности и надежности работы трубопроводных систем. Так, для снижения потерь энергии потока в трубопроводах необходимо проектировать запорную арматуру таким образом, чтобы исключить местные сопротивления совсем или же свести потери на местных сопротивлениях к минимуму за счет исключения резких изменений направления движущегося потока. Предлагаемая экспериментальная модель трубопроводного вентиля большого проходного сечения проще известных аналогов. Для его изготовления не требуется высокоточного оборудования. Научная новизна заключается в обосновании возможности создания запорно-регулирующей трубопроводной арматуры с гидравлически разгруженными замыкающими элементами и минимальными потерями энергии текучего. Учитывая особенности обтекания потоком текучего (жидкости, газа) неподвижных тел и возможности гидравлического уравновешивания подвижных элементов (в соответствии с законами гидростатики и гидродинамики), существует возможность многократного снижения потерь энергии потока при прохождении запорно-регулирующей трубопроводной арматуры, усилий управления и повышения надежности и эффективности работы всей трубопроводной транспортной системы.

**Ключевые слова:** гидростатика, гидродинамика, коэффициент лобового сопротивления, коэффициент линейных потерь, трубопровод, запорная трубопроводная арматура, система управления.

**Для цитирования:** Крамсаков Д.Е., Кольга А.Д., Столповских И.Н., Александров В.А. Новый подход к проектированию запорно-регулирующей трубопроводной арматуры // Вестник Курганской ГСХА. 2024. № 2 (50). С. 53–61. EDN: DXDBYN.

### Scientific article

## A NEW APPROACH TO SHUT-OFF AND CONTROL PIPE VALVES DESIGN

Damir E. Kramsakov<sup>1</sup>, Anatoly D. Kolga<sup>2</sup>✉, Ivan N. Stolpovskikh<sup>3</sup>, Viktor A. Aleksandrov<sup>4</sup>

<sup>1,3</sup> Satbayev University, Almaty, Kazakhstan

<sup>2,4</sup> Ural State Agrarian University, Ekaterinburg, Russia

<sup>1</sup> kramsakov.d@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4504-3392>

<sup>2</sup> kad-55@yandex.ru✉, <https://orcid.org/0000-0002-3194-2274>

<sup>3</sup> stolpovskih\_i@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-2893-5070>

<sup>4</sup> alexandrov\_vikt@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6637-7917>

**Abstract.** The purpose of the research is to substantiate possibility of creating shut – off pipe valves based on the hydraulic principles, which has high efficiency and minimal weight and size parameters, while minimizing energy losses during yielding material transportation and reducing control efforts. The tasks were solved applying basic methods of hydrostatics (Pascal's law), hydrodynamics (Bernoulli's equation), classical mechanics (Newton's third law) and the KompasFlow software package. The theoretical and experimental studies carried out confirm possibility

© Крамсаков Д.Е., Кольга А.Д., Столповских И.Н., Александров В.А., 2024

of significant reduction in energy losses during yielding material transportation, reducing energy costs for controlling shut-off valves and improving the efficiency and reliability of pipeline systems. Thus, in order to reduce flow energy losses in pipelines, it is necessary to design shut-off valves in such a way as to eliminate local resistances altogether or to minimize losses on local resistances by eliminating sudden changes in the direction of the moving flow. The proposed experimental model of a large flow-area pipe valve is simpler than known analogues. Its manufacture does not require high precision equipment. The scientific novelty lies in substantiation of possibility of creating shut-off and controlling pipe valves with hydraulically unloaded closing elements and minimal loss of yielding material energy. Taking into account the peculiarities of the flow of yielding materials (liquid, gas) around stationary bodies and possibility of hydraulic counterbalancing of movable elements (in accordance with the laws of hydrostatics and hydrodynamics), it is possible to repeatedly reduce flow energy loss during fluid passage through shut-off and control valves, as well as control efforts, and to increase the reliability and efficiency of the entire pipeline transport system.

**Keywords:** hydrostatics, hydrodynamics, drag coefficient, linear loss coefficient, pipeline, shut-off valves, control system.

**For citation:** Kramakov D.E., Kolga A.D., Stolpovskikh I.N., Aleksandrov V.A. A new approach to shut-off and control pipe valves design. Vestnik Kurganskoy GSHA. 2024; 2(50): 53–61. EDN: DXDBYN. (In Russ).

**Введение.** В настоящее время трудно представить развитие современного общества без трубопроводного транспорта.

Трубопроводы с протекающим по ним текучими средами (жидкими, газообразными, газожидкостными, пульпами, парами и др.) являются элементами конструкции многих систем. Трубопроводы широко используются на объектах химического производства и атомной энергетики, в авиационной и в системах водоснабжения жилых зданий, теплицах, животноводческих помещениях и др.

Для управления движением потоков текучих сред, по трубопроводам, используется трубопроводная арматура [1–3].

В сельском хозяйстве и орошении посевов трубопроводные системы также занимают важнейшее место. Металлические трубы и запорно-регулирующая арматура, фитинги ПВХ (поливинилхлорид), а также гибкие ПВХ-шланги под клей широко используются при строительстве теплиц, парников, для полива и подпитки растений, а также в хозяйствах для сооружения поилок для животных из НПВХ (непластифицированный поливинилхлорид) труб.

В соответствии с определением трубопроводной арматуры называют технические устройства, устанавливаемые на трубопроводах, оборудовании и сосудах которые предназначены для управления (перекрытия, открытия, регулирования, распределения, смешивания, разделения) потоками текучих сред путём изменения проходного сечения [4].

От эффективности и надёжности работы трубопроводной арматуры зависит качественная работа всего трубопровода.

Для сельского хозяйства непроизводительные расходы воды – один из наиболее существенных видов его потерь, исследование которых имеет большое значение как для практики водоснабжения, так и для конструирования трубопроводной арматуры.

В настоящее время в большинстве отраслей народного хозяйства, в том числе и в сельском хозяйстве, широко используется так называемая промышленная арматура.

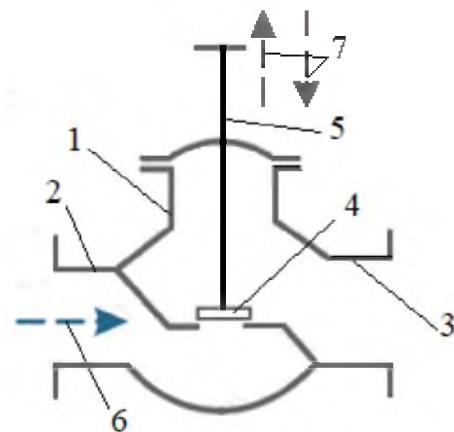
Однако широко применяемая в системах газо- и водоснабжения всех отраслей народного хозяй-

ства трубопроводная арматура, выпускаемая промышленностью, не отвечает современным требованиям эффективности работы, массы, габаритам и энергосбережению, а также сохранению самого текучего в результате утечек [5].

**Материалы и методы.** Запорно-регулирующая арматура – это арматура, предназначенная для перекрытия потока рабочей среды с определённой герметичностью и для регулирования параметров рабочей среды посредством изменения расхода. В настоящее время из всего большого многообразия видов трубопроводной арматуры, она получила наиболее широкое распространение [6; 7].

В основном запорно-регулирующая арматура представлена вентилями и задвижками.

В соответствии с определением вентилем называют устройство, в котором перекрытие потока текучего осуществляется за счёт поступательного перемещения запорного элемента-затвора по направлению движения потока среды рисунок 1.



1 – корпус; 2 – подводящий канал; 3 – отводящий канал; 4 – запорный элемент; 5 – шпindelь запорного элемента; 6 – движение текучего; 7 – движение шпинделя запорного элемента

Рисунок 1 – Вентиль

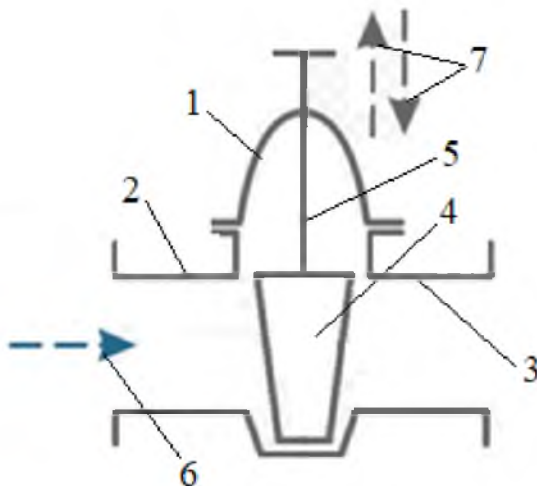
Современный вентиль обязан своему появлению британскому изобретателю Джозефу Брама, который получил патент на винтовой водопроводный кран в 1783 году [8].

Важнейшими достоинствами вентиляей Брама является то, что они обеспечивают высокую герметичность перекрытия потока при малом ходе запорного элемента. Ход запорного элемента составляет всего лишь четвертую часть диаметра условного прохода.

Но эксплуатация вентиляей Брама выявила серьезные недостатки, которые ограничивают его использование. Одним из основных недостатков вентиляей являются большие потери энергии текущего (в зависимости от диаметра условного прохода трубопровода коэффициент потерь  $\zeta = 7-20$ ).

В 1839 году в США был выдан первый патент на промышленную задвижку [9]. Американец Чарльз Пекхэм сконструировал задвижку, которая в какой-то мере устраняла недостатки вентиляей.

В задвижке перекрытие потока текущего (жидкости, газа и т. д.) осуществляется при поступательном перемещении запорного элемента-затвора в направлении, перпендикулярном направлению движения потока (рисунок 2).



1 – корпус; 2 – подводящий канал; 3 – отводящий канал; 4 – запорный элемент; 5 – шпindelь запорного элемента; 6 – движение текущего; 7 – движение шпинделя запорного элемента  
Рисунок 2 – Задвижка

Потери энергии текущего при прохождении задвижек меньше, чем у вентиля. Поэтому задвижки в основном используются в трубопроводах большого диаметра. В основном они предназначены для полного открытия/закрытия потока.

Несмотря на свои достоинства, задвижка значительно уступает вентилю по таким показателям, как небольшой допустимый перепад давлений на затворе, невысокая скорость срабатывания затвора, большая габаритная высота и трудность ремонта изношенных уплотнительных поверхностей затвора при эксплуатации.

Большие потери энергии текущего являются общим недостатком вентиляей и задвижек, которые

в настоящий момент не могут быть устранены полностью или снижены до минимальных значений.

В настоящее время снижение потерь энергии осуществляется за счет совершенствования конструкции и формы каналов в запорной арматуре. Например, для снижения потерь энергии разработана конструкция проходного вентиля, у которого перемещение запорного элемента происходит под углом к направлению движения потока транспортируемой среды [10]. При такой усложненной конструкции коэффициент местных потерь может быть несколько снижен ( $\zeta = 2-3$ ). Но вместе с тем значительно вырастает ход запорного элемента для полного открытия/закрытия проходного сечения.

Поэтому, рассматривая и сравнивая современные вентили с вентиляем Брама и современные задвижки с задвижкой Пекхэма, конечно же, можно сказать, что за прошедшие столетия современные конструкции стали более совершенными и обладают лучшими характеристиками. Однако, по своей сути, никаких принципиальных изменений, за прошедшие столетия не произошло. Изменились только форма, конструкция, материал. Основные недостатки как были, так и остались. Они и не могут быть устранены, поскольку обусловлены самим принципом работы этих устройств.

Очевидно, что совершенствование запорно-регулирующей аппаратуры на нынешнем этапе возможно только за счет изменения самого принципа их работы. За счет каких-либо конструктивных решений возможно только снижение, в той или иной степени, влияния этих недостатков на процесс транспортирования текущего.

Разработанный более 200 лет назад и существующий в настоящее время принцип работы трубопроводной запорной арматуры совершенно не учитывает законы гидравлики.

Так, в открытом положении задвижки и вентиля текущего находится в движении и подчиняется законам гидродинамики, а в закрытом положении, текущее находится в неподвижном состоянии и подчиняется законам гидростатики. Очевидно, что эти особенности состояния текущего необходимо обязательно учитывать при разработке конструкции запорно-регулирующей арматуры.

Рассмотрим с точки зрения гидродинамики потери энергии (напора, давления) при преодолении потоком текущего запорной арматуры.

В соответствии с третьим законом классической механики (третий закон Ньютона – закон действия и противодействия) применительно к гидродинамике известно, что если тело движется в жидкости, то жидкость оказывает силовое воздействие на это тело, для преодоления которого требуется затратить часть энергии тела. И наоборот, если тело неподвижно, а жидкость его об-

текает, то тело оказывает сопротивление движению жидкости, на что требуются затраты энергии жидкости. Силы сопротивления, возникающие при таких взаимодействиях, идентичны, поэтому взаимодействие тела и жидкости называется относительным [11; 12].

Сопротивления, возникающие при движении жидкости по трубопроводам, называются гидравлическими сопротивлениями. На их преодоление тратится некоторая часть удельной энергии движущейся жидкости, которую называют потерей удельной энергии, или потерей напора. Все гидравлические сопротивления разделяются на два вида: сопротивления по длине потока ( $h_l$ ) и местные сопротивления ( $h_m$ ).

Гидравлические линейные сопротивления обуславливаются действием сил трения. В чистом виде эти потери возникают в прямых трубах постоянного сечения, при равномерном течении. Они возрастают пропорционально длине трубы. Этот вид трения имеет место не только в шероховатых, но и в гладких трубах.

Местные гидравлические сопротивления обусловлены местными препятствиями потоку жидкости – в виде изгиба трубы, внезапного сужения или расширения русла, при обтекании клапанов, решеток, диафрагм, кранов, которые деформируют обтекающий их поток. При протекании жидкости через местные сопротивления ее скорость изменяется, и обычно возникают вихри.

Таким образом, потери напора при движении жидкости будут равны сумме потерь напора на трение, вызванных гидравлическими сопротивлениями по длине потока, и потерь напора на местные сопротивления, т. е.

$$h = h_l + h_m.$$

При равномерном движении жидкости потери напора по длине обычно выражаются формулой Дарси-Вейсбаха [2; 6; 7]:

$$h_l = \lambda \frac{l v^2}{d 2g},$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси;

$l$  – длина трубопровода;

$d$  – диаметр трубопровода;

$v$  – средняя скорость потока.

Местные потери напора обуславливаются преодолением местных сопротивлений, создаваемых фасонными частями, арматурой и прочим оборудованием трубопроводных сетей. Движение в трубопроводе при наличии местных сопротивлений является неравномерным. Местные сопротивления вызывают изменение величины или направления скорости движения жидкости на отдельных участках трубопровода, что связано с появлением

дополнительных потерь напора. В результате этого часть напора удельной энергии затрачивается на преодоление сопротивлений движению жидкости, вызванных трением внутри жидкости, а другая часть механической энергии переходит в тепловую.

Потери, связанные с преодолением местных сопротивлений, пропорциональны кинетической энергии потока:

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g},$$

где  $\zeta$  – коэффициент местных потерь.

Местные потери напора зависят от формы и геометрических характеристик сопротивления. При прохождении вентиля (рисунок 3) поток текущий шесть раз изменяет направление движения. При прохождении частично открытой задвижки (рисунок 4) потоку приходится четыре раза менять направление.

При прохождении вентиля (рисунок 3) и частично открытой задвижки (рисунок 4) потоку приходится несколько раз менять направление.

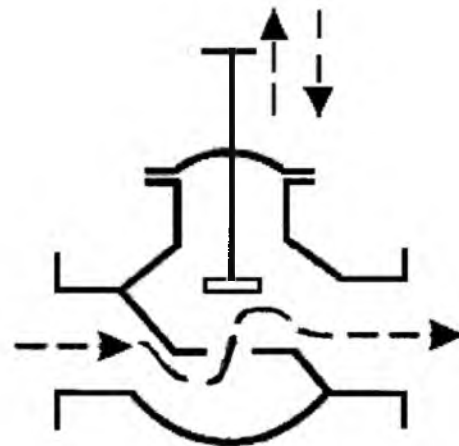


Рисунок 3 – Движение потока через вентиль

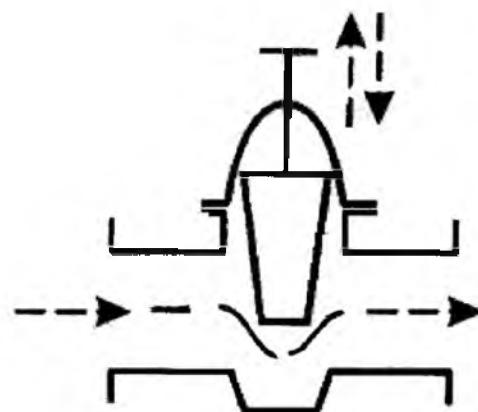


Рисунок 4 – Движение потока через задвижку. Наличие поворотов ведет к потерям энергии.

гии, которые характеризуются коэффициентом местного сопротивления  $\zeta$ . Коэффициент местных сопротивлений вентиля и задвижки зависит от диаметра трубопровода и степени открытия. Он определяется экспериментально и приводится в справочной литературе.

Однако в настоящее время существуют различные специальные программы и приложения, которые позволяют упростить труд исследователя обеспечив моделирование течения жидкости в любых элементах трубопровода, в том числе и в запорной арматуре, визуализировать весь процесс течения жидкости в каждой точке любого элемента трубопроводной системы и определять параметры потока.

Одной из таких программ является программа Kompas Flow (в основе Kompas Flow лежит высокопроизводительный решатель российского программного комплекса Flow Vision, компании ТЕСИС).

Kompas Flow базируется на дисциплине «Вычислительная гидродинамика» и представляет собой версию программного комплекса Flow Vision, интегрированную в КОМПАС-3D как приложение [13].

В системе Kompas Flow расчетной областью является объем жидкости внутри элементов трубопровода. Поэтому для расчета необходимо при помощи стандартных инструментов КОМПАС-3D выделить объем жидкости внутри корпуса арматуры как самостоятельный замкнутый объем. Внутри расчетной области могут присутствовать и объемы обтекаемых тел (детали штока и запорного элемента вентиля или задвижки) [14].

Для повышения точности расчетов данной задачи задаются параметры триангуляции. Для исправления ошибок геометрической модели и повышения точности CFD (Computational Fluid Dynamics modeling – один из подразделов механики сплошных сред) расчёта эти параметры триангуляции могут изменяться. При наибольшей точности отображения геометрической модели обеспечивается максимальная точность расчёта.

Использование приложения KompasFlow позволяет быстро создать расчетную модель на основе геометрии, созданной в КОМПАС-3D, и провести анализ течения жидкости в проточных каналах устройства.

Кроме того, возможно быстрое проведение целой серии расчетов, отличающихся параметрами геометрической модели. Для этого необходимо только изменить геометрию в КОМПАС-3D и перезапустить расчет.

В нашем случае приложение Kompas Flow использовалось для численного и визуального подтверждения аналитических зависимостей, опи-

сывающих местные сопротивления и схематично показанных на рисунках 3 и 4.

При проведении расчетов в Kompas Flow рассматривались вентиль и задвижка, установленные в трубопроводе с диаметром условного прохода 50 мм. Степень открытия обоих запорных элементов составляет 50 %, при этом массовый расход жидкости составлял 1,55 кг/с.

В качестве глобального параметра было задано опорное значение давления  $P_{ref} = 101000$  Па (атмосферное давление).

В качестве рабочей среды принята вода со следующими свойствами:

- плотность 1000 кг/м<sup>3</sup>;
- молярная масса 0,018 кг/моль;
- вязкость 0,001 кг/м·с;
- теплопроводность 0,6 Вт/м·К;
- удельная теплоемкость 4217 Дж/кг·К.

Поскольку в нашем примере моделируется турбулентное движение жидкости, то вместе с уравнениями движения использовалась модель турбулентности. В данном примере использовалась стандартная k-ε модель турбулентности (k-epsilon standard) [15].

На входе задавалась нормальная массовая скорость  $W$ , соответствующая расходу через вентиль:

$$W = \frac{\text{расход}}{\text{площадь}} = \frac{1,55}{0,002} = 755 \text{ кг/с} \cdot \text{м}^2.$$

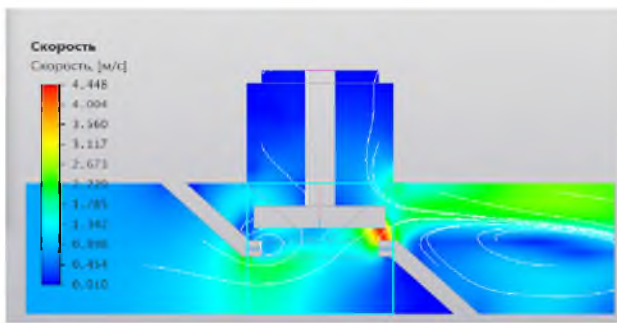
Для ускорения сходимости решения к стационарному в проекте задано начальное приближение в виде начальных условий: скорость по оси X равна 1 м/с, что соответствует расходу жидкости в сечении входа.

Для создания равномерной по всем осям расчетной сетки задавалась начальная сетка со следующим количеством ячеек по осям: X: 100; Y: 30; Z: 20.

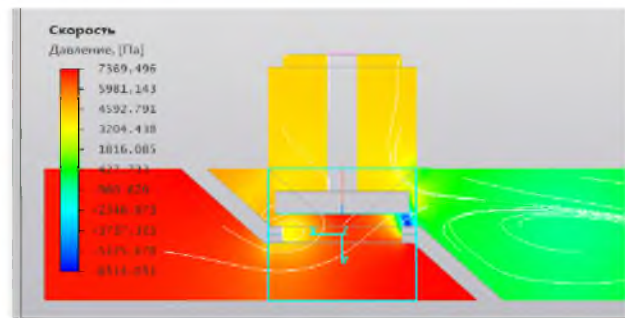
В ходе решения отображались линии тока и распределение скорости и относительного давления, построенные в плоскости симметрии вентиля и задвижки (рисунки 5, 6).

Результаты моделирования подтверждают аналитические зависимости и наглядно показывают, что при равном расходе и 50%-м открытии давление и скорость движения жидкости при прохождении задвижки за счет изменения направления потока достаточно высоки ( $P_{max} = 3095$  Па;  $V_{max} = 2,6$  м/с), но они более чем в два раза меньше давления и скорости в вентиле ( $P_{max} = 7369$  Па;  $V_{max} = 4,448$  м/с).

Очевидно, что за счет устранения или сглаживания искривления потока в трубопроводной арматуре возможно обеспечить снижение потерь энергии на транспортирование жидкости.

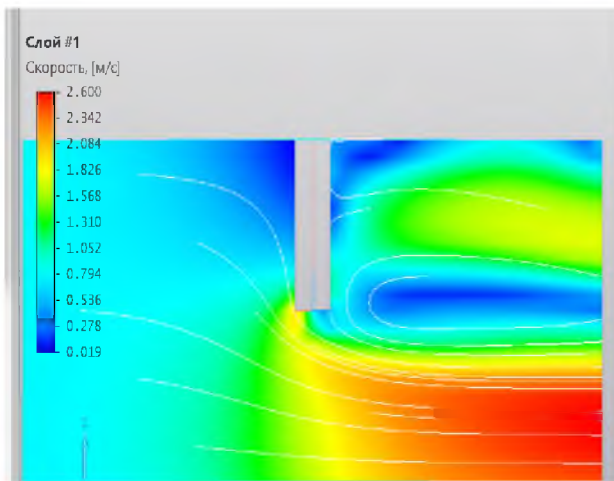


а

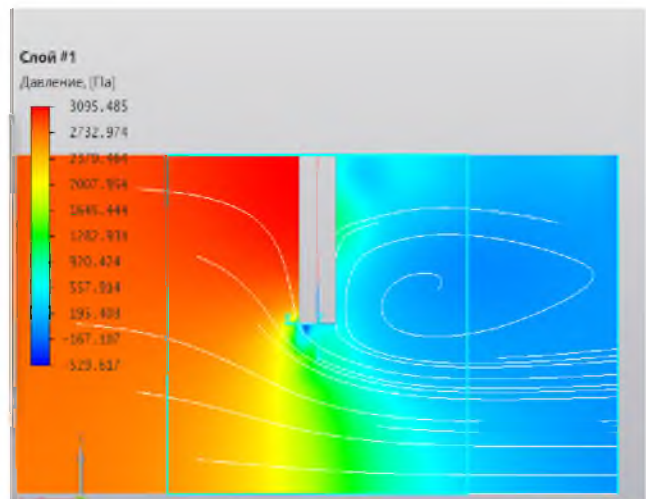


б

а – визуализационный слой скорости движения; б – визуализационный слой давления  
Рисунок 5 – Движение потока через вентиль в плоскости симметрии с раскраской



а



б

а – визуализационный слой скорости движения; б – визуализационный слой давления  
Рисунок 6 – Движение потока через задвижку

Таким образом, результаты данных расчета программного приложения Komras Flow однозначно показывают, что для снижения потерь энергии при транспортировании текучих сред необходимо проектировать запорную арматуру таким образом, чтобы свести потери на местных сопротивлениях к минимуму за счет исключения резких изменений направления движущегося потока.

**Результаты исследований и их обсуждение.** С учетом вышеизложенных положений авторами разработана конструкция запорно-регулирующего устройства – трубопроводного вентиля, способного управлять потоками большой мощности.

Трубопроводный вентиль (рисунок 7) обеспечивает минимальные потери энергии текучего (по-

дана заявка № 2024104774 от 26.02.2024 г. на получение патента на полезную модель).

В отличие от существующих вентиляей, в предложенной конструкции снижение потерь энергии потока текучего достигается за счет использования запорного элемента, имеющего обтекаемую форму с минимальным лобовым сопротивлением движению потока (коэффициент лобового сопротивления может достигать значения 0,02).

Трубопроводный вентиль содержит корпус 1 с входным 2 и выходным 3 каналами, с размещенным в нем неподвижно запорным элементом 4 и седлом 5, выполненным в подвижном тонкостенном золотнике 6, перемещаемом с помощью механизма перемещения 7.

Цилиндрическая поверхность пустотелого зо-

лотника 6 сопряжена с цилиндрической поверхностью корпуса 1 по скользящей посадке.

Такое конструктивное выполнение пустотелого золотника 6 гидростатически разгружает его и позволяет обеспечить его перемещение посредством механизма 7 с минимальным усилием. Для обеспечения указанного осевого перемещения пустотелого золотника 6 может быть использован механизм перемещения 7 с любым известным приводом, например, электрическим, механическим, пневматическим и др.

Анализ данного трубопроводного вентиля, проведенный в программе KomrasFlow, при тех же первоначальных параметрах, которые были выбраны при рассмотрении обычного вентиля и задвижки, представлен на рисунке 8.

Результаты данных расчета программного приложения Komras Flow показывают значительное снижение потерь энергии при транспортировании текучих сред ( $P_{max} = 586,7 \text{ Па}$ ;  $V_{max} = 1,147 \text{ м/с}$ ).

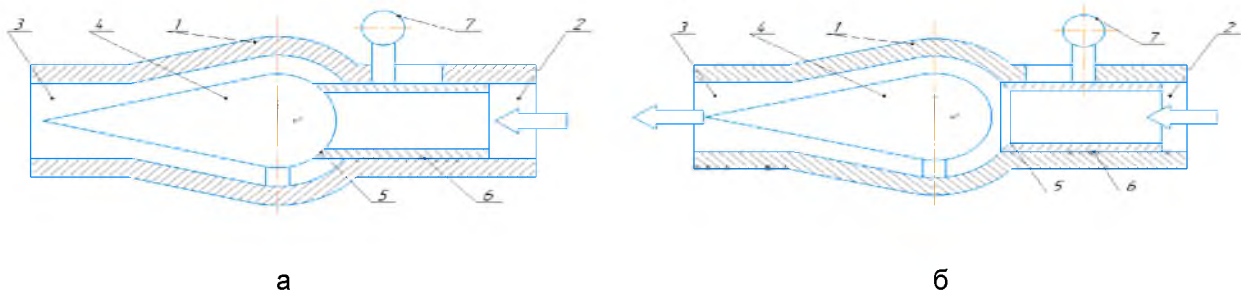
Причем, изменяя форму и размеры запорного

элемента, эти параметры можно изменять. В результате будет меняться картина движения потока (перепад давления и скорости движения потока), проходящего через вентиль.

Для подтверждения вышеуказанных положений авторами была изготовлена упрощенная конструкция трубопроводного вентиля, которая была установлена на ресивере компрессора для пластикового воздушного трубопровода  $Dy = 32 \text{ мм}$  (рисунок 9 а, б).

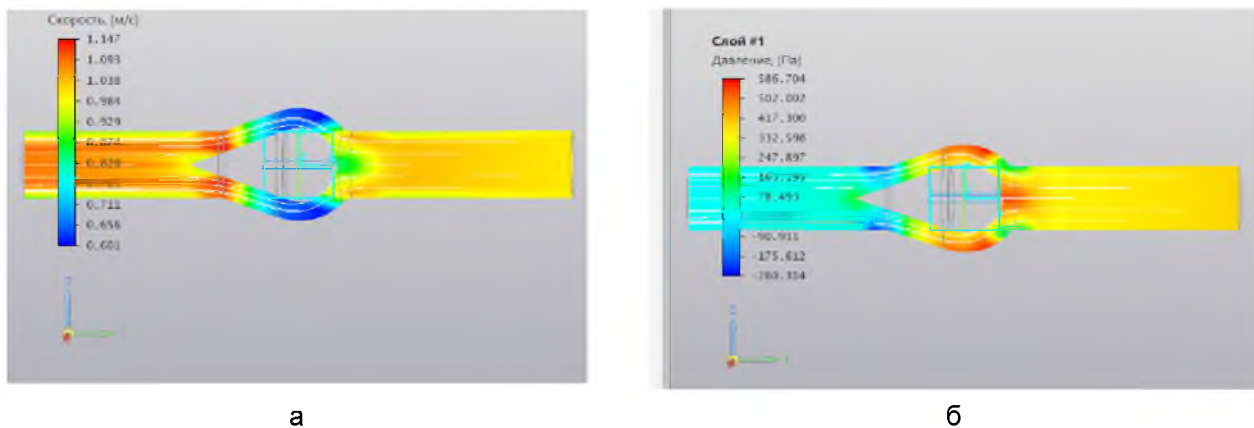
На первом этапе проверялась только принципиальная возможность создания такого устройства и его работоспособность. Поэтому в качестве запорного элемента была использована сферическая поверхность, а управление подвижным замыкающим устройством осуществлялось вручную (перемещением оранжевой кнопки).

Смещение подвижного замыкающего устройства, составляющее всего лишь 8 миллиметров, обеспечивает полное открытие/перекрытие потока.



1 – корпус; 2 – входной канал; 3 – выходной канал; 4 – неподвижный запорный элемент; 5 – седло; 6 – тонкостенный золотник; 7 – механизм перемещения золотника

Рисунок 7 – Трубопроводный вентиль: а – положение закрыто; б – положение открыто

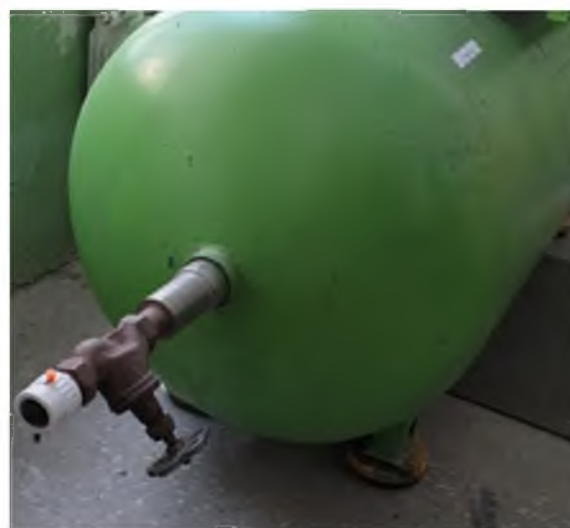


а – визуализационный слой скорости движения; б – визуализационный слой давления

Рисунок 8 – Движение потока через трубопроводный вентиль



а



б

а – общий вид; б – вентиль, установленный на ресивере компрессора  
Рисунок 9 – Вентиль трубопроводный

На последующих этапах планируется изготовление экспериментальной модели трубопроводного вентиля большого проходного сечения и проведение экспериментов по снятию напорно-расходных характеристик.

**Заключение.** Результаты проведенных теоретических исследований показали, что для снижения потерь энергии потока в трубопроводах необходимо проектировать запорную арматуру таким образом, чтобы исключить местные сопротивления совсем или же свести потери на местных сопротивлениях к минимуму за счет исключения резких изменений направления движущегося потока.

Результаты проведенных экспериментальных исследований свидетельствуют о технической возможности выполнения данных условий.

Кроме того, конструкция представленного вентиля значительно проще известных аналогов. Для изготовления вентиля не требуется высокоточного оборудования и высокой квалификации станочников.

При давлении 1 МПа вентиль показал хорошую работоспособность. Достаточно прост в управлении и надежно перекрывает поток. Для управления клапаном не требуется приложение большого усилия.

Необходимо также отметить габариты и массу вентиля, что выгодно отличает его от известных аналогов.

#### Список источников

1. Ефременко В.Н. Трубопроводная арматура для любых объектов // Стандарты и качество. 2022. № 12. С. 106-107. EDN: NKRCPG.
2. Решетько М.В. Основы гидравлики, гидрологии и гидрометрии. Томск: ТПУ, 2015. 193 с.
3. Фоминых А.В., Тельминов А.В., Ковшова Н.А.

Зависимость коэффициента потерь на трение по длине трубы в гидравлических системах АПК // Вестник Курганской ГСХА. 2018. № 3 (27). С.79-82. EDN: VTTSQK.

4. Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура: справочное пособие. М.: ЛКИ, 2008. 368 с.

5. Конструирование трубопроводной запорной арматуры с использованием законов гидростатики и гидродинамики / Д.Е. Крамсаков [и др.] // Транспортное машиностроение. 2023. № 2 (14). С. 27-36. DOI: 10.30987/2782-5957-2023-2-27-36. EDN: WJLVDK.

6. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта [и др.]. 4-е изд., стер. М.: Издательский дом Альянс, 2010. 423 с.

7. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. 5-е изд., стер. СПб: Лань, 2022. 656 с.

8. Брама (Иосиф Брама) Энциклопедический словарь Брокгауза и Ефрона: в 86 т. Т.IVA. СПб.: Семеновская Типолитография, 1891. С.572.

9. История развития запорной арматуры. Задвижка клиновья [Электронный ресурс]. URL: <https://rgk-palur.ru/zadvizhka-is> (дата обращения: 18.12.2023).

10. Запорный вентиль: пат. 196964 Рос. Федерация / О.А. Плешаков, А.А. Стеганцов. № 2019121422; заявл. 05.07.2019; опубл. 23.03.2020. Бюл. № 9. 2 с.

11. Физическая энциклопедия / Гл. ред. А.М. Прохоров. В 5 т. Т. 3: Магнитоплазменный – Пойнтинга теорема]. М.: Большая российская энциклопедия, 1992. 672 с.

12. Тверской Ю.С., Маршалов Е.Д. Особенности моделирования гидравлических систем с регулирующими органами // Теплоэнергетика. 2014. №9. С. 64. DOI: 10.1134/S0040363614090124. EDN: SJDKOZ.



13. Официальный сайт КОМПАС-3D [Электронный ресурс]. URL: <https://flowvision.ru/webhelp/kf-v20-ru/> (дата обращения: 15.12.2023).

14. Давудов И.А., Курбанов Р.А. Моделирование движения нефти в магистральном нефтепроводе // Неделя науки-2022: сборник материалов 43 итоговой научно-технической конференции преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов ДГТУ, посвященной 50-летию юбилею вуза. Махачкала: Типография ФОРМАТ, 2022. С. 193-196. EDN: HFFOZG.

15. Применение среды Kompasflow для демонстрации течения жидкости гравитационной водоворотной ГЭС / А.Д. Обозов [и др.] // Проблемы автоматизации и управления. 2022. № 2 (44). С. 32-40. EDN: IRZAFK.

### References

1. Efremenko V.N. Truboprovodnaya armatura dlya lyubikh ob'ektov [Pipeline fittings for any objects]. *Standards and quality*. 2022; (12): 106-107. EDN: NKRCPG. (In Russ).

2. Reshetko M.V. *Osnovy gidravliki, gidrologii i gidrometrii* [Fundamentals of hydraulics, hydrology and hydrometry]. Tomsk: TPU; 2015. (In Russ).

3. Fominykh A.V., Telminov A.V., Kovshova N.A. Zavisimost' koeffitsienta poter' na trenie po dline trub v gidravlicheskiykh sistemakh APK [Dependence of the friction loss coefficient along the length of the pipe in hydraulic systems of the agro-industrial complex]. *Vestnik Kurganskoy GSXA*. 2018; 3(27): 79-82. EDN: VTTSQK. (In Russ).

4. Gurevich D.F. *Truboprovodnaya armatura: spravochnoe posobie* [Pipeline fittings: reference guide]. M.: LKI; 2008. (In Russ).

5. Kramsakov D.E. et al. Konstruirovaniye truboprovodnoi zapornoj armatury s ispol'zovaniem zakonov gidrostatiki i gidrodinamiki [Design of pipeline shut-off valves using the laws of hydrostatics and hydrodynamics]. *Transport engineering*. 2023; 2(14): 27-36. DOI: 10.30987/2782-5957-2023-2-27-36. EDN: WJLVDK. (In Russ).

6. Bashta T.M. et al. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: uchebnyy dlya mashinostroytel'nykh vuzov* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives: a textbook for mechanical engineering universities]. M.: Izdatel'skii dom Al'yans; 2010. (In Russ).

7. Shterenlikht D.V. *Gidravlika* [Hydraulics]. SPb: Lan'; 2022. (In Russ).

8. Brama (Joseph Brama) *Entsiklopedicheskiy slovar' Brokgauza i Efrona* [Encyclopedic Dictionary of Brockhaus and Efron]: in 86 volumes. T.IVA. SPb.: Semenovskaya Tipolitografiya; 1891. (In Russ).

9. Istoriya razvitiya zapornoj armatury. Zadvizhka klinovaya [History of the development of shut-off valves. Wedge gate valve] [Internet]. URL: <https://rgk-palur.ru/zadvizhka-is> (accessed: 18.12.2023). (In Russ).

10. Zapornyy ventil' [Shut-off valve]. Pat. 196964 Ros. Federation / O.A. Pleshakov, A.A. Stegantsov. No. 2019121422; dec. 05 July 2019; publ. 23 March 2020. Bui. No 9. (In Russ).

11. *Fizicheskaya entsiklopediya* [Physical encyclopedia] / A.M. Prokhorov, editor. M.: Bol'shaya rossiyskaya entsiklopediya; 1992. (In Russ).

12. Tverskoy Yu.S., Marshalov E.D. Osobennosti modelirovaniya gidravlicheskiykh sistem s reguliruyushchimi organami [Features of modeling hydraulic systems with regulators]. *Teploenergetika*. 2014; (9): 64. DOI: 10.1134/S0040363614090124. EDN: SJKOZ. (In Russ).

13. Ofitsial'nyi sait KOMPAS-3D [Official website KOMPAS-3D] [Internet]. URL: <https://flowvision.ru/webhelp/kf-v20-ru/> (accessed: 15.12.2023). (In Russ).

14. Davudov I.A., Kurbanov R.A. Modelirovaniye dvizheniya nefti v magistral'nom nefteprovode [Modeling the movement of oil in a main oil pipeline]. Collection of materials of the 43rd final scientific and technical conference of teachers, staff, graduate students and students of DSTU, dedicated to the 50th anniversary of the university «Science Week 2022». Makhachkala: Tipografiya FORMAT; 2022: 193-196. EDN: HFFOZG. (In Russ).

15. Obuzov A.D. Primeneniye sredy Kompasflow dlya demonstratsii techeniya zhidkosti gravitatsionnoi vodovorotnoi GES [Application of the Kompasflow environment to demonstrate the fluid flow of a gravitational whirlpool hydroelectric power station]. *Problemy avtomatiki i upravleniya*. 2022; 2(44): 32-40. EDN: IRZAFK. (In Russ).

### Информация об авторах

Д.Е. Крамсаков – докторант PhD; AuthorID 1240663.

А.Д. Кольга – доктор технических наук, профессор; AuthorID 348434.

И.Н. Столповских – доктор технических наук, профессор; AuthorID 565560.

В.А. Александров – кандидат технических наук, доцент; AuthorID 649295.

### Information about the author

D.E. Kramsakov – PhD candidate; AuthorID 1240663.

A.D. Kolga – Doctor of Technical Sciences, Professor; AuthorID 348434.

I.N. Stolpovskikh – Doctor of Technical Sciences, Professor; AuthorID 565560.

V.A. Aleksandrov – candidate of technical sciences, associate professor; AuthorID 649295.

Статья поступила в редакцию 30.01.2024; одобрена после рецензирования 22.02.2024; принята к публикации 13.06.2024.

The article was submitted 30.01.2024; approved after reviewing 22.02.2024; accepted for publication 13.06.2024.