

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 62-361

doi: 10.30987/2782-5957-2023-2-27-36

КОНСТРУИРОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДНОЙ ЗАПОРНОЙ АРМАТУРЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЗАКОНОВ ГИДРОСТАТИКИ И ГИДРОДИНАМИКИ

Дамир Едыгеулы Крамсаков¹, Александр Михайлович Чудинов², Анатолий Дмитриевич Кольга³, Иван Никитович Столповских⁴, Виктор Алексеевич Александров⁵

^{1,4} Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан

^{2,3,5} Уральский государственный аграрный университет, Екатеринбург, Россия

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

² alexxx777alex@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6557-4860>

³ kad-55@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3194-2274>

⁴ stolpovskih_i@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-2893-5070>

⁵ alexandrov_vikt@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0001-6637-7917>

Аннотация

Цель исследований. Обоснование возможности создания запорной трубопроводной арматуры, обладающей минимальными массогабаритными параметрами и максимальной эффективностью работы.

Задача, решению которой посвящена статья. Снижение массогабаритных параметров запорной арматуры трубопроводов.

Методы исследования. Решение поставленных задач проводилось на основе базовых методов гидростатики (закон Паскаля) и гидродинамики (уравнение Бернулли).

Новизна работы. Заключается в установлении возможности замены сложных, крупногабаритных и массивных элементов систем управления трубопроводами на простые элементы, работающие на основных базовых законах гидравлики.

Результаты исследования. Проведенные исследования подтверждают возможность значительного упрощения конструкций запорной трубо-

проводной арматуры, снижения массогабаритных параметров и повышения эффективности и надежности работы трубопроводных систем.

Выводы. Учитывая особенности статического и динамического состояния текучего (жидкости, газа), пользуясь законами гидростатики и гидродинамики, целесообразно всю конструкцию запорной трубопроводной арматуры разделить на два взаимосвязанных, объединенных в одном корпусе составляющих устройства: устройство, запирающее трубопровод (останавливающее движение текучего), и устройство, открывающее трубопровод (обеспечивающее движение текучего). При этом одно из устройств работает за счет скоростного (динамического) давления текучего, а второе - за счет статического давления.

Ключевые слова: гидростатика, гидродинамика, гидравлический привод, трубопровод, арматура, система управления.

Ссылка для цитирования:

Крамсаков Д.Е. Конструирование трубопроводной запорной арматуры с использованием законов гидростатики и гидродинамики / Д. Е. Крамсаков, А. М. Чудинов, А. Д. Кольга, И. Н. Столповских, В. А. Александров // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 02. – С. 27 – 36. doi: 10.30987/2782-5957-2023-2-27-36.

Original article

Open Access Article

CONSTRUCTION OF PIPELINE STOP VALVES USING THE LAWS OF HYDROSTATICS AND HYDRODYNAMICS

Damir Edygeuly Kramsakov¹, Aleksandr Mikhailovich Chudinov², Anatoly Dmitrievich Kolda³, Ivan Nikitovich Stolpovskikh⁴, Viktor Alekseevich Aleksandrov⁵

^{1,4} Satbayev University, Almaty, Kazakhstan

^{2,3,5} Ural State Agrarian University, Yekaterinburg, Russia

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

² alexxx777alex@mail.ru ; <https://orcid.org/0000-0002-6557-4860>

³ kad-55@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3194-2274>

⁴ stolpovskih_i@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-2893-5070>

⁵ alexandrov_vikt@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0001-6637-7917>

Abstract

Study objective. Giving grounds to the possibility of making pipeline stop valves with minimal mass and size parameters and maximum operational efficiency.

The task to which the paper is devoted. Reduction of mass and size parameters of pipeline stop valves.

Research methods. The problems are solved according to the basic methods of hydrostatics (Pascal's law) and hydrodynamics (Bernoulli's principle).

The novelty of the work. It consists in finding the possibility of replacing complex, large-sized and massive elements of pipeline control systems with simple elements operating according to the basic laws of hydraulics.

Study results. The studies conducted confirm the possibility to simplify significantly the designs of

pipeline stop valves, reducing the mass and size parameters and increasing the efficiency and reliability of pipeline systems.

Conclusions. Taking into account the peculiarities of the static and dynamic state of the fluid (liquid, gas), using the laws of hydrostatics and hydrodynamics, it is advisable to divide the entire structure of the pipeline stop valves into two interconnected device components combined in one case: a device that locks the pipeline (stopping the fluid flow), and a device that opens the pipeline (ensuring the fluid flow). At the same time, one of the devices operates due to high-speed (dynamic) fluid pressure, and the second - due to static pressure.

Keywords: hydrostatics, hydrodynamics, hydraulic drive, pipeline, valves, control system.

Reference for citing:

Kramsakov DE, Chudinov AM, Kolga AD, Stolpovskikh IN, Alexandrov VA. Construction of pipeline stop valves using the laws of hydrostatics and hydrodynamics. Transport Engineering. 2023; 2:27-36. doi: 10.30987/2782-5957-2023-2-27-36.

Введение

Непроизводительные расходы текучего (воды, газа) – один из наиболее существенных видов его потерь, исследование которых имеет большое значение как для практики водо- и газоснабжения, так и для конструирования трубопроводной арматуры [1].

Трубопроводная арматура применяется в различных отраслях народного хозяйства, многие из которых имеют свои особые условия эксплуатации и предъявляют свои специфические требования к конструкции, материалам и управлению. В

народном хозяйстве широко представлена так называемая промышленная арматура, которая используется в большинстве отраслей промышленности.

Трубопроводная арматура, выпускаемая промышленностью и широко применяемая в системах газо- и водоснабжения всех отраслей народного хозяйства, не отвечает современным требованиям эффективности работы, массы, габаритам и энергосбережению, а также сохранению самого текучего в результате утечек [2].

Состояние вопроса

Трубопроводной арматурой называют устройства, предназначенные для управления движением по трубопроводам потоков текучего (жидкостей, газов) путем непосредственного на них воздействия. Трубопроводная арматура может использоваться также для управления движением части потока или его отдельной фазы — жидкой или газовой.

подавляющее количество арматуры устанавливается на трубопроводах, и лишь сравнительно небольшая часть монтируется

непосредственно на аппаратах, котлах, установках, агрегатах и пр.

Все существующие трубопроводы можно разделить на несколько групп: магистральные, технологические, энергетические, судовые, авиационные и т. д. Каждый из них имеет свои характерные особенности условий монтажа и эксплуатации. Например, арматура, установленная на магистральных трубопроводах, как правило, приводится в действие сравнительно редко. На технологических трубопроводах

она обычно эксплуатируется более интенсивно. Так, на некоторых установках цикл открытие-закрытие совершается в течение суток много раз.

По назначению арматуру можно разделить на четыре класса: запорно-регулирующую, предохранительную, контрольную и разную. Значительная часть арматуры относится к первому классу, поэтому эффективность работы именно запорно-регулирующей арматуры определяет эффективность работы всех трубопроводов.

Основными, наиболее важными и широко используемыми, параметрами тру-

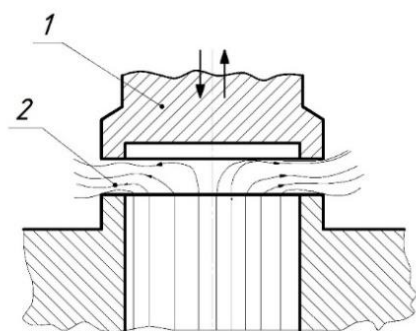


Рис. 1. Схема действия клапанного устройства: 1 – диск; 2 – поток

Fig.1. Diagram of combination valve unit operation:
1 – disk; 2 – flow

В соответствии с приведенной классификацией в технике применяется очень большое количество конструкций арматуры, подчас отличающихся друг от друга очень незначительными особенностями, все их рассматривать нецелесообразно, поэтому остановимся на рассмотрении лишь конструкций, наиболее часто применяемых на практике – вентили (клапаны) и задвижки.

В арматуростроении вентилем называют устройства, служащие для перекрытия потока в трубопроводе с помощью диска – тарелки клапана при поступательном движении шпинделя – штока вдоль оси потока, перпендикулярно плоскости седла.

Поступательное движение шпинделя обеспечивает простоту конструкции и возможность быстрого перемещения тарелки клапана, но требует значительных усилий для управления клапаном.

бопроводной арматуры являются условный диаметр прохода и рабочее давление.

По принципу основного действия (перекрытия потока) арматуру можно разделить на две категории: клапанную – рис. 1 и задвижковую – рис. 2.

В клапанной арматуре поток перекрывается путем перемещения диска вдоль оси потока, а в задвижковой поперек оси потока.

К первой категории арматуры относятся: клапаны (вентили); заслонки; обратные клапаны.

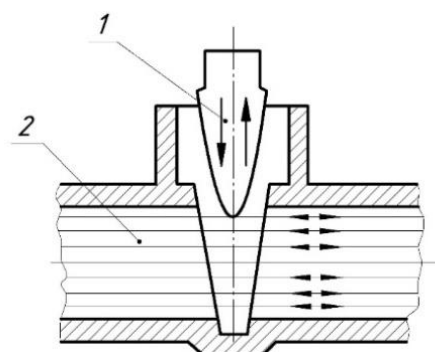


Рис. 2. Схема действия задвижки:
1 – задвижка; 2 – поток

Fig.2. Diagram of pipe valve operation:
1 – pipe valve; 2 – flow

В силу этих причин вентили получили очень широкое распространение. Но вентили в промышленности наиболее широко используются на трубопроводах малого диаметра и по мере увеличения условного диаметра трубопроводов, начиная с 50 мм, уступают место задвижкам. Так, уже при диаметрах более 250 мм вентили применяются редко.

Это объясняется тем, что тарелка вентиля воспринимает на себя и передает полностью на шпиндель усилие, создаваемое давлением жидкости на площадь тарелки. При больших диаметрах и высоких давлениях усилие на шпинделе возрастает настолько, что вентиль становится трудноуправляемым.

В отличие от вентиля, задвижки имеют большее распространение и применяются обычно для трубопроводов диаметром 50...2000 мм.

В отличие от вентиля, у которых шпindelь полностью воспринимает всю осевую нагрузку со стороны жидкости, в задвижках шпindelь воспринимает только незначительную часть изгибающей нагрузки, уменьшающейся по мере открытия проходного сечения. Но все равно, ввиду большого диаметра проходного сечения, усилия управления задвижкой весьма значительны. Например, в методике расчета задвижек, представленной в стандарте ЦБКА приведен пример силового расчета клиновой задвижки с проходным сечением $D_{\text{ср}} = 700\text{мм}$ и перепадом давления на задвижке $\Delta P = 2,5\text{ МПа}$ [3].

Результаты расчета:

усилие, действующее со стороны среды на запорный элемент, $Q_{\text{ср}} = 1089236,56\text{Н}$;

осевое усилие, действующее на шпindelь, $Q_{\text{шп}} = 56903,86\text{ Н}$;

необходимый крутящий момент на приводе, $M_{\text{кр}} = 4086635,92\text{ Н}\cdot\text{мм}$.

Если не углубляться в сложные расчеты и считать, что поскольку диаметры трубопроводов одинаковые, то и площади запорных элементов, и соответственно, усилия, действующие со стороны среды на запорные элементы в задвижке и в венти-ле, будут одинаковы. Однако, осевое усилие, действующее на шпindelь задвижки, хоть оно и достаточно велико, но почти в 20 раз меньше усилия, действующего на шпindelь вентиля, который воспринимает всю нагрузку.

В задвижках используется либо ручной привод, либо электрический. Для уменьшения крутящего момента на маховике ручного управления используют редуктор с червячной либо конической передачей.

Однако, положительным качеством вентиля, по сравнению с задвижкой, является сравнительно небольшой ход тарелки, необходимый для полного открытия вентиля. Для этой цели тарелку вентиля достаточно поднять всего лишь на $\frac{1}{4}$ диаметра отверстия в седле, тогда как для полного открытия задвижки необходимо задвижку поднять на величину, равную диаметру отверстия, т.е. в 4 раза большую.

Поэтому вентиль имеет значительно меньшую габаритную высоту, чем задвижка такого же диаметра прохода. Иногда, в тех случаях, когда затвор как правило должен быть закрыт, а открывание производится редко, в целях экономии места установки используются вентили.

Как видим, общим недостатком существующей запорной арматуры (задвижек и вентиля) является значительное увеличение усилия, необходимого для управления запорным элементом при увеличении проходных сечений и давлений текучего, приводящее в свою очередь к увеличению габаритов и массы.

Кроме того, для полного открытия или закрытия задвижки или вентиля требуется значительное время, особенно это касается задвижек, время закрытия которых в четыре раза больше, чем у вентиля.

Эти недостатки существенно снижают эффективность работы запорной арматуры и увеличивают затраты на эксплуатацию всей трубопроводной системы [4].

По мнению авторов, данные недостатки связаны с тем, что при проектировании конструкции запорной арматуры не учитывается тот факт, что запорная арматура работает в двух разных режимах:

– режим закрытия проходного сечения, когда текучее (жидкость, газ) находится в движении и подчиняется законам гидродинамики;

– режим открытия проходного сечения, когда текучее неподвижно и подчиняется законам гидростатики.

Учет, при проектировании запорной арматуры, этих режимов работы и законов гидростатики (закон Паскаля) и гидродинамики (уравнение Бернулли) позволит устранить указанные недостатки и повысить эффективность работы запорной арматуры и всей трубопроводной системы.

Очевидно, что для повышения эффективности работы трубопроводных систем и снижения непроизводительных расходов текучего необходима разработка новых конструкций запорной арматуры, отвечающей современным требованиям и работающей на отличных, от существующих, принципах.

Анализ последних исследований и публикаций

Для снижения необходимого усилия открывания вентили большого проходного сечения снабжаются внутренними и внешними обводами, которые по возможности выравнивают давление по обе стороны тарелки [5]. Внутренний обвод создается с помощью вспомогательного клапана, устанавливаемого на тарелке вентиля. Поскольку в больших вентилях текучая среда подается «на клапан», и перепад давлений прижимает тарелку к седлу. При подъеме шпинделя сначала открывается вспомогательный клапан, а тарелка остается прижатой к седлу. После того, как давление за вентилем выравнивается с давлением перед вентилем до нужной величины, производят подъем тарелки и открывают основной проход. Наружный обвод создается дополнительным вентилем, соединяющим обе полости главного вентиля. Выравнивание давления осуществляется открытием вспомогательного вентиля.

Однако, такие решения, при значительном усложнении конструкции и, соот-

ветственно, снижении надежности работы, не позволяют повысить эффективность работы вентиля в достаточной степени.

Кроме того, недостатком существующих конструкций вентилях является то, что из-за неточностей изготовления невозможно обеспечить точную соосность всех элементов и герметичность перекрытия потока. При высоких температурах и давлениях происходят дополнительные температурные и упругие деформации, что усложняет процесс герметизации.

Все эти недостатки приводят к образованию непроизводительных расходов текучего. Например, для воды, эти потери составляют в среднем 26,9 % от общего количества потерь воды.

Причем, согласно исследованиям, проведенным учеными, выяснилось, что повышение давления в сети приводит к еще более существенному увеличению расхода текучего, даже при незначительном повороте рукояти вентиля [6].

Методы

Если рассматривать процесс движения текучего в трубопроводе с точки зрения гидродинамики, то в соответствии с

уравнением Бернулли для идеальной жидкости полное гидродинамическое давление описывается следующей зависимостью:

$$P_{\text{полн}} = p + \rho gZ + \rho V^2/2 = p_{\text{ст}} + p_{\text{геом}} + p_{\text{ск}} = \text{const.}$$

где p – давление в выбранном сечении; ρ – плотность жидкости; V – скорость жидкости в выбранном сечении; Z – геометрическая высота; g – ускорение свободного падения.

Пренебрегая геометрическим давлением ввиду его незначительности, для трубопроводных систем, получаем:

$$P_{\text{полн}} = p_{\text{ст}} + p_{\text{ск}} = \text{const.}$$

Полное гидродинамическое давление движущейся идеальной жидкости складывается из гидростатического и скоростного давлений и остается величиной постоянной в любой точке потока

В качестве запорной арматуры будем рассматривать вентиль. Поскольку мы рассматриваем запорную арматуру, которая имеет два положения: закрытое и открытое, рассмотрим силы, действующие на

запорный элемент арматуры. Кроме того, еще более упростим задачу. Будем считать, что запорная арматура установлена в конце трубопровода, т.е. система работает на слив.

В закрытом состоянии запорный элемент арматуры перекрывает движение потока, и, следовательно, на него будет действовать только гидростатическое давление. Скоростное давление, поскольку скорость потока равна нулю, обращается в ноль.

Следовательно, для открытия движения потока жидкости необходимо преодолеть силу гидростатического давления, действующую на запорный элемент. Эта сила равна произведению давления на площадь запорного элемента.

При полном открытии трубопровода, поскольку система работает на слив (происходит свободное истечение жидкости), гидростатическое давление обращается в ноль и на запорный элемент будет действовать только сила скоростного давления.

Для закрытия потока жидкости необходимо преодолеть силу гидродинамического давления, действующую на запорный элемент.

Эта сила также будет равна произведению давления на площадь запорного элемента.

По величине, для принятых нами условий, эти силы равны, но характер взаимодействия текучего с запорным элементом – разный.

Очевидно, что при закрытом вентиле, когда движение текучего отсутствует и имеется только гидростатическое давление, для открытия вентиля необходимо использовать законы гидростатики, а при открытом вентиле, когда при движении текучего гидростатическое давление стремится к минимуму, а гидродинамическое достигает максимальных значений, для закрытия вентиля необходимо использовать законы гидродинамики.

Обобщая вышесказанное, можно утверждать, что наибольшей эффективностью будет обладать вентиль, конструкция которого обеспечивает его открытие на основе законов гидростатики, а закрытие - на основе законов гидродинамики.

Существующие конструкции запорной арматуры этот момент не учитывают.

Вместе с тем, особенности взаимодействия неподвижного и движущегося потока текучего используются в других разделах техники.

Например, законы гидростатики широко и успешно используются в объемном гидроприводе, а законы аэродинамики - в авиации.

В качестве примера использования основного закона гидростатики (закон Паскаля) можно привести работу предохранительного клапана с гидравлическим управлением рис. 3 [7, 8].

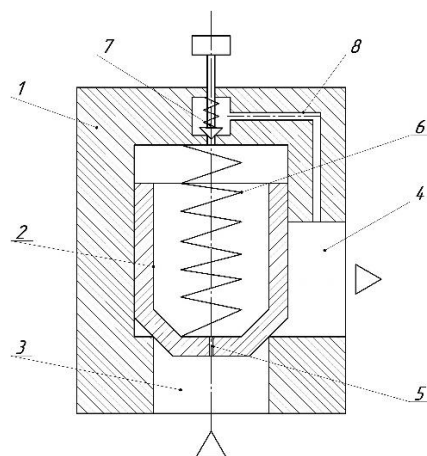


Рис. 3. Схема работы предохранительного клапана непрямого управления
Fig. 3. Diagram of indirect acting relief valve operation

Предохранительный клапан непрямого управления состоит из корпуса 1, в котором перемещается золотник 2, соединяющий и разъединяющий между собой входной 3 и выходной 4 каналы. В золотнике 2 выполнено дросселирующее отверстие 5, а сам золотник под действием пружины 6 перекрывает входной канал 3. Подпружиненный управляемый клапан 7 перекрывает канал 8, соединяющий пространство над золотником 2 с выходным каналом 4.

Предохранительный клапан непрямого управления работает следующим образом. В исходном положении, когда канал 8 перекрыт клапаном 7, давление жидкости, действующее на нижнюю и верхнюю поверхности золотника, за счет наличия дросселирующего отверстия 5 одинаковое, и золотник находится в гидравлически уравновешенном состоянии и под действием усилия пружины 6 перекрывает входной канал 3. При открытии канала 8 клапаном 7 на золотнике создается разность давлений, за счет чего золотник поднимается и соединяет между собой входной 2 и выходной 3 каналы. После перекрытия канала 8 клапаном 7 давление жидкости, действующее на нижнюю и верхнюю поверхность золотника, снова выравнивается, золотник гидравлически уравновешивается и под действием пружины 6 перекрывает входной канал 3.

За счет того, что канал 8 имеет малое проходное сечение, для управления клапа-

ном 7 требуется небольшое усилие. Поэтому он имеет малые размеры независимо от мощности потока в каналах 3 и 4.

Однако, при больших расходах текущего, как показывают выполненные авторами экспериментальные исследования, клапан представленной конструкции работать не в состоянии. При кратковременном открытии канала 8 клапаном 7 золотник 2 поднимается, соединяя входной и выходной каналы, но при последующем закрытии клапана 7 в исходное положение золотник 2 уже вернуться не в состоянии, поскольку на нижнюю поверхность золотника действует гидродинамическое (скоростное) давление, которое не подчиняется закону Паскаля. Для обеспечения работо-

способности клапана, в этом случае, требуется усложнение конструкции за счет введения дополнительных обводных каналов, что в свою очередь ведет к увеличению массогабаритных параметров клапана.

В гидродинамике рассматривается обтекание пластины потоком (рис. 4) [9, 10]. При симметричном обтекании (угол атаки равен нулю), (рис. 4 а), силы, действующие на верхнюю и нижнюю поверхности пластины равны. Пластина находится в состоянии равновесия. Но это равновесие неустойчивое. При незначительных колебаниях потока или изменении угла атаки (рис. 4 б) возникает результирующая сила R , стремящаяся повернуть пластину.

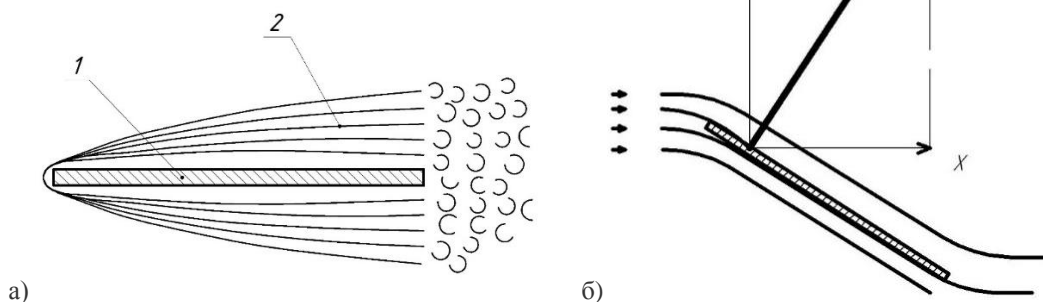


Рис. 4. Схема обтекания потоком плоской пластины: 1 – пластина; 2 – поток
Fig.4. Diagram of flat plate flow: 1 – plate; 2 – flow

На возникновении разности давлений на противоположных поверхностях пластины основана работа поворотного обратного клапана [4].

Очевидно, что использование законов гидростатики и гидродинамики при незначительных воздействиях внешних сил позволит эффективно управлять потоками большой мощности.

Обсуждение/заключение

Конструкция такого вентиля может быть разделена на два различных по принципу действия, но взаимосвязанных между собой элемента, каждый из которых выполняет только свою единственную функцию. Работа первого элемента основана на законах гидродинамики и выполняет функцию перекрытия потока, а работа вто-

Одним из путей решения проблемы повышения эффективности работы запорной арматуры трубопроводов может стать конструкция вентиля с гидравлическим управлением, работа которого учитывает как законы гидростатики, так и законы гидродинамики.

рого элемента основана на законах гидростатики и выполняет функцию открытия потока.

За прототип конструкции элемента вентиля, работающего в условиях статического давления и выполняющего только функцию открытия потока, может быть принят известный гидравлический предо-

хранительный клапан непрямого управления (рис. 3), в котором открытие клапана управления осуществляется при действии внешней силы.

Элемент, основной и единственной функцией которого является функция закрытия потока, работает на законах гидродинамики.

Принцип его работы представлен на рис 5 а, б, в.

В корпусе 1 расположен управляющий подпружиненный элемент 2 воздействия на пластинчатый затвор 3, который удерживается в исходном положении пружиной 4.

В исходном положении пластинчатый затвор 3 под действием пружины 4 располагается вдоль потока, не оказывая сопротивления движению течения («угол атаки» равен 0). Для перекрытия потока к управляющему элементу 2 прикладывается кратковременная нагрузка, изменяющая

«угол атаки» пластины затвора 3. В результате появления «угла атаки» на пластине затвора возникает перепад давлений и, соответственно, сила, поворачивающая пластину затвора и перекрывающая поток.

Совместная работа рассмотренных элементов в составе одного вентиля для открытия и закрытия движения потока течения может быть представлена следующим образом.

Элементы связаны между собой с помощью каналов в общем корпусе или с помощью трубопроводов. В исходном положении элемент, функцией которого является открытие потока, закрыт, а элемент, функцией которого является перекрытие потока – открыт. Открытие потока осуществляется при помощи кратковременного механического воздействия на клапан управления для соединения пространства над золотником со сливной магистралью.

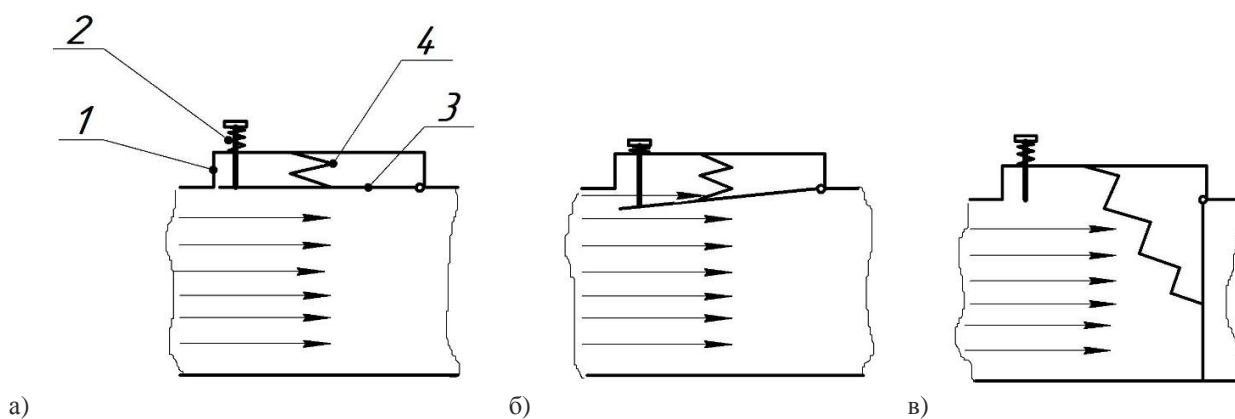


Рис. 5. Схема работы элемента закрытия потока: а – исходное положение (поток открыт); б – промежуточное положение (момент перекрытия потока); в – рабочее положение (поток перекрыт)

Fig. 5. Diagram of the device operation for stopping the flow: a – initial position (flow is open); b – intermediate position (flow stopping moment); c – working position (flow is stopped)

Создание запорной арматуры, конструкция которой учитывает свойства неподвижной и движущейся текучей среды позволит значительно сократить ее габариты и массу за счет снижения усилия управления. Кроме того, разделение конструкции запорной арматуры на функционально независимые закрывающие и от-

крывающие элементы, позволяет разнести эти элементы в пространстве и позволяет одному запорному элементу работать совместно с несколькими независимыми друг от друга открывающими элементами, что упрощает и повышает надежность всей трубопроводной системы.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Жарницкая Н.Ф. Современное состояние и оценка эффективности использования водных ресурсов в сельском хозяйстве//Известия выс-

ших учебных заведений. Серия: Экономика, финансы и управление производством.- 2012.- № 3 (13).- С. 92-100.

2. Кольцов В.П., Попова Е.С., Герасимова Е.О. Трубопроводная арматура нового поколения// Вестник ИрГТУ.- 2011. -№ 9.- С. 27–35
3. Арматура трубопроводная. Задвижки. Методика силового расчета. Стандарт ЦКБА 002–2003. Технический комитет по стандартизации «Трубопроводная арматура и сильфоны» (ТК 259). - СПб.: Изд-во НПФ «ЦКБА», 2017.- 69 с.
4. Свинцов А. П., Мукарзель С. А., Рысьев Д. А. Расходные характеристики водоразборной арматуры//Сантехника. Водоснабжение и инженерные системы. - 2005. -№6.- С. 62-68.
5. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. - Л.: Машиностроение, 1969. – 886 с.
6. Зайцева С.Г. Внедрение современной трубопроводной арматуры как метод снижения потерь

воды и повышения энергоэффективности // Водоснабжение и санитарная техника. - 2012.- № 3.- С. 61–65.

7. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. -М.: Машиностроение, 1995.- 488с
8. Исследование работы и характеристик элементов гидропривода металлургических машин: учеб. пособие/В.В. Точилкин и др. - Магнитогорск: Изд-во МГТУ им. Г.И. Носова, 2014.- 207с.
9. Ландау Л.Д. Теоретическая физика: в 10 т. Т.2. Гидродинамика/Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц – 5-е изд., - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 736 с.
10. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – 7-е изд. - М.: Дрофа, 2003.- 840с.

REFERENCES

1. Zharnitskaya NF. Current status and performance evaluation use of water resources in agriculture. News of Higher Educational Institutions. Economics, Finance and Production Management. 2012;3 (13):92-100.
2. Koltsov VP, Popova ES, Gerasimova EO. Pipeline fittings of a new generation. Proceedings of Irkutsk State Technical University. 2011;9:27-35.
3. Pipeline fittings. Pipe valves. The method of power calculation. Standard ЦКБА 002-2003. Technical Committee for Standardization: Pipeline fittings and bellows (TC 259). St. Petersburg: Publishing House TSKBA; 2017.
4. Svintsov AP, Mukarzel SA, Rysyev DA. Consumable characteristics of water-collecting fittings. SANTECHNIKA Magazine (Water Supply, Pipes, Fittings). 2005;6:62-68.

5. Gurevich DF. Calculation and design of pipeline fittings. Leningrad: Mashinostroenie; 1969.
6. Zaitseva SG. The use of advanced pipe accessories as a method of reducing water losses and improving energy efficiency. Water Supply and Sanitary Technique. 2012;3:61-65.
7. Sveshnikov VK. Machine hydraulic drives: handbook. Moscow: Mashinostroenie; 1995.
8. Tochilkin VV. Study of operation and characteristics of hydraulic drive elements of metallurgical machines: textbook. Magnitogorsk: Publishing House of the Moscow State Technical University named after G.I. Nosov; 2014.
9. Landau LD, Lifshits EM. Theoretical physics: hydrodynamics. 5th ed. Moscow: FIZMATLIT; 2006.
10. Loitsyansky LG. Mechanics of fluid and gas. 7th ed. Moscow: Drofa; 2003.

Информация об авторах:

Крамсаков Дамир Едыгеулы, докторант PhD кафедры «Технологические машины и транспорт», тел. 87018619210.

Чудинов Александр Михайлович, аспирант кафедры «Технология металлов и ремонт машин», тел. +79043860434, Author-ID-РИНЦ 667992.

Кольга Анатолий Дмитриевич, доктор техн. наук, профессор кафедры «Технология металлов и ремонт машин», тел. +79080809869, Scopus-Author ID 7801323557, Research- ID-Web of Science AAG-5462-2019, Author-ID-РИНЦ 348434.

Kramsakov Damir Edygeuly - PhD Student of the Department of Technological Machines and Transport; phone: 87018619210.

Chudinov Aleksandr Mikhailovich - Postgraduate Student of the Department of Metal Technologies and Machine Repair; phone: +79043860434, Author-ID-RSCI 667992.

Столповских Иван Никитович, доктор техн. наук, профессор кафедры «Технологические машины и транспорт», тел. 87772777522, Scopus-Author ID 55633677000, Research- ID-Web of Science AAG-8497-2020, Author-ID-РИНЦ 565560.

Александров Виктор Алексеевич, кандидат техн. наук., доцент кафедры «Технология металлов и ремонт машин», тел. +79028725284, Scopus-Author ID 57192382011, Research- ID-Web of Science ABE-3362-2021, Author-ID-РИНЦ 649295.

Kolga Anatoly Dmitrievich - Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Metal Technologies and Machine Repair; phone: +79080809869, Scopus-Author ID 7801323557, Research- ID-Web of Science AAG-5462-2019, Author-ID- RSCI 348434.

Stolpovskikh Ivan Nikitovich - Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Technological Machines and Transport; phone: 87772777522, Scopus-Author ID 55633677000, Research- ID-Web of Science AAG-8497-2020, Author-ID- RSCI 565560.

Aleksandrov Viktor Alekseevich - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Metal Technologies and Machine Repair; phone: +79028725284, Scopus-Author ID 57192382011, Research- ID-Web of Science ABE-3362-2021, Author-ID- RSCI 649295.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 05.10.2022; одобрена после рецензирования 17.01.2023; принята к публикации 26.01.2023. Рецензент – Шалыгин М.Г., доктор технических наук, профессор Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 05.10.2022; approved after review on 17.01.2023; accepted for publication on 26.01.2023. The reviewer is Shaligin M.G., Doctor of Technical Sciences, Professor at the Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.