



Выбор геометрической формы проточной части дистанционно-управляемого клапана в целях минимизации его акустической излучаемой мощности турбулентного шума и гидравлического сопротивления

С. А. Пономарев	лаборант-исследователь; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: ponomarev.sa@ssau.ru
А. Н. Крючков	доктор технических наук, профессор, профессор кафедры АСЭУ; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: kryuchkov.an@ssau.ru
Л. В. Родионов	кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры АСЭУ; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: rodionov.lv@ssau.ru
Д. М. Стадник	кандидат технических наук, доцент кафедры АСЭУ; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: stadnik.dm@ssau.ru
М. А. Ермилов	кандидат технических наук, доцент кафедры АСЭУ; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: ermilov.ma@ssau.ru
С. А. Пономарева	лаборант-исследователь; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, Самара; vinogradova.sa@ssau.ru

В статье с помощью численного моделирования изучается излучение акустической мощности изотропного турбулентного потока перегретого пара в проточной части запорного углового клапана. Исследование проводится в целях выбора геометрических размеров проточной части углового клапана, при которых для заданной скорости среды в подводящем патрубке будет обеспечиваться условие минимизации мощности акустического излучения в присоединённые трубопроводные магистрали. На определённые параметры проточной части клапана наложены конструктивные ограничения, определяемые как существующей базой комплектующих (сильфоны с ограничением по максимальным допустимым давлению и сжатию), так и требованием по минимальным габаритам клапана (и в частности привода, размеры которого определяются диаметром седла). В рамках исследования за счёт детального численного гидродинамического и акустического моделирования рассмотрена и оценена эффективность различных мероприятий по изменению базовой конструкции клапана, направленных на снижение акустической мощности потока в клапане, как отдельно друг от друга, так и в совокупности. Авторами установлено, что наиболее эффективными из них оказались: изменение высоты подъёма золотника, изменение радиальных размеров кольцевой полости клапана между золотником и втулкой, причём расчётная эффективность мероприятий достигает 11 дБ. Полученные результаты рекомендуются к использованию при доводке запорных клапанов пневмогидравлических систем для снижения генерируемого ими шума.

Ключевые слова: трубопроводная арматура; клапан запорный; гидродинамические и акустические характеристики; проводимая среда; акустическая мощность; турбулентные пульсации потока; проточная часть запорных клапанов

Цитирование: Пономарев, С. А. Выбор геометрической формы проточной части дистанционно-управляемого клапана в целях минимизации его акустической излучаемой мощности турбулентного шума и гидравлического сопротивления / С. А. Пономарев, А. Н. Крючков, Л. В. Родионов, Д. М. Стадник, М. А. Ермилов, С. А. Пономарева // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 73-86. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-73-86

Введение

При работе трубопроводных систем с увеличением скорости потока среды в трубопроводах возникают интенсивные пульсации давления рабочей среды, распространяющиеся по системе в виде упругих акустических волн или гидродинамического шума (ГДШ), и возбуждающие механические вибрации трубопроводов и установленной в системах арматуры, а также присоединённых механических конструкций.

Существенный вклад в шум трубопроводных систем вносят насосные и компрессорные агрегаты, а также арматура. Виброакустическая характеристика (ВАХ) и ГДШ трубопроводной арматуры формируются при взаимодействии потока рабочей среды с обтекаемыми внутренними поверхностями арматуры (в частности, поверхностями золотников и поверхностями проточной части в золотниковой зоне). Наиболее простым способом снижения уровней ВАХ и ГДШ трубопроводных систем является лимитирование скоростей потоков среды в трубопроводах, что для ряда случаев не может быть реализовано ввиду ограничений на пространство, занимаемое трубопроводной системой. Такие требования особенно актуальны для трубопроводных систем мобильных энергетических установок. Увеличение мощности такой установки в заданных габаритах может достигаться только за счёт значительного увеличения скоростей потоков среды в трубопроводах, что в совокупности с требованиями минимизации ВАХ всей установки в целом ведёт к необходимости выполнения работ по оптимизации геометрии проточной части используемой арматуры.

Настоящая работа посвящена вопросам оптимизации проточной части углового запорного клапана с целью улучшения виброакустических характеристик. Для снижения вибрации запорного клапана при его работе в стационарном режиме при полностью открытом затворе необходимо снизить акустическую мощность, генерируемую потоком рабочей среды при обтекании золотника и проточной части клапана, при наличии следующих ограничений, накладываемых на клапан, исходя из требований, предъявляемых к системе, в которой он установлен:

1. Увеличение массы корпуса клапана за счёт увеличения толщины стенок, а также введения дополнительных рёбер жёсткости не допускается.
2. Увеличение диаметра проходного сечения клапана в зоне золотника (диаметра седла) не допускается ввиду необходимости увеличения требуемой мощности привода, необходимой для управления клапаном и прижатия золотника к седлу с усилием, обеспечивающим заданную герметичность.
3. Возможность увеличения хода золотника (значения линейного перемещения из одного крайнего положения в другое) ограничена допустимым сжатием сильфона, используемого в конструкции клапана.

4. Вносимые в конструкцию проточной части изменения не должны приводить к значительному увеличению коэффициента сопротивления клапана, что приведёт к снижению эффективности использования данного клапана.

5. Направление подачи проводимой среды в клапане – одностороннее, на золотник.

«Базовая» геометрия проточной части рассматриваемого клапана, которая послужила основой для последующей оптимизации, приведена на рисунке 1.

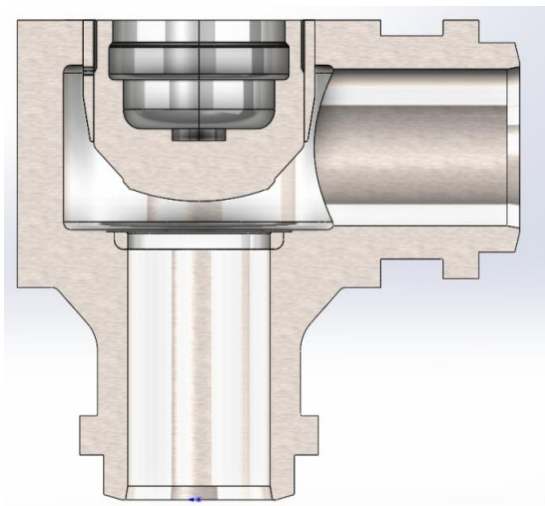


Рисунок 1 – «Базовая» геометрия проточной части клапана

При заданном расходе среды через клапан течение через него происходит при достаточно больших значениях числа Рейнольдса, что свидетельствует о развитом турбулентном режиме и квадратичном законе потерь давления. При этом, исходя из заданного перемещения золотника, в открытом положении клапана отсутствует перекрытие («заужение») площади живого сечения потока, что свидетельствует об относительно невысоких значениях числа Маха потока в кольцевой щели клапана под затвором.

Таким образом, рассматриваемый клапан в открытом положении затвора в простейшем случае представляет собой последовательное соединение элементов, каждый из которых можно рассматривать как местные сопротивления:

- расширение на входе в кольцевую камеру;
- поворот потока на 90 градусов;
- сужение потока с проходом через сечение под золотником.

Рассмотрение типовых мероприятий на основе известных решений

Опираясь на положительные результаты, полученные при оптимизации проточной части отдельных конструкций клапанов, в ходе проведения исследования были рассмотрены следующие варианты направлений оптимизации проточной части клапана:

1. Установка перфорированного делителя потока во входном патрубке в целях реализации метода ступенчатого дросселирования и деления потока, а также дробления вихрей.
2. Формирование «носика» на торцевой части золотника.
3. Формирование диффузора в околзолотниковой зоне в направлении подачи среды в полость над золотником со стороны входного патрубка.

Первый из рассматриваемых вариантов оптимизации проточной части направлен на создание некоторого подпора проводимой среды в выходном канале с целью реализации метода ступенчатого дросселирования, а также для дробления вихрей

Два других рассматриваемых мероприятия направлены на снижение скорости проводимой среды в проточной части клапана и сокращение интенсивности образования крупных вихревых структур.

Разработанные на предварительном этапе мероприятия представлены на рисунке 2.

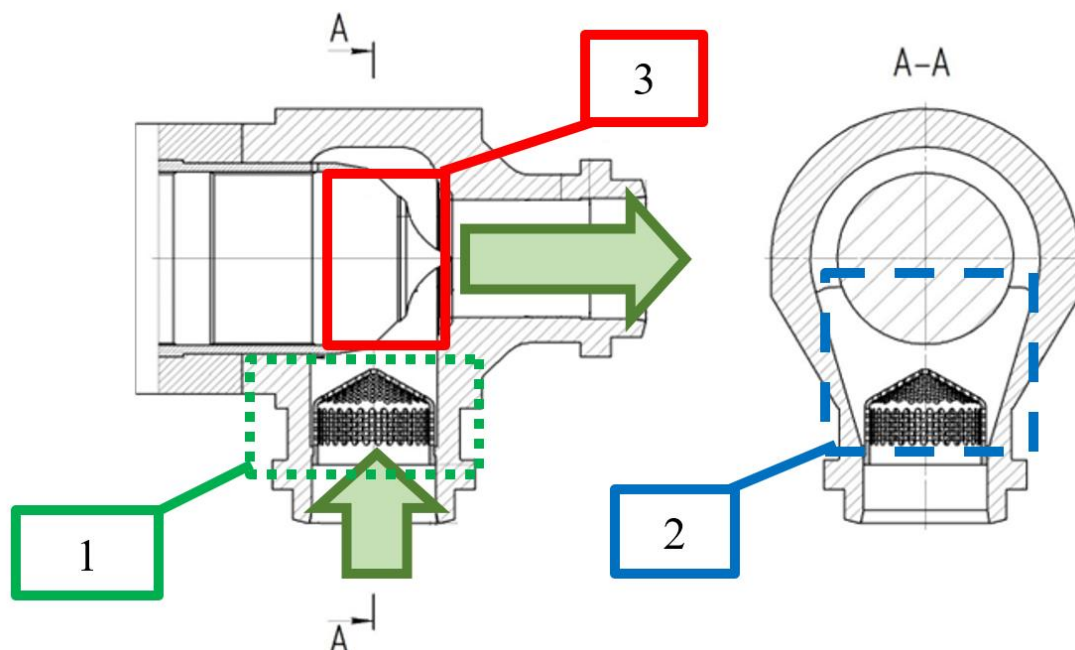


Рисунок 2 – Схема мероприятий по доработке геометрии проточной части клапанов

- 1 – перфорированный делитель потока на входе клапана;
- 2 – формирования диффузора на входе в клапан при подаче на золотник;
- 3 – формирование торцевой части (носика) золотника

Для численной оценки эффективности предложенных мероприятий авторами была создана расчётная модель проточной части клапана.

Оценка акустической эффективности предлагаемых мероприятий по коррекции проточных частей клапанов выполнялась на основе сравнительного анализа акустической мощности как критерия оптимизации конструкции с точки зрения виброшумовых характеристик.

При анализе результатов были использованы следующие критерии:

1. Максимальная скорость в узком кольцевом сечении клапана (м/с), согласно которой оценивается шум клапана по международному стандарту IEC 60534-8-3. Noise considerations [2].

2. Максимальная акустическая мощность в узком кольцевом сечении (дБ).

3. Интегральная акустическая мощность клапана, которая рассчитывается путём суммирования произведения объёмного значения акустической мощности в ячейке и её объема:

$$\int \alpha_p dV = \sum_{i=1}^n \alpha_{p_i} |V_i|, \quad (1)$$

где α_{p_i} – объёмное значение акустической мощности в i -той ячейке, Вт; V_i – объём i -той ячейке, м³.

Алгоритм определения акустической мощности основан на численном стационарном моделировании течения в проточной части клапана и расчёте акустической мощности для каждой точки потока исходя из допущения реализации в ней изотропной турбулентности. Акустическая мощность в точке при этом определяется по формуле Праудмена [7]. Выбор

такого критерия обусловлен гораздо меньшими вычислительными ресурсами и временем, используемыми для стационарного расчёта, и ограничен случаем изотропной турбулентности, что ограничивает низкочастотную область частотного диапазона, содержащего крупные вихри. Однако, по мнению авторов, это допустимо по причине выполнения именно сравнительного анализа разных конструкций.

На основе полученных результатов расчёта рассматриваемых конструкций, выполненных для рабочих тел «вода» и «пар», авторами было установлено, что при разных рабочих телах отклонение результатов, полученных для «базовой» конструкции клапана, составило не более 2%, а для «модифицированных» конструкций – до 12%. Полученные значения коэффициента сопротивления для рассматриваемых конструкций по пару и по воде имеют приблизительно равные значения, что позволяет сделать вывод об адекватности созданной модели.

Картини распределения скорости потока и акустической мощности «базовой» конструкции проточной части представлены на рисунке 3.

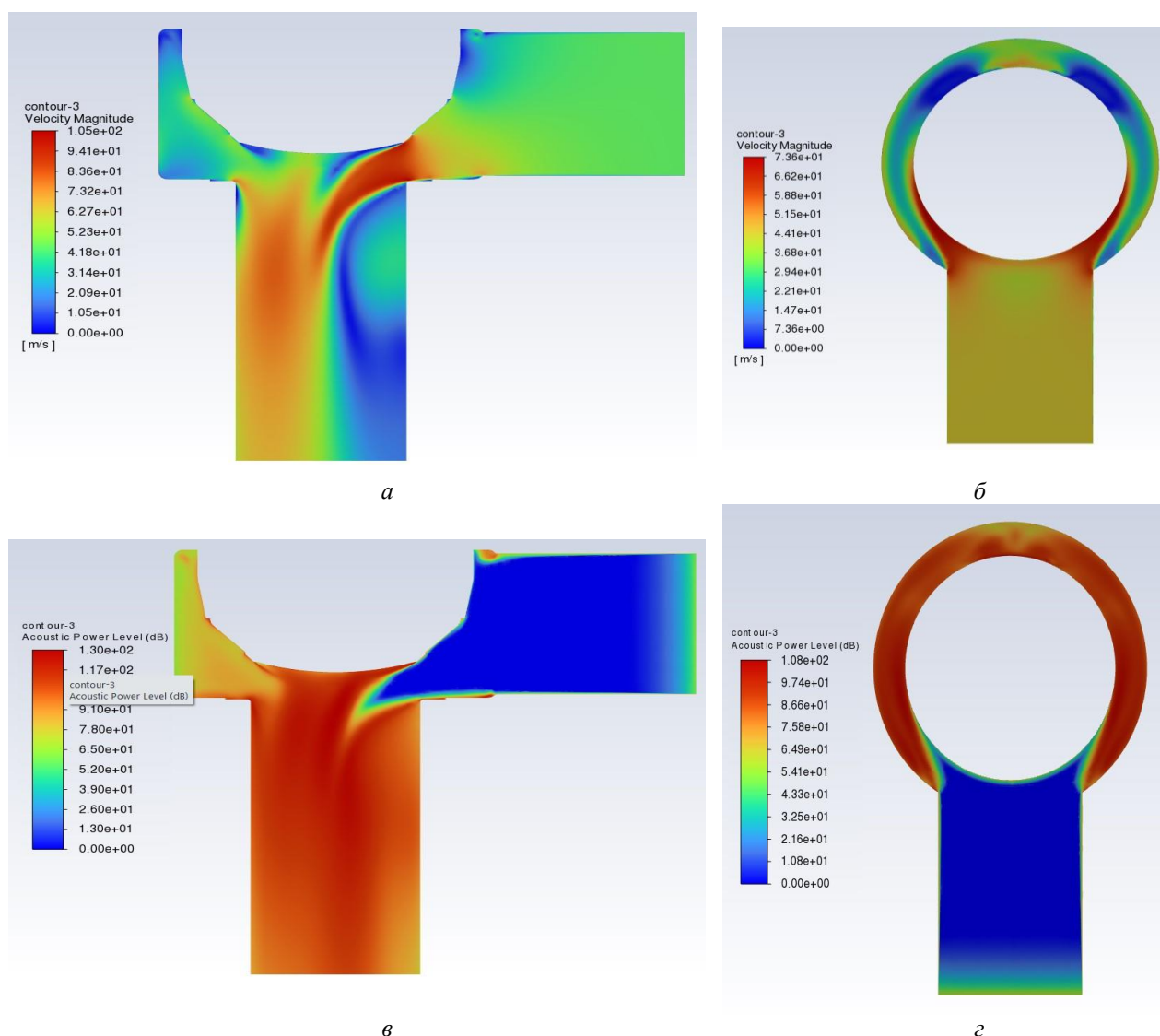


Рисунок 3 – Картини распределения скорости потока (а, б) и акустической мощности (в, г) в осевых вертикальной и горизонтальной плоскостях патрубков для «базовой» конструкции клапана

Из полученных результатов видно, что шумообразование в проточной части клапана обуславливается тем, что поток разделяется на две части:

1. Первая с отрывом сразу поворачивается «вниз» под золотник;
2. Вторая часть разделяется на два потока, которые обтекают золотник по кольцевому зазору между корпусом клапана и золотником, встречаются, сталкиваются друг с другом и направляются «вниз» под золотник.

В сечении под торцевой частью золотника оба потока с отрывом выходят из клапана.

Результаты численного моделирования предлагаемых типовых мероприятий. Установка перфорированного делителя потока во входном патрубке

При разработке конструкций перфорированных делителей потока (экранов), устанавливаемых после дросселирующих участков клапанов, предполагается, что перепад на них будет значительно ниже, чем на самих дроссельных участках. Это обеспечивается наличием значительного количества отверстий, сумма площадей которых больше, чем площадь входного трубопровода. В обеспечение требования по сумме площадей отверстий был рассмотрен перфорированный делитель потока, выполненный в форме конуса, установленный во входной патрубке.

Расчёт течения рабочей жидкости через конструкцию с большой группой мелких каналов на порядок сложнее, чем один канал, ввиду повышенных требований к разбивке расчётной сетки (элементы должны быть меньше, их количество больше, вычислительные мощности выше). В связи с этим для упрощения моделирования был разработан упрощённый макет участка трубопровода с делителем потока и без него и проведён расчёт с необходимыми граничными условиями газодинамического расчёта.

Оценка эффективности работы перфорированного делителя потока осуществлялась путём сравнения результатов моделирования участка трубопровода без установленного делителя и с установленным делителем. Результаты моделирования, выполненные для обоих вариантов, представлены на рисунках 4 и 5.

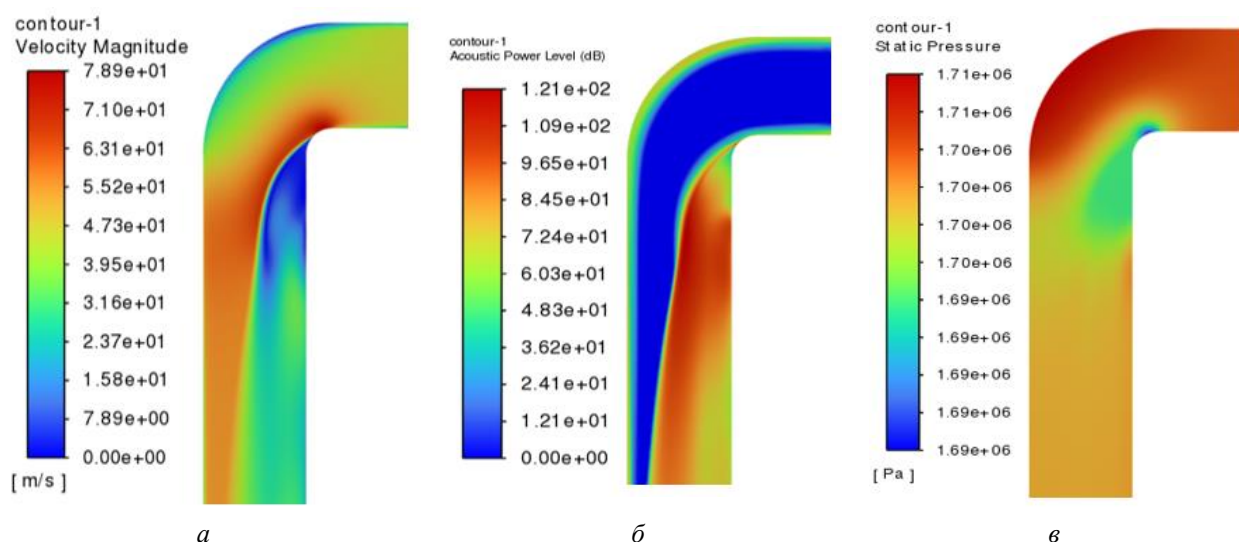


Рисунок 4 – Картины распределения скорости потока (а), акустической мощности (б) и давления (в) в осевом сечении трубопровода без делителя потока

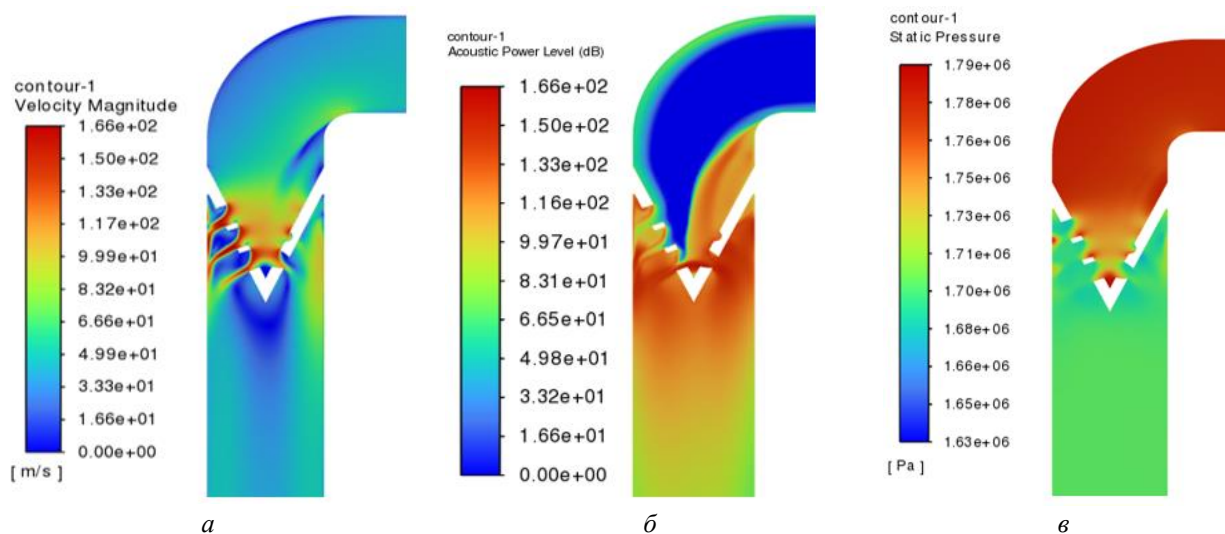


Рисунок 5 – Картины распределения скорости потока (а), акустической мощности (б) и давления (в) в осевом сечении трубопровода с делителем потока

На основе полученных результатов численного моделирования применение перфорированных делителей потока, обладающих высоким гидравлическим сопротивлением и являющихся дополнительными источниками шума, принято нецелесообразным при установленных требованиях по скоростям среды и ограничениях по гидравлическому сопротивлению.

Анализируя течение в клапане, можно сделать вывод о том, что мероприятия должны быть направлены на облагораживание проточного канала клапана и рассмотрение его как местного гидравлического сопротивления.

Формирование «носика» на торцевой части золотника

Моделирование показало, что обтекание торцевой части золотника явилось дополнительным источником шума. Конический обтекатель («носик») стал дополнительным препятствием потоку,двигающемуся сбоку на него. Таким образом, при одних и тех же граничных условиях появление «носика» привело к росту области с максимальной скоростью.

Анализ течения проводимой среды в проточной части клапана показал влияние геометрической формы торца золотника на его гидродинамические и акустические характеристики. В связи с этим было проведено дополнительное исследование характеристик конструкции золотника с плоским торцом.

Из полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. При плоской поверхности торца золотника, несмотря на значительное увеличение относительно «базовой» конструкции (золотник со сферическим торцом) проходного сечения под золотником, максимальная скорость увеличилась, при этом перепад давления также увеличился.

2. Использование «необлагороженной» конструкции золотника (с острыми кромками и плоским торцом) по сравнению с «базовой» конструкцией привело к росту акустической мощности на 0,2 дБ.

Таким образом, использование плоского торца золотника, как и золотника с «носиком», для заданных режимов работы (больших скоростей среды) представляется нецелесообразным, поскольку наблюдается рост локальных скоростей течения.

Формирование диффузора в околзолотниковой зоне

Эффективность данного мероприятия по снижению акустической мощности относительно «базовой» конструкции по результатам численного моделирования составила всего 0,6 дБ, что очевидно является недостаточным. Также расчётными исследованиями установлена большая окружная неравномерность скоростей в кольцевом зазоре между золотником и втулкой (см. рисунок 8).

Результаты численного моделирования предлагаемых дополнительных мероприятий

На основании полученных результатов, ввиду незначительного снижения акустической мощности по отношению к «базовой» конструкции, было принято решение дополнительно рассмотреть ряд мероприятий, заключающихся в поиске оптимальных значений ряда геометрических параметров проточной части, при которых будет наблюдаться наибольшее снижение акустической мощности.

Изменение высоты подъёма (хода) золотника

Для снижения окружной неравномерности скорости было предложено рассмотреть вопрос об уменьшении хода золотника в целях **заужения проходного сечения под золотником**. Для поиска наиболее оптимального значения хода золотника (уменьшения хода по отношению к «базовой» конструкции) промоделировано несколько вариантов с уменьшением хода золотника (высоты его подъёма) от 1,5 до 6 мм. Наибольшую эффективность показала конструкция клапана с уменьшением хода золотника на 2 мм, при которой снижение акустической мощности составило 3 дБ.

Сводные графики зависимости акустической мощности и максимальной скорости потока от изменения хода золотника клапана представлены на рисунке 6. Зависимости влияния изменения хода золотника на перепад давления на клапане и максимальную скорость потока в нём представлены на рисунке 7.

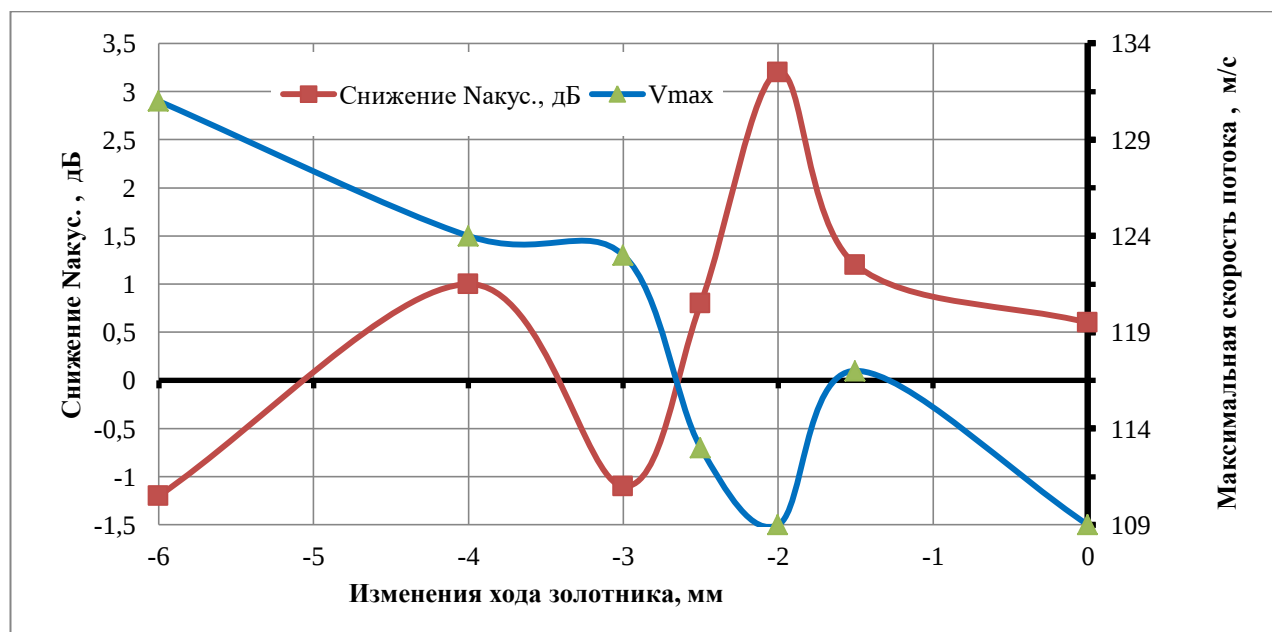


Рисунок 6 – Влияние изменения хода золотника на снижение акустической мощности клапана и максимальную скорость потока в нём

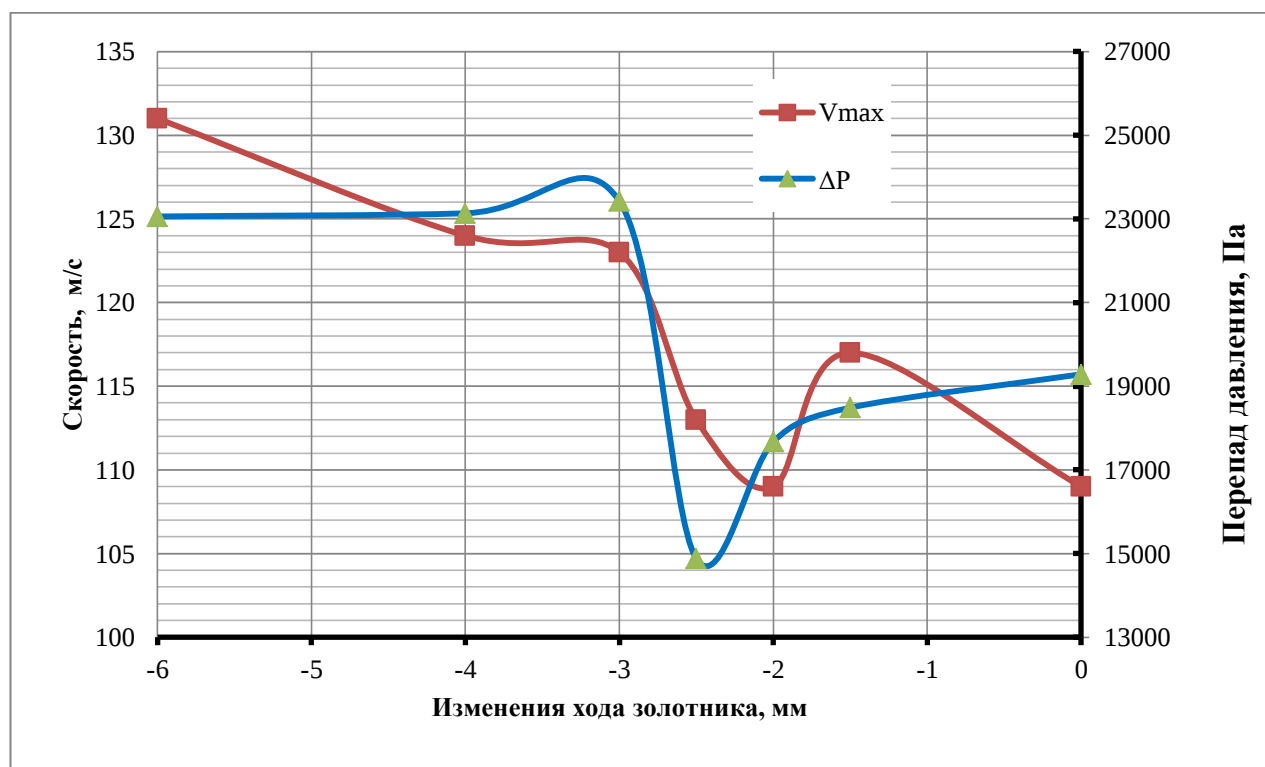


Рисунок 7 – Влияние изменения хода золотника на перепад давления на клапане и максимальную скорость потока в нём

Анализ результатов моделирования клапана показал, что с уменьшением хода золотника на 2...2,5 мм наблюдается снижение сопротивления клапана и перепада давления на нём. Это позволяет уменьшить акустическую мощность турбулентного шума на 3 дБ при уменьшении хода золотника на 2 мм. При дальнейшем (свыше 2,5 мм) уменьшении хода золотника происходит рост гидравлического сопротивления и акустической мощности клапана.

Таким образом, незначительное прикрытие золотниковой щели клапана приводит к уменьшению окружной неравномерности скорости в щели и, соответственно, к снижению гидравлического сопротивления и акустической мощности турбулентного потока.

Уменьшение околзолотниковой полости клапана

Следующим исследуемым мероприятием стало уменьшение радиальных размеров (см. рисунок 8) кольцевой полости клапана между золотником и стенками корпуса клапана.

Гидродинамическая картина течения в проточной части клапана показала значительное звукообразование вследствие взаимодействия «прямого» потока из входного патрубка и потока с противоположной (относительно входного патрубка) стороны кольцевого зазора. Такое взаимодействие потоков приводит к образованию турбулентной зоны их смешения, являющейся источником интенсивного акустического излучения. Для снижения шума данного источника предложена модернизация проточной части с плавным уменьшением кольцевого зазора при обтекании потоком цилиндрической части золотника. Это позволит снизить окружную неравномерность скорости и зону интенсивного перемешивания потоков под золотником.

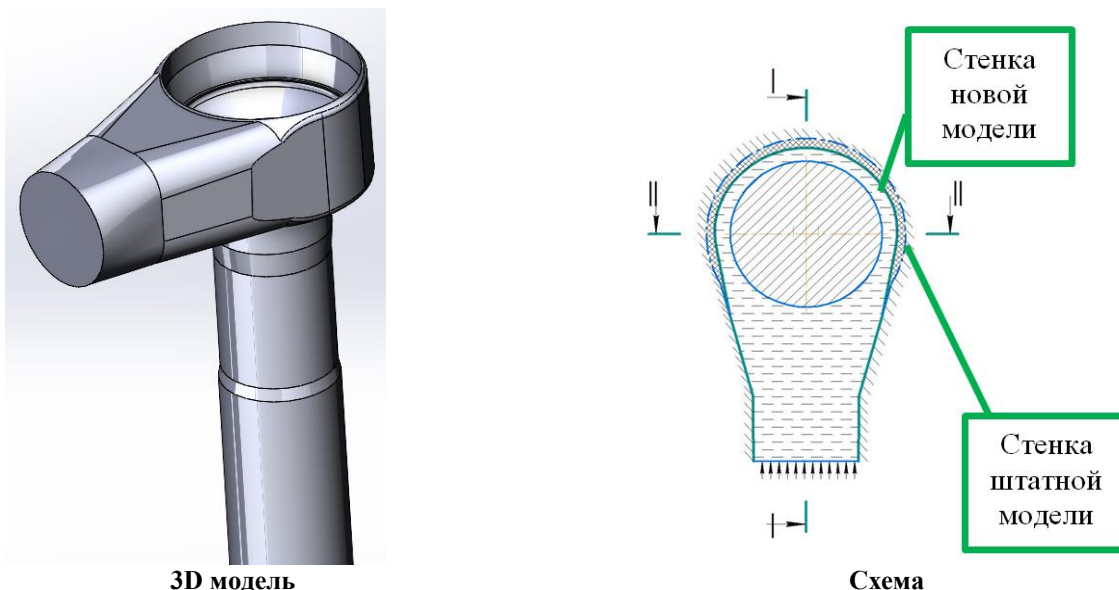


Рисунок 8 – Схема заужения проточной части и направления потока

Согласно проведённым расчётам, эффективность данного мероприятия, в сравнении с «базовой» конструкцией, составляет 6 дБ.

Изменение радиальных размеров кольцевого зазора между золотником и стенкой корпуса клапана

В целях снижения гидравлического сопротивления при обтекании потоком гильзы золотника предложено увеличить радиальный размер кольцевого канала («бочки»). Наибольшую эффективность показала конструкция с увеличением радиуса кольцевого канала на 6 мм – 11,1 дБ.

На рисунке 9 показаны зависимости акустической эффективности и перепада давления на клапане от увеличения радиуса «бочки» клапана. Из данного графика можно сделать вывод, что при увеличении радиуса «бочки» на 2 мм наблюдается значительное (на 10 дБ) снижение акустической мощности при существенном уменьшении перепада давления. Дальнейшее увеличение радиуса не вызывает подобного эффекта, что связано, по-видимому, с сочетанием гидросопротивления кольцевого канала и поворота потока в выходной патрубке.

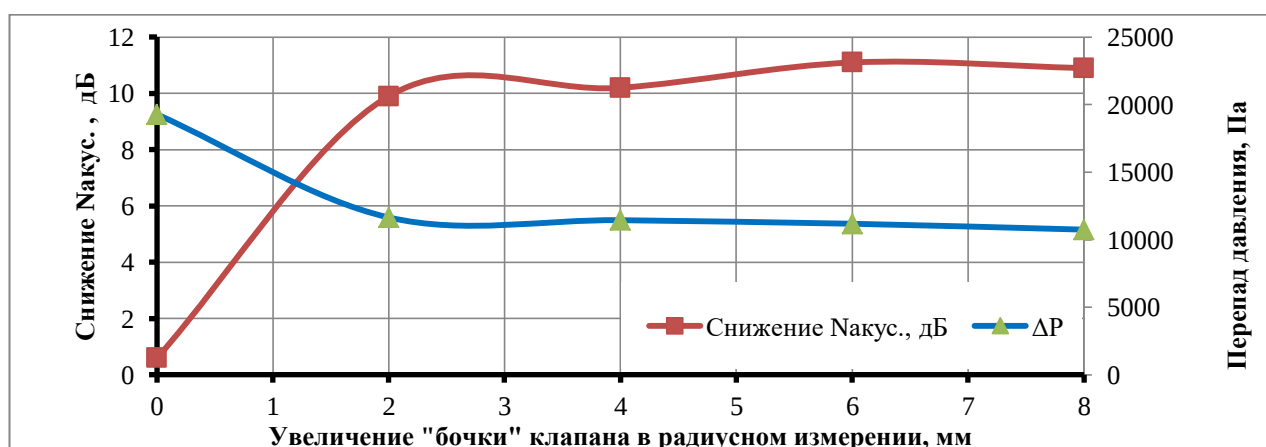


Рисунок 9 – График зависимости акустической эффективности и перепада давления на клапане от увеличения полости клапана

Расчёт конструкций клапанов, содержащих совокупность наиболее эффективных предложенных мероприятий

Для оценки влияния на акустическую мощность совокупности предложенных мероприятий было проведено моделирование конструкций проточной части клапана с комбинированием в них совокупности мероприятий, показавших максимальное снижение акустической мощности относительно штатной конструкции.

Результаты расчётов показали, что комбинирование мероприятий не даёт ожидаемого кумулятивного эффекта, более того, акустическая мощность конструкции с совокупностью предлагаемых мероприятий становится даже хуже, нежели применение мероприятий по отдельности. Выполнение полнофакторного исследования данного явления не представляется возможным, поскольку для этого потребуются трудоёмкий численный эксперимент и детальный анализ получаемых результатов. Действительно, поток рабочего тела в проточной части клапана представляет собой «квазимеханическую систему» с бесконечным числом степеней свободы, и это не позволяет дать детальный анализ динамического поведения («портрета») такой системы в широком звуковом диапазоне частот.

Влияние диффузора на акустическую мощность наиболее эффективных предложенных мероприятий

Отдельный интерес представляет анализ влияния диффузора для различных вариантов изменения проточной части, в том числе комбинаций мероприятий. Это обусловлено технологическими трудностями выполнения диффузора во входном патрубке клапана.

Проведённые расчёты показали, что применение в конструкции диффузора повышает эффективность предложенных мероприятий. Например:

- увеличение бочки в радиусном измерении на 2 мм с уменьшением хода золотника на 2 мм показало, что эффективность конструкции без диффузора ниже, чем с ним, то есть 4,5 дБ, против 8,2 дБ.
- увеличение бочки в радиусном измерении без диффузора показало более низкую эффективность, чем с ним, то есть 4,8 дБ, против 9,9 дБ.
- уменьшение хода золотника в конструкции без диффузора показало более низкую эффективность, чем с ним, то есть 0,7 дБ, против 3,2 дБ.

Заключение

В работе было проведено детальное численное исследование гидродинамики и акустики различных проточных частей клапана, основанных на «базовой» конструкции. Из анализа результатов расчёта следует:

1. Применение перфорированных делителей потока на входе или выходе клапана следует считать нецелесообразным по причине, с одной стороны, значительного перепада давления на них, превышающего предельно допустимые значения по коэффициенту гидравлического сопротивления, и, с другой стороны, появления дополнительного шума, вызванного прохождением среды через делители.

2. Доработка торцевой части («носика») золотника также не является целесообразным мероприятием для случая односторонней подачи среды (для рассматриваемого клапана). При движении проводимой среды в данном направлении обтекание носика ранее предложенной геометрии является дополнительным источником шума.

3. Анализ гидродинамической картины течения в проточной части клапанов выявил значительные зоны турбулентного смешения выходных потоков под торцом золотника, приводящие к росту акустической мощности.

4. Предложенные новые конструктивные мероприятия, такие как изменение хода золотника, изменение радиальных размеров кольцевой полости клапана между золотником и стенкой корпуса, показали эффективность, достигающую 11 дБ.

5. Наиболее целесообразным мероприятием следует считать совместное использование входного диффузора при течении среды «на золотник» с увеличением радиуса кольцевой полости («бочки») клапана, приводящие к снижению акустической мощности на 11 дБ.

6. Сложная гидродинамическая картина течения среды в кольцевой полости и в цилиндрическом сечении под золотником не позволила выявить оптимальные (с точки зрения акустической мощности) соотношения между размерами «бочки» и ходом золотника, поскольку для типоряда запорных клапанов схожей конструкции, но с разными номинальными диаметрами, получены различные варианты оптимальных «малозумных» сочетаний данных параметров. Причем установлено, что не происходит простого суммирования эффектов при совместном использовании данных мероприятий.

Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект №FSSS-2024-0015)

Список использованных источников

1. Вукалович, М. П. Теплофизические свойства воды и водяного пара / М. П. Вукалович. – Москва : «Машиностроение». – 1967. – 160с.
2. IEC 60534-8-3. Noise considerations - Control valve aerodynamic noise prediction method. – 2000.
3. Крючков, А. Н. Разработка конструкции физических моделей образцов высокоэффективных устройств гашения пульсаций [Текст]: отчет о НИР (промежуточ.: п. 4.1 НИР 201х-118 «Разработка высокоэффективных универсальных устройств гашения пульсаций в линии редуцирования газа») / А. Н. Крючков. - Самара: Институт акустики машин при СГАУ, 2013. - 58 с.
4. Справочник по технической акустике. Под редакцией М. Хекла и Х. А. Мюллера. – Ленинград : Издательство «Судостроение». – 1980.
5. Юдин, Е. Я. Справочник проектировщика. Защита от шума / Е. Я. Юдин, И. Д. Рассадина, В. Н. Никольский [и др.] ; под ред. Е. Я. Юдина. –Москва : Стройиздат, 1974. - 134 с.
6. И. Е. Идельчик. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – Москва : Машиностроение, 1992. – 672с.
7. Proudman, I. The Generation of Noise by Isotropic Turbulence / I. Proudman, // Proceedings of The Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. – 1952. – 214(1116). – pp. 119–132.
8. ГОСТ 34437-2018. Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик.

Selection of the geometric shape of the flow path of a remotely controlled valve to minimize its acoustic radiated power of turbulent noise and hydraulic resistance

S. A. Ponomarev	Research Assistant; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: ponomarev.sa@ssau.ru
A. N. Kryuchkov	Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: kryuchkov.an@ssau.ru
L. V. Rodionov	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: rodionov.lv@ssau.ru
D. M. Stadnik	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: stadnik.dm@ssau.ru
M. A. Ermilov	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: ermilov.ma@ssau.ru
S. A. Ponomareva	Research Assistant; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: vinogradova.sa@ssau.ru

The article investigates the acoustic power radiation of an isotropic turbulent flow of superheated steam in the flow path of an angle shut-off valve through numerical simulation. The study aims to determine the geometric dimensions of the valve's flow path that minimize the acoustic radiation power into the connected pipeline mains for a given medium velocity in the inlet pipe. Certain parameters of the valve's flow path are subject to design constraints, dictated by the existing component base (bellows with limitations on maximum allowable pressure and compression) and requirements for minimal valve dimensions (particularly the actuator, whose size is determined by the seat diameter). As part of the study, the effectiveness of various measures to modify the base valve design was evaluated through detailed numerical hydrodynamic and acoustic modeling. These measures, aimed at reducing the acoustic power of the flow in the valve, were analyzed both individually and in combination. The authors found that the most effective measures were: changing the lift height of the valve plug and modifying the radial dimensions of the annular cavity between the plug and the bushing. The calculated effectiveness of these measures reaches up to 11 dB. The obtained results are recommended for use in the refinement of shut-off valves in pneumatic and hydraulic systems to reduce the noise they generate.

Keywords: pipeline fittings; shut-off valve; hydrodynamic and acoustic characteristics; acoustic propagation medium; acoustic power; turbulent flow pulsations; flow path of shut-off valves

Citation: Ponomarev, S. A., Kryuchkov, A. N., Rodionov, L. V., Stadnik, D. M., Ermilov, M. A. and Ponomareva, S. A. (2025), "Selection of the geometric shape of the flow path of a remotely controlled valve to minimize its acoustic radiated power of turbulent noise and hydraulic resistance", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 73-86. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-73-86. (In Russian; abstract in English)

References

1. Vukalovich, M. P. (1967), *Teplofizicheskie svoystva vody i vodyanogo para* [Thermophysical properties of water and water vapor], Mashinostroenie, Moscow, 160 p. (in Russian).
2. IEC 60534-8-3 (2000), *Noise considerations - Control valve aerodynamic noise prediction method*.
3. Kryuchkov, A. N. (2013), *Razrabotka konstruksii fizicheskikh modeley obraztsov vysokoeffektivnykh ustroystv gasheniya pul'satsiy* [Tekst]: otchet o NIR (promezhutoch.: p. 4.1 NIR 201kh-118 «Razrabotka vysokoeffektivnykh universal'nykh ustroystv gasheniya pul'satsiy v linii redutsirovaniya gaza») [Development of the design of physical models of samples of high-efficiency pulsation damping devices: Research report (interim: section 4.1 of research project 201x-118 “Development of high-efficiency universal pulsation damping devices in gas reduction lines”)], Institute of Machine Acoustics at SSAU, Samara, 58 p. (in Russian).
4. Heckl, M. and Müller, H. A. (eds.) (1980), *Spravochnik po tekhnicheskoy akustike* [Handbook of technical acoustics], Sudostroenie, Leningrad, (in Russian).
5. Yudin, E. Y., Rassadina, I. D., Nikolsky, V. N. et al. (1974), *Spravochnik proektirovshchika. Zashchita ot shuma* [Designer's handbook. Noise protection]. Edited by E. Y. Yudin, Stroyizdat, Moscow, 134 p. (in Russian).
6. Idelchik, I.E. (1992), *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistance], Mashinostroenie, Moscow, 672 p. (in Russian).
7. Proudman, I. (1952), “The generation of noise by isotropic turbulence”, *Proceedings of The Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 214, pp. 119–132.
8. GOST 34437-2018 (2018), *Armatura truboprovodnaya. Metodika eksperimental'nogo opredeleniya gidravlicheskikh i kavitatsionnykh kharakteristik* [Pipeline valves. Experimental method for determining hydraulic and cavitation characteristics]. (in Russian).