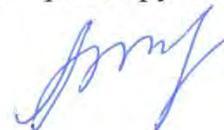


МИНОБРНАУКИ РОССИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ МОРСКОЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

На правах рукописи



КУЛИЧКОВА ЕЛЕНА АСАНОВНА

**СНИЖЕНИЕ ИМПУЛЬСНОЙ ВИБРАЦИИ
СУДОВОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ**

01.04.06 – Акустика

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени кандидата технических наук

**Научный руководитель –
доктор технических наук
старший научный сотрудник
Голованов В. И.**

Санкт-Петербург – 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 ВЛИЯНИЕ АРМАТУРЫ НА НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ	12
1.1 Типы арматуры, используемые в отечественной судостроительной промышленности.....	13
1.2 Нестационарные процессы в трубопроводных системах	17
1.2.1 Ударно-волновые процессы	17
1.2.2 Колебательные процессы	20
1.3 Требования, предъявляемые к импульсной вибрации современной судовой трубопроводной арматуры	22
1.4 Постановка задачи исследования	24
1.5 Выводы	26
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ СТПА	28
2.1 Динамическое воздействие потока на проточную часть донно- бортовой арматуры	28
2.2 Динамическое воздействие на проточную часть путевой арматуры.....	35
2.3 Определение основных гидродинамических характеристик проточной части арматуры методами численного моделирования.....	40
2.4 Анализ влияния различных факторов на динамическую силу	47
2.4.1 Влияние времени срабатывания привода арматуры	47
2.4.2 Влияние режима течения проводимой среды	50
2.4.3 Влияние закона движения запорного элемента арматуры.....	52
2.5 Выводы	54
3 МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТПА	56
3.1 Цель проектирования.....	56
3.2 Этапы проектирования	56
3.3 Выводы	58
4 РАЗРАБОТКА ОБРАЗЦОВ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	60
4.1 Анализ исходных данных. Выбор типа СТПА	60

4.1.1	Исходные данные для проектирования	60
4.1.2	Выбор типа СТПА.....	61
4.1.3	Конструкция шарового крана	63
4.2	Определение исходной зависимости КС от хода запорного элемента.....	64
4.3	Определение исходной зависимости динамической силы от хода запорного элемента	65
4.4	Оценка эффективности динамической силы.....	66
4.5	Определение зависимости площади проходного сечения от хода запорного элемента	67
4.6	Построение профиля запорного элемента	68
4.7	Оценка влияния на виброактивность СТПА исходных данных.....	70
4.8	Определение уточненной зависимости КС от хода запорного элемента ...	70
4.9	Определение эффективной зависимости динамической силы от хода запорного элемента	72
4.10	Оценка соответствия конструктивным, функциональным и технологическим требованиям	74
4.11	Разработка рабочей конструкторской документации и изготовление образцов СТПА.....	74
4.12	Выводы	77
5 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ		
РАЗРАБОТАННЫХ КРАНОВ ШАРОВЫХ		
5.1	Описание испытательного стенда	78
5.2	Программа и методики испытаний	80
5.2.1	Методика определения коэффициентов сопротивления	81
5.2.2	Методика определения уровней импульсной вибрации.....	81
5.2.3	Методика определения уровней гидродинамического шума.....	83
5.3	Результаты экспериментальных исследований	85
5.3.1	Определение коэффициентов сопротивления.....	85
5.3.2	Определение уровней импульсной вибрации	87
5.3.3	Определение уровней ГДШ	93
5.4	Выводы	96
6 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СНИЖЕНИЮ УРОВНЕЙ ИМПУЛЬСНОЙ ВИБРАЦИИ		
АРМАТУРЫ		
6.1	Выбор параметров проточной части	97
6.2	Выбор параметров привода.....	98

6.3 Выбор режима срабатывания арматуры	99
7 ЗАКЛЮЧЕНИЕ	100
8 СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	103
9 СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	104
ПРИЛОЖЕНИЕ А	114
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	115
ПРИЛОЖЕНИЕ В	116

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Развитие промышленного потенциала является одной из важнейших составляющих функционирования экономики. Необходимость повышения эффективности производственной деятельности характеризуется увеличением интенсивности использования технологических систем и оборудования, ростом энергетических мощностей, использованием в технологических процессах сред с высокими параметрами, вследствие чего происходит формирование негативных факторов, влияющих на надежность и безопасность промышленного оборудования. Значимое место в составе оборудования занимают трубопроводные системы. Одной из основных проблем при эксплуатации трубопроводных систем является необходимость снижения повышенных уровней шума и вибрации, оказывающих негативное влияние на условия труда и здоровье персонала, надежность и долговечность технологического оборудования, на общий уровень шумовой загрязненности окружающей среды. Во многих областях промышленности наблюдается устойчивая тенденция по ужесточению норм шума и требований по вибрационной надежности оборудования и трубопроводных систем.

Особое значение снижения шумности оборудования приобретает на судах. Поэтому в судостроительной отрасли контроль виброшумовых характеристик является важнейшим этапом создания судового оборудования. Уровни вибрации и шума являются существенными факторами, определяющими работоспособность личного состава на постах, комфорт в местах отдыха, а также акустическую скрытность и, соответственно, боевую эффективность кораблей ВМФ. На основных режимах эксплуатации уровни шума и вибрации в значительной степени формируются за счет источников, связанных с работой механизмов, а также элементов систем энергетических установок и общекорабельных систем.

Судовые системы состоят из источников энергии (насосы, вентиляторы и др.), трубопроводных систем, передающих эту энергию потребителям, и самих потребителей (механизмы, оборудование, теплообменные аппараты и др.). Для управления движением энергетических потоков, части потоков или отдельной фазы по-

тока (жидкой, твердой, газообразной) используется трубопроводная арматура, количество которой очень велико. В среднем для оснащения корабля требуется от 2 до 11 тысяч единиц различной арматуры, каждая единица которой при работе излучает акустическую энергию, обусловленную распространением колебаний как в твердых телах (по структурным элементам конструкции), так и в рабочей среде (при обтекании деталей проточной части). Результатом такого динамического взаимодействия является возникновение вибрации и шума.

Выполненные в течении последних лет работы по снижению шумности машин, механизмов и оборудования, входящих в состав судовых систем, привели к тому, что их виброактивность зачастую определяется виброшумовыми характеристиками (ВШХ) арматуры, которые формируются при взаимодействии потока рабочей среды с обтекаемыми внутренними поверхностями конструктивных элементов.

Особенно интенсивно процесс шумозарождения происходит при изменении режима работы гидравлической запорной судовой трубопроводной арматуры (СТПА), т.е. на так называемых импульсных режимах, рисунок 1. При срабатывании арматуры (перемещении рабочего элемента) в трубопроводных системах дополнительно к источникам виброактивности механического характера значительный вклад вносят источники гидродинамического характера большой интенсивности [1], что приводит к увеличению уровней вибрации.

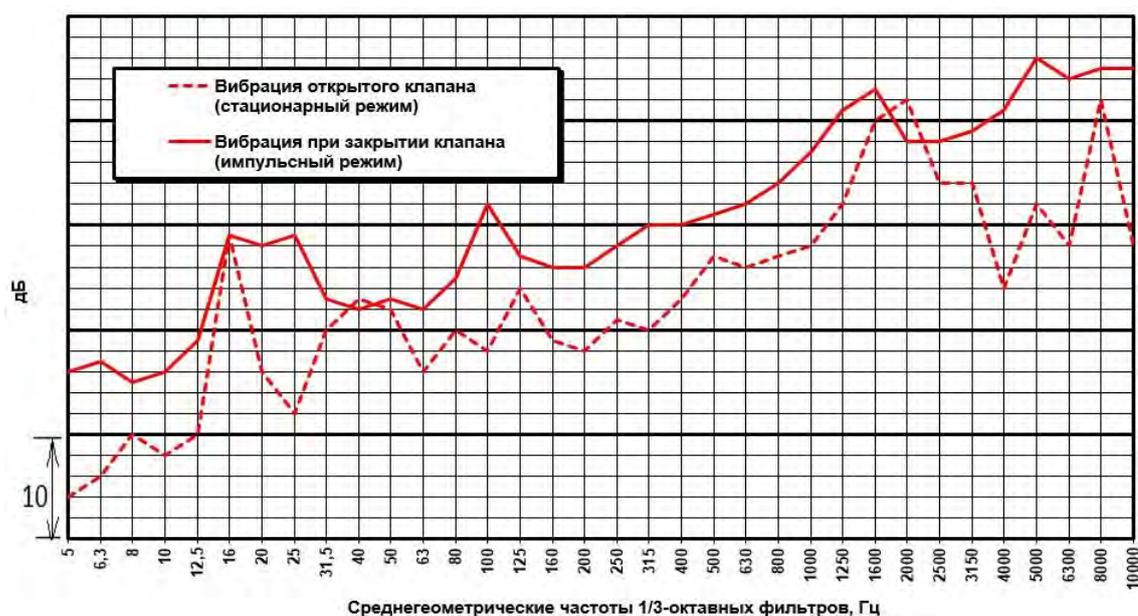


Рисунок 1 – Характерный вид вибрации трубопроводной арматуры при ее работе в стационарном и импульсном режиме

Сравнение вибрации на стационарном режиме при полностью открытом клапане с уровнями вибрации при его срабатывании свидетельствует об увеличении уровней в широком диапазоне частот. В зависимости от конструкции арматуры и режима срабатывания разница может превышать величину 20 дБ. Таким образом, СТПА при работе на импульсных режимах способствует генерации повышенных уровней вибрации и распространению виброакустической энергии по трубопроводным системам.

Для снижения шумового и вибрационного полей необходимо понимать закономерности образования, а также уметь снижать интенсивность именно гидродинамического источника виброактивности. Также необходимо располагать научно обоснованным подходом, использование которого позволит существенно сократить время испытаний и количество образцов, необходимых для их проведения. Этим определяется актуальность данной работы.

Степень разработанности темы. Анализ арматуры, как источника повышенных вибраций и шума проводился во многих работах отечественных и зарубежных ученых. Большой вклад в изучение виброактивности судовой арматуры внесли работы В. И. Голованова, Э. Г. Берестовицкого, Я. А. Кима, В. И. Попкова, С. В. Попкова и многих других исследователей. Однако ранее зависимость уровней импульсной вибрации от режима срабатывания арматуры не определялась. Влияние типа арматуры, геометрии проходного сечения, параметров конкретных трубопроводных систем на характер динамических сил при нестационарных режимах работы арматуры также ранее не рассматривалось.

Цель исследования. Снижение импульсной вибрации гидравлической судовой трубопроводной арматуры на основе разработанных физико-математических моделей и метода проектирования.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ влияния СТПА на нестационарные процессы в трубопроводных системах.

2. Выполнить теоретические исследования гидродинамических и виброакустических процессов на импульсных режимах работы судовой трубопроводной арматуры: разработать физико-математические модели генерации динамической силы, определить коэффициенты сопротивления типовой арматуры при различных положениях запорного элемента, определить основные факторы, влияющие на характер динамической силы.
3. Разработать метод проектирования судовой трубопроводной арматуры, основанный на предложенных физико-математических моделях и обеспечивающий снижение виброактивности арматуры на импульсных режимах работы.
4. Разработать и изготовить опытный образец судовой трубопроводной арматуры в соответствии с предложенным методом проектирования.
5. Провести экспериментальные исследования гидравлических и виброакустических характеристик судовой трубопроводной арматуры на импульсных режимах работы.
6. Сформулировать рекомендации по проектированию и изготовлению, обеспечивающие снижение уровней импульсной вибрации СТПА.

Научная новизна.

1. В работе предложены и теоретически обоснованы физико-математические модели возбуждения импульсной вибрации СТПА, как донно-бортовой, так и путевой, учитывающие в отличие от известных моделей влияние геометрии проходного сечения и изменение коэффициентов гидравлического сопротивления арматуры в процессе ее срабатывания, что позволяет повысить качество оценки виброактивности СТПА на этапе её проектирования.
2. Предложен метод проектирования малозумной СТПА, основанный на определении эффективного режима срабатывания арматуры, учитывающий амплитуду, форму и длительность, действующей на запорный элемент динамической силы, использование которого снижает виброактивность СТПА при срабатывании.

3. Научно обоснованы технические решения по конструктивному исполнению проточной части малошумной СТПА шарового типа, предусматривающие изменение коэффициентов сопротивления при срабатывании и обеспечивающие при этом снижение уровней импульсной вибрации.

Теоретическая и практическая значимость работы

Теоретическая значимость работы заключается в расширении научных основ при исследовании динамических и виброакустических процессов для улучшения характеристик СТПА и судовых систем в целом, а также в формировании теоретической базы для разработки малошумной арматуры.

Практическая значимость заключается в том, что внедрение предложенного метода проектирования СТПА позволяет уже на стадии разработки принимать меры по снижению уровней вибрации арматуры, уменьшать при этом затраты на изготовление и испытания макетных и опытных образцов. Разработанная конструкторская документация и сформулированные рекомендации по снижению уровней импульсной вибрации могут использоваться при изготовлении серийных образцов СТПА для объектов гражданской морской техники и военно-морского флота.

Результаты исследований активно применяются в научно-производственной деятельности АО «ЦТСС» КБ «Армас», АО «СПМБМ «Малахит», ОАО «Завод «Буревестник», АО «Армалит», АО «ЗМС «Знамя труда». Изготовленные образцы проходят опытную эксплуатацию в составе акустического стенда «Исследовательско-испытательного комплекса АО «ЦТСС» КБ «Армас».

Методология и методы исследования. Методологические основы исследования составляют общенаучные методы познания, также в работе использовались методы численного моделирования гидродинамики сплошных сред, теории колебаний. Экспериментальные исследования проводились с использованием аттестованных методик измерений поверенными средствами измерений. Расчеты выполнялись с использованием программного обеспечения для инженерных вычислений PTC Mathcad. Численное моделирование проводилось в программном продукте ANSYS Fluent.

Положения, выносимые на защиту.

1. Физико-математическая модель генерации импульсной вибрации донно-бортовой судовой трубопроводной арматуры, основанная на динамическом воздействии потока рабочей среды на обтекаемые элементы проточной части.
2. Физико-математическая модель генерации импульсной вибрации путевой судовой трубопроводной арматуры, основанная на динамическом воздействии потока рабочей среды на обтекаемые элементы проточной части и учитывающая характеристики трубопроводной системы, в которой установлена арматура.
3. Формализовано-экспериментальный метод проектирования судовой трубопроводной арматуры, основанный на разработанных физико-математических моделях и обеспечивающий снижение виброактивности арматуры на импульсных режимах работы.
4. Научно обоснованные технические решения по проектированию судовой трубопроводной арматуры, основанные на результатах теоретических и экспериментальных исследований.

Степень достоверности. Достоверность полученных результатов обеспечивается внутренней непротиворечивостью сделанных предположений, использованием адекватных методов исследования, корректной постановкой задачи, проведением экспериментов. А также сопоставлением полученных результатов с данными других исследований, непротиворечивостью результатов, хорошей воспроизводимостью, соответствием теоретических и экспериментальных результатов.

Экспериментальные исследования проводились в аккредитованной испытательной лаборатории с применением аттестованных методик измерений и обработки результатов, с использованием поверенных средств измерений.

Апробация результатов. Основные результаты работы докладывались на межотраслевых научно-практических конференциях «Военное кораблестроение» ВОКОР (г. Санкт-Петербург, 2012 г., 2013 г.), на XI молодежной научно-техниче-

ской конференции «Взгляд в будущее» (г. Санкт-Петербург, 2013 г.), на Международной научной конференции, посвященной 150-летию со дня рождения А.Н.Крылова (г. Санкт-Петербург, 2013 г.), на IV Международном техническом конгрессе «Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов» ELPIT (г. Тольятти, 2013 г.), на XXVII сессии РАО (г. Санкт-Петербург, 2014 г.), на Международном симпозиуме «Энергоресурсоэффективность и энергосбережение» (г. Казань, 2015 г.), на 3-ей международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин» (г. Самара, 2016 г.), а также на заседаниях научно-технического совета АО «ЦТСС» и секции научно-технического совета КБ «Армас».

По теме диссертационной работы опубликовано 14 научных работ, в том числе 3 статьи, 6 докладов на научно-технических конференциях, 5 отчетов по НИОКР. В рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень, устанавливаемый Минобрнауки России, опубликовано 3 научно-технические статьи: в одной авторская доля - 50 % и две без соавторов.

1 ВЛИЯНИЕ АРМАТУРЫ НА НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ

Эффективность современного технологического оборудования во многом определяется его виброакустическими характеристиками. Повышенная вибрация снижает срок службы оборудования, а повышенный шум увеличивает утомляемость обслуживающего персонала. Изучению проблем генерации вибрации и шума оборудования, распространения их по трубопроводам и в окружающую среду посвящено большое количество работ. Основные исследования направлены на уменьшение вибрации и шума в источнике, а также на применение средств акустической защиты [2, 3, 4, 5, 6]. По результатам этих работ были снижены вибрации и шум различных машин и механизмов [7, 8, 9], гидротурбин [10, 11], компрессорных станций [12, 13], насосов [14, 15, 16] и другого энергетического оборудования [17, 18]. По мере снижения виброактивности основного оборудования на первое место в формировании звукового и вибрационного полей стала выходить акустическая энергия, порождаемая неопорными связями, в первую очередь, трубопроводной арматурой.

Однако процессы формирования виброактивности трубопроводной арматуры имеют существенные отличия, обусловленные как разницей в конструктивном исполнении, так и спецификой физических процессов, определяющих виброактивность каждого типа оборудования. Основные отличия заключаются в том, что в отличие от судового оборудования, в котором определяющим являются механические источники вибрации, обусловленные дисбалансом вращающихся масс, ударами, импульсами сил от неуравновешенных подвижных деталей, при работе трубопроводной арматуры основным источником виброактивности являются турбулентные пульсации давления (ТПД), обусловленные взаимодействием потока рабочей среды с обтекаемыми элементами проточной части арматуры. При этом наиболее опасными являются режимы срабатывания

арматуры, т.е. импульсные режимы ее работы. На интенсивность формирования ТПД определяющее влияние оказывает конструктивное исполнение прочной части и, соответственно, тип арматуры.

1.1 Типы арматуры, используемые в отечественной судостроительной промышленности

Впервые вопросы распределения и перекрытия гидравлических потоков возникли в глубокой древности при строительстве акведуков. До наших дней дошли остатки акведука Сеннахериба близ Ниневии в Ассирии, постройка которого относится к VII веку до нашей эры (рисунок 1.1) [19], первый водопровод в Риме – Аква Аппия, построенный за 312 лет до н.э. [20] и многие другие.



а)



б)

Рисунок 1.1 – Акведуки: а) Сеннахериба, б) Аква Аппия

В архивных документах, которым уже более 5 тысяч лет, описаны сооружения для организации водоснабжения в древних культурно развитых странах. Уже на тот момент в древних трубопроводах применялись цилиндрические и конусные краны, а также обратные клапаны [21]. Исследования Денверского Палеонтологического института [22] показывают насколько арматура 2000-летней давности схожа по конструкции с современной (рисунок 1.2).



а)



б)

Рисунок 1.2 – Трубопроводная арматура Древнего Рима:

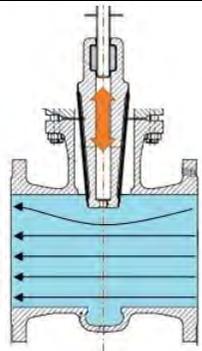
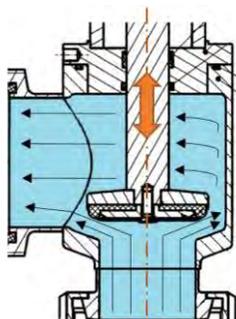
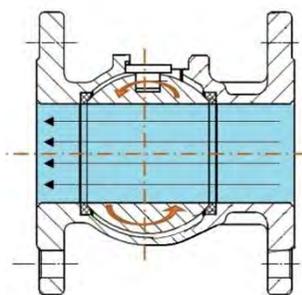
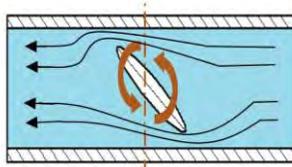
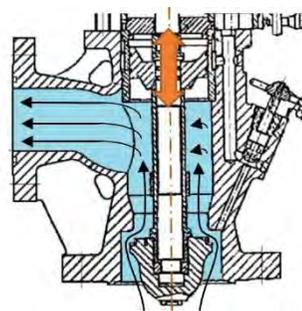
а) кран обнаруженный при раскопках в Помпеях,

б) узлы соединения трубопроводов с арматурой

История отечественного арматуростроения берет свое начало с основания в 1878 г. на Каменноостровском проспекте Санкт-Петербурга небольшого литейно-арматурного завода и непосредственно связана с именем Рихарда Лангензипена. Перед Русско-Японской войной завод «ЛАНГЕНЗИПЕН и КО» выполнял заказы Министерства Обороны, в том числе для военных подводных лодок типа «Морж», линкоров «Севастополь», «Петропавловск» и броненосца «Цесаревич». В настоящее время главным разработчиком судовой трубопроводной арматуры, в том числе для нужд ВМФ, является КБ «Армас» (АО «ЦТСС»).

В соответствии с действующими в области арматуростроения стандартами, трубопроводной арматурой называется техническое устройство, устанавливаемое на трубопроводах, оборудовании и емкостях, предназначенное для управления потоком рабочей среды путем изменения проходного сечения [23]. Под управлением понимается перекрытие потока, открытие, регулирование, сброс, распределение, смешивание и разделение различных рабочих сред (жидкой, газообразной, порошкообразной, многофазной). Вопросам проектирования, расчета, выбора и особенностям эксплуатации арматуры посвящены работы [24, 25, 26, 27, 28, 29]. По способу перекрытия потока среды СТПА подразделяется на следующие основные типы, представленные в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Основные типы СТПА

	Задвижка	Клапан	Кран	Дисковый затвор	Кингстон
Вид движения запорного элемента	Возвратно-поступательное	Возвратно-поступательное	Вращательное	Вращательное	Возвратно-поступательное
Форма запорного элемента	Диск, пластина, клин	Тарелка, конус, игла	Тело вращения (шар, конус)	Диск	Тарелка, конус
Принцип работы, направления потоков					
Внешний вид					

Кроме основных типов в судовых системах применяются различные разновидности арматуры, отражающие её конструктивные особенности или особенности назначения:

1. Распределители – арматура, предназначенная для распределения среды в одном или нескольких направлениях;
2. Регулирующая арматура – арматура, предназначенная для регулирования параметров рабочей среды;
3. Предохранительная арматура – арматура, предназначенная для автоматического сброса рабочей среды с избыточными параметрами;
4. Дроссельная арматура – устройства для создания дополнительного гидравлического сопротивления, используемое для понижения давления "после себя" или повышения давления "до себя".

Общая протяженность судовых трубопроводов может составлять несколько десятков километров, а общее количество арматуры, применяемой в судовых системах – несколько тысяч единиц различного конструктивного исполнения и назначения (рисунок 1.3).

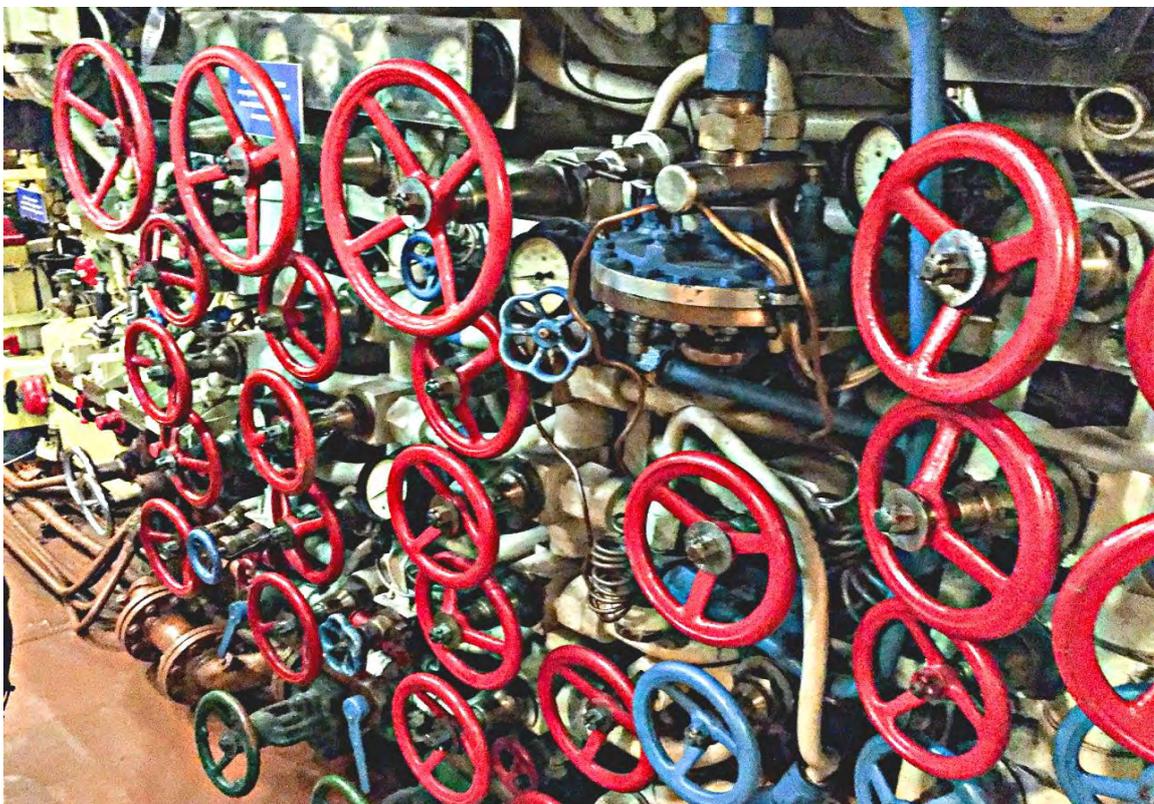


Рисунок 1.3 – Трубопроводная арматура в судовом отсеке

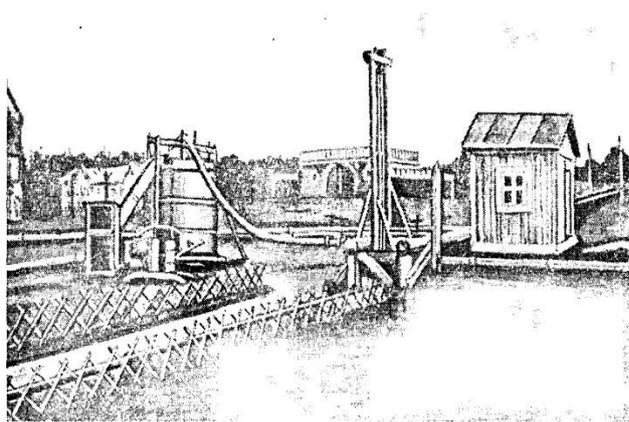
1.2 Нестационарные процессы в трубопроводных системах

В гидравлических трубопроводных системах срабатывание СТПА является одной из основных причин неустановившегося движения среды, характеризующегося высокотурбулентными, кавитационными и волновыми процессами, что порождает значительную импульсную вибрацию. Для определения направлений эффективного снижения импульсной вибрации СТПА необходимо определить основные нестационарные процессы, возникающие при её срабатывании, а также оценить их возможное влияние на виброакустические характеристики трубопроводных систем.

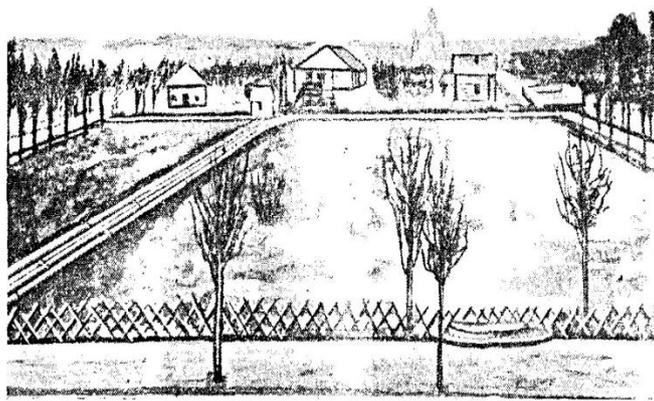
1.2.1 Ударно-волновые процессы

В соответствии с [30] гидравлический удар определяется как резкое повышение или понижение давления движущейся жидкости при внезапном уменьшении или увеличении скорости потока. Гидроудар, вызванный крайне быстрым перекрытием проходного сечения трубопровода при срабатывании арматуры, может приводить к разрушениям трубопроводов, разгерметизации систем, повреждениям и отказам оборудования, неисправностям контрольно-измерительных приборов и средств управления; может приводить к возникновению техногенных чрезвычайных ситуаций с угрозой жизнедеятельности людей.

Физические процессы, объясняющие гидравлический удар, впервые были исследованы Н.Е. Жуковским. В результате тщательных экспериментальных исследований на Алексеевской водокачке московского водопровода (рисунок 1.4) в работе [31] им сформулирована теория гидроудара, предложены соотношения для определения повышения давления и скорости ударной волны в водопроводных трубах, а также впервые проведены исследования времени безопасного перекрытия проходного сечения трубопровода.



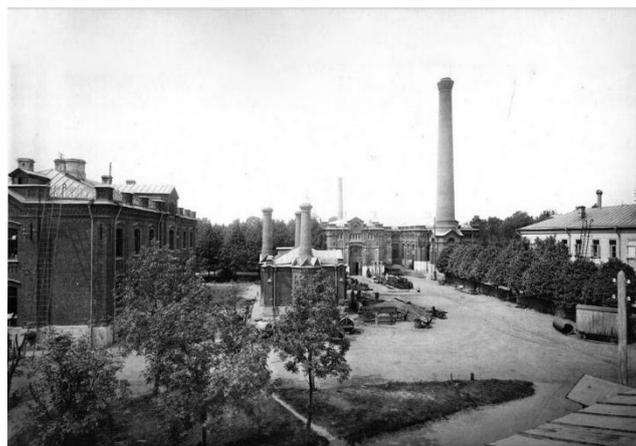
а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.4 – Алексеевская водоканализационная станция г. Москва:
 а), б) изображения из работы Н.Е. Жуковского [31]
 в), г) фотографии из альбома [32]

Суть явления гидроудара заключается в следующем: при резком перекрытии проходного сечения, движущийся по трубопроводу жидкостной поток остановится не сразу. Сначала происходит остановка слоев жидкости, находящихся непосредственно у закрытого запорного элемента арматуры. Кинетическая энергия потока переходит в потенциальную энергию упругой деформации, образуется область повышенного давления. При этом остальные слои продолжают движение и увлекают за собой границу области повышенного давления, которая отражаясь от запорного элемента арматуры движется в обратном направлении в виде ударной волны – «прямая волна».

В определенных условиях волна, достигнув начала трубопровода, может снова начать движение в первоначальном направлении и вернуться к перекрытому

сечению, но уже с пониженным давлением – «обратная волна». Таким образом, при гидроударе в трубопроводе происходит процесс чередования резкого повышения и понижения давления. Основным параметром, характеризующим возможность возникновения гидравлического удара, является соотношение между временем срабатывания арматуры и фазным временем системы, в которой она установлена, т.е. временем двойного пробега волной длины прямого трубопровода.

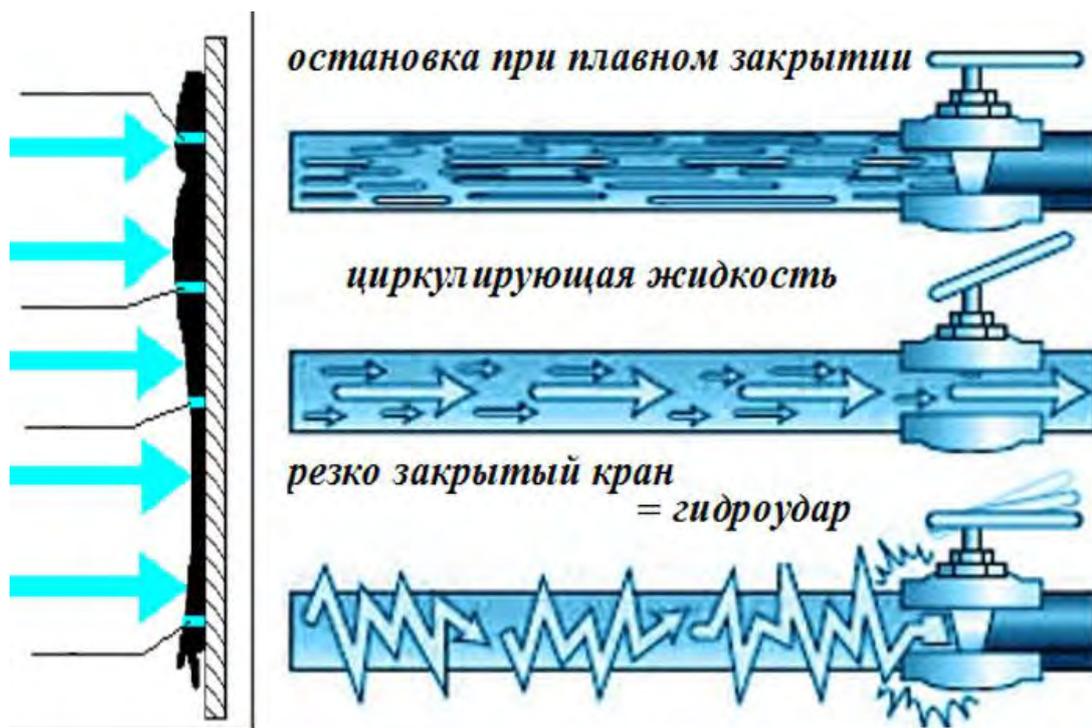


Рисунок 1.5 – Фазы гидравлического удара

Случай, когда время перекрытия проходного сечения меньше фазного времени, за которое ударная волна проходит весь прямой трубопровод и возвращается обратно, называют полным гидроударом. Течение невязкой жидкости при этом определяется основными уравнениями, предложенными Н. Е. Жуковским.

Позднее были опубликованы работы Л. Аллиевы [33], [34], в которых изложены проблемы нестационарного движения жидкости в трубах, приведены расчетные зависимости и графические построения, в том числе для неполного гидроудара.

Исследованиям неустановившегося движения, а также распространению ударных волн жидкости в упругих трубках посвящены работы И.С. Громеки [35], в которых учитывается инерция стенок трубы и трение жидкости.

Л.С. Лейбензон [36], М.А. Мостков [37], А.А. Сурин [38], В.Н. Евреинов [39], А.Е. Жмудь [40], Д.Н. Смирнов [41] и многое другие ученые исследовали переходные процессы в трубопроводных системах при гидроударе, уточняя влияние трения, учитывая вязкость и сжимаемость среды. Весьма подробно вопросы неустановившегося течения рассматривали в своих работах И.А. Чарный [42], Б.Ф. Гликман [43], Н.А. Картвелишвили [44].

В настоящее время развитие вычислительной техники с появлением электронно-вычислительных машин с большим объемом памяти и высокой скоростью выполнения математических алгоритмов дает возможность проводить исследования нестационарных течений методами численного моделирования. В работах Э. Тодини [45], М.Г. Сухарева [46], Н.С. Арбузова [47], Л.Б. Корельштейна [48], А. Берганта [49] разработаны математические модели и вычислительные программы, позволяющая выполнять расчеты переходных процессов в трубопроводах. Существуют различные коммерческие программные продукты, позволяющие решать задачи с достаточной для инженерных расчетов степенью точности: Eranet (США), Гидросистема (Россия), МВТУ (Россия), Olga (Норвегия), PIPEFLO (Канада). Однако, при их использовании необходимо учитывать влияние размерности решаемых задачи на численную устойчивость, сходимость и точность.

1.2.2 Колебательные процессы

Решению задач об акустических колебаниях оборудования, трубопроводов и потоков рабочей среды, а также методам определения источников и путей распространения колебательной энергии посвящены многие исследования В.И. Попкова и С.В. Попкова [50], С.В. Будрина [51] и других авторов.

Важные вопросы снижения вибрации и шума трубопроводных систем и энергетического оборудования, в том числе конструкции и основные характеристики средств борьбы с вибрацией и шумом, рассмотрены в работе Ф.Ф. Легуши, С.В. Горина и А.И. Лычакова [52].

Фундаментальный вклад в науку в области гидроакустики турбулентных течений внес А.В. Смольяков [53, 54], его исследования турбулентных пульсаций давления в случаях наружного обтекания поверхностей основывались на анализе поля скорости в зависимости от толщины пограничного слоя и учитывали единую физическую природу взаимодействия потока среды с твердыми поверхностями.

Большое значение имеют исследования влияния кавитационных процессов на шум и вибрацию. Рассмотренные в работах [55, 56, 57] процессы генерации и распространения кавитации позволяют не рассматривать её, как источник виброактивности. При грамотном проектировании проточных частей гидравлического оборудования это явление исключается.

Изучение причин возникновения, механизмов формирования и способов снижения вибрации СТПА началось давно. Строительство первых атомных подводных лодок дало большой импульс для развития судовой акустики [58] и создания малошумного судового оборудования, в том числе и арматуры. Изучение физической природы и источников виброактивности, формирование расчетных схем, разработка методик и средств измерений, строительство стендово-испытательных комплексов, разработка рекомендаций к проектированию и многие другие мероприятия проводились для улучшения виброакустических характеристик СТПА. В тот же период были заложены основные научно-технические принципы создания эффективной геометрии проточных частей арматуры. При этом большой вклад внесли теоретические и экспериментальные исследования В. И. Голованова [59, 60, 61, 62].

В работах Э. Г. Берестовицкого и Ю. А. Гладилина [63, 64, 57] сформулированы основные принципы проектирования малошумных гидравлических приборов и арматуры, которые способствуют снижению их виброактивности.

В рамках создания малошумных конструкций СТПА большое количество исследований проводилось сотрудниками КБ «Армас» [65, 66, 67, 68, 69, 70].

На базе всесторонних теоретических и экспериментальных исследований ФГУП «Крыловский государственный научный центр», АО «Концерн «НПО «Аврора», АО «ЦТСС» КБ «Армас» и многих других исследовательских коллективов

были разработаны механизмы и изучены особенности формирования колебательных процессов на нестационарных режимах работы арматуры. При этом большой интерес представляют работы в которых учитывается совместное влияние кавитационных, турбулентных и волновых процессов [57, 71, 72].

1.3 Требования, предъявляемые к импульсной вибрации современной судовой трубопроводной арматуры

Основными требованиями, предъявляемыми к запорной СТПА, являются [25]: необходимая степень герметичности, долговечность, циклическая стойкость, вероятность безотказной работы, ремонтпригодность, возможность безотказной работы в специфических условиях, выдача информации о положении запорного элемента, размещаемость в трубопроводных системах, виброакустические характеристики.

В судостроительной промышленности необходимость соответствия требованиям по вибрации закладывается на этапе проектирования судовых систем и определяется техническим заданием на разработку оборудования.

Перечень контролируемых вибрационных характеристик оборудования, в том числе арматуры, для объектов гражданской морской техники приведен в ГОСТ 31170 [73]. При этом документальному заявлению подлежат уровни среднеквадратичных по точкам вибрационных ускорений на основных неопорных связях изделия в трех взаимно перпендикулярных направлениях (x, y, z) в 1/3 октавных полосах частот в диапазоне 1,6-10000 Гц. Информация о вибрации включается в эксплуатационную, сопроводительную и нормативную документацию и используется для контроля, сравнения, прогнозирования, а также оценки эффективности мероприятий по снижению вибрации. При импульсном характере вибрации или переходном процессе короткой длительности полученные численные значения необходимо сравнить с текущим полным средним квадратическим значением скорректированного виброускорения с временем интегрирования, на которое приходится 90 % энергии сигнала.

В настоящее время развитие отечественного комплекса стандартов по вибрации идет в двух направлениях. С одной стороны, совершенствуется система стандартов по вибрационной безопасности труда (основополагающий стандарт ГОСТ 12.1.012 [74]) в которых обычно рассматривают предельные вибрационные характеристики и устанавливают предельные нормы в соответствии с гигиеническим нормированием по СН 2.2.4/2.1.8.566 [75]. С другой стороны, разработан ряд стандартов по контролю вибрационного состояния оборудования (основополагающий стандарт ГОСТ ИСО 10816 [76]), однако требования к методам измерений, а также нормы и критерии оценки состояния оборудования конкретного типа, предлагается устанавливать в стандартах на это оборудование, так называемых испытательных кодах.

До настоящего времени стандарты и испытательные коды общепромышленной арматуры и арматуры для объектов гражданской морской техники отсутствуют. Национальным стандартом ГОСТ Р 53672 установлены меры для обеспечения безопасности, которые предписывают лишь обеспечение защиты от вибрации «...конструктивным исполнением проточной части арматуры, снижающим в максимально возможной степени вибрации, возникающие при прохождении потока рабочей среды через затвор арматуры» [77] без привязки к методам измерения и оценки вибрации.

Совершенно противоположная ситуация наблюдается для СТПА, поставляемой на объекты военно-морского флота. Действующими в отрасли нормативными документами регламентированы объем испытаний, условия их проведения, методы измерения вибрации, способы контроля, контролируемые параметры, средства измерения, характеристики испытательного оборудования, погрешности измерений и нормы вибрации.

Методики контроля развивались, начиная с 70-х годов: Методика записи импульсных сигналов ОР66.680.00 ТО; Методические указания...№0604.1-2810; Методики контроля МКШС-61, МКШС-71, МКШС-81, МКИВС-80, МКИВС-95А. От поколения к поколению не только совершенствовались характеристики надводных

и подводных кораблей – ужесточались требования к вибрации корабельного оборудования.

Основополагающими документами, регламентирующими контроль и нормирования импульсной вибрации современной арматуры на заводских стендах, являются МКШС-81 [78] и МКИВС-95А [79]. В соответствии с этими методиками проводится контроль импульсной вибрации на межведомственных, квалификационных, периодических, типовых и приемосдаточных испытаниях опытных и серийных образцов СТПА, в ТЗ на разработку или в ТУ на поставку которых заказчиком внесены требования к импульсной вибрации.

В процессе испытаний определяются для каждого из трех взаимно перпендикулярных направлений среднеквадратичное по точкам измерений значение в дБ импульсной вибрации в 1/3 октавных полосах частот в диапазоне 5-10000Гц при времени усреднения для цифровых анализаторов 8 с относительно порога $3 \cdot 10^{-4}$ м/с². Затем производится проверка соответствия полученных значений предъявляемым требованиям или специальным дополнительным техническим требованиям – предельно-допустимым для конкретного изделия уровням.

В настоящее время требования к импульсной вибрации очень жесткие, импульсная вибрация СТПА должна соответствовать вибрации на стационарных режимах, и их обеспечение является сложной задачей.

1.4 Постановка задачи исследования

В современных судовых трубопроводных системах в силу условий их компоновки в затесненных отсеках отсутствуют условия для реализации полного (в соответствии с работами Н.Е. Жуковского) гидравлического удара.

Практически во всех судовых гидравлических трубопроводных системах фазное время лежит в пределах 3–10 миллисекунд при том, что время закрытия клапана составляет величину порядка нескольких секунд [80]. При этом классический гидроудар не реализуется, а механизм формирования динамического взаимо-

действия потока несжимаемой рабочей среды с обтекаемыми элементами проточной части трубопроводной арматуры отличается от механизма, рассмотренного Н.Е. Жуковским [81].

Однако, при смене режима работы СТПА наблюдается повышенная вибрация. Для ее целенаправленного снижения необходимо уточнить физические процессы, происходящие в проточной части арматуры различных типов.

Проблема формирования динамического воздействия при срабатывании арматуры является недостаточно изученной. Также малоизученными являются вопросы влияния на уровни вибрации геометрии проходного сечения, режимов срабатывания, схемы установки арматуры в трубопроводные системы.

Актуальным остается вопрос о наиболее эффективном типе арматуры для реализаций мероприятий по снижению импульсной вибрации и комплексному улучшению ВШХ.

В настоящее время при разработке СТПА успешно реализуются мероприятия по устранению кавитации, поэтому в рамках данной работы не проводится исследование виброактивности, обусловленное кавитационными процессами. В силу того, что вибрация, обусловленная гидродинамическими процессами, имеет большую интенсивность, по сравнению с вибрацией от механических источников, а также в предположении отсутствия резонансных и автоколебательных процессов, обусловленном достаточной жесткостью элементов трубопроводных систем и самой арматуры, влияние источников механической виброактивности не учитывается.

Учитывая результаты обзора современного состояния проблемы обоснованного анализом известных научных работ, а также принимая во внимание сделанные ранее допущения, можно утверждать, что для выполнения поставленной цели по снижению импульсной вибрации гидравлической СТПА необходимо решить следующие научные и практические задачи:

1. Провести анализ влияния СТПА на нестационарные процессы в трубопроводных системах.

2. Выполнить теоретические исследования гидродинамических и виброакустических процессов на импульсных режимах работы судовой трубопроводной арматуры: разработать физико-математические модели генерации динамической силы, определить коэффициенты сопротивления типовой арматуры при различных положениях запорного элемента, определить основные факторы, влияющие на характер динамической силы.
3. Разработать метод проектирования судовой трубопроводной арматуры, основанный на предложенных физико-математических моделях и обеспечивающий снижение виброактивности арматуры на импульсных режимах работы.
4. Разработать и изготовить опытный образец судовой трубопроводной арматуры в соответствии с предложенным методом проектирования.
5. Провести экспериментальные исследования гидравлических и виброакустических характеристик судовой трубопроводной арматуры на импульсных режимах работы.
6. Сформулировать рекомендации по проектированию и изготовлению, обеспечивающие снижение уровней импульсной вибрации СТПА.

1.5 Выводы

1. Определены и классифицированы основные типы трубопроводной арматуры, используемые в отечественной судостроительной промышленности.
2. Рассмотрены нестационарные процессы в трубопроводных системах, а также причины и степень влияния на них срабатывания СТПА.
3. Выполнен анализ требований, предъявляемых к импульсной вибрации СТПА, основанный на современных нормативных и методических документах.

4. Сформулированы основные задачи для выполнения поставленной цели по снижению импульсной вибрации гидравлической запорной СТПА.

Для определения порядка проектирования СТПА с улучшенными виброакустическими характеристиками на импульсных режимах работы, а также разработки образцов для стендовых испытаний, необходимо выполнить теоретические исследования гидродинамических процессов при нестационарных режимах работы.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ СТПА

При работе гидравлической трубопроводной арматуры неизбежно динамическое взаимодействие потока рабочей среды с обтекаемыми элементами ее проточной части. Результатом этого взаимодействия является возникновение вибрации и шума, как воздушного в окружающей среде, так и гидродинамического в рабочей среде. Особенно интенсивно процесс шумозарождения происходит при изменении режима работы СТПА, т.е. на так называемых импульсных, нестационарных режимах. Для разработки мероприятий по снижению шумности арматуры необходимо четко представлять физические процессы, которые обуславливают шумозарождение на этих режимах работы. Наиболее опасными с этой точки зрения являются процессы полного закрытия проходного сечения СТПА. Как было показано ранее, в современных реальных судовых трубопроводных гидравлических системах не реализуются условия для возникновения полного гидравлического удара. Механизм динамического взаимодействия тормозящегося потока рабочей среды с обтекаемыми элементами в проточной части арматуры отличается от механизма, рассмотренного Н. Е. Жуковским, так как время срабатывания СТПА (время движения рабочего элемента) значительно больше фазного времени системы.

В настоящем разделе представлены физико-математические модели и результаты теоретического исследования процесса формирования динамических сил, действующих на донно-бортовую и путевую арматуру при ее закрытии со стороны несжимаемой рабочей среды, а также оценка влияния на вибрационную активность арматуры различных факторов.

2.1 Динамическое воздействие потока на проточную часть донно-бортовой арматуры

Донно-бортовая арматура устанавливается непосредственно на корпусе судна ниже ватерлинии и служит для приема и слива воды в забортное пространство. Поэтому для оценки динамической силы, действующей на донно-бортовую арматуру со стороны потока, правомочной является следующая модель

(рисунок 2.1). Два бесконечно больших объема воды 1 и 2 соединены между собой трубой 3, имеющей сечение площадью S . Уровни воды в этих бесконечных объемах разнесены по высоте на некую величину H . Запорная арматура 4 установлена в конце трубы 3, непосредственно на выходе в бесконечный объем 2. Труба достаточно короткая, движение запорного элемента арматуры 4 достаточно медленное, так что полного гидравлического удара не происходит.

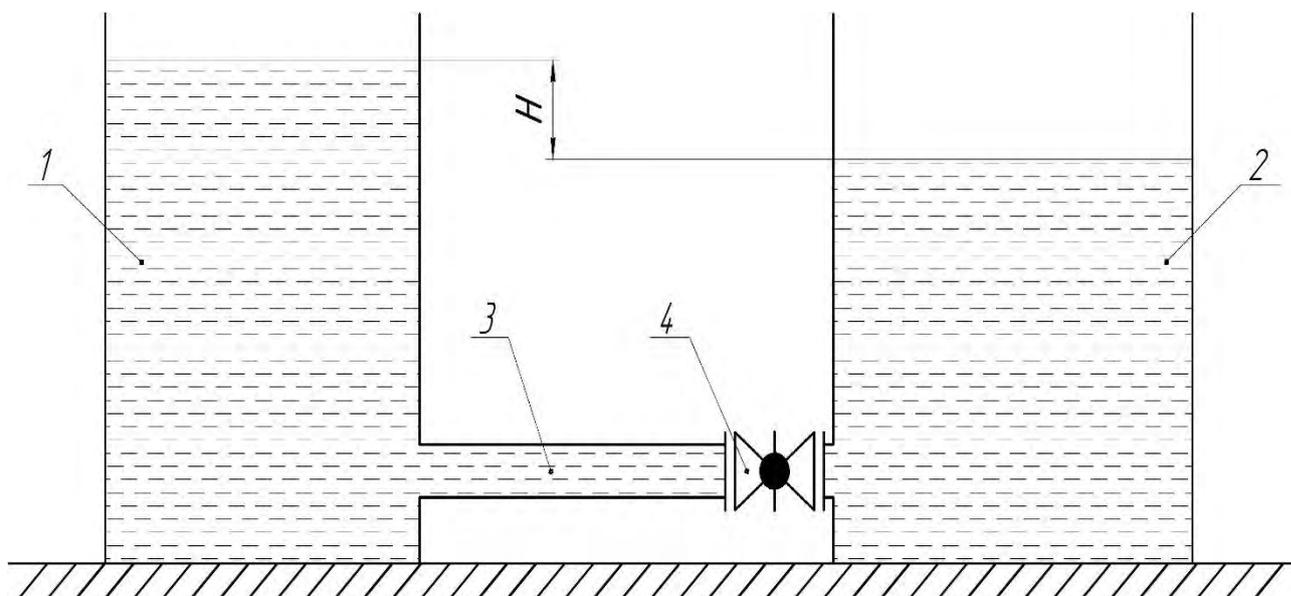


Рисунок 2.1 – Схема для оценки динамической силы, действующей на донно-бортовую арматуру

В соответствии со вторым законом Ньютона [82] импульс силы, действующей на запорный элемент при его движении, равен изменению момента количества движения рабочей среды, т. е.:

$$\vec{F} \cdot \Delta t = \Delta(m \cdot \vec{V}) \quad (2.1)$$

где $\Delta(m \cdot \vec{V})$ – изменение момента количества движения жидкости, кг·м/с;

Δt – изменение времени, с;

\vec{V} – скорость истечения воды через проходное сечение, м/с.

Поскольку труба соединяет бесконечные объемы, то давление на входе участка трубы перед запорной арматурой постоянно, соответственно постоянен и перепад давления между входом и выходом трубы. Поэтому связь между перепадом давления (разностью уровней воды) в объемах и скоростью истечения воды описывается уравнением Бернулли [83, 84]:

$$V = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}}, \quad (2.2)$$

где ΔP – перепад давления, Па;

ρ – плотность воды, кг/м³.

Соотношения (2.1) и (2.2) позволяют определить временную зависимость силы, действующей со стороны протекающей воды на запорный элемент арматуры в процессе ее закрытия [85].

Поскольку в силу сделанных выше предположений разность давлений на входе и выходе постоянна, то и скорость истечения воды также постоянна. По мере движения запорного элемента изменяется площадь проходного сечения арматуры. При изменении площади проходного сечения изменяется только расход, т.е. масса протекающей воды. Зависимость величины массы протекающей воды от времени имеет следующий вид:

$$m(t) = S(t) \cdot L \cdot \rho \quad (2.3)$$

Соответственно, временная зависимость изменения массы тормозящейся воды записывается в виде:

$$\Delta m(t) = \Delta[S(t)] \cdot L \cdot \rho, \quad (2.4)$$

где L – длина трубопровода от выхода из первого бесконечного объема до входа в запорную арматуру, м.

Таким образом, в этом случае величина действующей на запорный элемент динамической силы определяется только временным изменением массы тормозящейся воды, т.е.:

$$F(t) \cdot \Delta t = \Delta[S(t)] \cdot L \cdot \rho \cdot V, \quad (2.5)$$

В качестве примера целесообразно рассмотреть случай закрытия СТПА, имеющей квадратное проходное сечения со стороной a , и площадью в полностью открытом состоянии $S = a^2$ (рисунок 2.2).

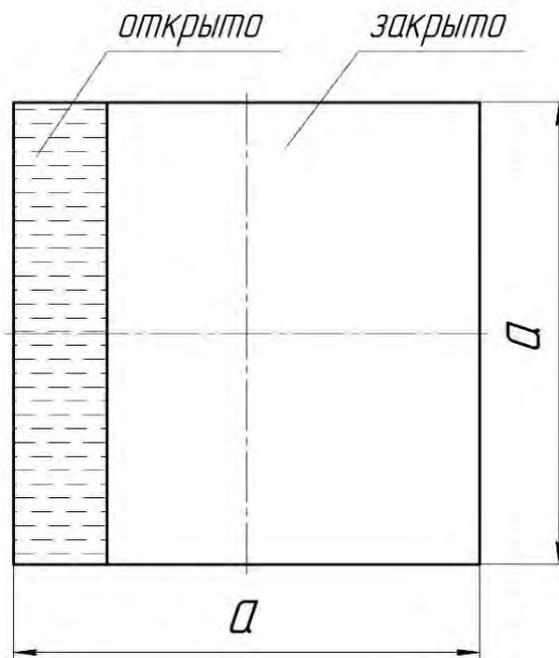


Рисунок 2.2 – Площадь проходного сечения СТПА квадратного сечения

Предполагается, что время закрытия – T , при этом запорный элемент, имеющий вид плоской задвижки, движется с постоянной скоростью v_0 , которая равна следующей величине:

$$v_0 = \frac{a}{T}, \quad (2.6)$$

При постоянной скорости движения запорного элемента изменение площади проходного сечения записывается в виде:

$$\Delta[S(t)] = v_0 \cdot a \cdot \Delta t = \frac{a^2 \cdot \Delta t}{T}, \quad (2.7)$$

Также предполагается, что скорость движения запорного элемента такова, что процесс считается квазистатическим, т.е. при этом не происходит нарушения закона Бернулли [83, 84]. В этом случае динамическая сила, действующая на запорный элемент донно-бортовой арматуры, равна следующей величине:

$$F(t) = \frac{1}{\Delta t} \cdot \Delta[S(t)] \cdot L \cdot \rho \cdot V = \frac{1}{\Delta t} \cdot \frac{a^2}{T} \cdot \Delta t \cdot L \cdot \rho \cdot V = \frac{a^2}{T} \cdot L \cdot \rho \cdot V, \quad (2.8)$$

Из данного выражения видно, что динамическая сила, действующая на донно-бортовую арматуру, прямо пропорциональна площади проходного сечения

арматуры, длине прямолинейного участка трубопровода перед входом в арматуру, скорости потока воды и обратно пропорциональна времени движения запорного элемента арматуры. Следовательно, для ее уменьшения нужно либо увеличивать время срабатывания, либо уменьшать площадь проходного сечения СТПА, длину прямолинейного участка трубопровода перед входом в арматуру или скорость потока рабочей среды.

Так, например, для донно-бортовой арматуры, размеры квадратного проходного сечения которой $0,089 \times 0,089$ м, площадь – $0,00792$ м², перед которой расположен прямолинейный участок длиной 1 м, в системе с перепадом давления, которое обеспечивает скорость воды 1 м/с при времени закрытия арматуры 10 секунд, плотности $1 \cdot 10^3$ кг/м³ и равномерном движении запорного элемента получаем:

$$F(t) = \frac{a^2}{T} \cdot L \cdot \rho \cdot V = \frac{0,00792}{10} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 1 = 0,792H$$

При этом, зависимость динамической силы, действующей на запорный элемент арматуры при ее закрытии, от времени имеет вид, приведенный на рисунке 2.3.

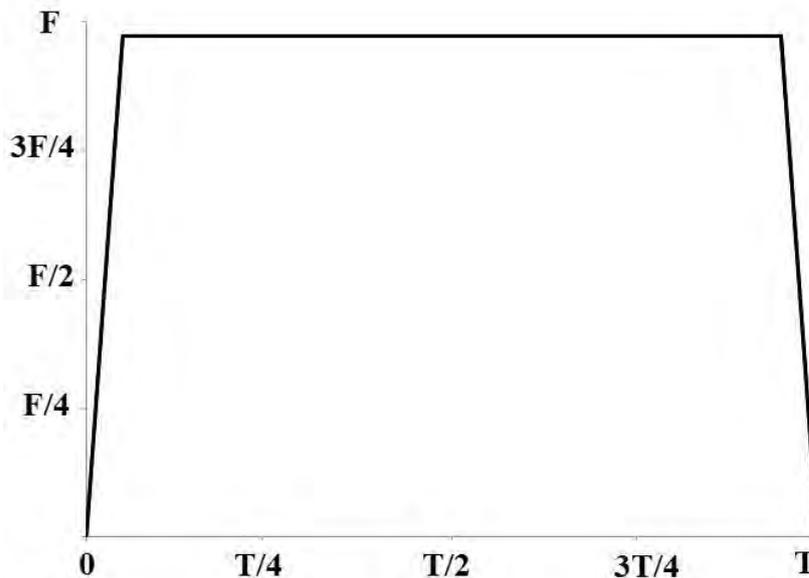


Рисунок 2.3 – Зависимость динамической силы от времени закрытия арматуры квадратного сечения при равномерном движении запорного элемента

Для сравнения рассмотрим случаи закрытия наиболее распространенных в судовых трубопроводных системах типов СТПА, имеющих одинаковую площадь проходного сечения (рисунок 2.4).

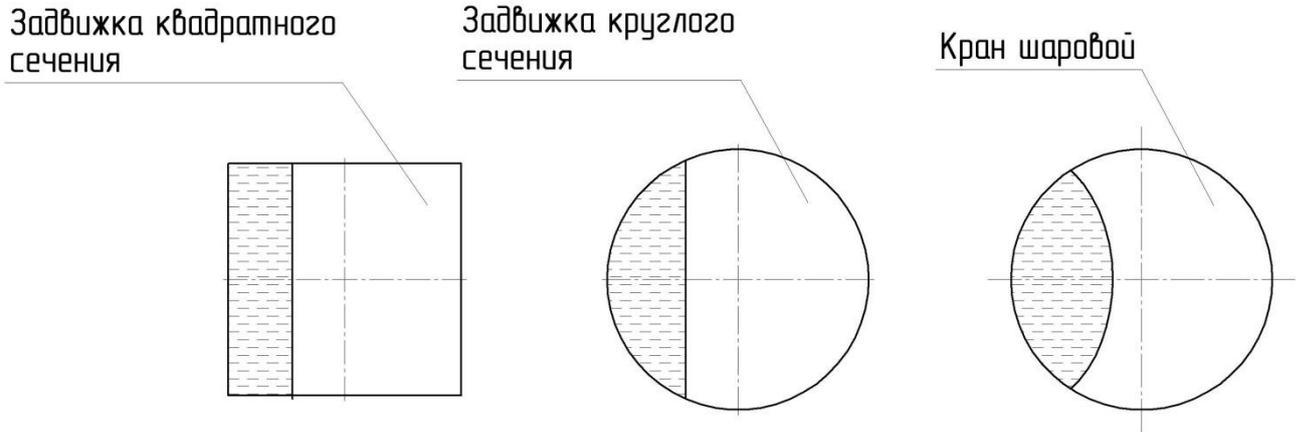


Рисунок 2.4 – Формы проходного сечения различных типов СТПА

Изменение площадей проходного сечения рассматриваемых типов СТПА при равномерной скорости движения и одинаковом времени срабатывания запорного элемента показано на рисунке 2.5.

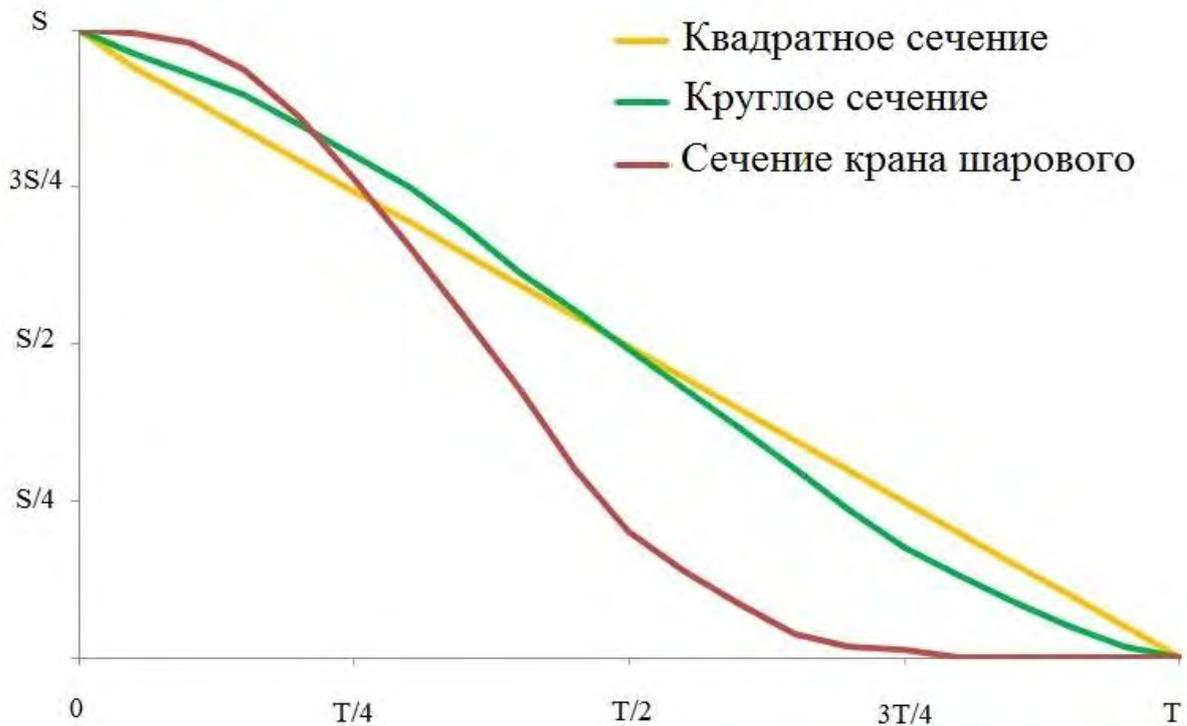


Рисунок 2.5 – Изменение площадей проходного сечения во время закрытия различных типов арматуры

На рисунке 2.6 представлены временные зависимости динамической силы, действующей со стороны воды на запорный элемент различных типов ДБА, полученные в соответствии с (2.5).

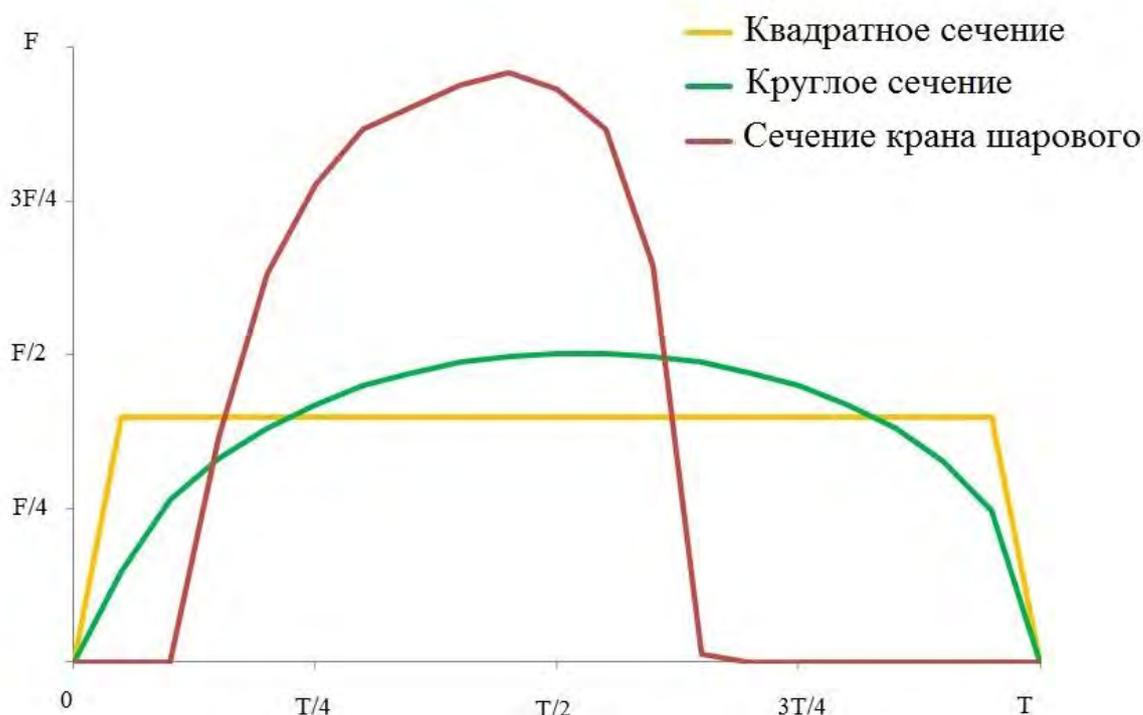


Рисунок 2.6 – Зависимость динамической силы, действующей на запорные элементы различных типов арматуры от времени закрытия

Сравнение полученных кривых показывает, что величина динамической силы, действующей со стороны воды на запорный элемент ДБА, существенно зависит от формы ее проходного сечения [86]. Как видно из приведенных зависимостей, наиболее благоприятным является линейное изменение площади проходного сечения, что реализуется, например, при квадратном сечении арматуры. При этом динамическая сила постоянна во времени. В других случаях имеются моменты времени, когда динамическая сила, действующая на запорный элемент, резко возрастает, например, для шарового крана.

Из этого следует вывод – для любой формы проходного сечения ДБА можно подобрать такой закон изменения формы проходного сечения (т.е. закон движения запорного органа), при реализации которого динамическая сила, действующая на запорный орган, будет оптимальной.

2.2 Динамическое воздействие на проточную часть путевой арматуры

Временные зависимости, приведенные в предыдущем разделе, описывают поведение динамической силы для судовой ДБА, т.е. для такой арматуры, из которой поток воды выходит в безграничное пространство.

Несколько иная картина будет наблюдаться для судовой путевой арматуры, т.е. для арматуры, установленной в конкретной трубопроводной системе. Кроме рассматриваемой арматуры в этой системе присутствуют еще другие элементы, обладающие соответствующим гидравлическим сопротивлением (КС).

Для примера рассмотрим трубопроводную систему, аналогичную системе, показанной на рисунке 2.1, но в трубопроводе 3 установлено добавочное гидравлическое сопротивление 5. Принципиальная схема такой системы представлена на рисунке 2.7.

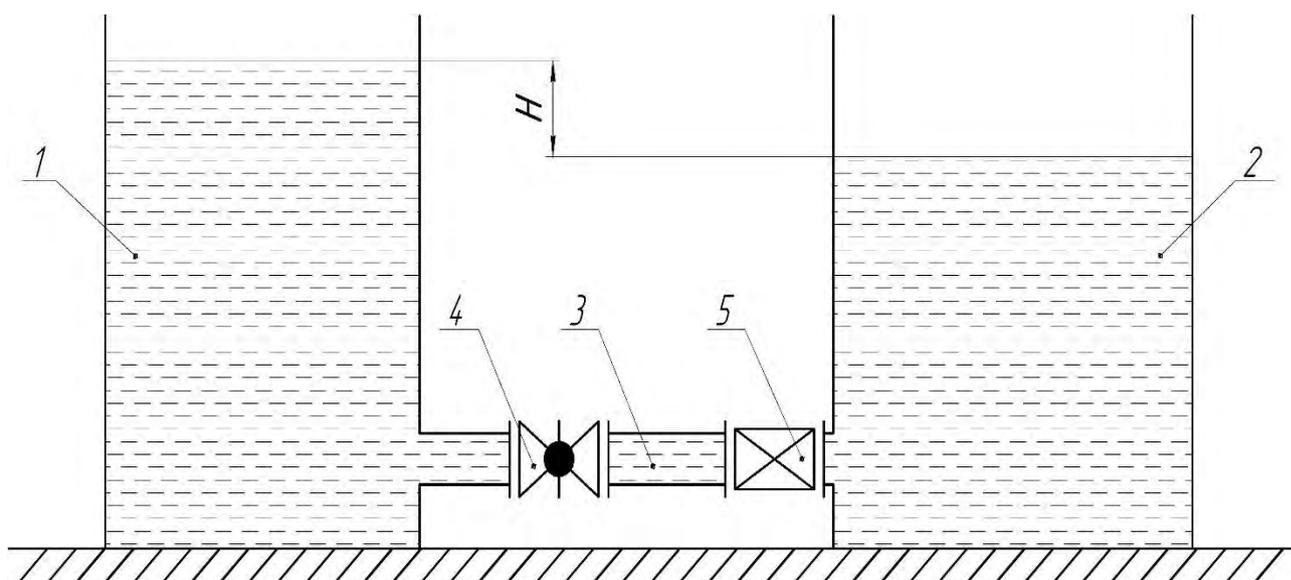


Рисунок 2.7 – Схема для оценки динамической силы путевой с учетом дополнительного гидравлического сопротивления в трубопроводной системе

В этом случае при постоянном перепаде давления между входом и выходом трубы связь между перепадом давления и скоростью потока описывается следующим соотношением [87]:

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = (\zeta_1 + \zeta_2) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (2.9)$$

где ζ_1, ζ_2 – безразмерные коэффициенты сопротивления арматуры 4 и трубопроводной системы, в которой она установлена.

Обычно КС путевой арматуры в открытом положении значительно меньше КС всей системы. По мере закрытия её КС растёт, сначала сравниваясь с КС системы, а затем, превышая его. При полностью закрытой арматуре этот коэффициент стремится к бесконечности.

Также, как и ранее, рассмотрим для примера закрытие задвижки квадратного сечения (рисунок 2.2). Приведем изменение площади проходного сечения запорного задвижки ΔS к изменению КС. Этот коэффициент зависит от режима течения жидкости, размеров арматуры, конструктивных особенностей, степени открытия и приведен в различной технической литературе [87, 40].

Для расчетов воспользуемся экспериментальными данными, приведенными в [87]. КС задвижки квадратного сечения в зависимости от степени закрытия указан на таблице 2.1 (где 1 соответствует полностью открытому сечению, 0 – полностью закрытому), а затем приведен ко времени перекрытия проходного сечения при равномерном движении запорного элемента (рисунок 2.8).

Таблица 2.1 – КС задвижки квадратного сечения в зависимости от степени закрытия

№ п/п	Степень закрытия	КС для квадратного сечения арматуры
1.	1,0	0,00
2.	0,9	0,17
3.	0,8	0,55
4.	0,7	1,23
5.	0,6	2,43
6.	0,5	4,54
7.	0,4	8,78
8.	0,3	18,5
9.	0,2	42,3
10.	0,1	155
11.	0,0	∞

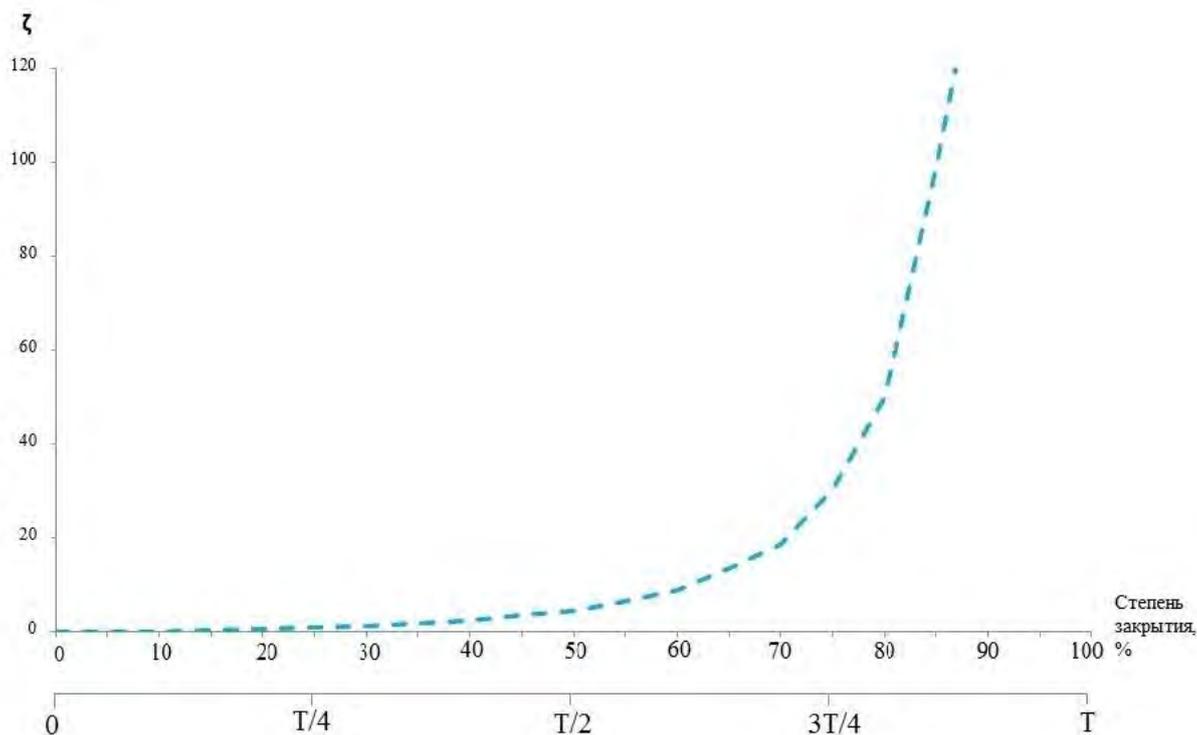


Рисунок 2.8 – Временная зависимость КС задвижки квадратного сечения в процессе ее закрытия при равномерном движении запорного элемента

В рассматриваемом случае скорость протекания воды в трубе определится следующей зависимостью:

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot (\zeta_1 + \zeta_2)}}, \quad (2.10)$$

В качестве примера для численных оценок величину дополнительного гидравлического сопротивления примем равной $\zeta_2 = 40$. Рассчитанные для этого случая временные зависимости суммарного гидравлического сопротивления, скорости протекания рабочей среды и динамической силы, действующей на запорный элемент, приведены на рисунке 2.9.

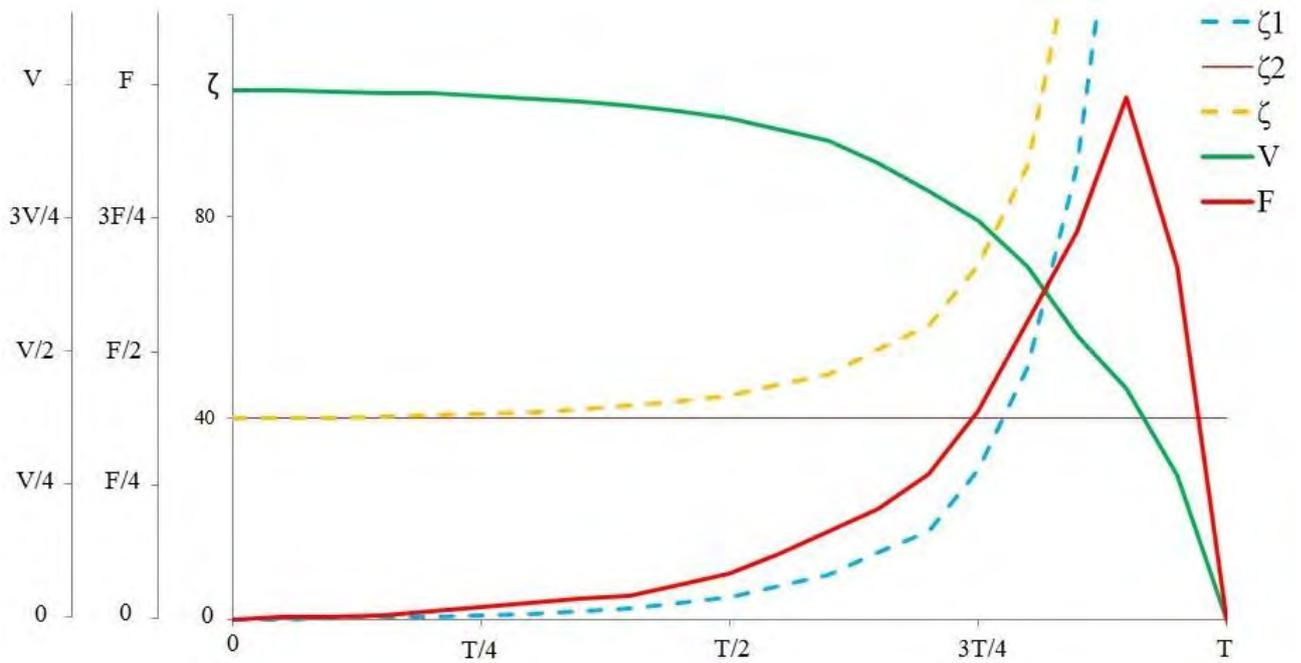


Рисунок 2.9 – Временные зависимости КС путевой арматуры ζ_1 , трубопроводной системы ζ_2 , суммарного КС ζ , скорости протекания рабочей среды V и динамической силы F

Если же величина дополнительного гидравлического сопротивления увеличится до величины $\zeta_2 = 80$, то временные зависимости всех рассматриваемых величин изменятся. Они приведены на рисунке 2.10.

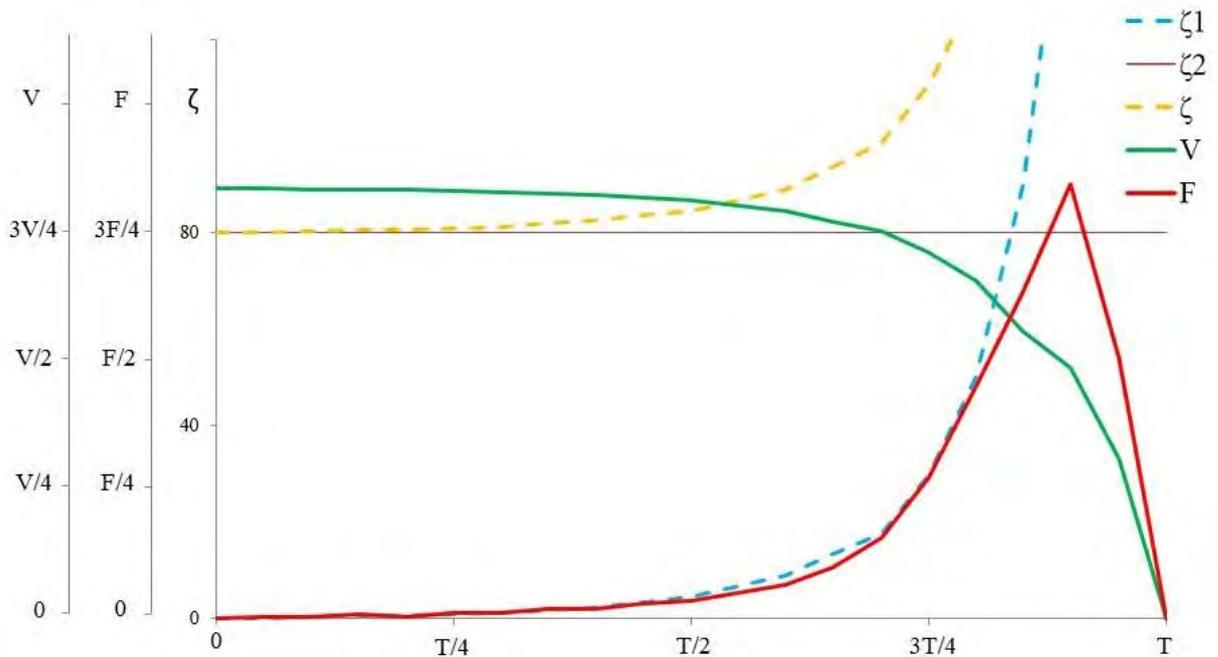


Рисунок 2.10 – Временные зависимости КС путевой арматуры ζ_1 , трубопроводной системы ζ_2 , суммарного КС ζ , скорости протекания рабочей среды V и динамической силы F

Из сравнения зависимостей, приведенных на этих рисунках, видно, что форма импульса динамической силы существенно зависит от характеристик трубопроводной системы, в которой установлена арматура.

Как следует из (2.10), пока КС арматуры значительно меньше КС трубопроводной системы среднерасходная скорость воды в трубопроводе практически не изменяется, она начнет уменьшаться только тогда, когда эти величины становятся сопоставимы. При этом, пока скорость рабочей среды меняется незначительно, динамическая сила близка к нулю, она возрастает тогда, когда скорость и, соответственно, масса протекающей воды начинают изменяться. (В данном случае влияние изменения скорости потока воды в проходном сечении арматуры на ее вибрационные характеристики путевой не рассматривается.)

Как видно из рисунков 2.9 и 2.10, в рассматриваемом случае значительная динамическая сила действует не все время закрытия, а только некоторую, причем весьма незначительную часть этого времени, что, естественно, приводит к ее резкому возрастанию.

Таким образом, характер действующей на запорный элемент путевой арматуры динамической силы определяется не только конструктивным исполнением собственно путевой арматуры, но и местом установки ее в конкретной трубопроводной системе, характеристиками этой системы и законом движения запорного элемента. Для уменьшения динамической силы, действующей на запорный элемент путевой арматуры, целесообразно кроме предложений, изложенных в разделе 2.1, выбирать необходимый закон движения запорного элемента, например, так, чтобы первую половину пути он проходил быстро, а вторую половину пути - медленно.

Как следует из вышеприведенного рассмотрения для определения оптимальных режимов закрытия арматуры и выполнения расчетных оценок необходимо уметь определять гидродинамические характеристики проточной части арматуры в промежуточном положении. Учитывая наличие современных расчетных методов и уровень развития компьютерной техники, такое определение целесообразно выполнять методом численного моделирования.

2.3 Определение основных гидродинамических характеристик проточной части арматуры методами численного моделирования

Основной гидравлической характеристикой трубопроводной арматуры является КС сопротивления ξ , характеризующий совершенство ее проточной части. Чем лучше гидродинамические характеристики внутренних поверхностей, тем ниже интенсивность вихреобразования при обтекании их скоростным потоком и слабее колебательные процессы [52]. Учитывая, что повышенная вибрация часто возникает в диапазоне нагрузок, определяемом малой и средней степенью открытия арматуры, формирование акустически эффективной проточной части при каждой степени открытия является важной задачей.

До недавнего времени опыт определения коэффициентов сопротивления базировался на многочисленных экспериментальных данных, полученных при стендовых испытаниях. Однако использование методов численного моделирования пространственных течений позволяет с достаточной для практических нужд степенью точности определять гидродинамические параметры проточных частей арматуры расчетным путем. Внедрение численных методов в практику проектирования существенно сокращает материальные и временные затраты на разработку новых и отработку существующих конструкций.

Оценим эффективность численного моделирования трехмерных турбулентных течений для определения КС и структуры течения на примерах расчета проточной части задвижки квадратного сечения, задвижки круглого сечения и крана шарового (рисунок 2.4) при изменении их степени открытия с использованием программного обеспечения ANSYS Fluent [88]. При этом предполагается, что в каждый момент времени течение рабочей среды вне зависимости от положения рабочего органа задвижки является квазистационарным.

Далее процесс расчета подробно приведен для проточной части крана шарового. Трехмерная геометрия проточных частей создана в CAD-системе Creo, а затем импортирована в ANSYS для построения сетки и проведения расчетов. Расчетная область включает в себя внутреннюю область шарового крана, часть входной и

выходной трубы. Задача решается в квазистационарной постановке, т.е. рассматриваются несколько вариантов положения запорного элемента в соответствии с различной степенью закрытия проходного сечения.

Исходные данные для расчета:

- проводимая среда «вода водопроводная» температурой 20°C, плотностью $\rho=998$ кг/м³, динамической вязкостью $\mu=0,001003$ Па·с;
- скорость на входе $V=4$ м/с;
- давление на выходе $P_{ex}=2 \cdot 10^5$ Па;
- условный проход $DN=100$ мм.

В соответствии с ГОСТ Р 55508 [89] для любого типа арматуры номинальных диаметров $DN \leq 250$ для всех значений хода запорного элемента при числах Рейнольдса более $2 \cdot 10^4$ наступает область квадратичного сопротивления, в которой КС практически не зависит от числа Рейнольдса.

Для определения режима течения жидкости в этом случае рассчитаем число Рейнольдса [89]:

$$Re = \frac{V \cdot DN \cdot 10^{-3} \cdot \rho}{\mu} = \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot 998}{0,001003} = 4 \cdot 10^5, \quad (2.11)$$

Так как число Рейнольдса больше, чем $2 \cdot 10^4$, то режим течения является турбулентным.

Для каждого положения запорного элемента стационарное, в среднем турбулентное течение вязкой несжимаемой жидкости описывается системой уравнений неразрывности и Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Турбулентные напряжения моделируются с помощью Realizable k-ε (RKE) модели турбулентности [90]. При постановке граничных условий используется метод пристеночных функций (enhanced wall treatment), что позволяет существенно сократить количество расчетных ячеек [91]. Турбулентное число Прандтля принято равным 0,9.

Использование данной модели предполагает, что безразмерное расстояние от поверхности обтекания вглубь потока y^+ находится в пределах $30 < y^+ < 300$. Используя данное предположение, найдем высоту первого слоя y . Для этого определим коэффициент трения:

$$Cf = 0,0079 \cdot Re^{-0,25} = 0,0079 \cdot (4 \cdot 10^5)^{-0,25} = 0,003 \quad (2.12)$$

Напряжение сдвига при этом:

$$\tau_w = \frac{1}{2} \cdot Cf \cdot \rho \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,003 \cdot 998 \cdot 4^2 = 24,0 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2) \quad (2.13)$$

Скорость, зависящая от напряжения сдвига, определяется следующим образом:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = \sqrt{\frac{24,0}{998}} = 0,15 \text{ м/с} \quad (2.14)$$

Принимая $y^+=100$, рассчитаем высоту первого слоя y у стенки

$$y = \frac{y^+ \cdot \mu}{u_\tau \cdot \rho} = \frac{100 \cdot 0,001003}{0,15 \cdot 998} = 6,7 \cdot 10^{-4} \text{ м} \quad (2.15)$$

В соответствии с приведенными выше расчетами назначаем толщину первого слоя (в области пограничного слоя) равной 0,67 мм. При этом выбираем количество слоев – 10.

Далее строится тетраэдральная сетка с 10 призматическими слоями в области пограничного слоя, вид данной сетки представлен на рисунке 2.11. Размерность сетки подбирается в соответствии с требованиями высокорейнольдсовой модели турбулентности, размер элементов в ней равен 7 мм.

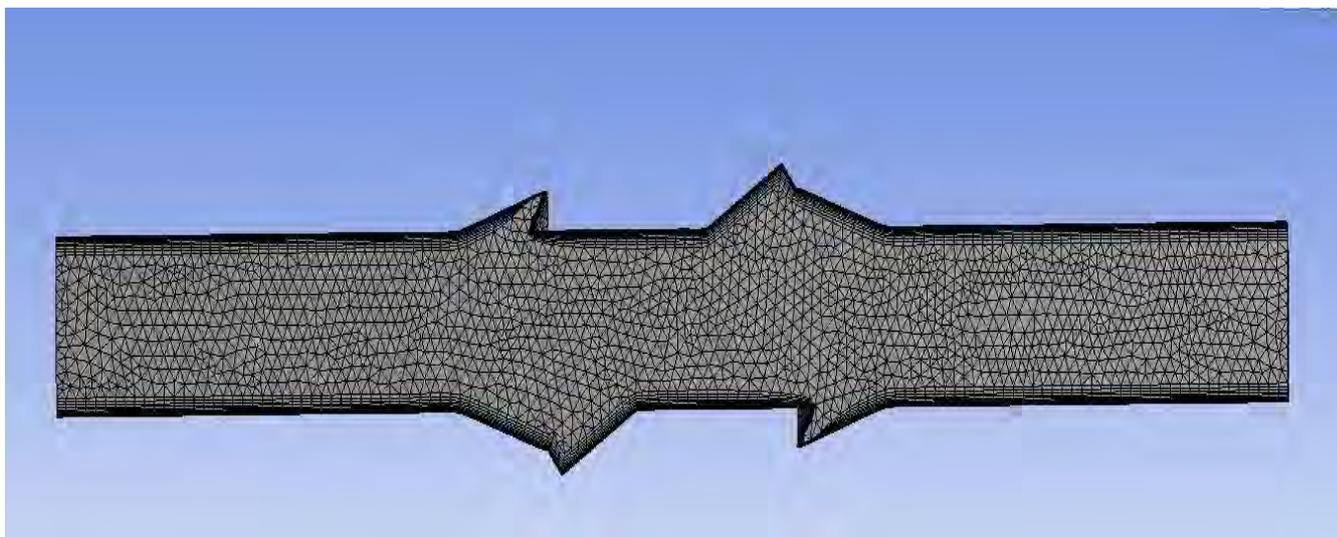


Рисунок 2.11 – Тетраэдальная сетка с 10 призматическими слоями в области пограничного слоя

Качество построенной сетки проверяется с использованием двух параметров: ортогональное качество и скошенность. Решение проводится по схеме SIMPLE с использованием второго порядка точности. Расчетное значение $y^+ = 68$, что находится в допустимых пределах $30 < y^+ < 300$ и является подтверждением правильности построения сетки.

По результатам численного моделирования при полностью открытом сечении крана шарового полное давление на входе $P_{вх}$ составляет $2,13 \cdot 10^5$ Па, а давление на выходе $P_{вых2} = 10 \cdot 10^5$ Па.

Из этого следует, что перепад давления

$$\Delta P = (2,13 - 2,10) \cdot 10^5 = 3 \cdot 10^3 \text{ Па} \quad (2.16)$$

При этом КС крана шарового

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta P}{V^2 \cdot \rho} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 10^3}{4^2 \cdot 998} = 0,4 \quad (2.17)$$

Аналогичным образом рассчитываются гидродинамические характеристики для всех рассматриваемых выше типов проточных частей. В результате для каждой проточной части (рисунки 2.12, 2.14, 2.16) получены графические зависимости распределения скоростей (рисунки 2.13, 2.15, 2.17) и давлений, которые позволяют определить значения КС при любой степени открытия [92].

Поля скоростей наглядно показывают характер течения, наличие зон обратного тока и образование вихрей: при уменьшении площади проходного сечения арматуры увеличивается протяженность зон отрыва у выходных патрубков, повышается неравномерность поля скорости и увеличивается значение скорости в зазоре между запорным элементом и седлом.

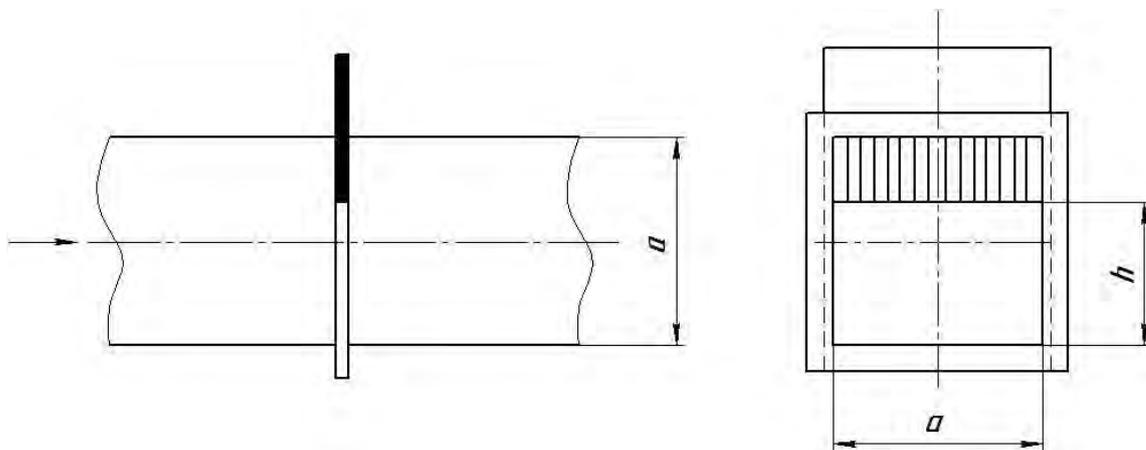


Рисунок 2.12 – Задвижка квадратного сечения

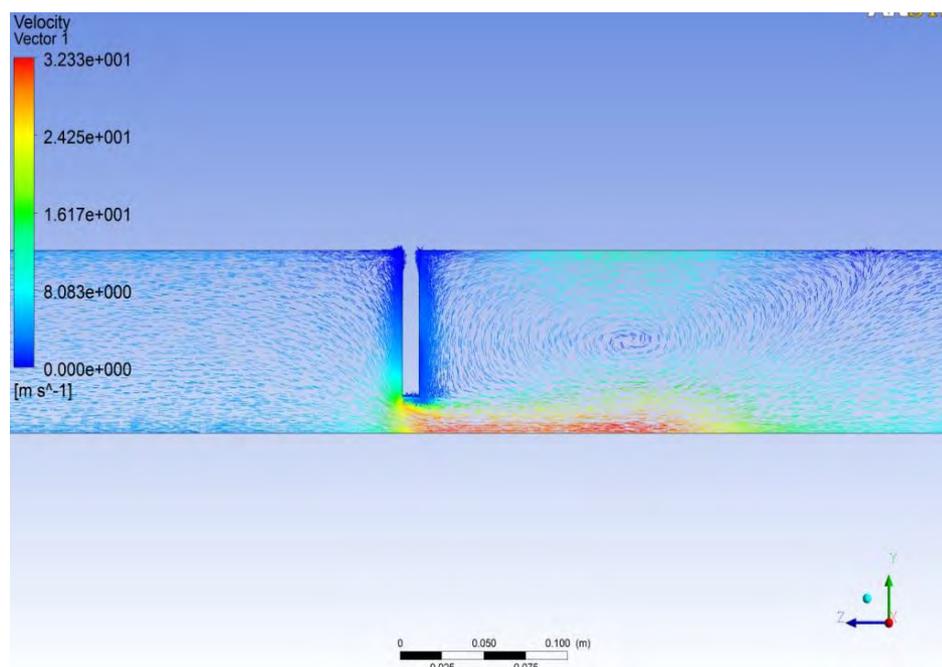


Рисунок 2.13 – Распределение скорости в задвижке квадратного сечения при степени закрытия 80%

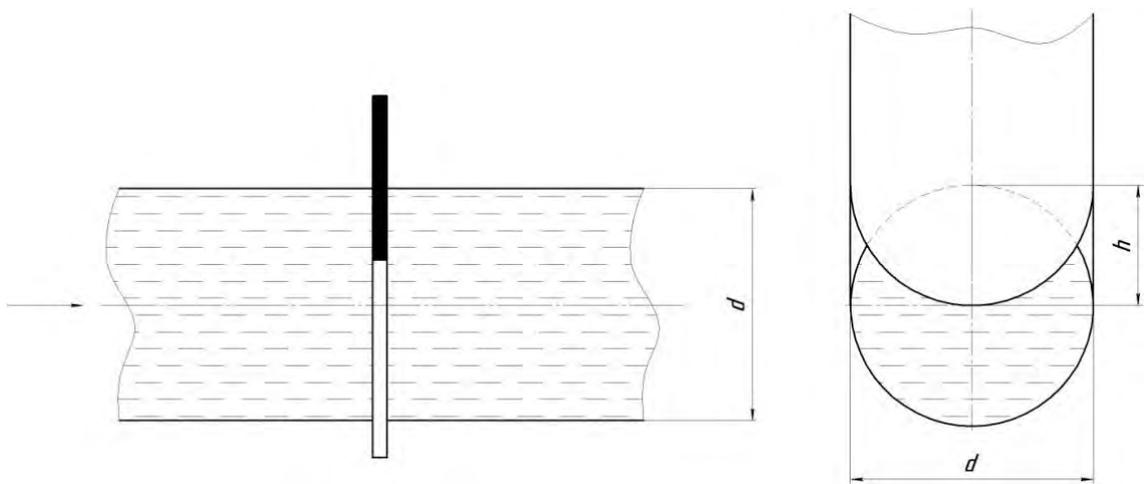


Рисунок 2.14 – Задвижка круглого сечения

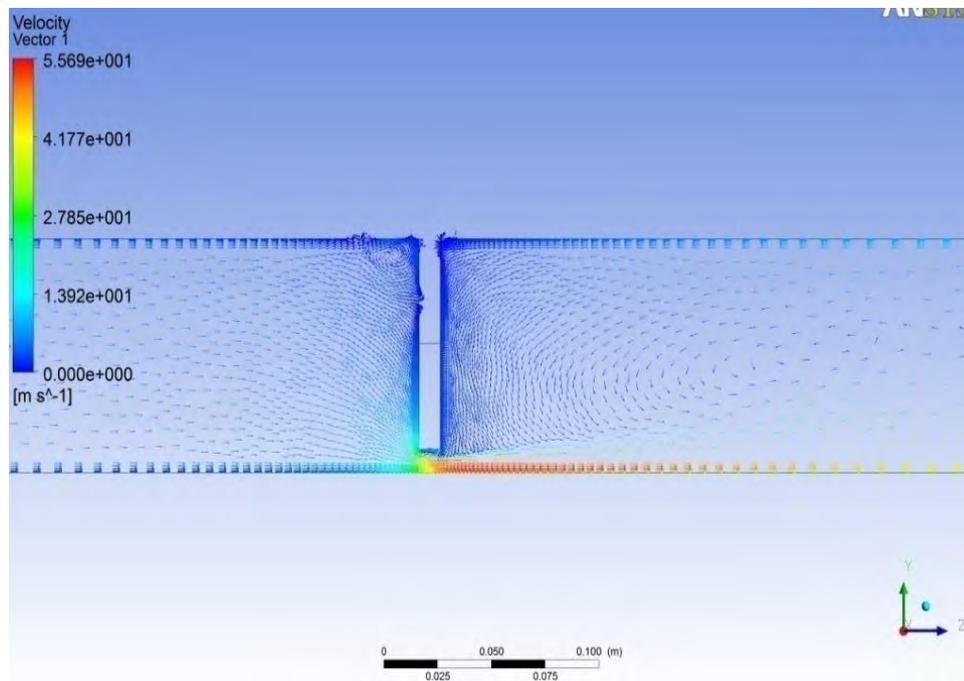


Рисунок 2.15 – Распределение скорости в задвижке круглого сечения при степени закрытия 90%

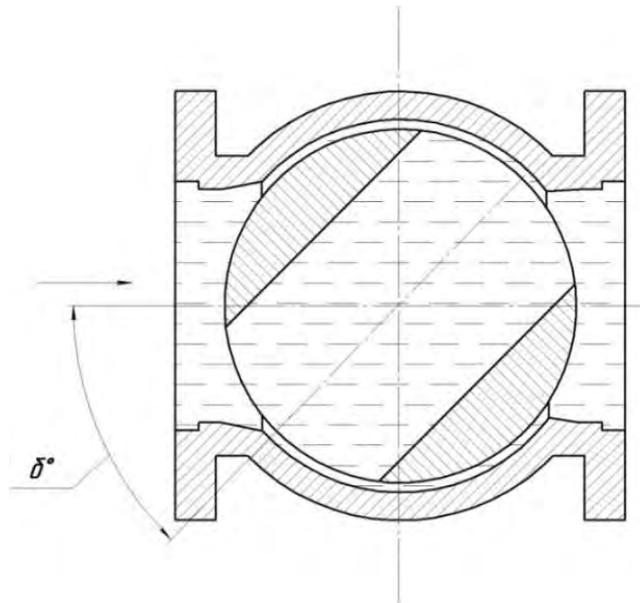


Рисунок 2.16 – Кран шаровой

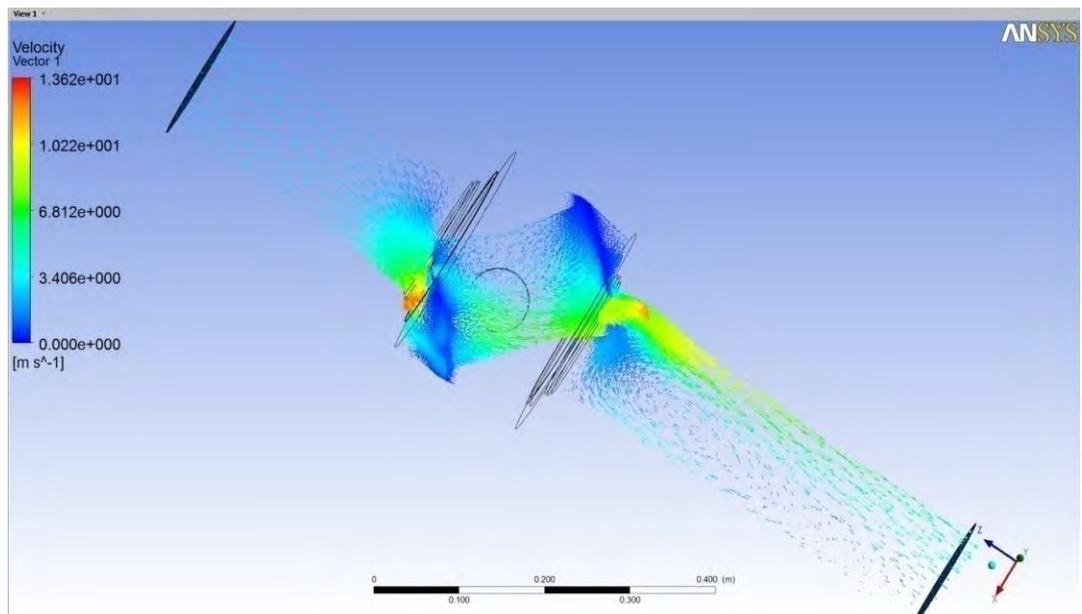


Рисунок 2.17 – Распределение скорости в кране шаровом при степени закрытия 50%

Результаты расчета потерь давления и КС для всех вариантов достаточно хорошо согласуются со справочными данными (рисунок 2.18).

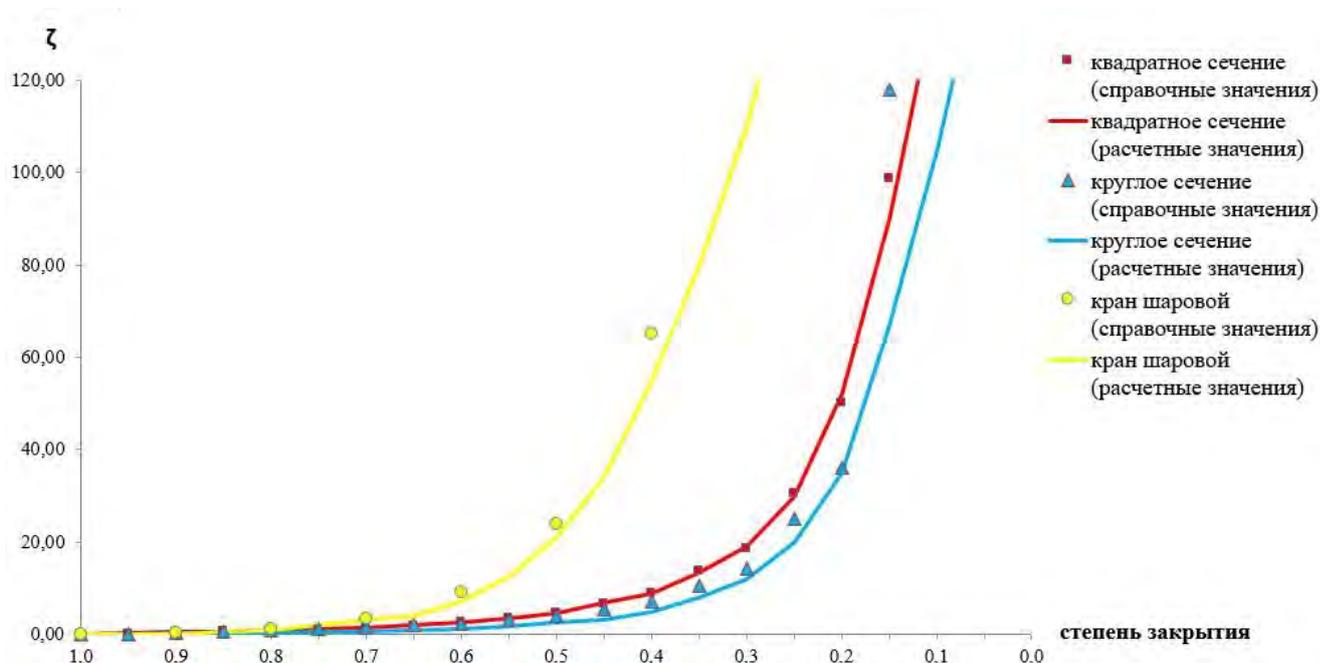


Рисунок 2.18 – Зависимость КС от степени закрытия проходного сечения для различных типов арматуры

Таким образом, выполненные исследования свидетельствуют о надежности применения методов численного моделирования пространственных турбулентных течений для отработки и выбора на стадии проектирования гидродинамически и, соответственно, акустически эффективных проточных частей арматуры. По результатам численного моделирования можно получать детальную информацию о локальных источниках вихреобразования и потерь давления.

Анализ численными методами физической картины течения жидкости также может быть использован для оптимизации проточной части, уменьшения КС, объективной оценки качества проточной части.

2.4 Анализ влияния различных факторов на динамическую силу

2.4.1 Влияние времени срабатывания привода арматуры

Изменение времени срабатывания привода СТПА, т. е. времени полного закрытия проходного сечения приводит к изменению вида импульса действующей силы. Так, например, если в случае закрытия ДБА (рассмотрен в разделе 2.1) время

срабатывания уменьшается в 2 или 4 раза, то соответственно изменяются временные зависимости динамической силы. Они приобретают вид, представленный на рисунке 2.19 [93].

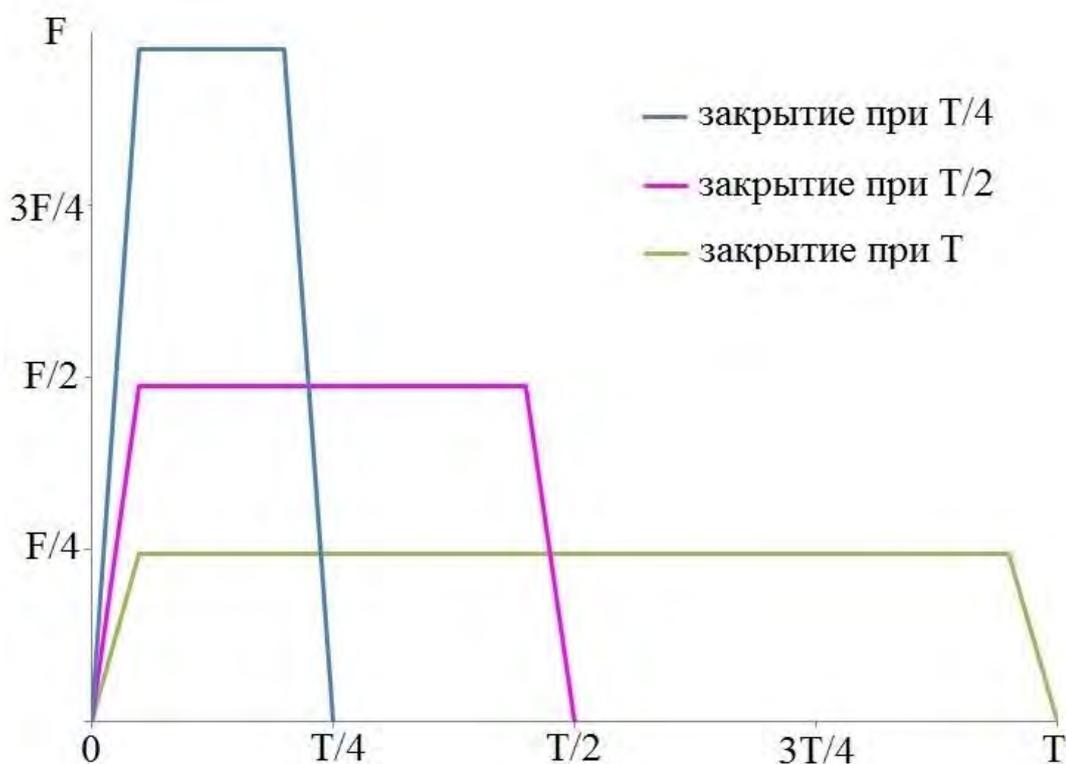


Рисунок 2.19 – Зависимость динамической силы при различных временах закрытия

Из приведенных зависимостей следует, что если варьировать временем закрытия, то при прочих равных условиях изменяется и форма, и амплитуда импульса. Т.е. изменяя закон движения запорного элемента, можно получить различный вид импульса силы и, соответственно, различную вибрацию, обусловленную ее воздействием.

При исследованиях волновых процессов большое внимание уделяется вопросам безопасного закрытия СТПА с учетом «эффективного» времени закрытия, под которым принимается интервал времени этапа закрытия арматуры, в течение которого расход через трубопровод снижается с 90% от начального значения до нуля. Именно в этот промежуток времени снижение расхода сопровождается формированием в трубопроводе волны давления.

Согласно проведенным исследованиям судовых задвижек в системах морских нефтеналивных терминалов [47], безопасное время закрытия должно значительно, от 2 до 10 и более раз превышать двойное время пробега волны давления. В большинстве случаев безопасное время закрытия задвижек значительно превосходит фактическое быстроедействие судовых задвижек, которое составляет от 3 до 20–30 с.

Влияние времени срабатывания на уровни импульсной вибрации ДБА весьма существенно [65] и было подтверждено при определении фактических уровней импульсной вибрации СТПА на стенде КБ «Армас» при испытаниях типовых конструкций на безрасходных режимах (рисунок 2.20).

При испытаниях шаровых кранов с равномерным движением запорного элемента на расходных режимах [61], также отмечено снижение уровней импульсной вибрации при увеличении времени срабатывания (рисунок 2.21).

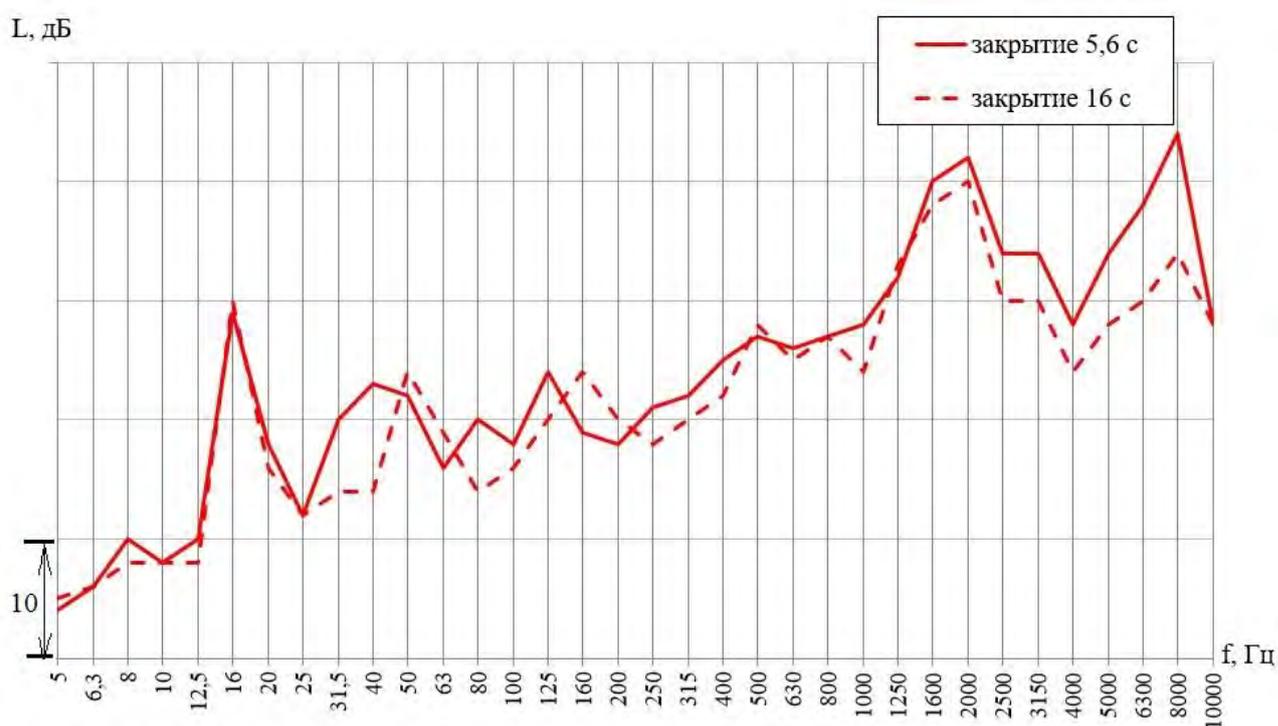


Рисунок 2.20 – Уровни импульсной вибрации при различном времени закрытия тарельчатого клапана DN 150

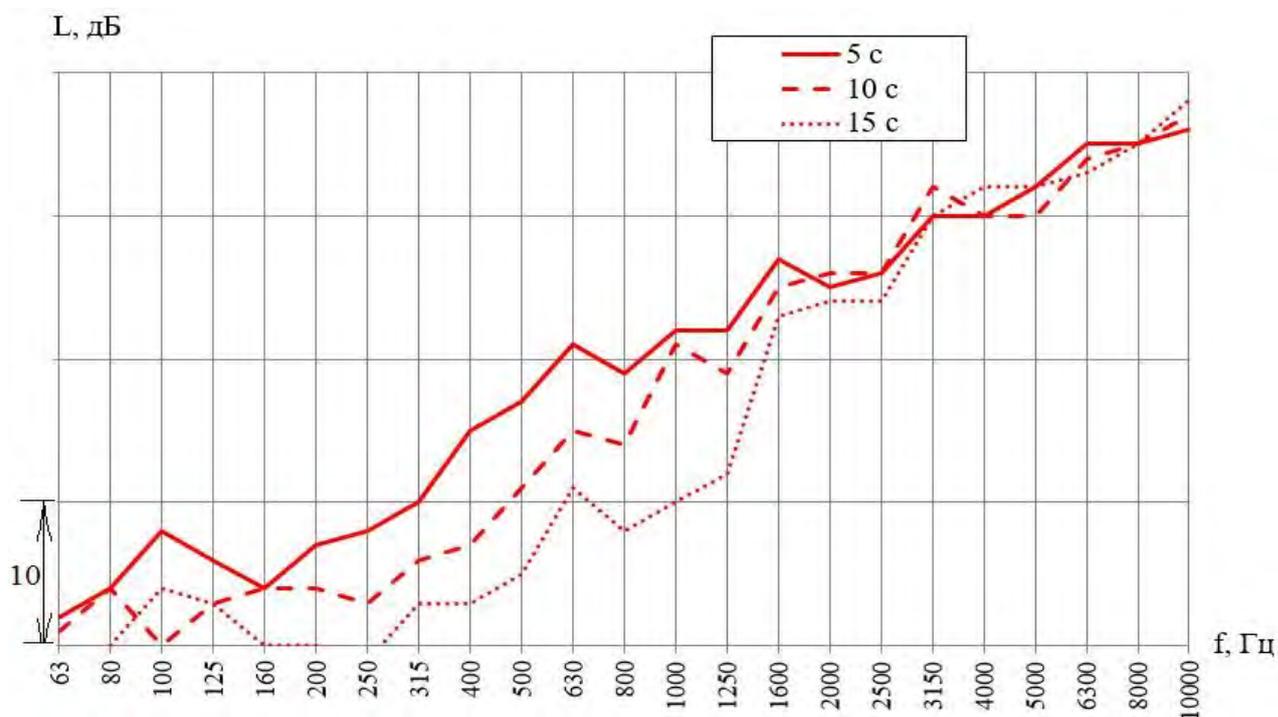


Рисунок 2.21 – Уровни импульсной вибрации при различном времени срабатывания крана шарового DN 150

Из рисунков 2.20 и 2.21 следует, что при увеличении времени срабатывания СТПА происходит снижение уровней импульсной вибрации в различном диапазоне частот. Таким образом, изменение времени срабатывания и, соответственно, вида импульса действующей силы приводит к изменению уровней импульсной вибрации.

2.4.2 Влияние режима течения проводимой среды

Особенности формирования структуры потока на нестационарных режимах работы СТПА обуславливают зависимость уровней импульсной вибрации от срабатываемого перепада давления. Из приведенных в разделе 2.1 зависимостей (2.1), (2.2) при различном перепаде давления получаем следующий вид импульса (рисунок 2.22). Как видно из этого рисунка, в данном случае изменяется только амплитуда импульса, а его форма остается неизменной. Поэтому уровни вибрации должны в основном меняться по амплитуде. Такой характер снижения уровней вибрации подтверждается экспериментальными данными (рисунок 2.23).

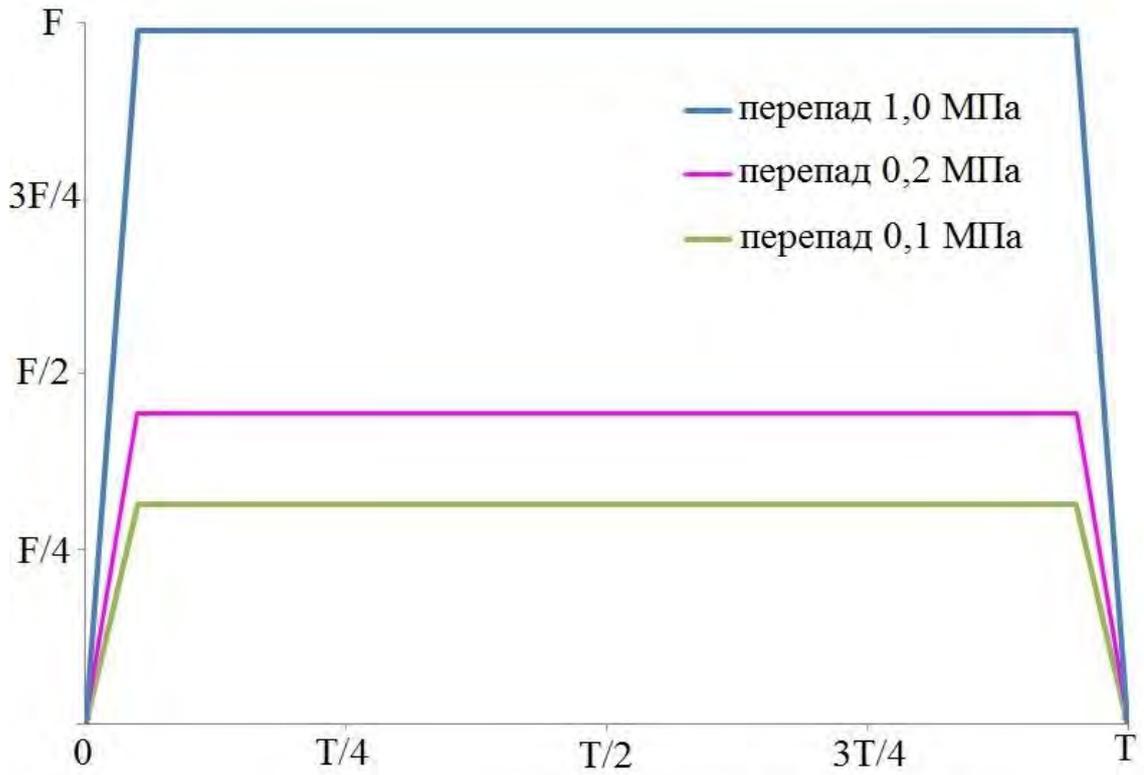


Рисунок 2.22 – Зависимость динамической силы при различном перепаде давления

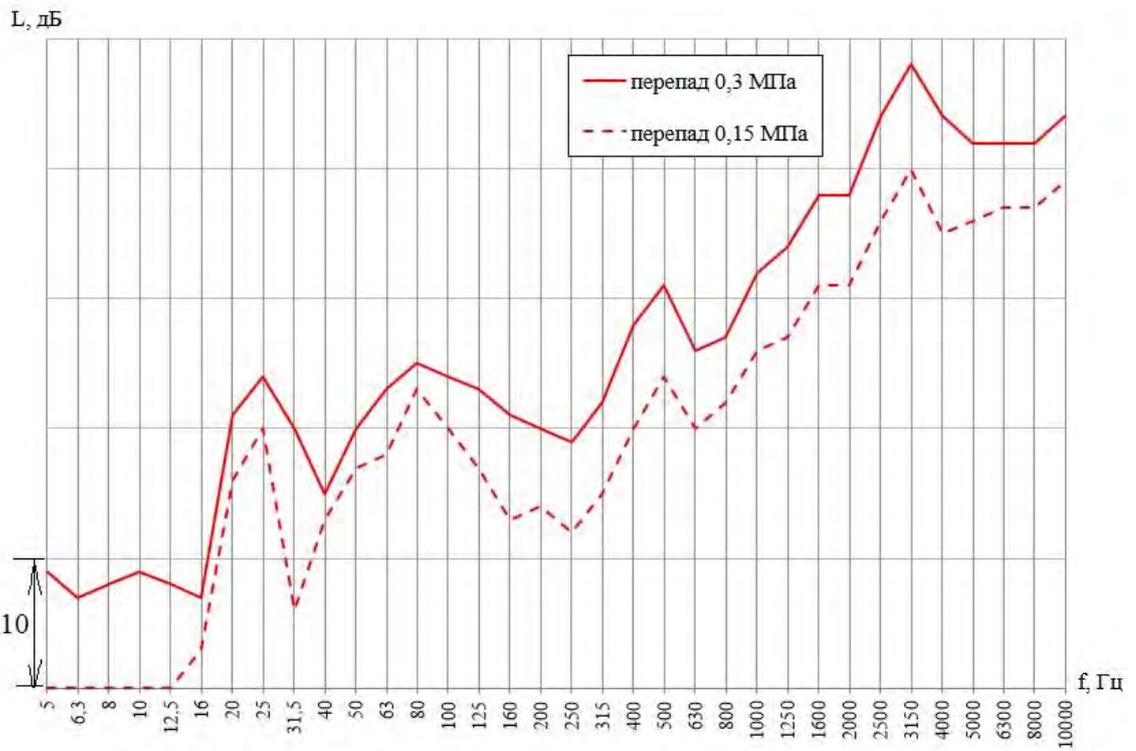


Рисунок 2.23 – Уровни импульсной вибрации крана шарового DN 150 при различном перепаде давления

Как видно из рисунка 2.23, уменьшение рабочего давления и изменение при этом скорости потока (при неизменном положении запорного элемента) не меняет основных характерных частот, а сказывается только на величинах уровней импульсной вибрации, которые снижаются в широком диапазоне частот, что также подтверждается результатами, приведенными в [57].

2.4.3 Влияние закона движения запорного элемента арматуры

Трубопроводная арматура в судовых системах выполняет различные функции. Часто СТПА, разрабатываемая для конкретной трубопроводной системы, имеет характерный набор параметров, заданный конструктив проточной части и определенные размеры. Учитывая специфические особенности судовых трубопроводных систем, не всегда представляется возможным влиять на виброакустические характеристики арматуры путем изменения рассмотренных параметров: типа запорного элемента, увеличения времени срабатывания, изменения режима работы.

Полученные в предыдущих разделах зависимости описывают взаимодействие несжимаемой рабочей среды с запорным элементом арматуры, перемещающимся равномерно. Т.е. за равные отрезки времени запорный элемент происходит равное расстояние. В случае квадратного проходного сечения запорный элемент за время t перемещается на расстояние

$$S1 = a \cdot (1 - b \cdot t) \quad (2.18)$$

где a , b – гидродинамические коэффициенты, характерные для определенных размеров проточной части.

Выражение (2.18) является законом движения для случая равномерного закрытия проходного сечения и обеспечивает линейное изменение площади. На практике часто используются и другие зависимости [24], [29]: равнопроцентная, степенная и др. Такого рода зависимости для различных случаев закрытия проходного сечения хорошо описываются следующими законами движения:

$$S2 = a \cdot (1 - \sqrt{b \cdot t}) \quad (2.19)$$

$$S_3 = a \cdot (1 - (b \cdot t)^3) \quad (2.20)$$

Полагая, что поперечное сечение трубы квадратное, рассчитаем для законов (2.18), (2.19) и (2.20) зависимости изменения площадей проходных сечений и динамических сил, действующих на запорный элемент, от времени. Результаты расчетов приведены на рисунках 2.24 и 2.25.

Как видно из приведенных зависимостей, наиболее благоприятным является линейный закон движения запорного элемента, при котором динамическая сила постоянна во времени. В других случаях имеются моменты времени, когда динамическая сила, действующая на запорный элемент арматуры, резко возрастает.

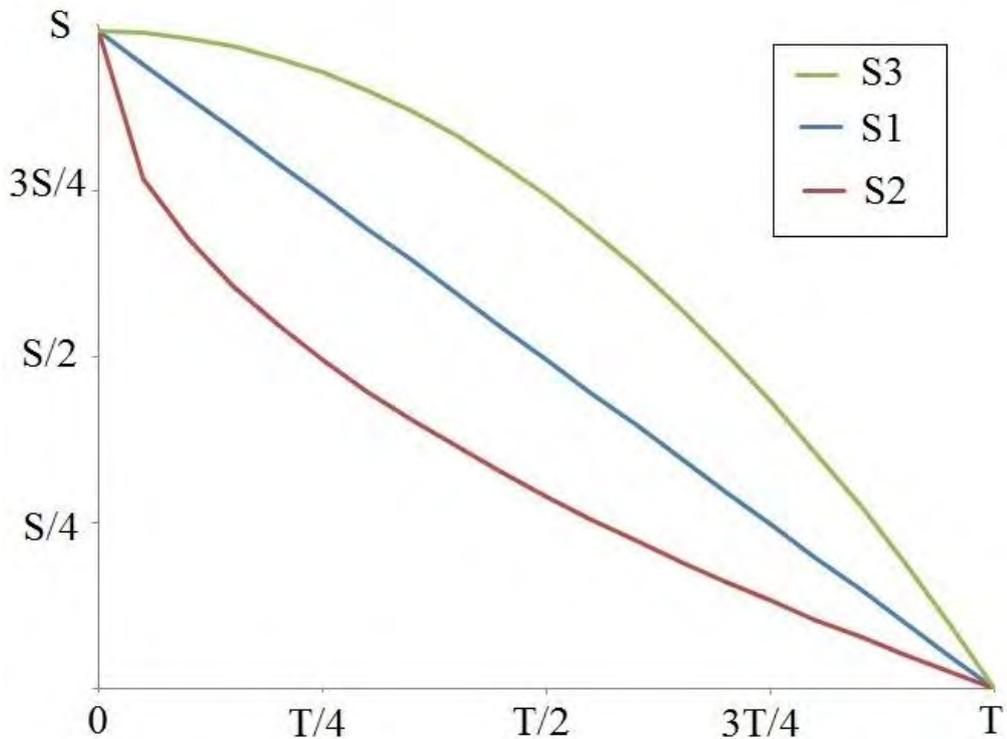


Рисунок 2.24 – Зависимость площади проходного сечения от времени при различных законах движения запорного элемента

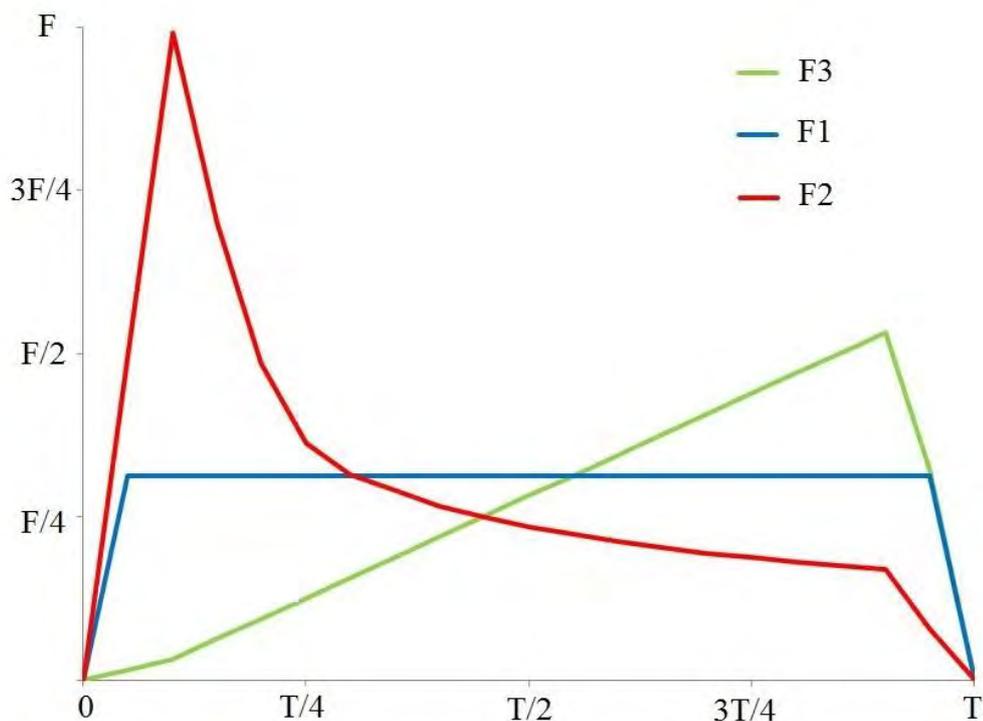


Рисунок 2.25 – Зависимость динамической силы от времени при различных законах движения запорного элемента

Необходимо отметить, что возможность изменения закона движения позволяет выбирать длительность, амплитуду, форму импульса силы, действующего на запорный элемент арматуры и трубопроводную систему в целом. Как следствие этого появляется возможность выбора режима закрытия, обеспечивающего минимальную вибрационную активность путевой трубопроводной арматуры.

2.5 Выводы

1. Разработаны физико-математические модели генерации импульсной вибрации донно-бортовой и путевой судовой трубопроводной арматуры, основанные на динамическом воздействии потока рабочей среды на обтекаемые элементы проточной части. Показано влияние формы проходного сечения арматуры на величину динамической силы, действующей со стороны рабочей среды на запорный элемент. Рассмотрен характер динамической силы в зависимости от места установки арматуры в конкретных трубопроводных системах и характеристик этих систем.

2. Предложено использование методов численного моделирования для получения основных гидродинамических характеристик при различной степени закрытия СТПА. Показано хорошее соответствие полученных таким образом результатов с известными экспериментальными и справочными данными. Обоснована эффективность использования методов численного моделирования для оптимизации проточной части арматуры.
3. Проанализировано влияние режима работы арматуры на ее вибрационную активность: изменение времени срабатывания, перепада давления и закона движения запорного элемента позволяет определить режим, обеспечивающий снижение вибрационной активности СТПА.

Полученные в этом разделе результаты позволяют предложить метод проектирования СТПА с улучшенными виброакустическими характеристиками на импульсных режимах работы.

3 МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТПА

Для снижения уровней импульсной вибрации СТПА на основании проведенных в разделе 2 исследований необходимо разработать порядок определения функциональных, динамических, конструктивных и акустических характеристик проточной части, основанный на физико-математическом, численном и экспериментальном моделировании.

3.1 Цель проектирования

Основной целью проектирования проточной части является обеспечение снижения уровней импульсной вибрации при срабатывании СТПА путем конструктивного изменения геометрических параметров запорного элемента при условии соответствия предъявляемым к ней требованиям: виброакустическим, рассмотренным в подразделе 1.3, а также конструктивным, технологическим и функциональным, основанным на нормативных, методических, технических документах.

3.2 Этапы проектирования

Предлагаемый метод содержит следующие этапы:

1. Анализ исходных данных: вид проводимой среды (вода, воздух, нефтепродукты, пар), рабочие параметры СТПА (время срабатывания T , скорость V и давление P проводимой среды), характеристики трубопроводной системы (место установки проектируемой арматуры, конфигурация системы, КС оборудования, режим работы) и др. Выбор типа СТПА (клапан, задвижка, кран шаровой) и привода (гидро-, пневмо-, электропривод).
2. Определение исходной зависимости КС от степени закрытия (хода запорного элемента) СТПА, выбранного по п.1 типа, на основании справочных данных [87] либо гидродинамических расчетов, выполненных методами численного моделирования в соответствии с подразделом 2.3.
3. Определение исходных амплитуды, формы и длительности, действующей на запорный элемент СТПА динамической силы, на основании предложенных

и теоретически обоснованных в подразделах 2.1 и 2.2 физико-математических моделей, учитывающих зависимость КС от хода запорного элемента, определенного по п.2.

4. Оценка эффективности определенных по п.3 амплитуды, формы и длительности, действующей на запорный элемент СТПА динамической силы.

5. Определение зависимости площади проходного сечения от хода запорного элемента СТПА, для обеспечения эффективной формы, амплитуды и длительности, действующей на запорный элемент динамической силы.

6. Построение профиля запорного элемента обеспечивающего величины походных сечений в соответствии с зависимостью, определенной по п.4. Разработка геометрии проточной части СТПА.

7. Оценка влияния на виброактивность СТПА и определение возможности изменения времени срабатывания, режима течения среды и закона движения запорного элемента на основании результатов, полученных в подразделе 2.4.

8. Определение методами численного моделирования уточненной зависимости КС от хода запорного элемента СТПА в соответствии с подразделом 2.3.

9. Определение в соответствии с подразделами 2.1 и 2.2 и с учетом КС, определенного по п.7, эффективной амплитуды, формы и длительности, действующей на запорный элемент динамической силы, обеспечивающей минимальную виброактивность СТПА на импульсных режимах.

10. Оценка соответствия разработанной конструкции проточной части основным конструктивным, технологическим и функциональным требованиям (герметичность, прочность, циклическая стойкость, вероятность безотказной работы, ремонтпригодность, размещаемость).

11. Разработка РКД и изготовление опытного образца СТПА.

12. Экспериментальные исследования опытного образца СТПА: определение КС при различной степени закрытия арматуры и уровней импульсной вибрации при различных режимах течения среды.

13. Разработка технологии и постановка на серийное производство СТПА со сниженными уровнями импульсной вибрации.

Таким образом, сформулированный выше метод проектирования является расчетно-экспериментальным и включает теоретические зависимости, численные гидродинамические модели, а также экспериментальные зависимости. Его алгоритм представлен на рисунке 3.1 [94].

3.3 Выводы

1. Предложен метод проектирования СТПА, основанный на результатах исследований раздела 2 и обеспечивающий снижение уровней импульсной вибрации СТПА при срабатывании.
2. Сформулированы основные этапы проектирования СТПА, отражающие весь комплекс мероприятий по улучшению ее виброакустических характеристик на импульсных режимах, начиная с анализа исходных данных и заканчивая постановкой на производство серийных образцов СТПА;
3. Представлен алгоритм, наглядно демонстрирующий последовательность выполнения этапов проектирования в зависимости от выполнения условий соответствия требованиям.

Использование предложенного метода проектирования позволяет сократить количество изготавливаемых образцов и время проведения испытаний при выполнении работ по снижению импульсной вибрации СТПА.

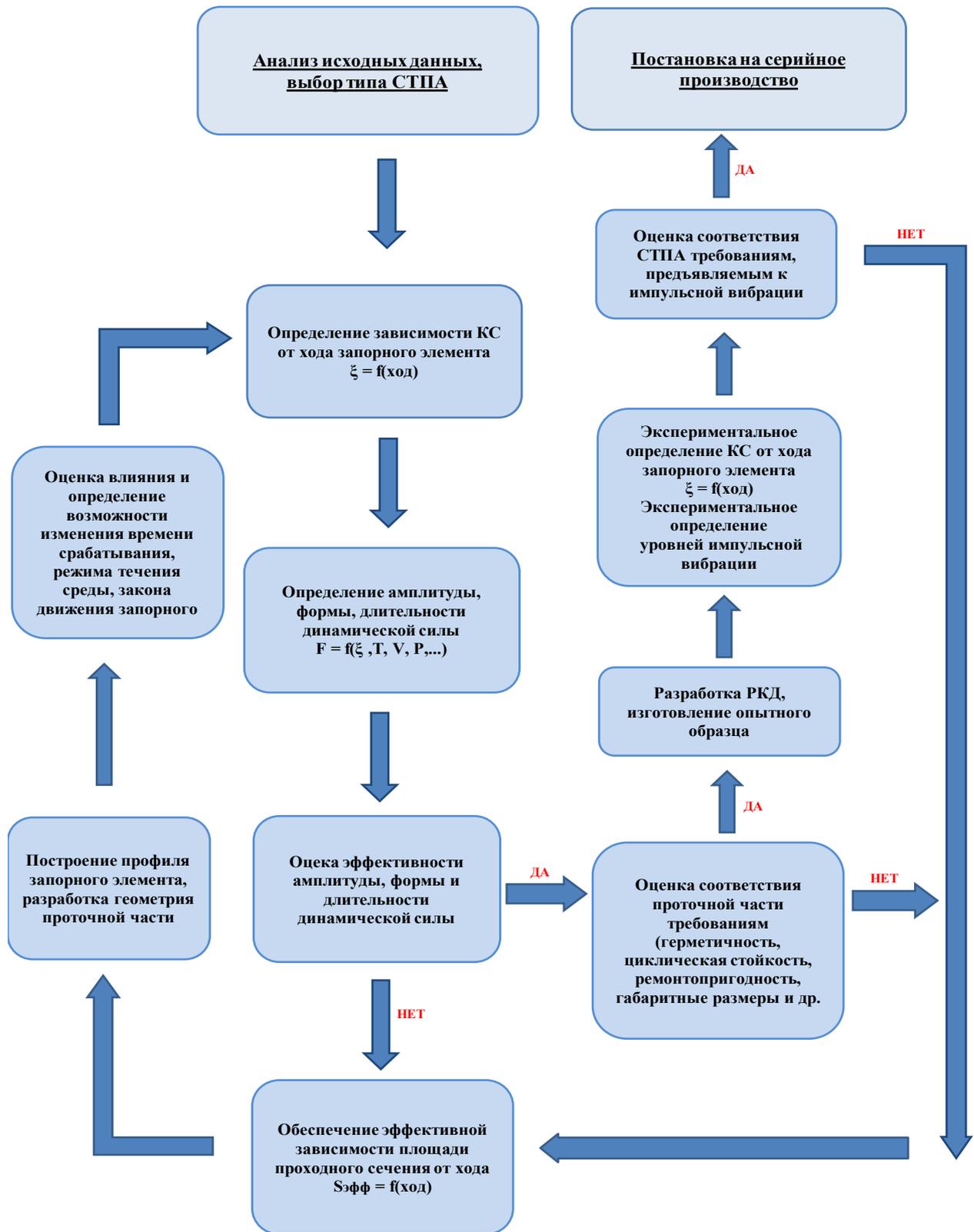


Рисунок 3.1 – Алгоритм метода проектирования СТПА

4 РАЗРАБОТКА ОБРАЗЦОВ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Предложенный в разделе 3 метод проектирования позволяет разработать образец СТПА для проведения экспериментальных исследований.

4.1 Анализ исходных данных. Выбор типа СТПА

4.1.1 Исходные данные для проектирования

Исходные данные для проектирования СТПА определяются техническим заданием на разработку и могут задаваться строго либо в желаемом диапазоне (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Исходные данные

№ п/п	Параметр	Обозначение	Величина	Возможность изменения
1.	Проводимая среда:	-	Вода	-
2.	температура, °С	t	20	-
3.	плотность, кг/м ³	ρ	998	-
4.	динамическая вязкость, Па·с.	μ	0,001003	-
5.	Скорость течения, м/с	V	4	-
6.	Давление на выходе, кгс/см ²	P	2	-
7.	Время срабатывания, с	T	8	-
8.	Место установки	-	ДБА	-
			путевая	-
9.	Номинальный диаметр, мм	DN	100	-
10.	Тип арматуры,	-	шаровая	+
11.	конструктивное исполнение.	-	-	+
12.	Тип привода,	-	электро-привод	-
13.	конструктивное исполнение.	-	-	+
14.	Габаритные размеры проточной части, мм		500x400x350	-

В большинстве случаев исходные данные заданы строго и, как видно из таблицы 4.1, возможность изменения допускается только для типа арматуры. Таким образом, достижение поставленной цели, снижение уровней импульсной вибрации, возможно только путем изменения типа арматуры, а также изменения конструктивного исполнения арматуры и привода.

4.1.2 Выбор типа СТПА

В настоящее время для качественного перекрытия потока среды, транспортируемой по судовым системам, используется большое количество типов запорной СТПА, некоторые из них представлены на рисунке 4.1.



Рисунок 4.1 – Запорная СТПА

Различные конструктивные особенности арматуры в разной степени влияют на соответствие, предъявляемым требованиям. На основании накопленного опыта разработки, испытаний и эксплуатации различных типов СТПА можно сформулировать основные параметры, оказывающие влияние ее на виброакустические характеристики [81]:

- конструкция привода;
- геометрия проточной части;
- режим работы арматуры [95].

Для управления СТПА применяются различные типы приводов: гидро-, пневмо-, электроприводы, а также ручное управление. Тип привода и его конструктивное исполнение обуславливают различные уровни вибрации и шума в момент срабатывания. При этом возможны следующие источники виброактивности: механического характера от движущихся частей и гидро-аэродинамического от потока рабочей среды привода. Снижение шума и вибрации приводов арматуры является темой отдельного исследования и в данной работе не рассматривается.

Геометрия проточной части вносит основной вклад в формирование виброактивности СТПА. Воздействие потока среды на конструктивные элементы проточной части приводит к интенсивному вихреобразованию, кавитации, увеличению пульсаций давления и возникновению дополнительной виброакустической энергии.

Режим работы также оказывает значительное влияние на ВШХ СТПА. Как было установлено в подразделе 2.4, перепад давления, скорость течения среды, время срабатывания и закон движения запорного элемента определяют амплитуду, форму, и длительность динамической силы, а также уровни импульсной вибрации СТПА.

Выбор определенного типа арматуры обусловлен совокупной оценкой предъявляемых требований и влияющих на вибрацию параметров. Наиболее эффективным типом запорной СТПА для реализации мероприятий, направленных на минимизацию уровней шума и вибрации является кран шаровой, который и был выбран как прототип для экспериментального подтверждения результатов, полученных в разделе 2. Поскольку образец для испытаний должен удовлетворять требованиям, предъявляемым к серийным образцам СТПА, и испытываться по стандартным методикам на аттестованном в этих целях испытательном стенде, то для его срабатывания должен использоваться серийный привод.

4.1.3 Конструкция шарового крана

Арматура с шаровым затвором длительное время применяется в качестве запорной и обладает рядом преимуществ: минимальное гидравлическое сопротивление, надежность уплотнения рабочей среды в обоих направлениях, компактность, осесимметричность корпуса. Шаровые краны широко используются во многих трубопроводных системах, их высокие эксплуатационные характеристики подтверждены длительной эксплуатацией в различных условиях работы, они достаточно универсальны и экономически эффективны.

Основные элементы конструкции шарового крана приведены на рисунке 4.2. Принцип действия заключается в следующем: поворотный запорный элемент 1 в виде шара размещен в корпусе 2 между уплотнительными седлами 4. В шаре 1 выполнено сквозное осевое отверстие цилиндрической формы для прохода среды. Шар в закрытом положении располагается таким образом, что его внешняя сферическая поверхность соприкасается с уплотнительными седлами, перекрывая тем самым проходное сечение и обеспечивая герметичность. При повороте вала 3 жестко связанный с ним (либо выполненный в виде одной детали) шар поворачивается вокруг своей оси, открывая проходное сечение. Изменение угла поворота шара приводит к изменению площади проходного сечения.

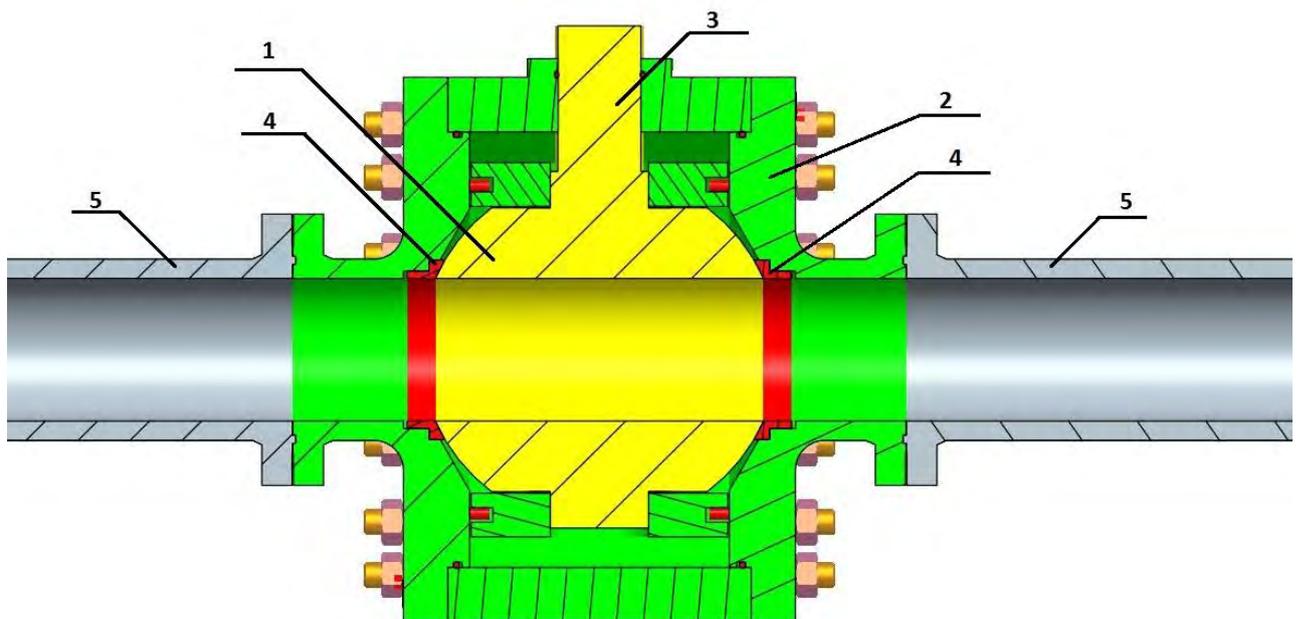


Рисунок 4.2– Кран шаровой (1 – запорный элемент, 2 – корпус, 3 – вал, 4 – уплотнительные седла, 5 – трубопроводы)

В отличие от клапанов тарельчатого типа, дисковых затворов и задвижек в проточной части крана шарового отсутствуют конструктивные элементы, оказывающие негативное влияние на гидродинамические параметры потока: проточная часть в полностью открытом положении является естественным продолжением трубопроводов. Запорный элемент не деформирует поток и не способствует образованию вихрей, срывов потока, значительных пульсаций давления (рисунок 4.3). В то время как КС арматуры в открытом положении, и по справочным материалам [24, 87], и по результатам расчетов методом численного моделирования выполненных в 2.3, для DN 100 варьируются от 0,2 до 9,2, шаровые краны характеризуются минимальными коэффициентами 0,2 – 0,4.

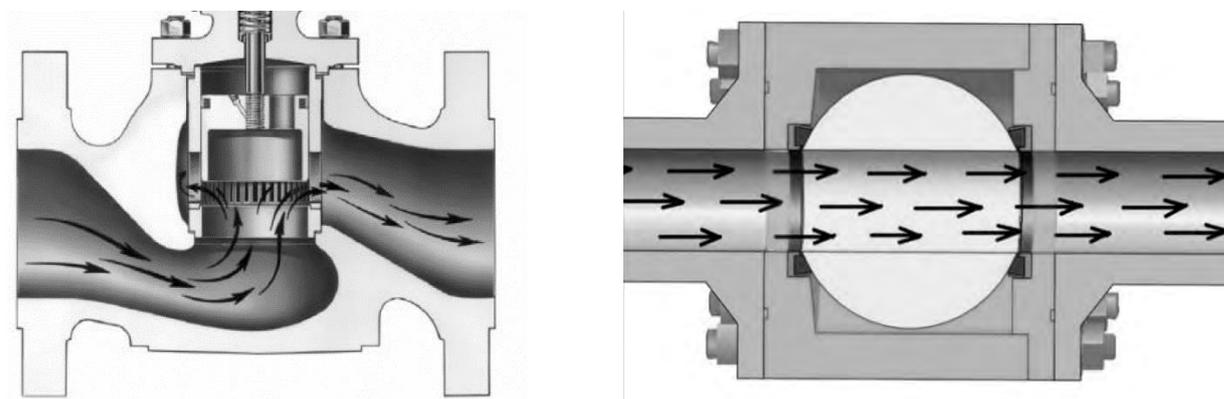


Рисунок 4.3. – Сравнение проточных частей тарельчатого клапана и шарового крана

ВШХ шаровой СТПА при стационарных режимах также минимальны. К примеру уровни гидродинамического шума (ГДШ) шарового кингстона по сравнению с кингстонами тарельчатого типа ниже на 3-20 дБ в различных диапазонах частот [96].

4.2 Определение исходной зависимости КС от хода запорного элемента

Процесс расчета проточной части крана шарового и определения зависимости КС от степени закрытия запорного элемента подробно рассмотрен в подразделе 2.3. Полученные результаты для крана шарового DN 100 приведены на рисунке 4.4.

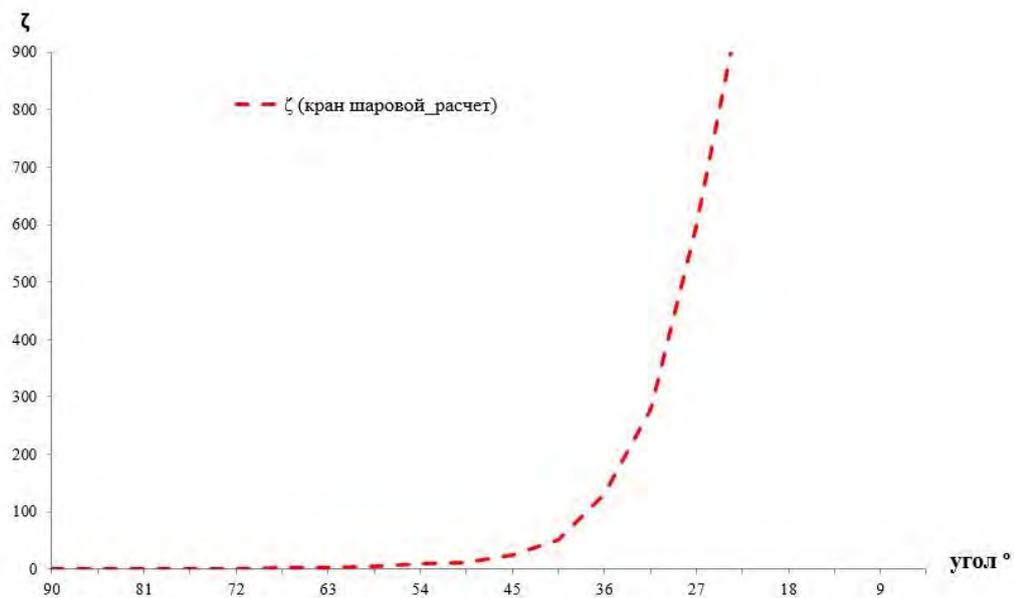


Рисунок 4.4 – Расчетная зависимость КС от хода запорного элемента

4.3 Определение исходной зависимости динамической силы от хода запорного элемента

На основании предложенной в подразделе 2.1 физико-математической модели для крана шарового DN 100, вариант ДБА, определена динамическая сила, действующая на запорный элемент. Полученные результаты приведены на рисунке 4.5.

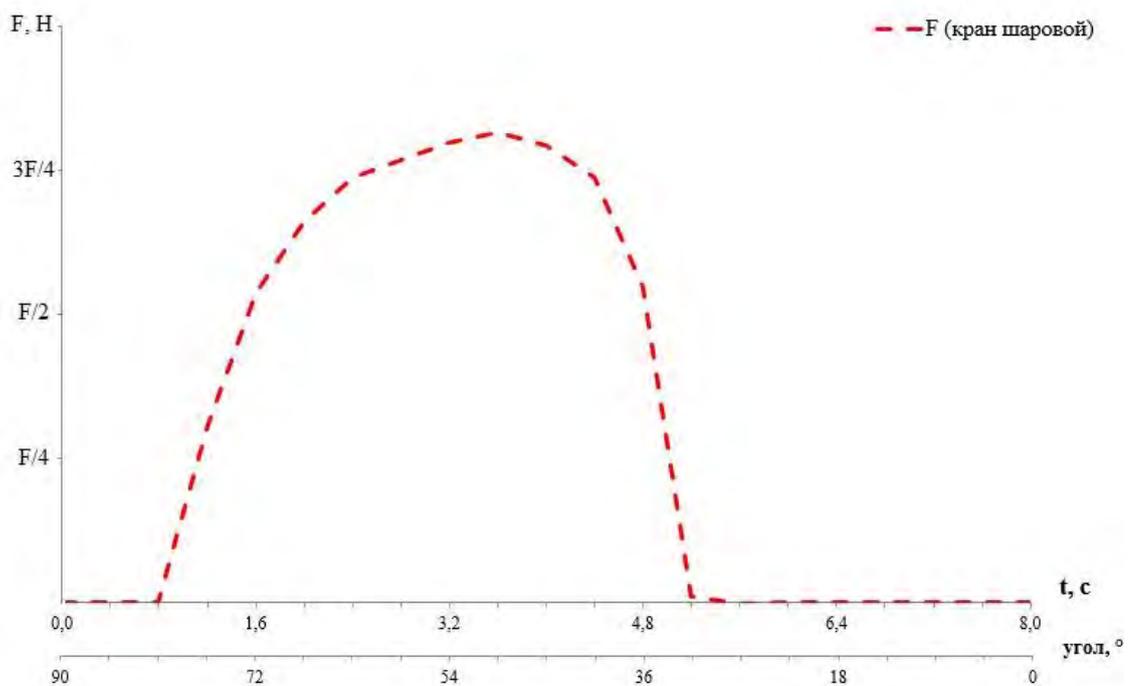


Рисунок 4.5 – Зависимость динамической силы от хода запорного элемента (вариант ДБА)

На основании предложенной в подразделе 2.2 физико-математической модели для крана шарового DN 100, вариант путевой СТПА, определена динамическая сила, действующая на запорный элемент. Полученные результаты приведены на рисунке 4.6.

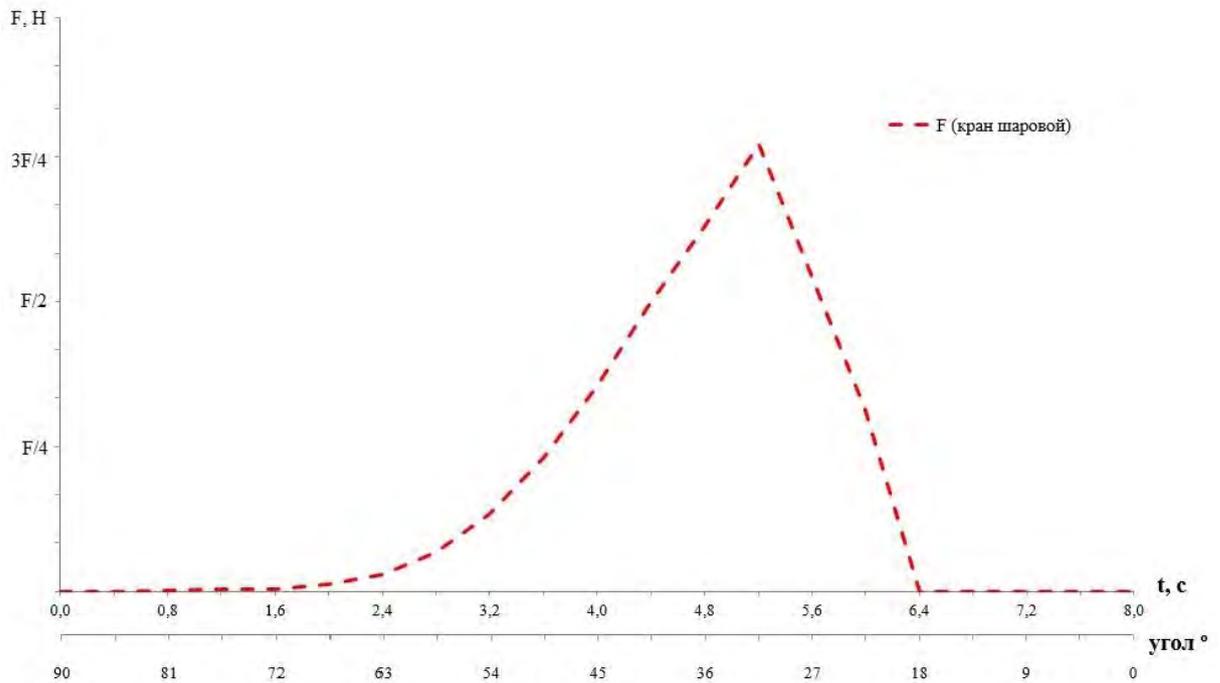


Рисунок 4.6 – Зависимость динамической силы от хода запорного элемента (вариант путевой СТПА)

4.4 Оценка эффективности динамической силы

Обладая рядом преимуществ, таких как гладкая проточная часть, малое гидравлическое сопротивление, быстрое действие (открытие совершается за четверть оборота запорного элемента), шаровой кран все же имеет определенные недостатки, чаще всего проявляющиеся при больших углах закрытия запорного элемента, и связанные с эффектом дросселирования [61]. Как показывает практика, длительный временной интервал дросселирования негативно сказывается на работе арматуры, поскольку в проходном сечении создаются высокоскоростные струи, приводящие к появлению вибрации, кавитации, волновых процессов, нестабильности работы. Помимо указанного эффекта во многих конструкциях шаровых кранов присутствует «мертвый ход», при котором время вращения штока

не совпадает со временем начала открытия проходного сечения. Это связано с конструктивными особенностями уплотнительных седел: увеличение рабочих давлений ведет к увеличению площади седел, что уменьшает эффективное время закрытия проходного сечения, приводит к увеличению импульса динамической силы и, соответственно, увеличению уровней вибрации.

Как видно из рисунков 4.5 и 4.6 динамическая сила действует не все время закрытия, а только некоторую, причем весьма незначительную часть этого времени, что приводит к ее возрастанию.

Таким образом, для снижения импульсной вибрации при срабатывании шарового крана целесообразно изменить геометрию его проточной части и, соответственно, КС путем увеличения площади проходного сечения крана при больших углах закрытия, увеличив тем самым эффективное время срабатывания, что приведет к уменьшению амплитуды и изменению формы импульса динамической силы.

4.5 Определение зависимости площади проходного сечения от хода запорного элемента

Результаты, полученные в 2.1 показывают, что при срабатывании арматуры для уменьшения амплитуды действующей на запорный элемент динамической силы наиболее эффективным является линейное изменение площади проходного сечения. Однако, ввиду конструктивных особенностей шаровых кранов, реализация полностью линейной пропускной характеристики приведет к значительному увеличению массогабаритных характеристик запорного элемента и крана в целом, что недопустимо. Поэтому геометрия проточной части определяется исходя из максимально возможного увеличения площади проходного сечения при сохранении габаритных размеров запорного элемента и крана в целом.

Как было определено в 2.4.3, при равномерном движении запорного элемента линейное изменение площади проходного сечения обеспечивается пропорциональной зависимостью между площадью и временем срабатывания. Для крана шарового DN 100 при закрытии в пределах изменения угла поворота от 68 до 9° эта зависимость представляется уравнением прямой (2.18). При этом характерные для

рассматриваемой конструкции крана коэффициенты a и b равны соответственно $0,0108 \text{ м}^2$ и $0,14 \text{ м}^2/\text{с}$. Таким образом в диапазоне углов от 68° до 9° , и при соответствующему этим углам временному диапазону от 2 до 7,2 с, линейная зависимость площади от времени срабатывания представляется как

$$S = 0,0108 \cdot (1 - 0,14 \cdot T) \quad (3.1)$$

4.6 Построение профиля запорного элемента

Используя полученную в подразделе 4.5 зависимость для определения площади проходного сечения, строится профиль сегментных вырезов запорного элемента (рисунок 4.7).

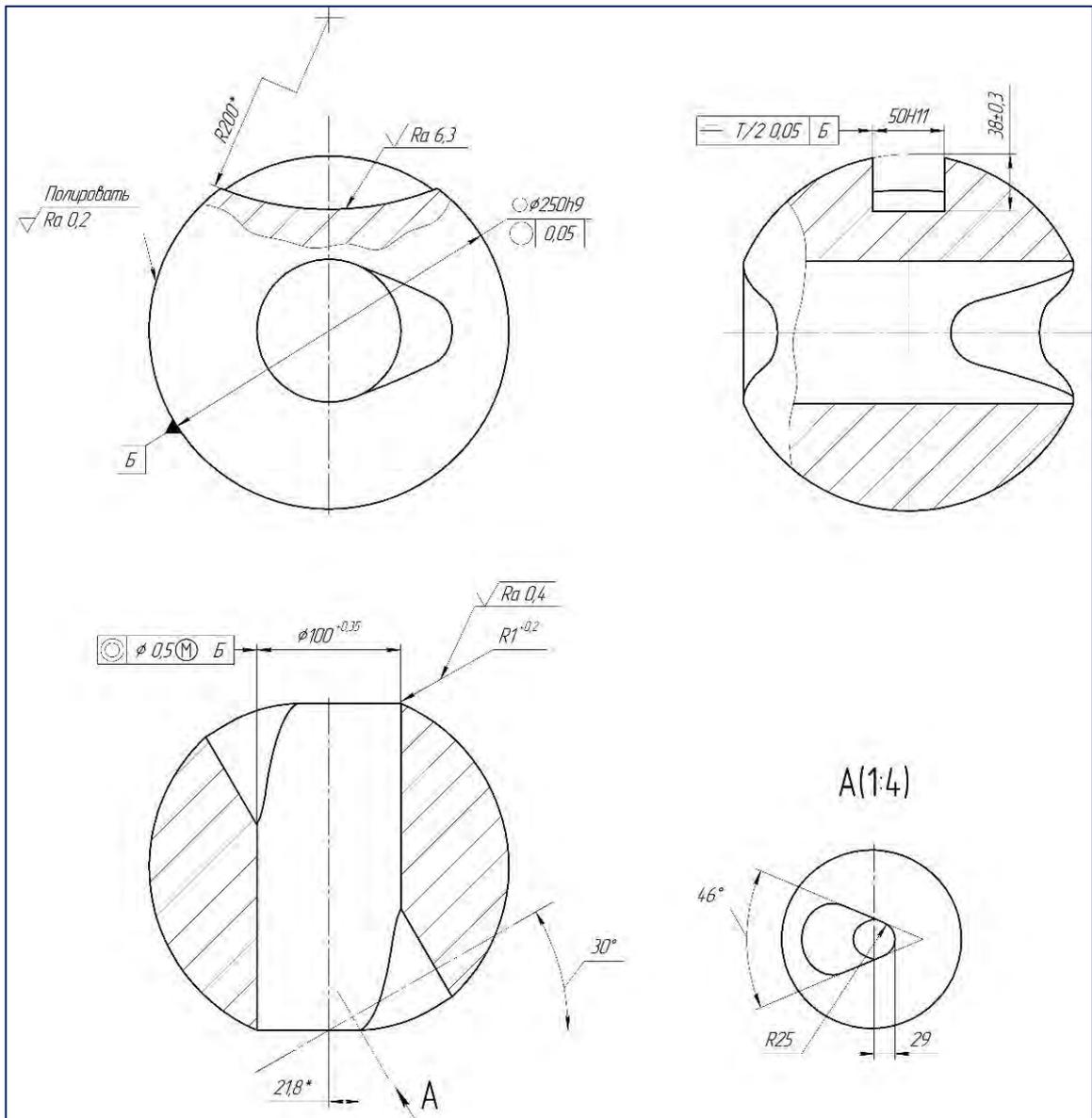
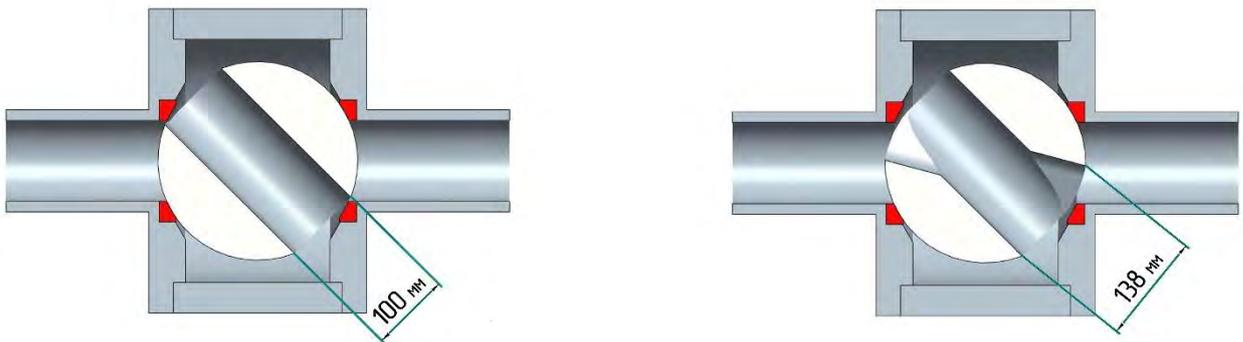


Рисунок 4.7 – Сегментные вырезы на запорном элементе крана шарового

Сравнивая конструкцию шарового крана DN 100 с традиционной геометрией проточной части и с профилированной (рисунок 4.8) следует отметить, что выполнение сегментных вырезов на запорном элементе приводит к увеличению размеров и, соответственно, площади проходного сечения во всем диапазоне углов поворота шара. Так, при повороте шара на 45° максимальный размер проходного сечения увеличивается почти в 1,4 раза со 100 мм до 138 мм, площадь проходного сечения при этом увеличивается почти в 3 раза с $0,0016 \text{ м}^2$ до $0,00476 \text{ м}^2$.



а) без сегментных вырезов

б) с сегментными вырезами

Рисунок 4.8 – Сравнение проточных частей крана шарового

Сравнение площадей проходного сечения крана шарового с сегментными вырезами и без них приведено на рисунке 4.9.

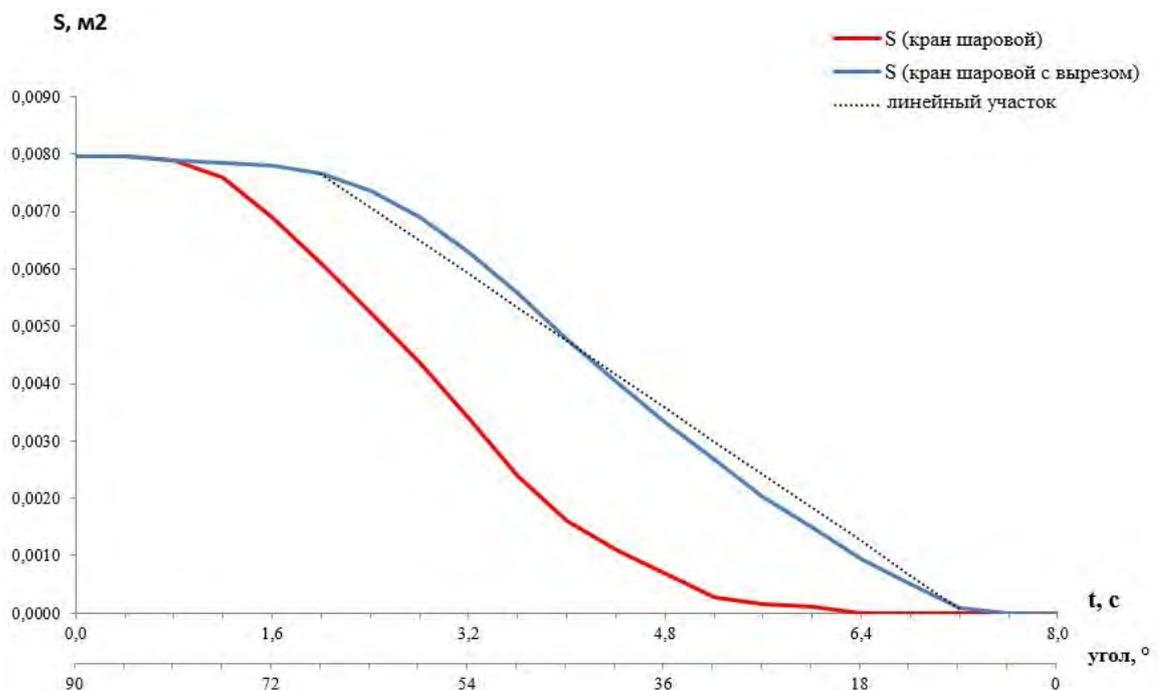


Рисунок 4.9 – Зависимость площади проходного сечения от хода крана шарового с сегментными вырезами и без них

4.7 Оценка влияния на виброактивность СТПА исходных данных

На основании результатов, полученных в подразделе 2.4 можно оценить влияние времени срабатывания и режима течения среды для обоих рассматриваемых вариантов конструкции. Однако, в соответствии с результатами анализа исходных данных, выполненного в подразделе 4.1, учитывая отсутствие возможности изменения данных параметров проводить оценку не имеет смысла.

Общая оценка влияния закона движения запорного элемента СТПА на ее характеристики приведена в подразделе 2.4. Дальнейшая детальная оценка возможна только при совместном решении задачи о снижении импульсной вибрации СТПА и приводных устройств, что в данной работе не рассматривается.

4.8 Определение уточненной зависимости КС от хода запорного элемента

Для определения эффективности снижения динамической силы при взаимодействии потока с проточной частью путевого крана, т.е. при наличии в трубопроводной системе дополнительного гидравлического сопротивления, необходимо определить КС крана с сегментными вырезами и без них в зависимости от угла поворота шара. С учетом эффективности использования методов численного моделирования для определения гидродинамических характеристик арматуры, КС рассчитаны для обоих вариантов конструкции соответствии с подразделом 2.3 с использованием программного продукта ANSYS Fluent, рисунок 4.10.

На рисунке 4.10 заметно, что при одном и том же угле поворота шара проточная часть крана шарового традиционного исполнения характеризуется значительной неравномерностью потока, наличием вихрей и, соответственно, высоким КС, что обусловлено взаимодействием высокоскоростной струи потока с элементами конструкции. В картинах течения крана шарового с сегментными вырезами и увеличенной площадью проходного сечения заметно более гладкое распределение параметров, а также сокращение размеров и количества зон обратного тока.

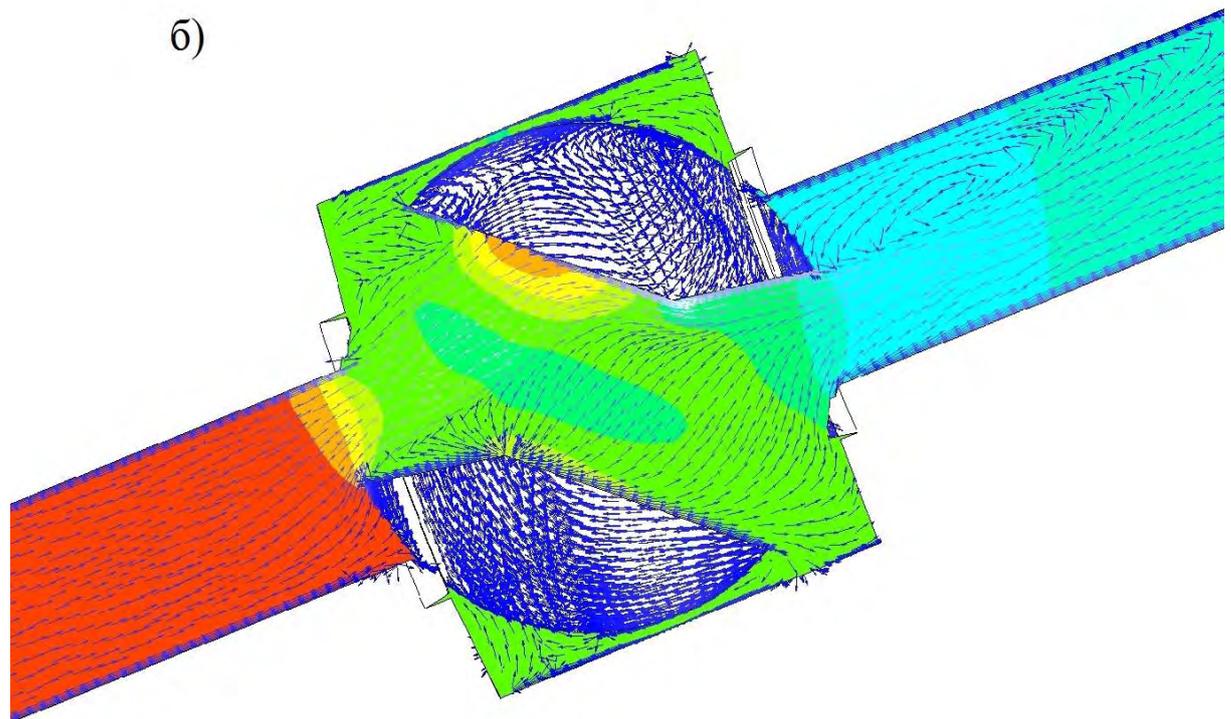
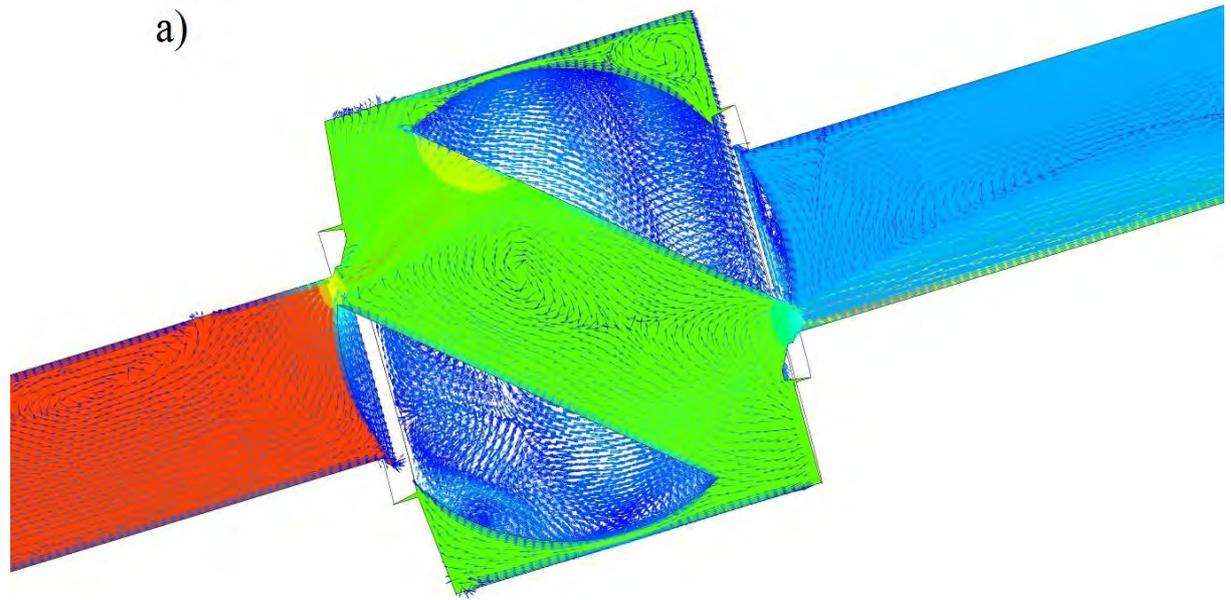


Рисунок 4.10 – Распределение векторов скорости в проточной части:
а) без сегментных вырезов б) с сегментными вырезами

Зависимость КС от хода запорного элемента для обоих вариантов конструкции приведена на рисунке 4.11.

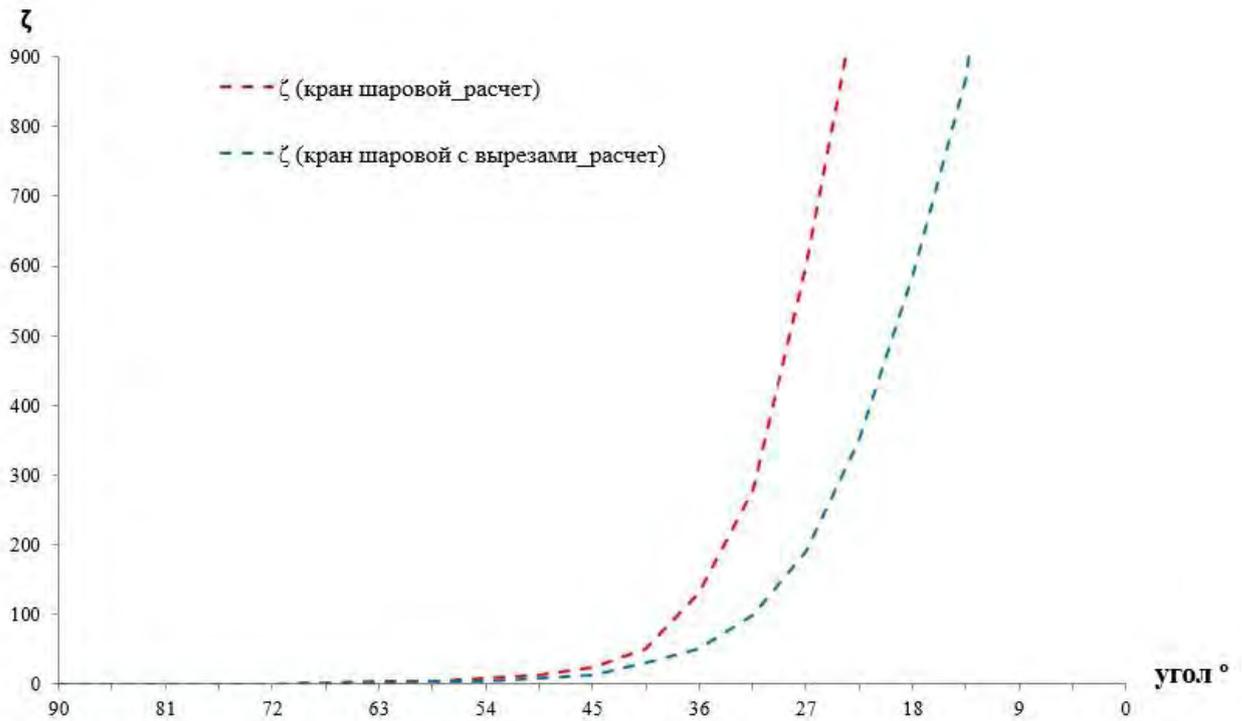


Рисунок 4.11 – Зависимость КС от хода крана шарового с сегментными вырезами и без них

4.9 Определение эффективной зависимости динамической силы от хода запорного элемента

Профилирование запорного элемента в соответствии с подразделом 4.6 позволяет изменить зависимость площади проходного сечения от угла поворота и реализовать ее линейной большую часть времени срабатывания крана – около 65% от общего времени срабатывания (рисунок 4.9). При этом амплитуда динамической силы при взаимодействии потока с проточной частью донно-бортового крана, определенная в соответствии с 2.1, уменьшилась в 1,35 раза, а эффективное время срабатывания увеличилось с 5 до 7 с (при полном времени срабатывания 8 с), рисунок 4.12. Динамическая сила для обоих рассматриваемых вариантов конструкции определенная в соответствии с подразделом 2.2 для путевой СТПА представлена на рисунке 4.13. Из этого рисунка видно, что при увеличении эффективного времени срабатывания на 1 с амплитуда динамической силы уменьшилась в 1,4 раза.

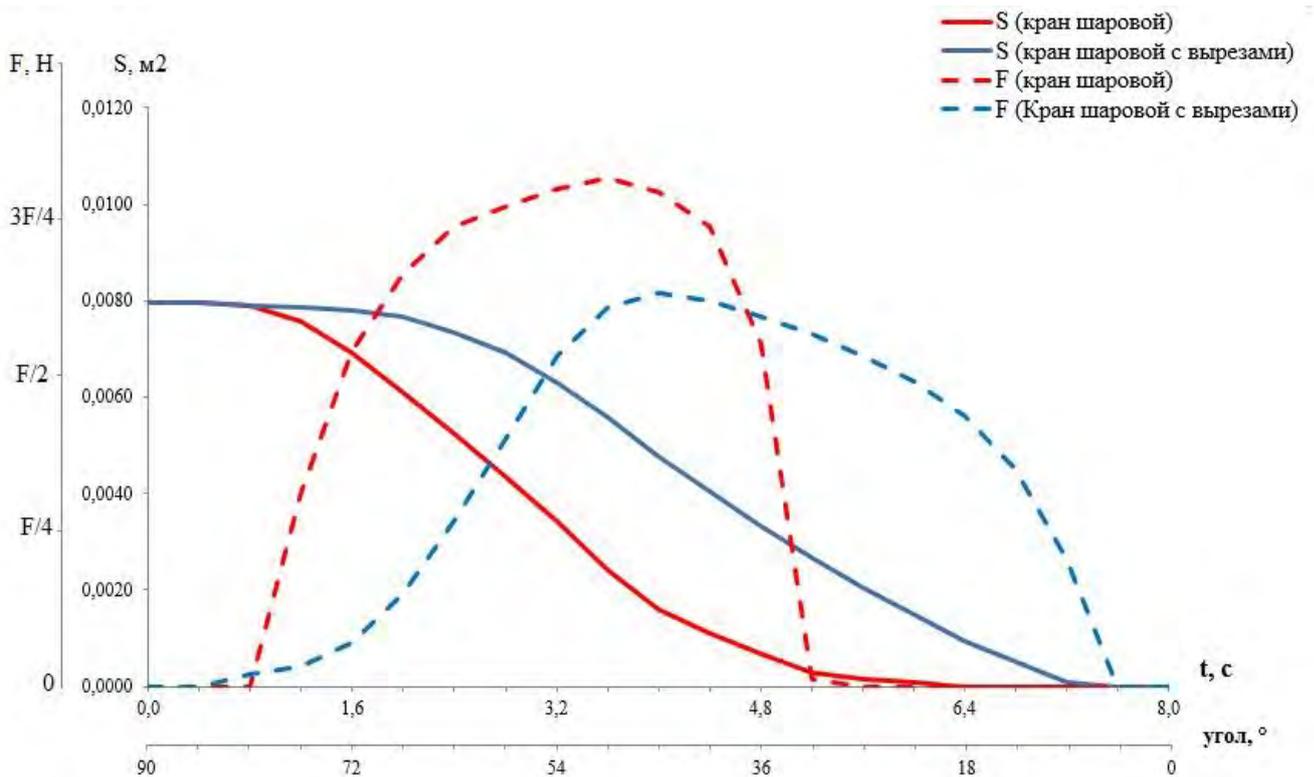


Рисунок 4.12 – Зависимость площадей проходного сечения S , динамической силы F крана шаровой и крана шаровой с сегментными вырезами от времени закрытия и углов поворота шара (донно-бортовой вариант)

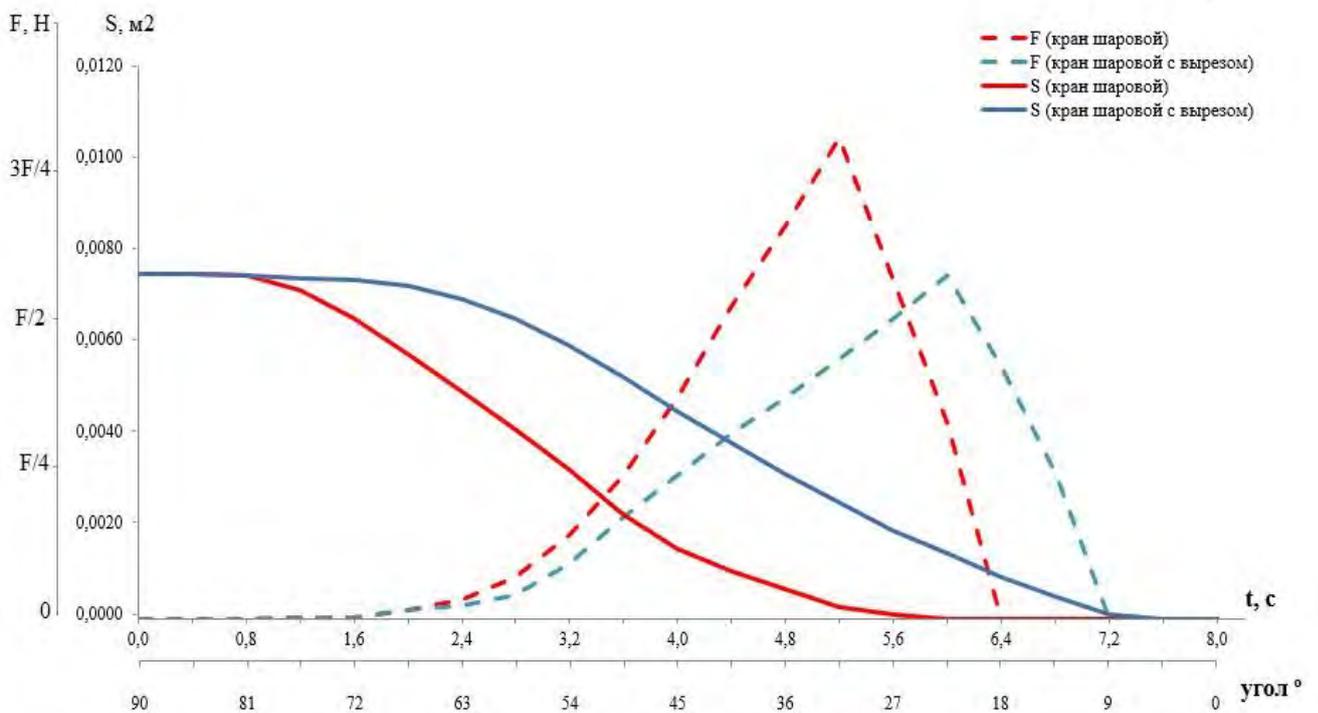


Рисунок 4.13 – Зависимость площадей проходного сечения S , динамической силы F крана шаровой и крана шаровой с сегментными вырезами от времени закрытия и углов поворота шара (путевой вариант)

4.10 Оценка соответствия конструктивным, функциональным и технологическим требованиям

Профилирование проточной части путем выполнения сегментных вырезов на запорном элементе, не оказывает негативного влияния на такие параметры, как герметичность, прочность, циклическая стойкость, вероятность безотказной работы и ремонтпригодность. Реализованные изменения касаются только геометрии запорного элемента и обеспечивают соответствие крана шарового предъявляемым конструктивным, а также функциональным требованиям.

Выполнение на запорном элементе сегментных вырезов сложной формы приводит к некоторому увеличению объема и усложнению процесса механической обработки. Однако, использование при изготовлении современного оборудования с ЧПУ позволяет обеспечить соответствие требованиям по технологичности в условиях серийного производства.

Необходимость выполнения сегментных вырезов для увеличения площади проходного сечения приводит к некоторому увеличению размеров запорного элемента и, соответственно, крана шарового в целом. Однако, данное обстоятельство не препятствует выполнению требований по размещаемости.

4.11 Разработка рабочей конструкторской документации и изготовление образцов СТПА

На основании определенных в подразделе 4.6 формы и размеров проточной части для экспериментального подтверждения полученных ранее результатов разработана РКД (Приложения А, Б) и изготовлен опытный образец крана шарового с сегментными вырезами на запорном элементе. Дополнительно для проведения сравнительных испытаний изготовлен опытный образец крана шарового без вырезов. Создание трехмерных моделей и разработка РКД выполнялись с использованием программного продукта ProEngineer. Трехмерная модель крана с вырезами в положении «закрыто» представлена на рисунке 4.14. Для наглядности корпус модели крана представлен прозрачным.

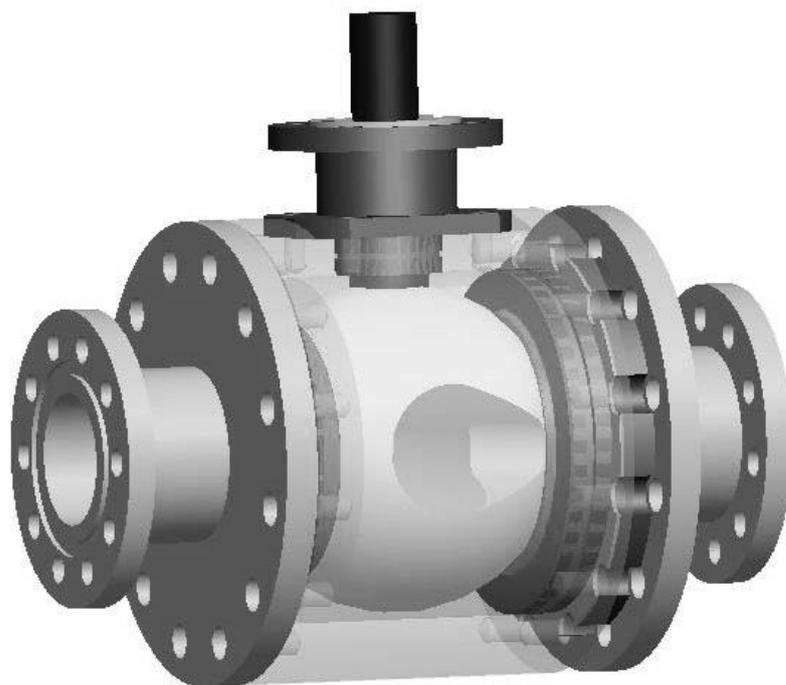


Рисунок 4.14 – 3D модель крана шарового

Для изготовления применялось современное оборудование, обеспечивающее как выполнение жестких требований по сферичности запорного элемента (рисунок 4.15), так и выполнение сложной внутренней геометрии проточной части (рисунок 4.16). Для поворота запорного элемента применен электропривод Auma [97]. Общий вид крана шарового после изготовления приведен на рисунке 4.17.



Рисунок 4.15 – Обработка сферической поверхности шарового запорного элемента на токарно-обрабатывающем станке VSF SERIES



Рисунок 4.16 – Выполнение сегментного выреза на запорном элементе на фрезерном обрабатывающем центре HERMLE

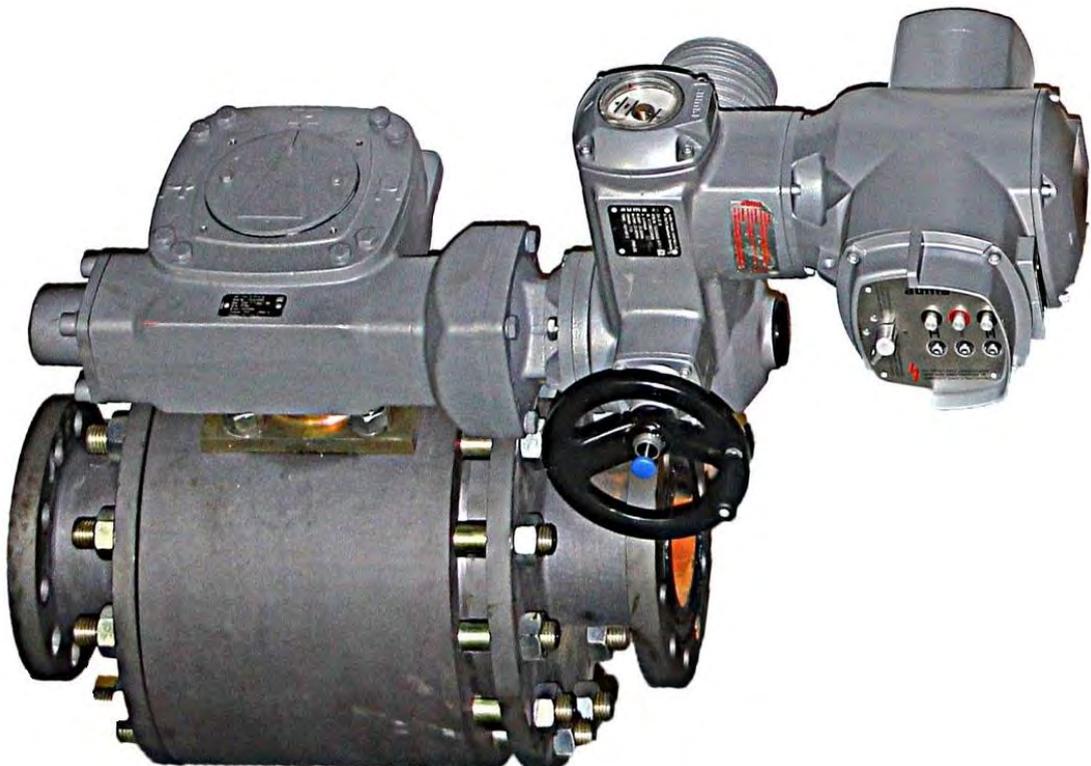


Рисунок 4.17 – Общий вид крана шарового с электропроводом после изготовления

Конструкция разработанного крана соответствует конструктивным и функциональным требованиям, предъявляемым к СТПА, обладает технологичностью и обеспечивает возможность последующего серийного производства на специализированных арматурных предприятиях.

4.12 Выводы

На основании предложенного в разделе 4 алгоритма выполнены основные этапы проектирования начиная с анализа исходных данных и заканчивая изготовлением опытных образцов СТПА:

1. Выполнен анализ исходных данных для проектирования и выбран наиболее эффективный тип запорной СТПА для реализации мероприятий, направленных на снижение ее импульсной вибрации – кран шаровой.
2. Определен профиль сегментных вырезов запорного элемента крана шарового, позволяющий реализовать преимущественно линейное изменение площади проходного сечения от времени со сниженной амплитудой динамической силы, как для донно-бортового, так и для путевого варианта установки крана в судовые трубопроводные системы.
3. Выполнена оценка соответствия проточной части основным конструктивным, функциональным и технологическим требованиям, предъявляемым к СТПА.
4. Разработана РКД и изготовлены опытные образцы крана шарового с профилированной проточной частью и с проточной частью традиционного исполнения для проведения сравнительных испытаний.

Для подтверждения результатов теоретических исследований и верификации предложенного метода проектирования СТПА необходимо провести стендовые испытания разработанных образцов.

5 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАЗРАБОТАННЫХ КРАНОВ ШАРОВЫХ

Для экспериментального подтверждения возможности снижения импульсной вибрации СТПА путем изменения формы проходного сечения необходимо провести измерения КС при различных углах поворота запорного элемента и уровней импульсной вибрации при срабатывании разработанных опытных образцов кранов шаровых.

При проведении экспериментальных исследований выбирались режимы, характерные для условий эксплуатации СТПА на объектах морской техники.

5.1 Описание испытательного стенда

Определение ВШХ судовой арматуры для проверки их соответствия предъявляемым требованиям проводится на специализированных испытательных стендах и является важнейшим этапом создания малошумной СТПА.

Испытания опытных образцов проводились на стенде акустических испытаний на проводимой среде вода, предназначенном для контроля ВШХ опытных и серийных образцов СТПА, который соответствует требованиям методики МПСКШ–87 [98] и рекомендациям [99]. Стенд позволяет проводить испытания изделий с определением расходных характеристик, КС, кавитационных характеристик, уровней вибрации на стационарных и нестационарных режимах, уровней воздушного шума и ГДШ. Его трехмерная принципиальная схема приведена на рисунке 5.1.

Стенд представляет собой замкнутую гидравлическую систему, состоящую из двух емкостей, вытеснительной и сливной, соединённых между собой напорным и сливным трубопроводами. Стенд безнасосного действия, не содержит повышенных источников шума и вибраций. Для снижения собственных виброакустических помех стенда применен комплекс средств: заградительные устройства для сниже-

ния пульсаций давления, амортизированные виброзадерживающие массы, изолированные фундаменты оборудования и испытательного участка, амортизированные трубопроводы.

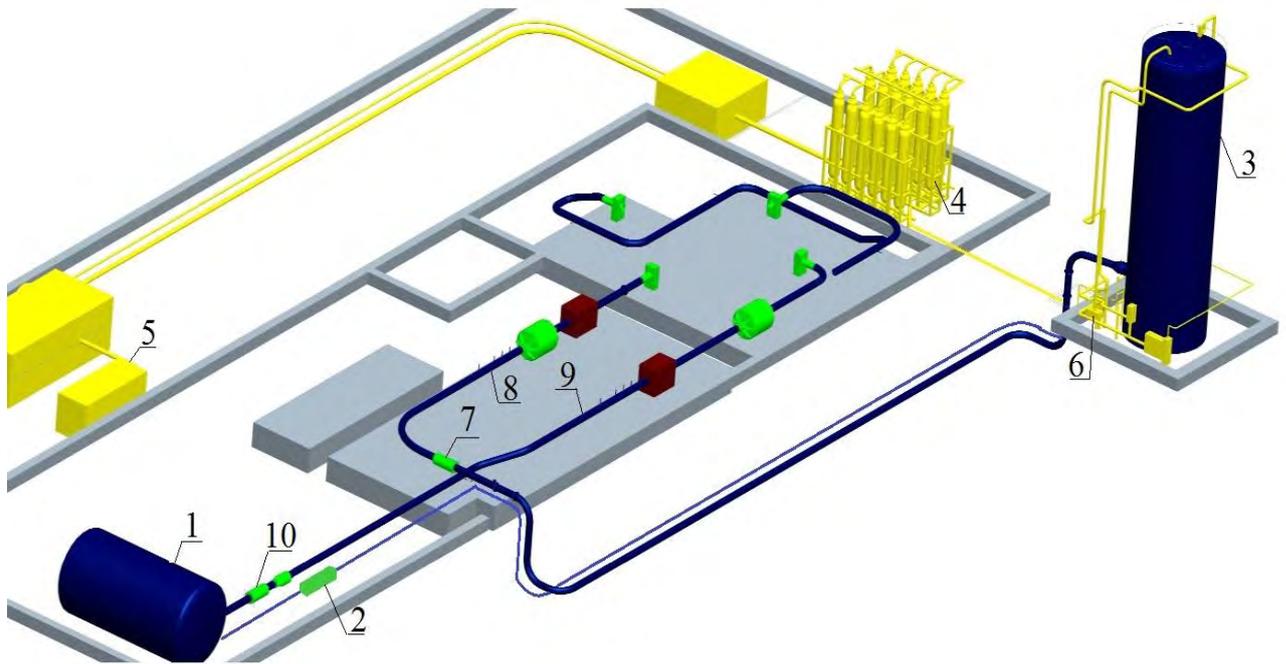


Рисунок 5.1 – Принципиальная схема акустического стенда

Для проведения испытаний вода из сливной емкости (1), предварительно наполненной из системы обратного водоснабжения, насосом (2) подается в вытеснительную емкость (3). После наполнения вытеснительной емкости насос отключается. Воздух из баллонной станции (4), предварительно наполненной электрокомпрессором (5), подается в верхнюю часть вытеснительной емкости (3). Регулирование величины входного давления до требуемой при проведении испытаний осуществляется большерасходным редуцирующим устройством (6). Открытием запорного крана (7) осуществляется подача воды по напорному трубопроводу (8) на испытательный участок, расположенный в акустической камере. На испытательном участке (рисунок 5.2) установлены соответствующие средства измерения: расходомеры, манометры, приборы контроля температуры, измерительная аппаратура для контроля ВШХ. После испытательного участка вода по сливному трубопроводу (9) поступает в сливную емкость (1). Регулирование величины выходного давления или расхода воды осуществляется регулирующим клапаном (10).

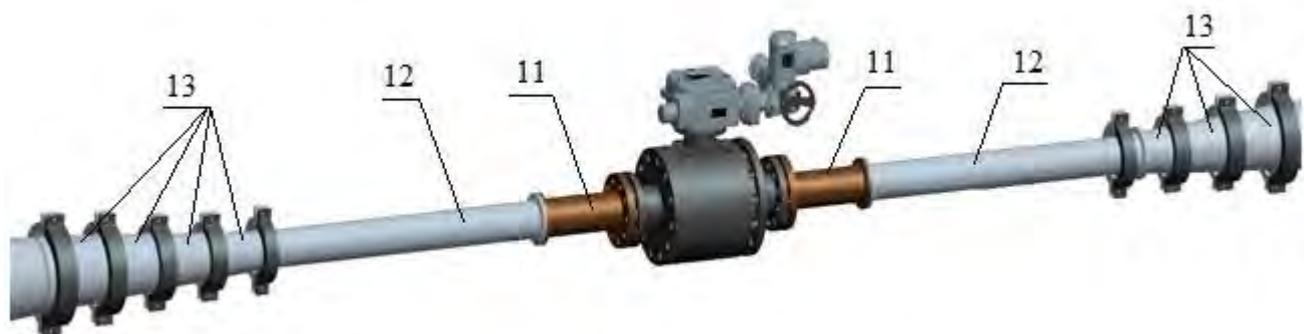


Рисунок 5.2 – Схема испытательного участка

Основные технические характеристики стенда [100]:

- проводимая среда – вода;
- номинальный диаметр напорного и сливного трубопроводов – DN 250;
- номинальный диаметр испытываемых изделий – DN 10...250;
- максимальная длина измерительного участка – 7 м;
- максимальное давление – 4,0 МПа;
- максимальный расход – 500 м³/час.

Стенд аттестован и входит в состав аккредитованной испытательной лаборатории [101].

5.2 Программа и методики испытаний

Опытные образцы кранов шаровых поочередно устанавливаются на испытательный участок в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 5.2 с использованием соединительной оснастки: гибкие вставки (11), сменные трубопроводы (12) и набор переходных конусов (13). В гибких вставках и соединительных трубопроводах отсутствуют дополнительные местные сопротивления, их внутренний диаметр соответствует номинальному диаметру крана DN 100. Для обеспечения безотрывного течения рабочей среды угол раскрытия переходных конусов, используемых для присоединения к стендовым трубопроводам DN250, не более 8°. Длина прямолинейного участка перед краном составляет 2,5 м, после него – 3 м.

5.2.1 Методика определения коэффициентов сопротивления

Определение КС при различных углах поворота запорного элемента проводится по методике ГОСТ Р 55508 [89]. Запорный элемент крана электроприводом переводится в положение «открыто» и фиксируется. Стендовым оборудованием выставляются необходимые режимы испытаний при минимально возможном давлении с обеспечением безкавитационного течения среды. В установившемся режиме при скорости 2 м/с выполняются измерения перепада давлений на кране при закрытии на фиксированных углах поворота запорного элемента 90, 72, 63, 45, 36, 27, 18, 9° и определяются КС.

Для измерения использовались поверенные средства измерения с погрешностями, приведёнными в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Погрешности измеряемых параметров при определении КС

№ п/п	Измеряемый параметр	Средство измерения	Погрешность
1.	Давление	Манометр ДМ 05100-100 кПа	±1,5%
		Манометр ДМ1001-0,6 МПа	±1,5%
2.	Скорость	Ультразвуковой расходомер DF868	±1%
3.	Угол поворота	Угломер	±5'

5.2.2 Методика определения уровней импульсной вибрации

Определение уровней импульсной вибрации при срабатывании крана проводится по методике МКИВС-95А [79]. Запорный элемент крана электроприводом переводится в крайнее положение. В двух контролируемых точках, расположенных на фланцах, для каждого из трех взаимно перпендикулярных направлений определяется среднеквадратичное по точкам измерений значение импульсной вибрации в 1/3 октавных полосах частот в диапазоне от 5 до 10000 Гц относительно нулевого порога $3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$ на следующих режимах (при минимально возможном давлении с обеспечением безкавитационного течения среды):

– закрытие крана при скоростях проводимой среды 1, 2, 3 и 4 м/с;

– открытие крана с выходом на скоростной режим 1, 2, 3 и 4 м/с.

На каждом режиме в качестве вибрационной характеристики принимается кривая, огибающая максимальные значения 1/3 октавных уровней вибрации в трех взаимно перпендикулярных направлениях.

Виброизмерительная система состоит из акселерометров типа 4321, предварительных усилителей NEXUS и многоканального анализатора спектра типа 3560 D. Для измерения использовались поверенные средства измерения с погрешностями, приведёнными в таблице 5.2.

Полученные данные обрабатывались и анализировались с использованием программного обеспечения для пост-обработки PULSE LabShop.

Таблица 5.2 – Погрешности измеряемых параметров при определении импульсной вибрации

№ п/п	Измеряемый параметр	Средство измерения	Погрешность
1.	Давление	Манометр ДМ 05100-100 кПа	±1,5%
		Манометр ДМ1001-0,6 МПа	±1,5%
2.	Скорость	Ультразвуковой расходомер DF868	±1%
3.	Виброускорение	Акселерометры типа 4321	±2%

Схема измерительного тракта приведена на рисунке 5.3.

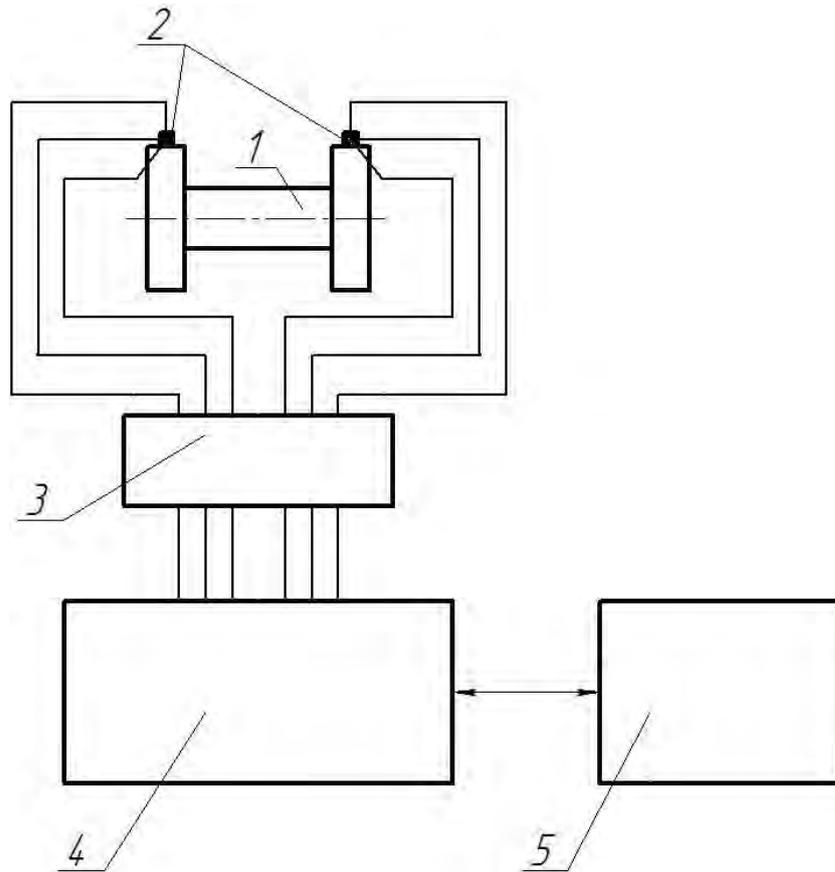


Рисунок 5.3 – Схема тракта измерений импульсной вибрации (1 – испытуемое изделие, 2 – акселерометр, 3 – предварительные усилители, 4 – анализатор спектра, 5 – компьютер)

5.2.3 Методика определения уровней гидродинамического шума

Определение уровней ГДШ проводится по методике МКГШО-95 [102]. Запорный элемент крана электроприводом переводится в открытое положение. По сигналу с шести гидрофонов, расположенных по три на каждом присоединительном трубопроводе, определяется среднеквадратичное значение ГДШ в 1/3 октавных полосах частот в диапазоне от 5 до 10000 Гц относительно нулевого порога $2 \cdot 10^{-5}$ Па при скоростях проводимой среды 0, 1, 2, 3 и 4 м/с.

Измерительная система состоит из гидрофонов типа 8105, предварительных усилителей NEXUS и многоканального анализатора спектра типа 3560 D. Для измерения использовались поверенные средства измерения с погрешностями, приведёнными в таблице 5.3. Полученные данные обрабатывались и анализировались с использованием программного обеспечения для пост-обработки PULSE LabShop.

Таблица 5.3 – Погрешности измеряемых параметров при определении импульсной вибрации

№ п/п	Измеряемый параметр	Средство измерения	Погрешность
1.	Давление	Манометр ДМ 05100-100 кПа	$\pm 1,5\%$
		Манометр ДМ1001-0,6 МПа	$\pm 1,5\%$
2.	Скорость	Ультразвуковой расходомер DF868	$\pm 1\%$
3.	Звуковое давление	Гидрофоны типа 8105	$\pm 2,5\%$

Схема измерительного тракта приведена на рисунке 5.4.

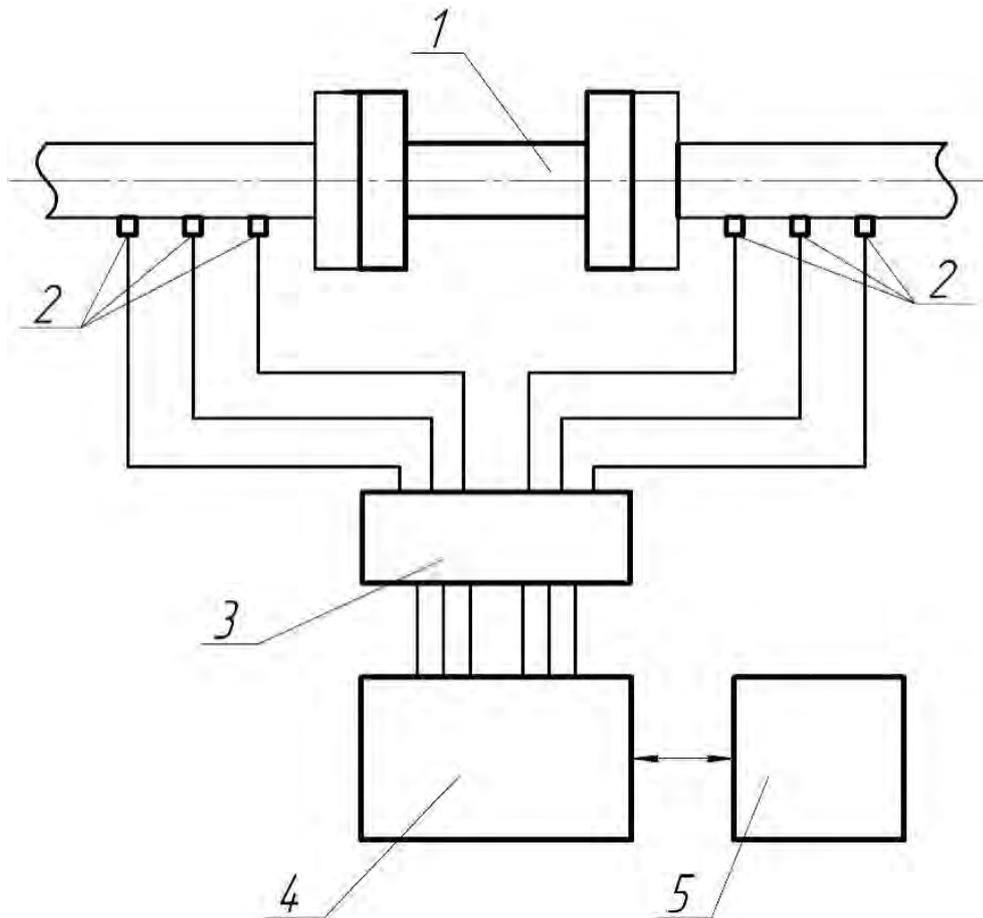


Рисунок 5.4 – Схема тракта измерений ГДШ
(1 – испытуемое изделие, 2 – гидрофоны, 3 – предварительные усилители, 4 – анализатор спектра, 5 – компьютер)

5.3 Результаты экспериментальных исследований

5.3.1 Определение коэффициентов сопротивления

Результаты определения КС крана шарового с вырезами и без них приведены на рисунке 5.5. Для определения погрешностей использовались общепринятые методики обработки экспериментальных данных [103]. Максимальная величина относительной погрешности не превышает 7% с доверительной вероятностью 0,95.

Кроме экспериментально определенной зависимости КГС от угла поворота запорного элемента крана в полном соответствии с порядком, предложенным в подразделе 3.2, были получены расчетные зависимости КГС для обоих случаев. Расчетные и экспериментальные зависимости КГС приведены в таблице 5.4 и на рисунке 5.5.

Таблица 5.4 – Экспериментальный и расчетный КС кранов шаровых в зависимости от степени закрытия запорного элемента

№ п/п	Угол, °	КС крана шарового без вырезов		КС крана шарового с вырезами	
		расчетный	экспериментальный	расчетный	экспериментальный
1.	90	0	0	0	0
2.	81	0	0	0	0
3.	72	1	1	0	0
4.	63	3	3	2	3
5.	54	9	9	5	5
6.	45	24	21	14	12
7.	36	129	90	61	50
8.	27	599	400	182	150
9.	18	∞	1490	590	470
10	9	∞	∞	1500	1000
11	0	∞	∞	∞	∞

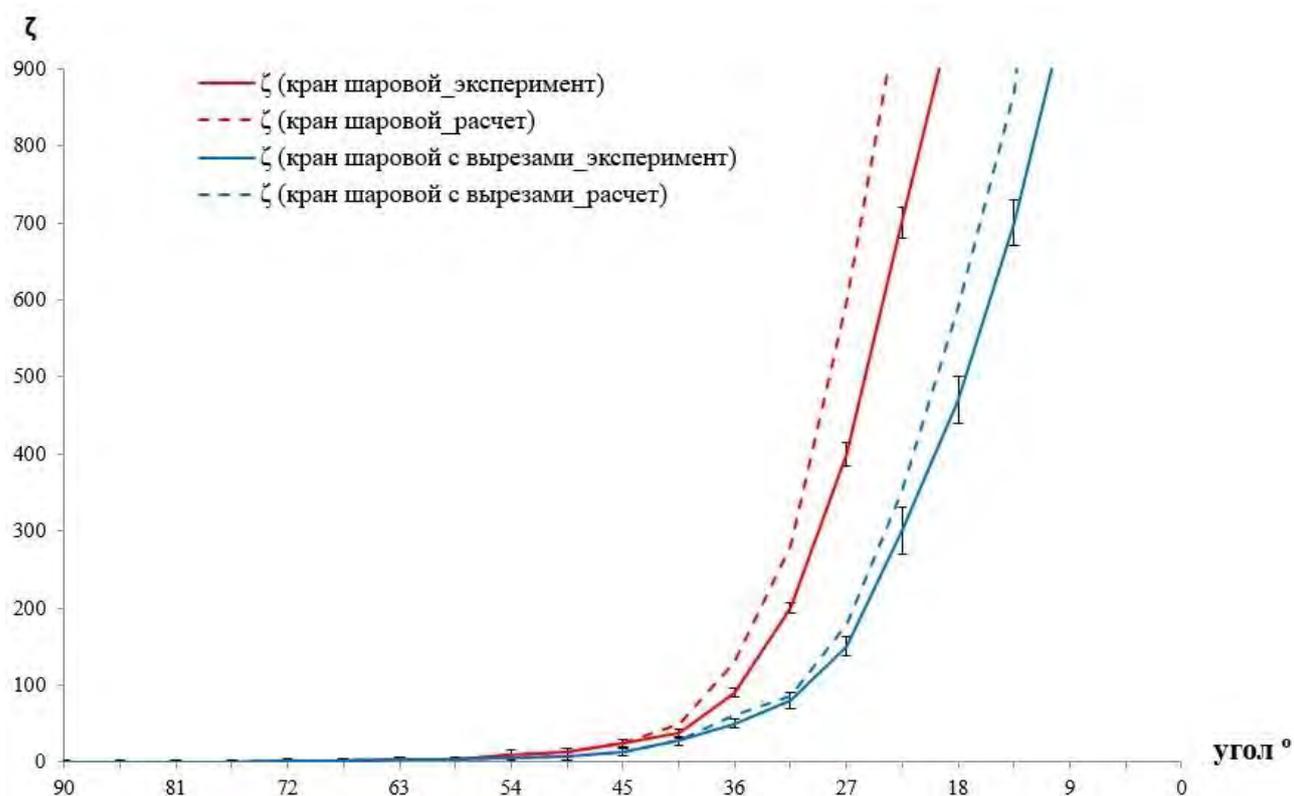


Рисунок 5.5 – Зависимость КС от угла поворота запорного элемента

Анализ зависимостей показывает достаточно хорошее совпадение полученных в ходе испытаний значений КС кранов шаровых с результатами численного моделирования. Общий характер экспериментальных кривых для обоих вариантов кранов совпадает с характером расчетных: с уменьшением угла закрытия КС кранов монотонно возрастают по экспоненциальному закону. Практически во всем диапазоне углов поворота экспериментальные значения соответствуют значениям, полученным методом численного моделирования, их разница не превышает погрешности измерений.

При углах поворота менее 23° для крана без вырезов и 14° для крана с вырезами наблюдается некоторое расхождение значений. Однако, для выполнения сравнительных оценок полученной точности расчета достаточно.

Причиной расхождений расчетных и экспериментальных значений КГС является следующее обстоятельство. Указанные углы соответствуют малой степени открытия кранов и минимальной площади, составляющей около 1% от общей площади проходного сечения. Щелевой зазор между корпусом крана и запорным элементом составляет величину порядка 5-10 мм.

Поскольку течение среды при этом характеризуется высокой скоростью потока и большими перепадами давления, целесообразно в гидродинамических расчетах вместо Realizable k- ϵ модели использовать вихререзающие методы моделирования турбулентности [104, 105]. К сожалению расчет с использованием таких методов сопряжен с существенными вычислительными затратами и ориентирован на применение суперкомпьютеров. В настоящее время повсеместное использование такой вычислительной техники невозможно.

Сравнивая экспериментальные зависимости КС кранов следует отметить, что в диапазоне углов от 90 до 45° разница между значениями не велика, возрастает она при дальнейшем закрытии кранов с уменьшением площади проходного сечения. Так, например, при повороте запорного элемента крана шарового на 32° его КС составляет 200, тогда как крана шарового с вырезами – 80.

Таким образом экспериментально подтверждена эффективность профилирования запорного элемента шарового крана для изменения его КС.

5.3.2 Определение уровней импульсной вибрации

После определения КС на этом же стенде были экспериментально определены уровни импульсной вибрации при срабатывании крана шарового с вырезами и без них на различных скоростных режимах [106]. Результаты приведены на рисунках 5.6-5.9 (при закрытии), 5.11-5.14 (при открытии).

В соответствии с методикой [79] погрешность измерения среднеквадратичных 1/3 октавных значений уровней вибрации составляет ± 2 дБ с доверительной вероятностью 0,95.

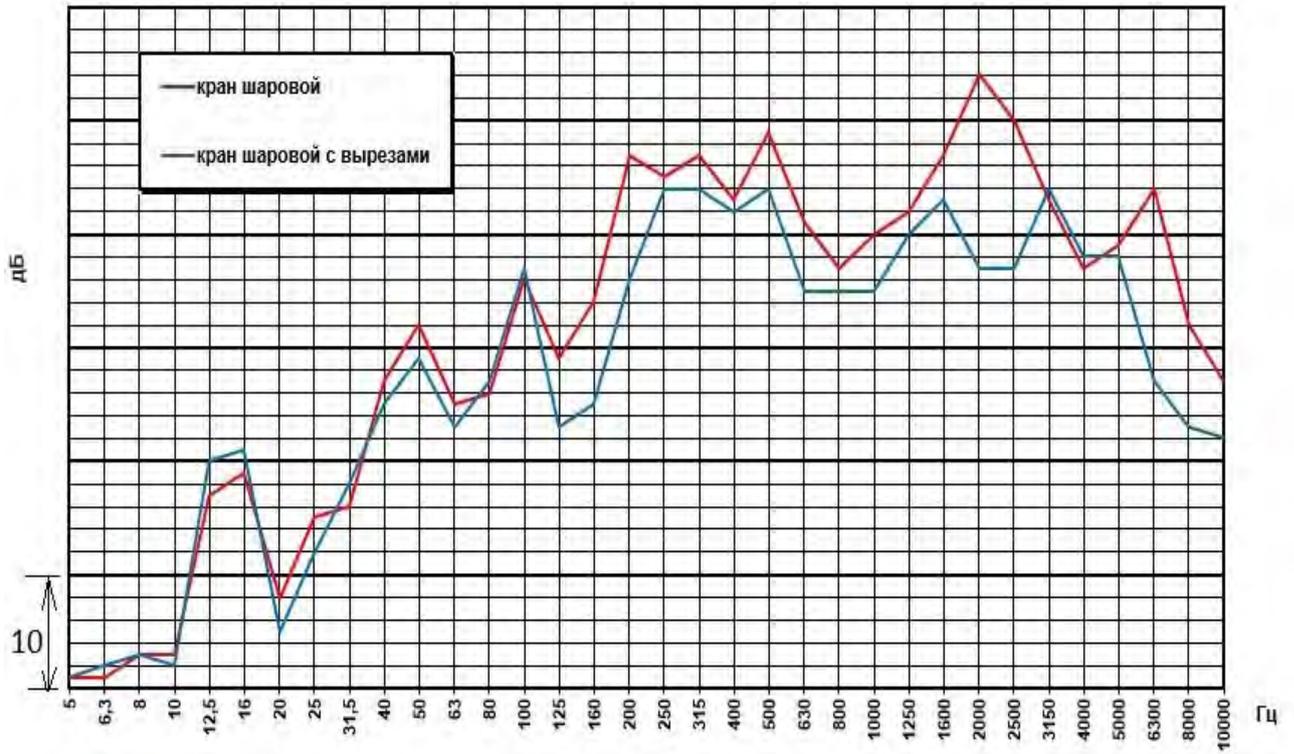


Рисунок 5.6 – Уровни импульсной вибрации при закрытии кранов шаровых (скорость проводимой среды 1 м/с)

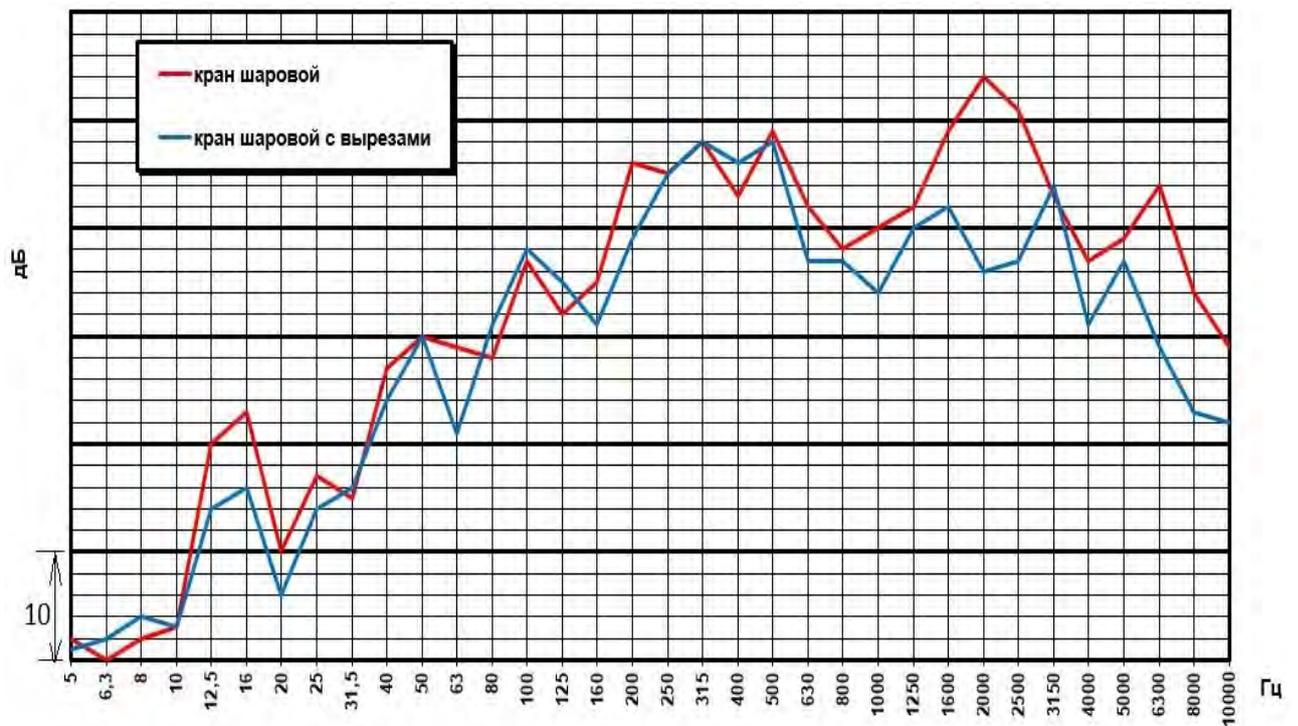


Рисунок 5.7 – Уровни импульсной вибрации при закрытии кранов шаровых (скорость проводимой среды 2 м/с)

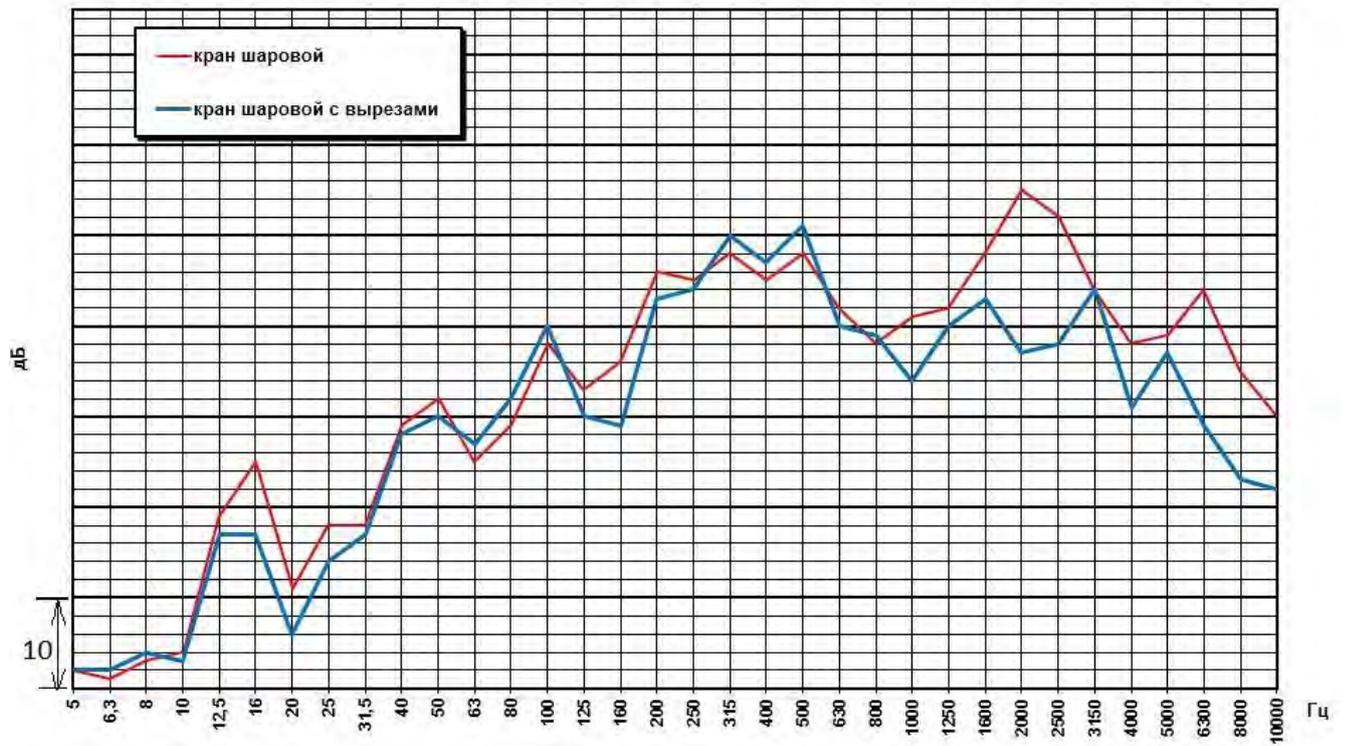


Рисунок 5.8 – Уровни импульсной вибрации при закрытии кранов шаровых (скорость проводимой среды 3 м/с)

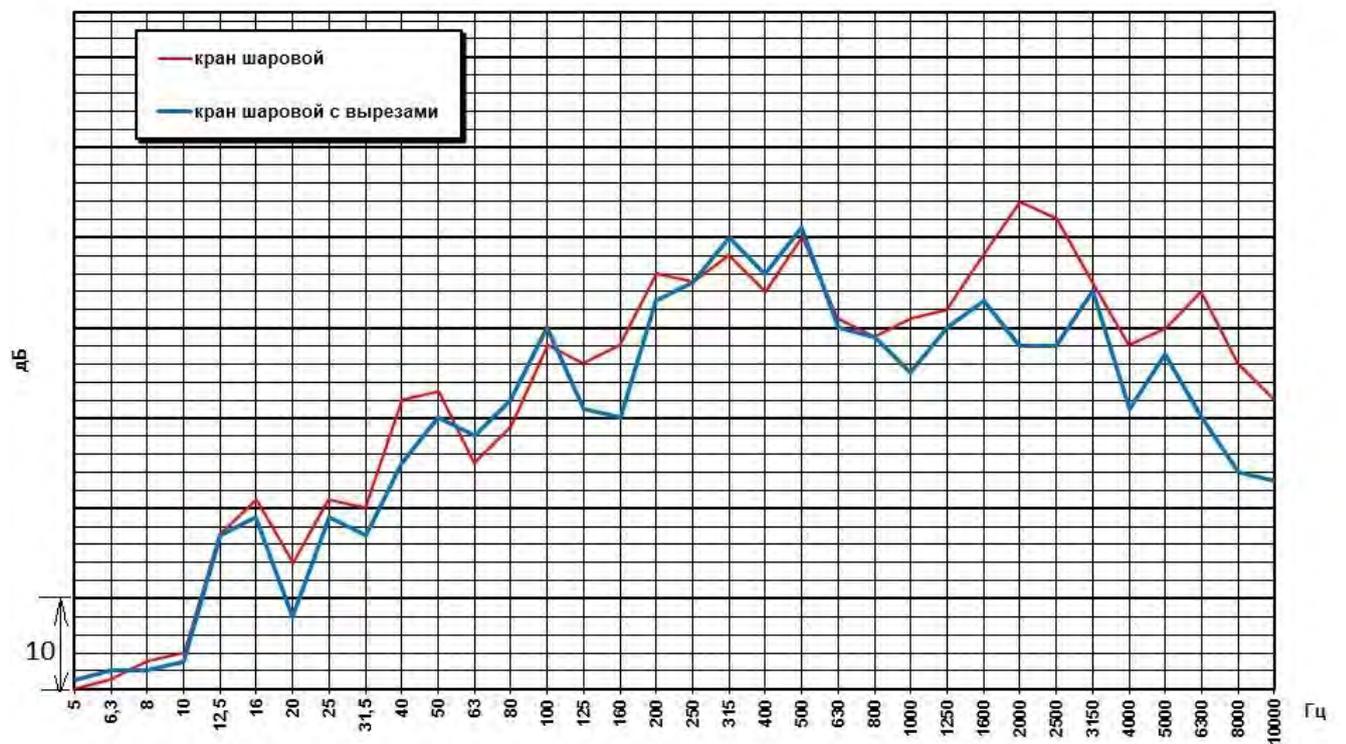


Рисунок 5.9 – Уровни импульсной вибрации при закрытии кранов шаровых (скорость проводимой среды 4 м/с)

Сравнение экспериментальных зависимостей в режиме закрытия кранов показывает, что общий характер изменения уровней импульсной вибрации для обоих вариантов кранов совпадает. В различной степени снижение амплитуд вибрации наблюдается на всех скоростных режимах практически во всем контролируемом диапазоне частот. Небольшое увеличение уровней на некоторых частотах не превышает погрешности методики контроля.

Эффективность снижения импульсной вибрации при закрытии, определенная как разность уровней вибрации крана с традиционной геометрией проточной части и крана с вырезами, приведена на рисунке 5.10.

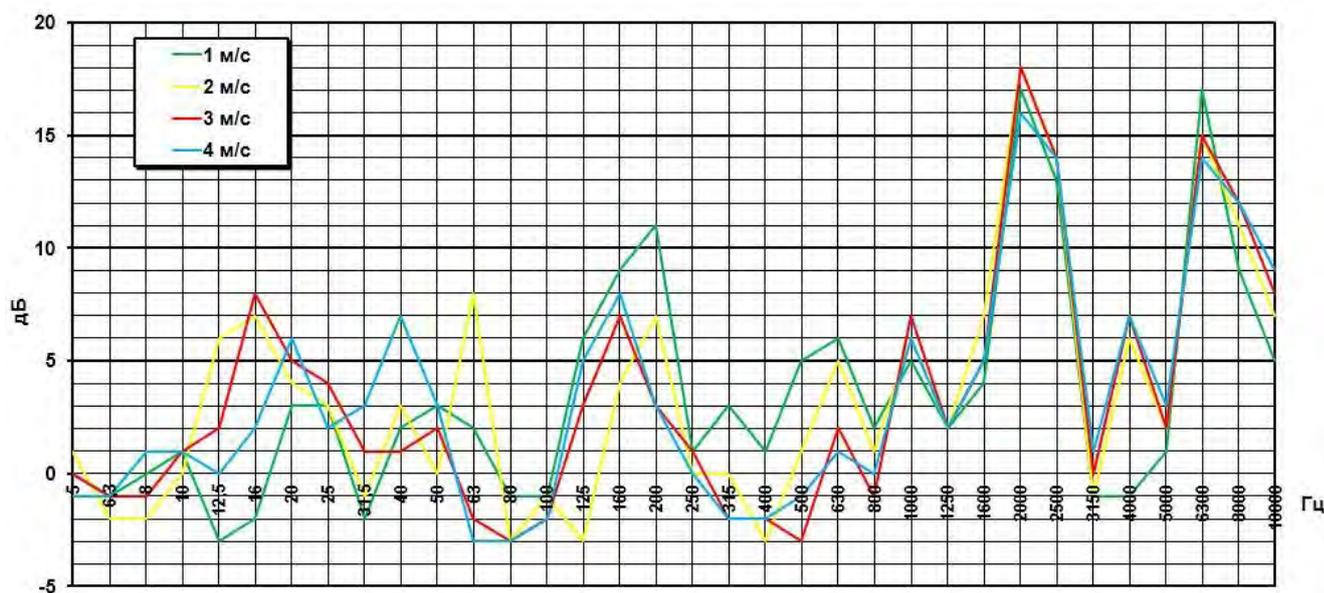


Рисунок 5.10 – Эффективность снижения импульсной вибрации при закрытии кранов шаровых

Анализ эффективности предложенных мероприятий в режиме закрытия кранов позволяет определить характерные частотные диапазоны, в которых происходит наибольшее снижение уровней вибрации при закрытии: 12,5-60 Гц (снижение на 4-8 дБ), 125-200 Гц (снижение на 7-11 дБ), 1600-2500 Гц (снижение на 4-18 дБ), 6300-10000 (снижение на 5-17 дБ).

Сравнение экспериментальных зависимостей в режиме открытия кранов также показывает совпадение общего характера изменения уровней импульсной

вибрации для обоих вариантов кранов и снижение амплитуд вибрации на всех скоростных режимах, рисунки 5.11-5.14. Эффективность снижения импульсной вибрации при открытии, приведена на рисунке 5.15.

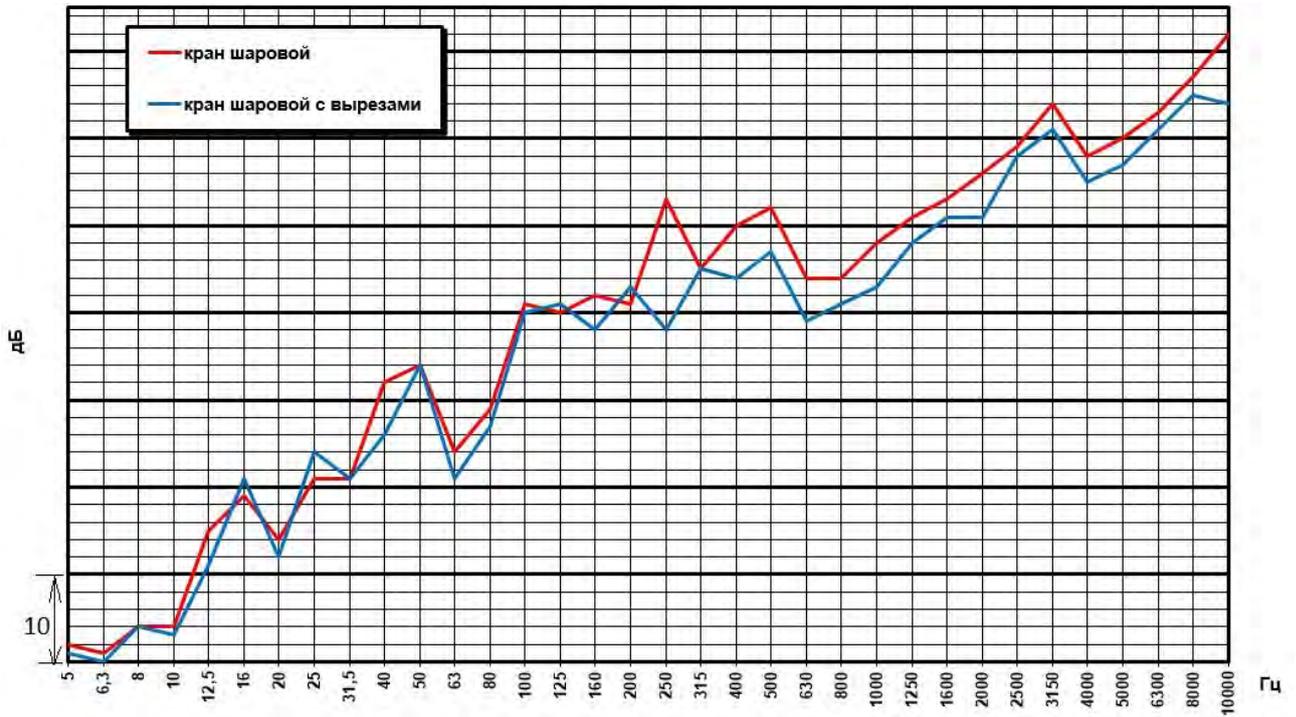


Рисунок 5.11 – Уровни импульсной вибрации при открытии кранов шаровых, (скорость проводимой среды 1 м/с)

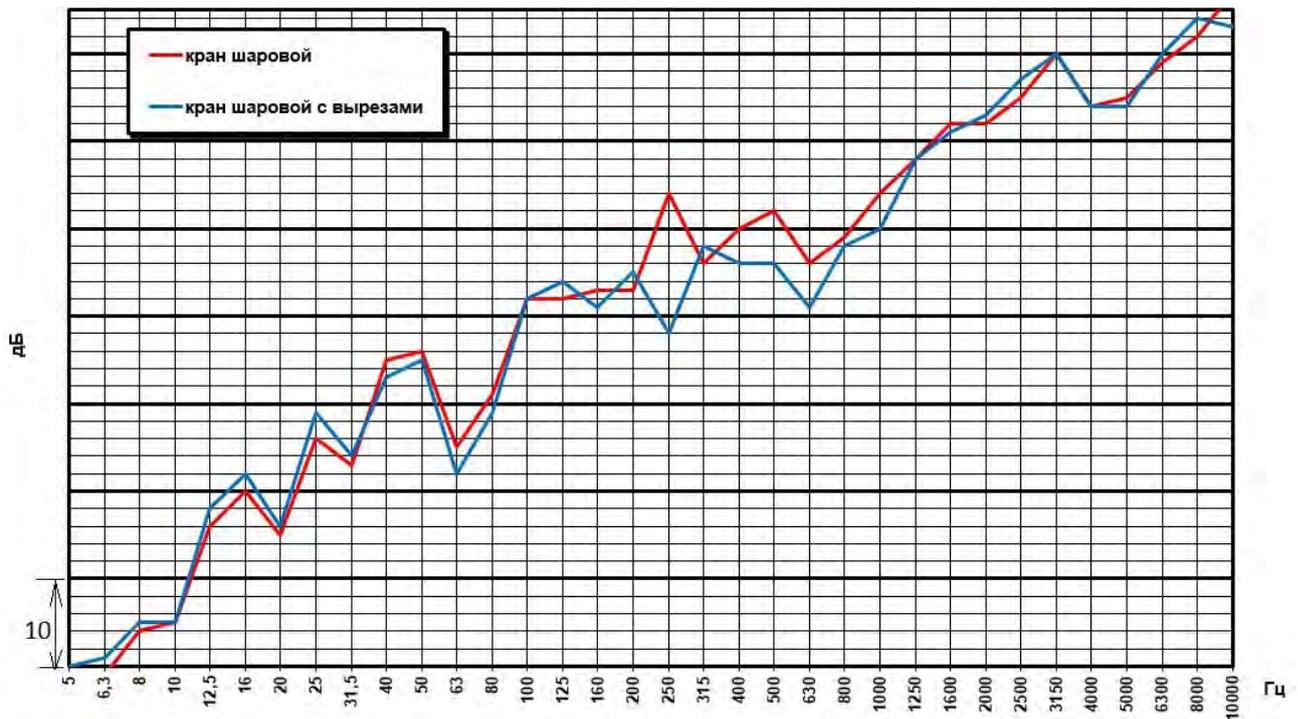


Рисунок 5.12 – Уровни импульсной вибрации при открытии кранов шаровых, (скорость проводимой среды 2 м/с)

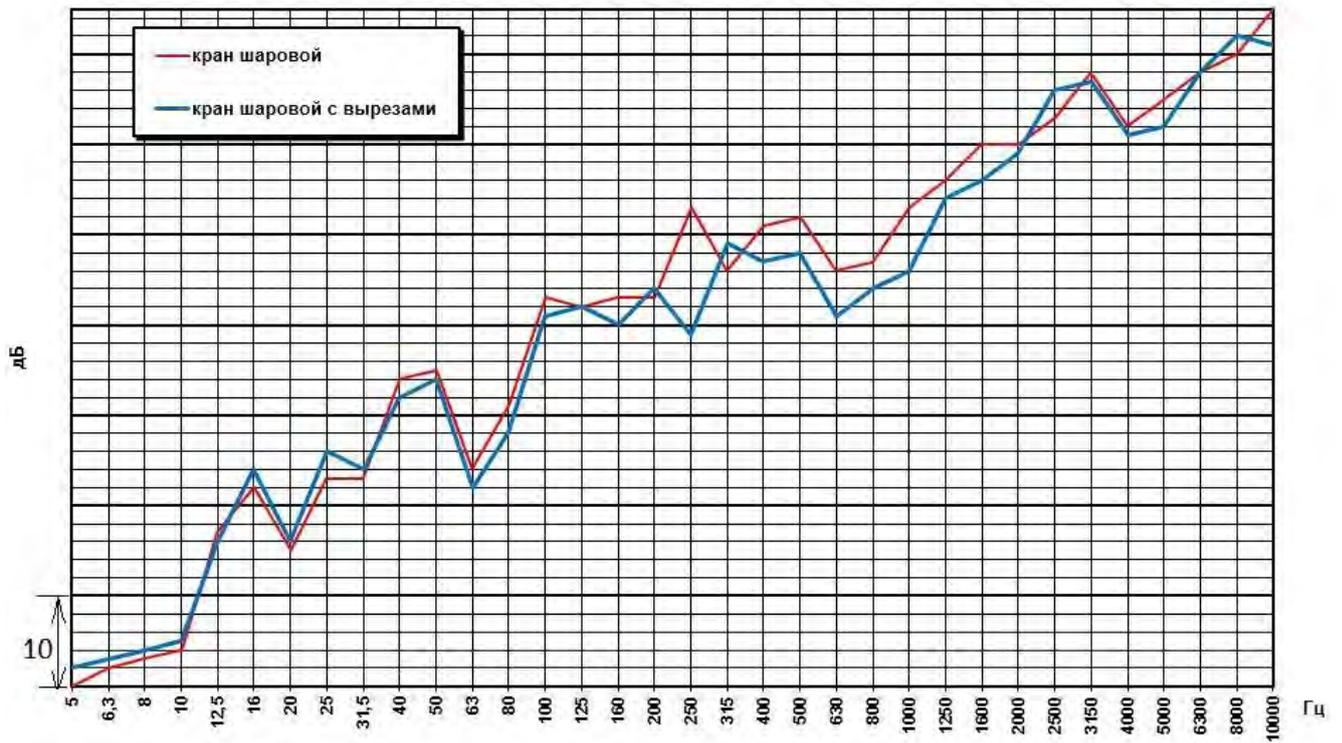


Рисунок 5.13 – Уровни импульсной вибрации при открытии кранов шаровых, (скорость проводимой среды 3 м/с)

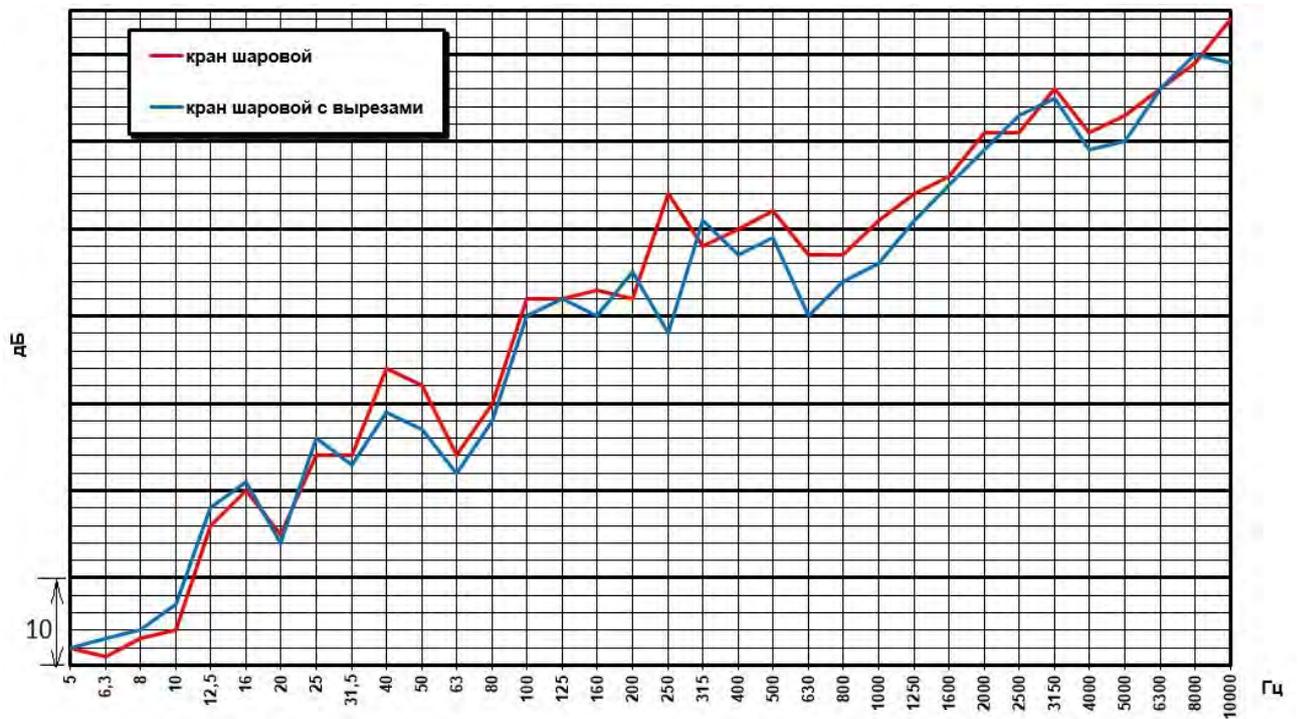


Рисунок 5.14 – Уровни импульсной вибрации при открытии кранов шаровых, (скорость проводимой среды 4 м/с)

Анализ эффективности предложенных мероприятий в режиме открытия кранов позволяет определить характерные частотные диапазоны, в которых происходит наибольшее снижение уровней вибрации: 40-160 Гц (снижение на 3-6 дБ), 250 Гц (снижение на 14-16 дБ), 400-1000 Гц (снижение на 3-7 дБ), 10000 (снижение на 4-8 дБ). Эффективность профилирования проточной части кранов в режиме открытия несколько ниже, чем при их закрытии.

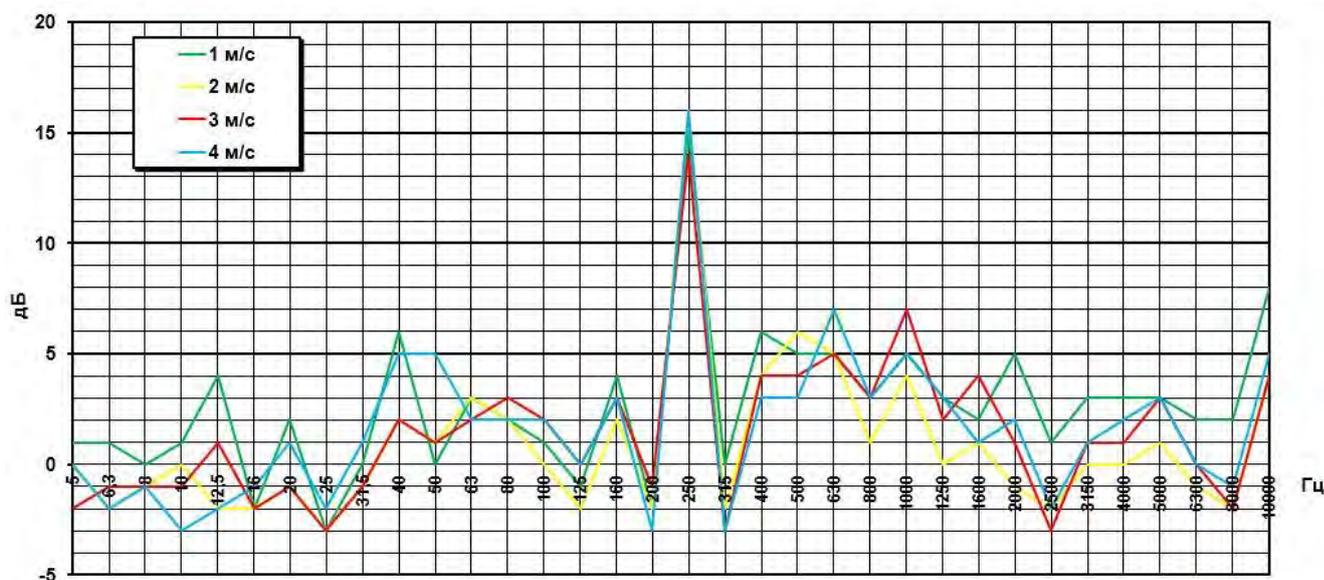


Рисунок 5.15 – Эффективность снижения импульсной вибрации при открытии кранов шаровых

Таким образом, изменение геометрии проточной части крана шарового путем профилирования его запорного элемента сегментными вырезами позволило снизить уровни импульсной вибрации как при открытии, так и при закрытии крана.

5.3.3 Определение уровней ГДШ

Дополнительно для оценки влияния изменения геометрии проточной части крана на его виброакустические характеристики определялись уровни ГДШ.

Результаты измерения ГДШ крана шарового с вырезами и без них на различных скоростных режимах приведены на рисунках 5.16-5.19. В соответствии с методикой [102] погрешность измерения среднеквадратичных 1/3 октавных значений уровней ГДШ составляет $\pm 2,8$ дБ с доверительной вероятностью 0,95.

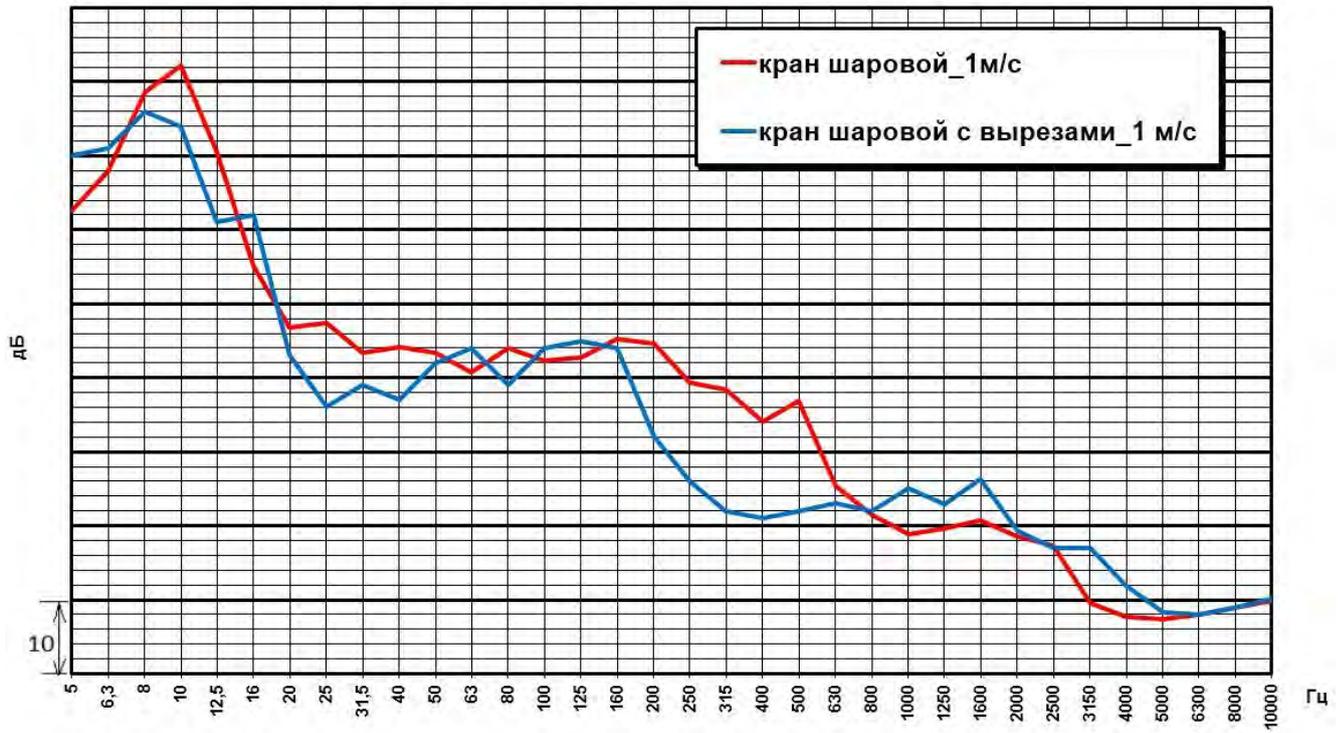


Рисунок 5.16 – Уровни ГДШ кранов шаровых (скорость проводимой среды 1 м/с)

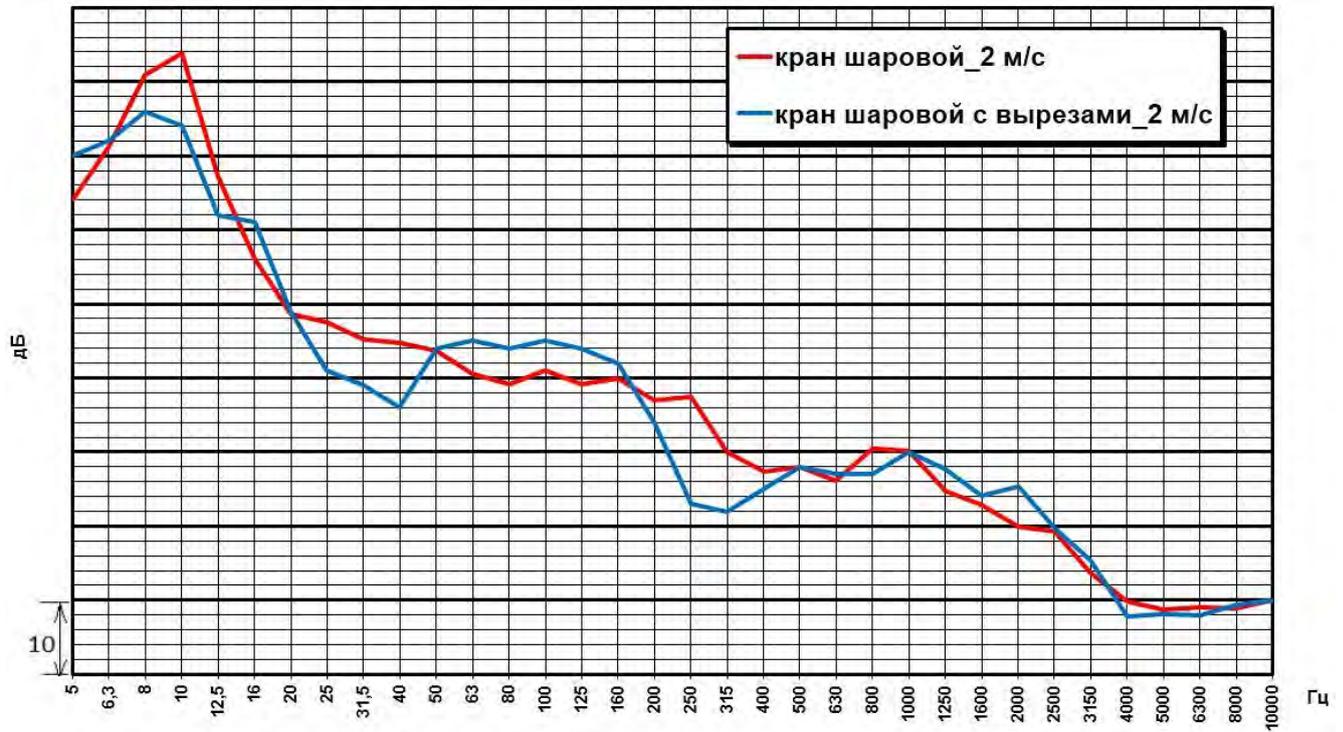


Рисунок 5.17 – Уровни ГДШ кранов шаровых (скорость проводимой среды 2 м/с)



Рисунок 5.18 – Уровни ГДШ кранов шаровых (скорость проводимой среды 3 м/с)



Рисунок 5.19 – Уровни ГДШ кранов шаровых (скорость проводимой среды 4 м/с)

В целом конструктивные изменения проточной части не оказывают негативного влияния на уровни ГДШ. А в диапазонах частот 20-40 и 200-500 Гц наблюдается даже снижение уровней.

5.4 Выводы

Проведенные на акустическом стенде экспериментальные исследования гидродинамических и акустических характеристик кранов шаровых позволили установить следующее:

1. Определены коэффициенты сопротивления крана шарового с профилированной проточной частью и с проточной частью традиционного исполнения при различных углах поворота запорного элемента. Сравнение экспериментальных результатов с результатами численного моделирования показало, что практически во всем диапазоне углов поворота, за исключением малых углов открытия с площадью проходного сечения менее 1%, отклонение не превышает 7%.
2. Экспериментально подтверждена эффективность профилирования запорного элемента шарового крана для изменения его КС при углах поворота более 45° и до полного закрытия.
3. Определены уровни импульсной вибрации при закрытии и открытии обоих вариантов кранов шаровых. Экспериментально подтверждена эффективность изменения геометрии проточной части путем профилирования запорного элемента шарового крана для снижения уровней импульсной вибрации.
4. Определены уровни ГДШ обоих вариантов кранов шаровых. Сравнение результатов позволяет утверждать, что изменение геометрии проточной части не ведет к увеличению пульсаций давления и формированию дополнительной виброакустической энергии.

6 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СНИЖЕНИЮ УРОВНЕЙ ИМПУЛЬСНОЙ ВИБРАЦИИ АРМАТУРЫ

Анализ выполненных теоретических и экспериментальных исследований, результаты которых приведены в разделах в 2-5, показал, что для снижения уровней импульсной вибрации в практику проектирования СТПА необходимо внедрение комплекса мероприятий, включающих обоснованный выбор геометрических параметров проточной части, конструкции привода и режима срабатывания арматуры.

6.1 Выбор параметров проточной части

Основные типы СТПА были подробно рассмотрены в разделе 1. Влияние геометрии проточной части некоторых типов арматуры на динамическую силу было исследовано в разделе 2. На основании полученных результатов можно сформулировать следующие рекомендации:

1. Тип арматуры необходимо выбирать с минимальным КС в полностью открытом положении.
2. Необходимо обеспечить возможность изменения зависимости КС от степени закрытия (хода) арматуры путем изменения геометрии проточной части.
3. Зависимость КС от степени закрытия (хода) запорного элемента должна быть внесена в РКД и эксплуатационную документацию СТПА.
4. Запорные, а также конструктивные элементы проточной части не должны способствовать интенсивному вихреобразованию и турбулизации потока.
5. Геометрия проточной части должна быть преимущественно прямооточной и полнопроходной.
6. При большой степени турбулизации и закрутки потока на выходе из СТПА целесообразно устанавливать выравнивающие обтекатели и решетки.
7. Разъемные соединения должны быть подогнаны плотно без зазоров, выступов, люфтов; швы неразъемных соединений должны быть зачищены.

6.2 Выбор параметров привода

Основными элементами для дистанционного управления СТПА являются гидроприводы и пневмоприводы с механизмами консольно-рычажного, реечного, реечно-поршневого и поршневого типа. При их срабатывании можно выделить следующие источники повышенных вибраций:

- неравномерные перемещения поршня, консольно-рычажного механизма или зубчатого зацепления при переходе через «мертвую» точку;
- механические удары в момент соприкосновения торцевых поверхностей в пакете тарельчатых пружин;
- дросселирование потока рабочей среды привода.

Соответственно, для снижения шума и вибрации при работе гидро- и пневмоприводов можно сформулировать следующие рекомендации:

1. Конструктивное исполнение привода необходимо выбирать с наименьшим количеством подвижных элементов.
2. В гидро- и пневмоцилиндрах привода должны использоваться демпфирующие устройства.
3. Движущиеся элементы необходимо изготавливать с высоким классом точности и с низкой шероховатостью сопрягающихся поверхностей.
4. Сборку привода необходимо осуществлять с обеспечением отсутствия зазоров, выступов, люфтов, неравномерностей хода.
5. Рабочее давление в гидро- или пневмоприводе должно быть минимально возможным для обеспечения необходимого усилия или крутящего момента.
6. Необходимо обеспечить возможность изменения зависимости хода штока привода от времени срабатывания арматуры путем изменения конструктивного исполнения привода.
7. Зависимость хода штока привода от времени срабатывания должна быть внесена в РКД и эксплуатационную документацию.

Электроприводы для управления СТПА применяются значительно реже, что связано с необходимостью увеличения их габаритных размеров для обеспечения

требуемых усилий/моментов и, соответственно, сложностью размещения на судах. Их виброакустические характеристики изучены недостаточно и в данной работе не рассматриваются. Однако, существующая в настоящее время тенденция к переходу на электроуправление СТПА обуславливает необходимость исследований ВШХ электроприводов и способов их улучшения.

6.3 Выбор режима срабатывания арматуры

Виброакустические характеристики СТПА во многом обусловлены влиянием режима ее работы, исследованном в разделе 2. При проектировании судовых систем для обеспечения режимов с минимальной вибрационной активностью СТПА можно сформулировать следующие рекомендации:

1. Необходимо обеспечить максимально возможное в условиях технологического процесса время срабатывания арматуры.
2. Скорости потоков не должны превышать допустимые скорости, определенные по результатам стендовых испытаний.
3. Необходимо обеспечить минимально возможный в условиях технологического процесса срабатываемый перепад давлений.
4. Необходимо предусмотреть возможность изменения закона движения запорного элемента как конструктивным изменением средств управления (приводов СТПА), так и изменением управляющего сигнала от автоматизированной системы управления.

В общем случае, для улучшения виброакустических характеристик СТПА, выбор типа арматуры и привода, геометрии проточной части, а также режимов срабатывания должен основываться на решении задач глобальной оптимизации виброакустических характеристик трубопроводных систем в целом.

7 ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках диссертационной работы научно обоснованы новые технические решения, направленные на снижение импульсной вибрации гидравлической запорной СТПА, что позволяет:

- повысить надежность и долговечность технологического оборудования;
- снизить общий уровень шумовой загрязненности окружающей среды;
- уменьшить негативное влияние на условия труда и здоровье персонала;
- улучшить акустическую скрытность кораблей ВМФ;
- расширить научные основы при исследовании гидродинамических и виброакустических процессов на нестационарных режимах работы СТПА;
- сформировать теоретическую базу для разработки малошумной арматуры;
- использовать научно обоснованный подход, позволяющий сократить время испытаний и количество образцов, необходимых для их проведения.

В соответствии с поставленными задачами по итогам работы получены следующие основные результаты:

1. Определены и классифицированы основные типы судовой трубопроводной арматуры; систематизированы требования, предъявляемые к ее виброшумовым характеристикам, в том числе по импульсной вибрации. Определены основные нестационарные процессы в трубопроводных системах и степень влияния на них режима срабатывания арматуры.
2. Предложены и теоретически обоснованы физико-математические модели генерации импульсной вибрации арматуры, как путевой, так и донно-бортовой, учитывающие влияние геометрии проходного сечения и изменение коэффициента сопротивления в процессе срабатывания. Определен характер динамической силы, определяющей импульсную вибрацию, в зависимости от места установки арматуры в конкретных трубопроводных системах и характеристик этих систем, а также в зависимости от изменения времени срабатывания, перепада давления и закона движения запорного элемента. Обоснована эффективность использования методов численного

моделирования для определения гидродинамических характеристик проточной части.

3. Предложен метод и разработан алгоритм проектирования судовой трубопроводной арматуры, основанный на разработанных физико-математических моделях, учитывающий режим срабатывания, амплитуду, форму и длительность, действующей на запорный элемент арматуры динамической силы и обеспечивающий снижение виброактивности арматуры при срабатывании.
4. Сформулированы и реализованы научно обоснованные технические решения, обеспечивающие снижение уровней импульсной вибрации при срабатывании судовой трубопроводной арматуры: разработана, концептуально обоснована и изготовлена малозумная шаровая арматура с новой конструкцией проточной части.
5. Получены результаты сравнительных стендовых испытаний судовой трубопроводной арматуры с исходной и новой проточной частью, которые подтверждают данные теоретических исследований, а также адекватность разработанных физико-математических моделей и предложенного метода проектирования.
6. Сформулированы рекомендации по проектированию и изготовлению судовой трубопроводной арматуры, которые обеспечивают снижение уровней импульсной вибрации, и предложения по дальнейшему совершенствованию виброакустических характеристик арматуры на импульсных режимах работы.

Результаты исследований внедрены в научно-производственную деятельность АО «ЦТСС» КБ «Армас», АО «СПМБМ «Малахит», ОАО «Завод «Буревестник», АО «Армалит», АО «ЗМС «Знамя труда» (Приложение В). Изготовленные образцы проходят опытную эксплуатацию в составе акустического стенда «Исследовательско-испытательного комплекса АО «ЦТСС» КБ «Армас».

Результаты исследований имеют важное социально-экономическое и научно-техническое значение для судостроительной промышленности, а также могут быть

рекомендованы для использования арматуростроительными предприятиями, конструкторскими бюро и проектными организациями в различных отраслях промышленности.

Дальнейшие исследования целесообразно проводить в области оценки совместного влияния источников гидродинамической и механической виброактивности СТПА, снижения шумности приводов, а также в области решения задач глобальной оптимизации виброакустических характеристик трубопроводных систем в целом.

8 СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ВШХ – виброшумовые характеристики;

ГДШ – гидродинамический шум;

КС – коэффициент сопротивления;

РКД – рабочая конструкторская документация;

СТПА – судовая трубопроводная арматура.

9 СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Определение акустических характеристик судовой арматуры на проводимой среде "вода" [Текст]: отчет о НИР (заключительный, 500-35.065).- Л.: п/я В-8103, 1988. - 56 с.
2. Попков В. И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов [Текст] / В. И. Попков. -Л.: Судостроение, 1974. - 224 с.
3. Беляковский Н. Г. Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах [Текст] / Н. Г. Беляковский. - Л.: Судостроение, 1965. - 523 с.
4. Покровский, Б. В. Кавитационный шум и вибрация центробежных насосов [Текст] / Б.В. Покровский // Труды ВНИИГидромаш, № 42, 1969. -С. 146-151.
5. Ким, Я. А. Выявление резонансных колебаний в насосных установках [Текст] / Я.А. Ким // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова, сб. Судостроительная промышленность, № 3, 1989.
6. Рунов, Б. Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов [Текст] / Б.Т. Рунов -М.: Энергоиздат, 1982. -352 с.
7. Белогубцев, Е. С. Активное гашение полигармонических шумов энергетической установки [Текст] / Е.С. Белогубцев, Г.Н. Кузнецов, Д.А. Смагин // Труды XXIV сессии Российского акустического общества "Шумы и вибрации", 2011.
8. Батрак А. П. Снижение уровня шума и вибраций в гидроприводе технологического оборудования: дис... канд. техн. наук / Батрак А. П. - Красноярск. 2003. - 116 с.
9. Результаты экспериментальных исследований способа подкачки пневматических амортизаторов на их жесткостные характеристики [Текст] / Н.В. Волкова, Голованов В.И., Никишов С.Ю., Куличкова Е.А. // Судостроение, № 5, 2015. -С. 38-40.
10. Брызгалов, В. И. Из опыта создания и освоения Красноярской и Саяно-Шушенской гидроэлектростанций. Производственное издание [Текст] / В.И. Брызгалов. -Красноярск: Сибирский ИД «Суриков», 1999. -560 с.

11. Прокопенко, А. Н. Расчетно-экспериментальное обоснование зависимости вибрационных характеристик гидроагрегатов от конструктивных и режимных факторов [Текст]: дис... канд. техн. наук. -СПб. 2014. -221 с.
12. Емельянов, О.Н. Разработка эффективных глушителей шума систем сброса газа на компрессорных станциях [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.02.13/Емельянов О.Н. -М. 2011. -145 с.
13. Бершадский, С. А. Снижение вибрации и шума поршневых компрессоров [Текст]/ С.А. Бершадский // Судостроение, 1990. -272 с.
14. Попов, Д. Н. Гидродинамическая нагруженность роторов центробежных насосов при переходных процессах [Текст]/ Сосновский Н. Г., Сиухин М. В. // Наука и образование, № 12, декабрь 2011.
15. Клименко, Д. В. Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах трубчатого направляющего аппарата шнекоцентробежного насоса ЖРД [Текст]/ Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В., Лотков Н.А. // Труды 2-й конференции "Динамика и виброакустика машин", 2014. -С. 224-229.
16. Голобоков, Г. В. Этапы создания малошумного насосного оборудования для перспективных заказов [Текст]/ Голобоков Г.В., Кирюхин А.А., Лукашенко Ю.Л., Семенов Ю.М., Абрамов А.В. // Материалы X молодежной научно-технической конференции "Взгляд в будущее-2012", 2012. -С. 272-277.
17. Прокофьев, А. Б. Исследование процессов виброакустического взаимодействия в элементах гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов [Текст]: дис.. канд. техн. наук. Самара/ Прокофьев А.Б. 2001. -256 с.
18. Почкин, Я. С. Метод снижения шума вентилятора ТРДД путем наклона лопаток его спрямляющего аппарата [Текст]/ Почкин Я.С., Халецкий Ю.Д. // Труды 2-й конференции "Динамика и виброакустика машин", 2014. -С. 281-286.
19. Щусев, П. В. Мосты и их архитектура[Текст]/ П.В. Щусев. -М.: Гос. издательство по строительству и архитектуре, 1953. -361 с.
20. Брокгауз, Ф. А. Энциклопедический словарь [Текст]/ А.Ф. Брокгауз, И.Е. Ефрон. -СПб.: Семеновская Типо-Литография, 1890. Т1 -480 с.
21. Шпаков, О. Н. Из истории арматуростроения [Текст]/ О.Н. Шпаков // Арматуростроение, № 3 (72), 2011. -С. 19-23.

22. Wayne, F. Ancient Roman Valves / Wayne F., Lorenz P.E. // Valvemagazine. 2013. URL: <http://www.valvemagazine.com/web-only/categories/manufacturing/4947-ancient-roman-valves.html> (дата обращения: 29.07.2016).
23. ГОСТ 24856-2014. Арматура трубопроводная. Термины и определения. - введ. 2015-04-01. -М.: Стандартиформ, 2015.
24. Гуревич, Д. Ф. Трубопроводная арматура: Справочное пособие. 2-е изд. [Текст]/ Д.Ф. Гуревич. -Ленинград: Машиностроение, 1981. -368 с.
25. Кашанский, М. С. Судовая арматура [Текст]/ М.С. Кашанский и др.-Л.: Судостроение, 1975. -432с.
26. Эйсмонт, В. П. Регуляторы: Учебно-справочное пособие [Текст]/ В.П. Эйсмонт. -СПб: ООО Дитон, 2012. -326 с.
27. Благов, Э. Е. Дроссельно-регулирующая арматура в энергетике[Текст]/ Э.Е. Благов. -М: Энергия, 1974. -264 с.
28. Гуревич, Д. Ф. Арматура атомных электростанций: Справочное пособие [Текст]/ Д.Ф. Гуревич. -М: Энергоиздат, 1982. -312 с.
29. Control Valve handbook. 4th ed. Fisher Controls International LLC, 2005. - 283 p.
30. ГОСТ 26883-86. Внешние воздействующие факторы. Термины и определения. - введ. 1987-07-01. -М.: Госкомитет СССР по стандартам, 1986.
31. Жуковский, Н. Е. Полное собрание сочинений Т. VII Гидравлика [Текст]/ Н. Е. Жуковский. -М.-Л: Центральный аэрогидродинамический институт, 1937. -410 с.
32. Альбом зданий Московского Городского Управления [Изоматериал]/ под редакцией Н.И.Чалых.- М.: ТОНЧУ, 2006. -256 с.
33. Allievi, L. Teoria generale del moto perturbato dell'acqua nei tubi in pressione (colpo d'ariete) / L. Allievi. Roma: ASSOCIAZIONE ELETTROTECNICA ITALIANA, 1903. - 59 p.
34. Allievi, L. Teoria of Water Hammer / L. Allievi. -Roma: Ricardo Garoni, 1925. - 59 p
35. Громека, И. С. О скорости распространения волнообразного движения жидкостей в упругих трубках. Сообщение на заседании о-ва естествоиспытателей Казанского ун-та 1883г. [Текст]/ И.С. Громека. -М.: Издательство АН СССР, 1952. 172-183 с.

36. Лейбензон, Л. С. Собрание трудов в 4 томах [Текст]/ Л.С. Лейбензон. Издательство академии наук СССР , 1955. -2096 с.
37. Мостков, М. А. Гидравлический удар в гидроэлектрических станциях[Текст]/ М.А. Мостков. -М.-Л.: ГОНТИ, 1938. -147 с.
38. Сурин, А. А. Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним[Текст]/ А.А. Сурин. -М.: ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ, 1946. -371 с.
39. Евреинов, В. Н. Гидравлика [Текст]/ В.Н. Евреинов. -Л.: ОГИЗ Ленгострансиздат, 1933. -356 с.
40. Жмудь, А. Е. Гидравлический удар в гидротурбинных установках. Элементы теории и расчет [Текст]/ А. Е. Жмудь. -Л.-М.: Госэнергоиздат, 1953. -235 с.
41. Смирнов, Д. Н. Гидравлический удар в напорных водоводах[Текст]/ Д.Н. Смирнов, Л.Б. Зубов. -М.: Стройиздат, 1975. -128 с.
42. Чарный, И. А. Неустановившееся течение реальной жидкости в трубах [Текст]/ И.А. Чарный. -М.-Л: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1951. -224 с.
43. Гликман, Б. Ф. Нестационарные течения в пневмо-гидравлических цепях[Текст]/ Б. Ф. Гликман. -М: Машиностроение, 1979. -253 с.
44. Картвелишвили, Н. А. Динамика напорных трубопроводов [Текст]/ Н.А. Картешвили. -М.: Энергия, 1979. -224 с.
45. Todini, E. On the convergence properties of the different pipe network algorithms/ E. Todini // 8th Annual Water Distribution Systems Analysis Symposium, - Cincinnati, Ohio, USA, 2006. -pp.1-16.
46. Сухарев, М. Г. Технологический расчет и обеспечение надежности газо- и нефтепроводов [Текст]/ Сухарев М.Г., Карасевич А.М.- М.: Нефть и газ, 2000. -272 с.
47. Арбузов, Н. С. Обеспечение технологической безопасности гидравлической системы морских нефтеналивных терминалов в процессе налива судов у причальных сооружений [Текст]: дис.. доктор техн. наук: 05.26.02 / Арбузов Н. С. - М. 2014. - 310 с.
48. Корельштейн, Л. Б. Гидравлические расчеты - от прошлого к будущему Карасевич/ Л.Б. Корельштейн // CADmaster , № 3, 2005. -С. 54-58.

49. Bergant, A. Waterhammer with column separation: A historical review / A. Bergant, A.R. Simpson, A.S. Tijsseling // *Journal of Fluids and Structures*. vol 22, No. 2, 2006. -pp.135-171.
50. Попков, В. И. Колебания механисмов и конструкций [Текст]/ В.И. Попков, С.В. Попков. -СПб: Сударыня, 2009. -490 с.
51. Будрин, С. В. Применение метода конечных волновых элементов для расчета упругих волн в разветвленных колебательных системах с учетом возможности распространения конечного числа волн в каждой ветви системы // *Электронный журнал «Техническая акустика», № 9, 2007. -С. 12.*
52. Горин, С. В. Снижение колебаний трубопроводов [Текст]/ С.В. Горин, Ф.Ф. Легуша, А.И. Лычаков. энергетических установок. -СПб: СПбГМТУ, 2011. - 351 с.
53. Смольяков, А. В. Измерение турбулентных пульсаций [Текст]/ А.В. Смольяков, В.М. Ткаченко. -Л.: Энергия, 1980. -264 с.
54. Смольяков, А. В. Шум турбулентных потоков [Текст]/ А.В. Смольяков. -СПб: ЦНИИ им. аад. А. Н. Крылова, 2005. -312 с.
55. Kazuhiko, O. Noise Reduction in Butterfly Valve Cavitation by Semicircular Fins and Visualization of Cavitation Flow / O. Kazuhiko // *In: Mechanical Engineering. InTech*, 2012. -pp.483-500.
56. Testuda, P. Noise generated by cavitating single-hole and multi-hole orifices in a water pipe / P. Testuda, P. Moussoua, A. Hirschberg, Y. Auregan // *Journal of Fluids and Structures*, No. 23, 2007. -pp.163-189.
57. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами / Берестовицкий Э. Г., Гладилин Ю. А., Голованов В. И., Сарафанов И. А. - СПб: Астерион, 2008. - 316 с.
58. Научные проблемы кораблестроения и их решение: Введение [Электронный ресурс]/ И.Г.Захаров, В.В.Емельянов, В.П. Щеголихин, В.В.Чумаков // FLOT. URL: <http://flot.com/science/sk1.htm> (дата обращения: 04.09.2016).
59. Голованов, В. И. Распространение колебательной мощности и локализация источников гидродинамического шума в трубопроводах [Текст]/ В.И. Голованов // *Акустическая изоляция помещений и оборудования в промышленности и на транспорте*, 1985. -С. 68-72.
60. Голованов, В. И. Расчетная оценка ВШХ клапана [Текст]/ В.И. Голованов: Технический отчет. 9 этап договора № 625-62 выпуск 42731. -СПб, 2004. -24с.

61. Основные результаты апробации "Методических указаний (временных) по контролю импульсной вибрации опытных образцов шаровых кранов с гидроприводом на нестационарных режимах работы"... [Текст]/ В.И. Голованов, А.О. Поляков, Э.Л. Мышинский, В.А. Зосимов. -СПб, 1992. -12 с.
62. Голованов, В. И. Разработка рекомендаций по проектированию клапана подпорного малошумного для стенда И-27601 (ИТШЛ.302629.002):технический отчет [Текст]/ В.И. Голованов. -СПб, 2011. -32с.
63. Берестовицкий, Э. Г. Разработка методов и средств снижения вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами [Текст]: дис.. доктор техн. наук: 01.04.06 / Берестовицкий Э. Г. - СПб. 2011. - 319 с.
64. Берестовицкий, Э. Г. Снижение виброактивности исполнительных механизмов систем управления техническими средствами /Э. Г. Берестовицкий, Ю. А. Гладилин // Технико-технологические проблемы сервиса, № 2 (16), 2011.
65. Определение источников повышения импульсных вибраций при испытаниях типовых конструкций донно-бортовой арматуры: Технический отчет №79-2891 [Текст]. -Л.: п-я В-8103, 1989. 147с.
66. Исследование виброшумовых характеристик моделей...:Технический отчет №79-3285 [Текст]. -СПб: ЦКБ "Знамя Октября", 1991. -43с.
67. Завьялов, Ю. Н. Разработка метода контроля вибрации судовой трубопроводной арматуры по результатам испытаний модельных аналогов: дис... канд. техн. наук: 01.04.06/ Ю.Н. Завьялов. -СПб. 2012. -109 с.
68. Разработка кинематических схем и конструктивно-технологических решений с целью выбора оптимальных вариантов конструкции...: отчет об ОКР (промежуточный, ГКЛИ.3903-001-2012) [Текст]. -СПб.:АО "ЦТСС" КБ "Армас", 2012. -60с.
69. Расчет уровней вибрации и воздушного шума затвора поворотного...: отчет об ОКР (заключительный, ИТШЛ.492435.066 РРЗ) [Текст]. -СПб.: АО "ЦТСС" КБ "Армас", 2015. -11с.
70. Создание макетных образцов шаровых кингстонов: отчет по ОКР (заключительный, №3907-60/15) [Текст]. -СПб.: АО "ЦТСС" КБ "Армас", 2015. -34с.

71. MOUSSOU, P. Industrial cases of FSI due to internal flows / P. MOUSSOU, PH. LAFON, S. ПОТАПОВ, L. PAULHIAC, A.S. TIJSSELING, Technical University of Eindhoven, Department of Mathematics and Computer Science, Eindhoven, Reports on applied and numerical analysis 0404, 2004.
72. Шутька, А. В. Анализ нестационарных процессов в гидротранспортном комплексе [Текст]/ А.В. Шутька // Електромеханічні і енергозберігаючі системи, № 1, 2011. -С. 107-112.
73. ГОСТ 31170-2004. Перечень вибрационных, шумовых и силовых характеристик, подлежащих заявлению и контролю при испытаниях машин, механизмов, оборудования и энергетических установок гражданских судов и средств освоения мирового океана на стендах заводов-поставщиков.- введ. 2005-10-01. -М.: Стандартинформ, 2005.
74. ГОСТ 12.1.012-2004. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования. - введ. 2007-07-01. -М.: Стандартинформ, 2010.
75. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы. -М.: Миздрав России, 1997.
76. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть I. Общие требования. - введ. 1999-07-01. -Минск: ИПК Издательство стандартов, 1998.
77. ГОСТ 12.2.063-2015. Арматура трубопроводная. Общие требования безопасности. - введ. 2016-04-01. -М.: Стандартинформ, 2015.
78. МКШС-81. Методика контроля и нормирования шума и вибрации. -Л.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1981.
79. МКИВС-95А. Методика контроля импульсной вибрации арматуры и гидравлической аппаратуры на заводских стендах. Дополнение к МКШС-81. -СПб: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1995. 13 с.
80. Берестовицкий, Э. Г. Формирование импульсного динамического взаимодействия на трубопроводную арматуру [Текст] / Э. Г. Берестовицкий, В. И. Голованов, Е. А. Куличкова // Сборник трудов IV Международного технического конгресса "Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов" ELPIT". -Тольятти. 2013. Т. 6. -С. 178-182.
81. Куличкова, Е. А. Снижение импульсной вибрации трубопроводной арматуры [Текст]/ Е. А. Куличкова // Вестник Самарского государственного

- аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2016. Т. 15. № 2. -С. 145-151.
82. Кингсеп, А. С. Основы физики. Курс общей физики [Текст]/ А.С. Кингсеп, Г.Р. Локшин, О.А. Ольхов. -М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. Т. 1. -560 с.
83. Емцев, Б. Т. Техническая гидромеханика: Учебник для вузов по специальности "Гидравлические машины и средства автоматизации" [Текст]/ Б.Г. Емцев. -М.: Машиностроение, 1978. -463 с.
84. Повх, И. Л. Техническая гидромеханика [Текст]/ И.Л. Повх. -Л.: Машиностроение (Ленинградское отделение). 1976. -504 с.
85. Куличкова, Е. А. Механизм формирования импульсного динамического воздействия на донно-бортовую арматуру [Текст] / Е. А. Куличкова, В. И. Голованов // Материалы XI молодежной научно-технической конференции «Взгляд в будущее», 2013. -С. 294-297.
86. Куличкова, Е. А. Влияние изменения проточной части шаровых кранов на уровни их вибрации при нестационарных режимах [Текст] / Е. А. Куличкова, В. И. Голованов, Тропкин Д. С. // Материалы межотраслевой научно-практической конференции «Военное кораблестроение», Т. 1 ч.2, № 36668, -СПб., 2014. -С. 123-128.
87. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст]/ И. Е. Идельчик. -М.: Машиностроение, 1992. -672 с.
88. Мелехина, О. Новые возможности ANSYS 13.0 [Текст]/ О. Мелехина, Г. Новаковский, Д.Фролов // САПР и графика . 2011. № 4. -С. 54-58.
89. ГОСТ Р 55508-2013. Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик. - введ. 2013-08-20. -М.: Стандартиформ, 2014.
90. Launder, B. E. The numerical computation of turbulent flows / B. E Launder, D. B. Spalding // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 1974. Vol. 3. No. 1. -pp.269-289.
91. Rodi, W. Turbulence Models and Their Application in Hydraulics / W. Rodi. 3rd ed. IANR Monograph, Balkema, Rotterdam, 2000. - 124 p.
92. Голованов, В. И. О возможности повышения энергетической эффективности трубопровод-ных систем [Текст] / В. И. Голованов, Е. А. Куличкова // Труды

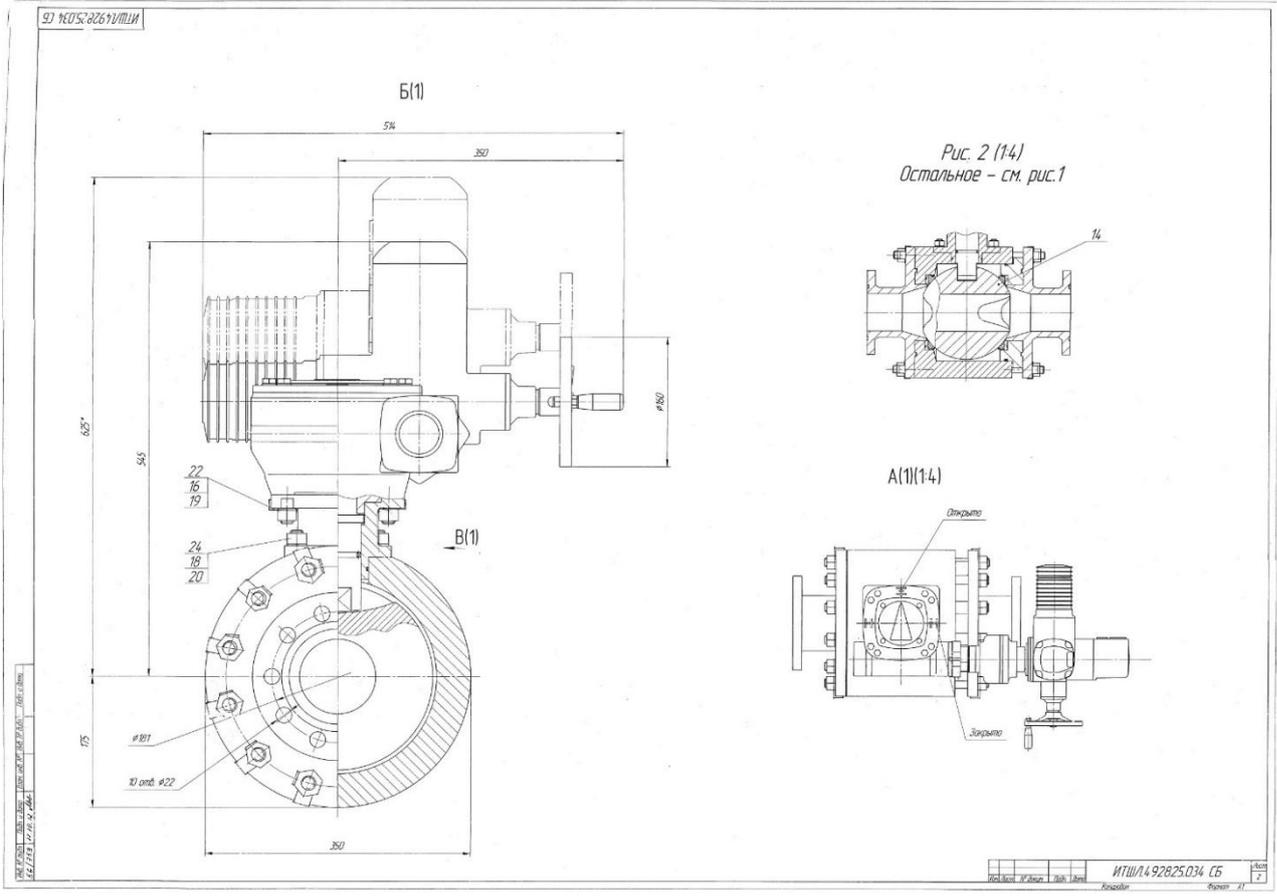
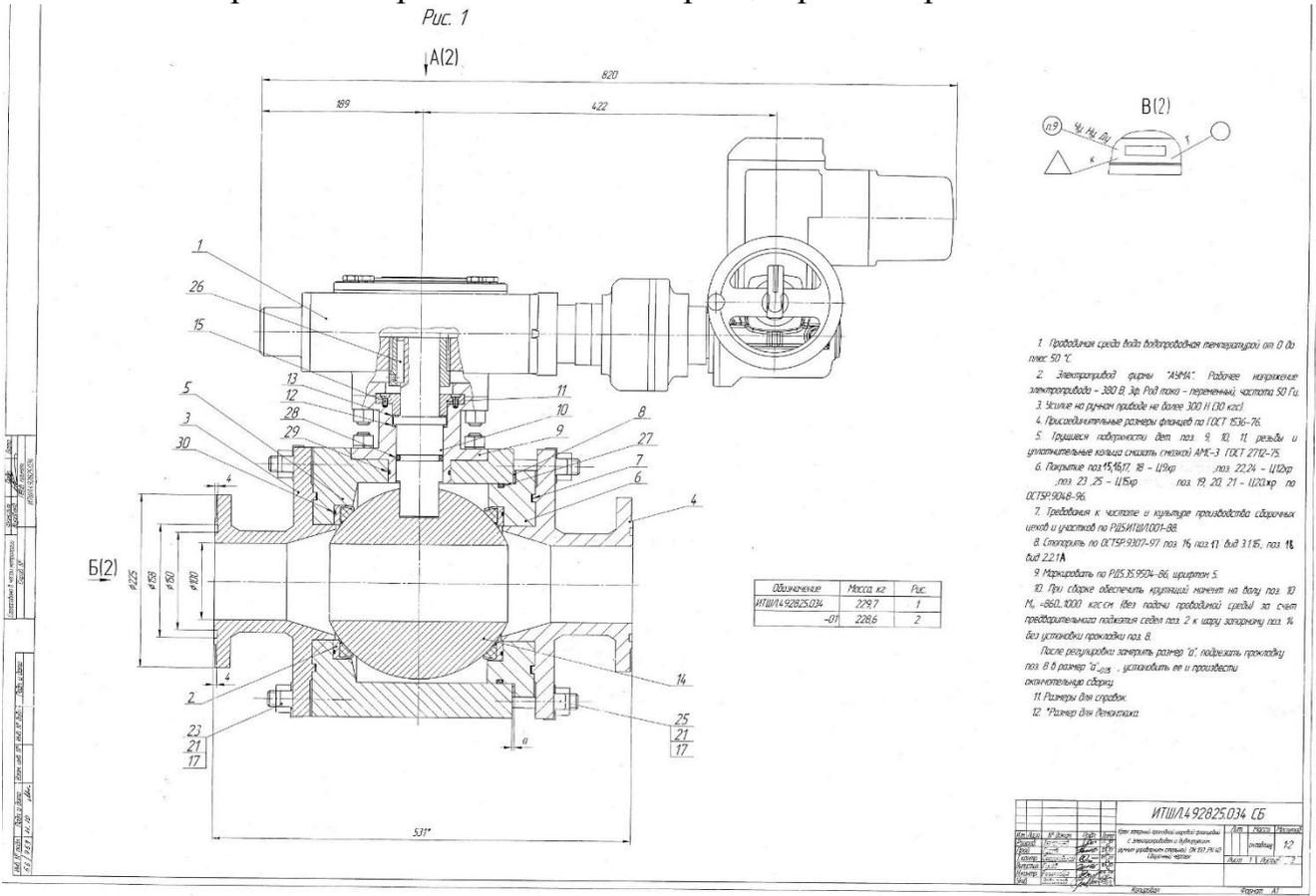
XV Международного симпозиума «Энергоресурсоэффективность и энергосбережение», -СПб. 2015. -С. 438-440.

93. Голованов, В. И. Влияние режима закрытия на импульсные вибрационные характеристики судовой арматуры [Электронный ресурс] / В. И. Голованов, Е. А. Куличкова // Материалы XXVII сессия РАО, посвящённая памяти учёных-акустиков «Крыловского ГНЦ» А.В. Смольякова и В.И. Попкова, -СПб. 2014.
94. Куличкова, Е. А. Метод проектирования судовой трубопроводной арматуры [Текст]/ Е.А. Куличкова // МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, Т. 2, № 2, 2017. -С. 30-34.
95. Куличкова, Е. А. Снижение вибрации трубопроводной арматуры на нестационарных режимах работы [Текст] / Е. А. Куличкова, В. И. Голованов // Материалы 3-ей международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин». -Самара. 2016. -С. 131.
96. Создание донно-бортовой арматуры...: отчет об ОКР (промежуточный, №3903-010-2013) [Текст]. -СПб.:АО "ЦТСС" КБ "Армас", 2013. -74с.
97. АУМА. Многооборотные электроприводы. Инструкция по эксплуатации. 2006. -36 с.
98. МПСКИШ–87. Методика проектирования стендов...[Текст]. -Л.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. 1987.
99. Федоров, В. К. Рекомендации по доработке (модернизации) акустических стендов КБ "Армас" ЦНИИ ТС для контроля импульсной вибрации арматуры...: технический отчет № 136-01/95-6 [Текст]. -СПб.: Центр научно-технических инноваций "Акустика", 1995.
100. Тепляшин, М. В. Модернизация стендовой базы испытательной лаборатории судовой трубопроводной арматуры ОАО "ЦТСС" КБ "Армас"[Текст]/ М.В. Тепляшин, Е. А. Куличкова // Вестник технологии судостроения и судоремонта, № 20, 2013. -С. 95-98.
101. Горбов, Л. Г. Направления развития промышленного и инновационного потенциала конструкторского бюро "Армас"[Текст]/ Л. Г. Горбов, М.В. Тепляшин, Е.А. Куличкова // Вестник технологии судостроения и судоремонта, № 23, 2015. -С. 100-105.
102. МКГШО-95. Методика контроля гидродинамического шума оборудования [Текст]. -СПб: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1995.

103. Новицкий, П. В. Оценка погрешностей результатов измерений [Текст]/ П. В. Новицкий, И. А. Зоргаф. -Л.: Энергоатомиздат, 1991. -304 с.
104. Курулин, В. В. Моделирование турбулентных течений вихреразрешающими подходами на неструктурированных сетках [Текст]: дис.. канд. ф-м. наук: 01.02.05/ Курулин В.В. Саров. 2015. -109 с.
105. Ferziger, J. H. Computational methods for fluid dynamics / J. H. Ferziger, M. Peric. 3rd ed. Springer, 2001. - 423 p.
106. Куличкова, Е. А. Результаты экспериментальных исследований вибрации запорной трубопроводной арматуры при нестационарных режимах работы [Текст] // Судостроение, № 4, 2013. -С. 70-72.

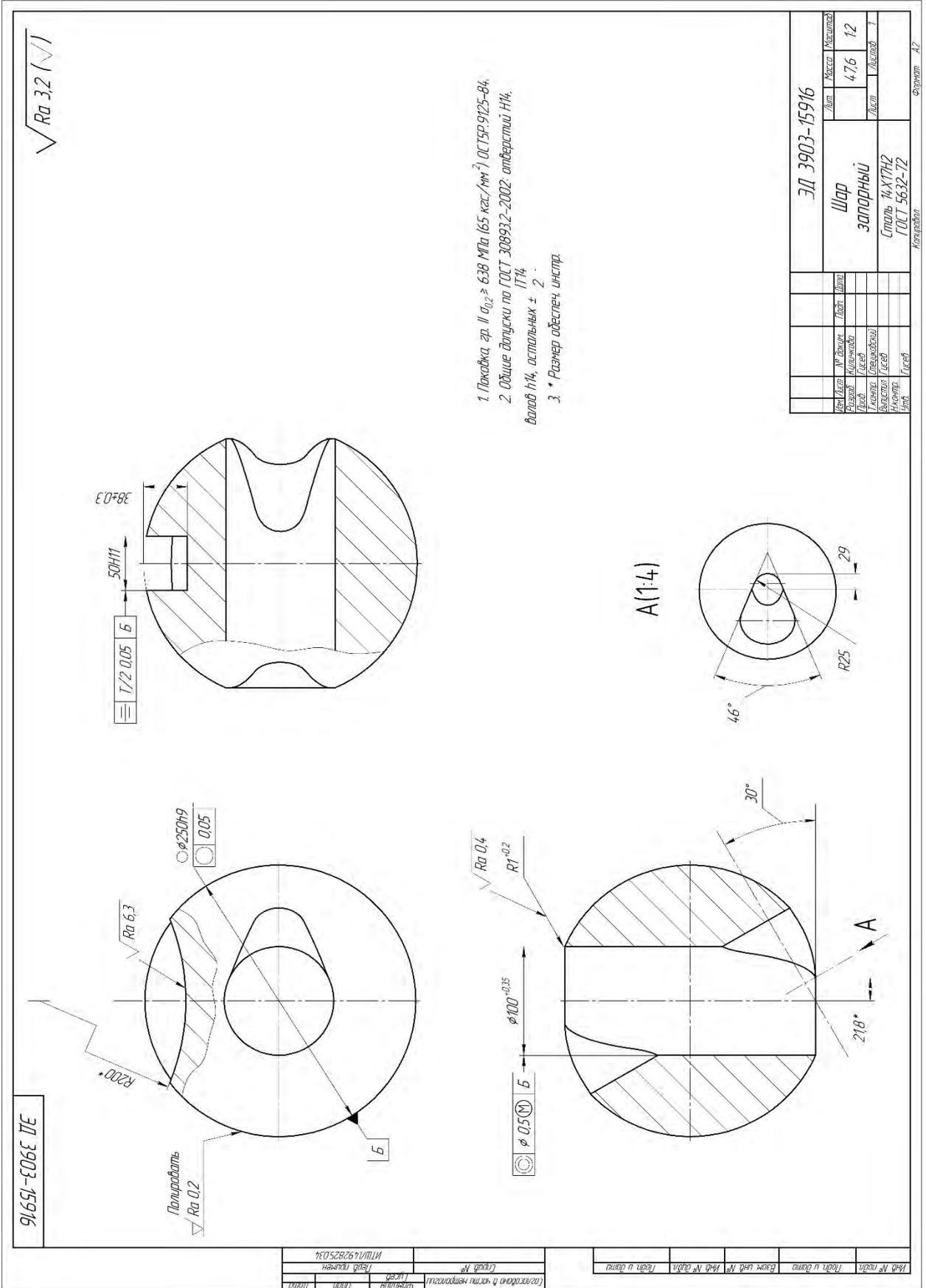
ПРИЛОЖЕНИЕ А

Сборочный чертеж опытного образца крана шарового DN 100



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Чертеж запорного элемента с сегментными вырезами



$\sqrt{Ra\ 3.2}$

ЭЛ 3903-15916

50H11
T/2 0.05 5
E0=F8E

Работать
Ra 0.2
Ra 6.3
φ250H9
0.05

φ100^{+0.35}
φ0.5 M 5
Ra 0.4
R1^{+0.2}

A(1:4)

46°
R25
29

1. Поковка, гр. II $\sigma_{102} \geq 638$ МПа 655 кгс/мм² ОСТ 9125-84.
2. Общие допуски по ГОСТ 30893.2-2002: отверстия Н14, IT14.
3. * Размер обдеслеч, инстр.

ЭЛ 3903-15916		Лист	Кол-во	Контуров
Шар		4.76	12	
запорный				
Сталь 14Х17Н2				
ГОСТ 5632-72				

Формат А2

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Акты внедрения



УТВЕРЖДАЮ

Директор КБ «Армас»

Б. Л. Логинов

30 января 2017 г.



АКТ

внедрения результатов кандидатской диссертационной работы
Куличковой Елены Асановны

При выполнении работ по государственному контракту №11411.1000400.09.076 (шифр "Электропривод") на основании проведенных Е. А. Куличковой исследований выполнена разработка РКД типоряда малошумной судовой трубопроводной арматуры, изготовлены макетные и опытные образцы, проведены межведомственные испытания, разработана технология серийного производства.

Внедрение результатов кандидатской диссертационной работы Е. А. Куличковой привело к снижению уровней вибрации шаровых кранов при работе на нестационарных режимах в различных диапазонах частот на величину от 3 до 10 дБ.

Главный конструктор КБ «Армас»

С. А. Кузьмин



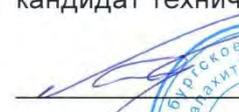
АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОЕ
МОРСКОЕ БЮРО МАШИНОСТРОЕНИЯ
«МАЛАХИТ»



№ _____
на № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального
директора – генеральный
конструктор по многоцелевым
АПЛ и их вооружению,
кандидат технических наук


А.М. Антонов
«29» _____ 2017 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы
на соискание ученой степени кандидата технических наук
Куличковой Елены Асановны
"Снижение импульсной вибрации судовой трубопроводной арматуры"

Разработанные Куличковой Е.А. физико-математические модели генерации импульсной вибрации судовой трубопроводной арматуры, учитывающие влияние геометрии проходного сечения, изменение коэффициента гидравлического сопротивления и влияние режима работы арматуры на динамическую силу, а также технические решения и рекомендации по проектированию арматуры внедрены в рамках НИР "Разработка предложений по арматуре общекорабельных систем", шифр "Хаска-Манифольд 2".

Использование полученных результатов позволяет:

- расширить научные основы исследования гидродинамических и виброакустических процессов при импульсных режимах работы судовой трубопроводной арматуры;
- сформировать теоретическую базу для разработки малошумной арматуры;
- использовать научно обоснованный подход, обеспечивающий снижение количества образцов и времени для проведения испытаний.

Главный конструктор специализации –
руководитель отделения


О.П. Гаринин

Исполнитель:

Телефон:



196135, Санкт-Петербург,
ул. Фрунзе, д.18
Телетайп: 122521 «БОТ»

Тел.: +7(812) 388-35-90, +7(812) 378-69-21
Факс: +7(812) 388-17-19, +7(812) 378-69-07
E-mail: info-ckb@malachite-spb.ru



188305, Ленинградская обл., г. Гатчина, ул. Соборная, дом 31
 E-mail: 19241310@lens.spb.ru; www.zavodburevestnik.ru
 ИНН 4705006785, КПП 470550002, ОКПО 07515055
 телефон: (81371) 9-33-02 факс: (81371) 3-62-60

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

А. Я. Назаренко
 « 29 » 2019

АКТ № 210/1- *67*

о внедрении результатов диссертационной работы
 на соискание ученой степени кандидата технических наук
 Куличковой Елены Асановны
 «Снижение импульсной вибрации судовой трубопроводной арматуры».

Результаты диссертационной работы Куличковой Е. А., основанные на теоретических и экспериментальных исследованиях гидродинамических и виброакустических процессов, возникающих при срабатывании арматуры в трубопроводных системах:

- метод проектирования судовой трубопроводной арматуры со сниженными уровнями импульсной вибрации;
- технические решения по конструктивному исполнению проточной части;
- рекомендации по снижению импульсной вибрации при проектировании и изготовлении малозумной судовой трубопроводной арматуры,

опробованы и внедрены в производственную деятельность ОАО «Завод «Буревестник» и вносят существенный вклад в развитие судового арматуростроения.

Начальник технического управления

Е. Г. Самускевич

Е. Г. Самускевич

Главный конструктор

С. В. Кислов

С. В. Кислов





АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО «МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД

«**Армалит**»

АО «Армалит», ул. Трефолева, д. 2, Санкт-Петербург, 198097, телефон: (812) 459-45-07; телефакс: (812) 252-02-10
market@armalit1.ru, www.armalit1.ru
ОГРН 1027802712530, ИНН / КПП 7805148130 / 780501001, ОКПО 52200205, ОКУД 0253101

29.05.2014 № 03-6-1670

на № от

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы
на соискание ученой степени кандидата технических наук
Куличковой Елены Асановны

«Снижение импульсной вибрации судовой трубопроводной арматуры»

Предложенный Куличковой Е. А. метод проектирования судовой трубопроводной арматуры, основанный на научно обоснованных физико-математических моделях генерации импульсной вибрации, а также технические решения по проектированию арматуры и результаты экспериментальных исследований внедрены в производственную деятельность АО «Армалит».

Сформулированные в рамках диссертационной работы рекомендации по проектированию и изготовлению позволяют уже на стадии разработки принимать меры по снижению уровней вибрации судовой трубопроводной арматуры, уменьшая при этом затраты на изготовление, а также испытания макетных и опытных образцов.

С уважением,
Первый заместитель генерального директора,
Главный инженер



М. С. Смаковский

Екатерина Лыкова
Телефон: +7 (812) 459-45-06, +7 (911) 104-74-50
E-mail: lykovaci@armalit1.ru





АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«ЗАВОД МАЛЫХ СЕРИЙ «ЗНАМЯ ТРУДА»
АО «ЗМС «ЗНАМЯ ТРУДА»

ИНН/КПП 7806302169/780601001, ОГРН 1047855037273
195027, Санкт-Петербург, пр. Шаумяна,
д. 4, корп. 1, литера А, а/я 97
тел: +7(812)331-27-67; +7(812)331-27-68
факс: +7(812)331-27-40
e-mail: zms@zmszt.ru, www.zmszt.ru

УТВЕРЖДАЮ

Технический директор
АО «ЗМС «Знамя труда»

[Signature]
Г.М. Паневин
«12» 05 2017 г.



АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы
на соискание ученой степени кандидата технических наук

Куличковой Елены Асановны

«Снижение импульсной вибрации судовой трубопроводной арматуры»

Предложенные в диссертационной работе Куличковой Е. А. математические модели, а также метод проектирования судовой трубопроводной арматуры, направленный на снижение уровня импульсной вибрации, внедрены в производственную деятельность АО «ЗМС «Знамя труда» в рамках разработки концептуальных технических решений для судовых захлопок.

Главный конструктор

[Signature]

А.Ю. Ильин

Начальник сектора проектирования

[Signature]

И.Г. Шурпатов



РАЗРАБОТКА И ПРОИЗВОДСТВО
СПЕЦИАЛЬНОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

