

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ
ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

ОВЕРКО Михаил Валентинович

УДК 621.646.942

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ
ПРОЦЕССОВ И ОБЛАСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ
СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ВОДОНАПОРНЫХ УСТАНОВОК ОТ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРОВ

Специальность 05.05.17. – «гидравлические и гидропневмоагрегаты»

Диссертация
на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Научный руководитель – канд. техн. наук, доцент
Вирич Светлана Александровна

Покровск-2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ	11
1.1 Гидравлический удар в гидросистемах, анализ причин и следствий.....	11
1.2 Существующие методы моделирования гидравлического удара.....	17
1.2.1 Математическое описание гидравлического удара с использованием фундаментальных законов сохранения.....	17
1.2.2 Графо-аналитический анализ переходных процессов, сопровождающихся гидравлическими ударами	22
1.2.3 Численные методы интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих гидравлический удар	23
1.3 Существующие способы и средства защиты гидравлических систем от гидравлических ударов.....	28
Выводы.....	45
2 ОБОСНОВАНИЕ ДИАПАЗОНА ЛОКАЛИЗАЦИИ И СПОСОБА ПОВЫШЕНИЯ ОБРАТНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА	46
2.1 Физические особенности протекания переходного процесса в трубопроводе с увеличенным обратным сопротивлением.....	46
2.2 Моделирование переходного процесса в напорном трубопроводе с повышенным обратным сопротивлением.	47
2.2.1 Обоснование требуемой величины диодности напорного трубопровода.....	48
2.2.2 Влияние инерции ротора насосного агрегата на максимальное давление в напорном трубопроводе	51
2.2.3 Исследование степени влияния на повышение давления различных участков трубопровода	52

2.2.4	Определение влияния на переходный процесс выходного участка вертикального трубопровода.....	53
2.3	Возможные средства создания дополнительного обратного сопротивления	55
2.3.1	Требования, предъявляемые к средству создания повышенного обратного сопротивления	55
2.3.2	Конструктивные решения и особенности работы предлагаемых устройств с повышенным обратным сопротивлением.....	56
2.4	Вихревой диод как средство повышения диодности напорного трубопровода.....	67
2.4.1	Математическая модель рабочего процесса вихревого диода и подтверждение ее адекватности.....	67
2.4.2	Обоснование области рациональных значений факторов, определяющих эффективность рабочего процесса в вихревом диоде	72
2.4.3	Определение динамических характеристик вихревого диода.....	84
2.5	Исследование гидродинамических процессов в других устройствах повышения обратного сопротивления напорного трубопровода.....	94
2.6	Моделирование переходных процессов в напорном трубопроводе со струйным диодом.....	104
	Выводы.....	112
3	ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО (РЕЗЕРВНОГО) ВЕРТИКАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ АМПЛИТУДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРОВ	114
3.1	Физические предпосылки использования резервного (вертикального) напорного трубопровода для снижения величины гидравлического удара.	114
3.2	Моделирование переходного процесса при использовании резервного става для защиты трубопроводов от гидравлических ударов.....	118

3.3 Опыт практического применения резервного трубопровода для защиты от гидравлических ударов.....	122
3.4 Рекомендации по применению резервного трубопровода для защиты от гидравлических ударов.....	127
Выводы.....	129
4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИХРЕВОГО ДИОДА.....	131
4.1. Задачи и обоснование выбора объекта экспериментальных исследований.....	131
4.2. Экспериментальная установка и измерительный комплекс	132
4.3. Объем, методика и результаты экспериментальных исследований работы вихревого диода для получения статических характеристик	134
Выводы.....	146
5 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАЗРАБОТКЕ И ПРИМЕНЕНИЮ ПЕРСПЕКТИВНЫХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ВОДОНАПОРНЫХ УСТАНОВОК ОТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРОВ.....	147
5.1.1 Вихревой диод	147
5.1.2 Установка с дополнительным (резервным) ставом	150
5.2 Средства защиты водонапорных установок, нуждающиеся в дополнительных исследованиях.....	151
5.2.1 Гидравлический диод и резервуар на выходном участке.	151
5.2.2 Струйный винтовой диод со встречной закруткой.....	155
Выводы	156
ВЫВОДЫ.....	158
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	161
Приложение А	171
Приложение Б.....	172
Приложение В.....	174

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Несанкционированное отключение или внештатное включение насосов напорных гидросистем, некорректное маневрирование трубопроводной запорно-регулирующей арматурами, аварийное срабатывание отсечных клапанов и т.п., то есть относительно быстрое изменение скорости потока капельной жидкости может приводить к возникновению в таких системах гидравлических ударов - периодическому повышению давления, которое характеризуется прежде всего амплитудой и частотой колебаний. В результате гидравлических ударов наблюдаются порывы трубопроводов и разгерметизация соединений, которые могут вызвать вторичные аварии или травмы обслуживающего персонала. Кроме того, случаются выходы из строя элементов насоса, поломки запорно-регулирующей аппаратуры, изгибы трубопроводов, нарушение элементов крепления.

В промышленности в основном используются следующие средства защиты от опасных колебаний давления: пневмогидравлические аккумуляторы, гасители гидравлических ударов, которые работают по принципу сброса части среды, которая транспортируется, и уравнивательные резервуары. Применение указанных средств защиты сопровождается значительными материальными затратами и не всегда гарантирует надежную защиту от гидравлических ударов.

Снизить материальные затраты и повысить эффективность защиты от гидравлических ударов возможно с помощью использования перспективных средств: струйных диодов, обеспечивающих увеличенное обратное гидравлическое сопротивление трубопровода, который имеет значительную высоту нагнетания (более 90% напора тратится на подъем воды), или специальным соединением основного и резервного трубопроводов для установок, где предусмотрены такие трубопроводы (например, шахтные водоотливные установки).

Таким образом, обоснование рациональных параметров рабочих процессов и областей применения перспективных средств защиты от гидравлических ударов есть актуальной научно-практической задачей.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Диссертационная работа выполнена согласно плану научно-исследовательских работ кафедры энергомеханических систем Донецкого национального технического университета. Соискатель был исполнителем хозяйственной темы «Исследовать и разработать рекомендации относительно внедрения мер защиты главной водоотливной установки горизонта 805 м блока №10 ш/у «Покровское», что выполнялась в 2012 – 13 годах по договору из ОАО «Донецксталь - металлургический завод» № 12-65 от 17.05.2012г. и научно-исследовательской госбюджетной темы № Н25-10 «Обоснование параметров схем и средств гидравлического разрушения твердых массивов и транспортировку гидросмесей (жидкостей) с целью повышения технических показателей» (2012 – 2014 гг.).

Цель и задачи исследований. Целью диссертационной работы есть минимизация материальных затрат на эффективную защиту водонапорных установок от опасных повышений давления жидкостей, которые перекачиваются, путем обоснования рациональных параметров рабочих процессов и определения областей применения перспективных средств защиты от гидравлических ударов.

Задача исследований:

- на основе анализа априорной информации установить возможность минимизации материальных затрат на эффективную защиту водонапорных установок от разрушительных давлений перекачиваемых жидкостей при использовании перспективных средств снижения амплитуды гидравлических ударов, обеспечивающих повышенное обратное сопротивление трубопроводов, и резервного напорного трубопровода насосной установки;

- обосновать рациональное местоположение на напорном трубопроводе насосной установки средства защиты от гидравлических ударов с повышенным обратным сопротивлением;

- разработать физическую и математическую модели рабочих процессов средств защиты водонапорных установок от гидравлических ударов с обеспечением повышенного обратного сопротивления напорного тракта с помощью гидравлических и струйных диодов, а также с использованием резервного напорного трубопровода насосной установки;

- по разработанным математическим моделям рабочих процессов перспективных средств защиты водонапорных установок от гидравлических ударов установить взаимосвязь между их технологическими и конструктивными параметрами, определить области эффективного применения;

- провести экспериментальные исследования работы вихревого диода в составе насосной установки с целью подтверждения правомерности его применение для эффективного гашения гидравлических ударов и доведения адекватности разработанной математической модели рабочего процесса вихревого диода рабочему процессу натурального образца;

- разработать методики и рекомендации по проектированию и установлению эффективных областей применения перспективных средств защиты водонапорных установок от гидравлических ударов;

- обеспечить использование результатов диссертационных исследований в промышленности и учебном процессе технической высшей школы, а также предложить направления дальнейшего усовершенствования средств защиты водонапорных установок от гидравлических ударов.

Объект исследования – рабочий процесс перспективных средств защиты водонапорных установок от гидравлических ударов с обеспечением повышенного обратного сопротивления напорного трубопровода, и с использованием резервного вертикального напорного трубопровода насосной установки.

Предмет исследования – характеристики и параметры рабочих процессов перспективных устройств защиты водонапорных установок от гидравлических ударов: диодность, прямое гидравлическое сопротивление, максимальное давление перекачиваемой жидкости

Методы исследований. Системный анализ априорной информации, который позволил определить возможность применения устройств, выполненных на базе струйного диода для управления гидродинамическими процессами в напорном трубопроводе. Метод графоаналитического исследования переходных процессов (метод Л. Бержерона), отличающийся высокой информативностью. Метод математического моделирования с использованием законов механики жидкости, законов сохранения, основных положений гидравлики с применением программных комплексов ANSYS и Matlab, что позволило определить области рациональных значений параметров поверхностей внутренних каналов струйного диода, достичь максимальной диодности в рамках установленных требований и исследовать переходный процесс в трубопроводе. Экспериментальные исследования проводились с применением теории планирования эксперимента и математической статистики.

Практическое значение:

Разработаны способ и конструкции гидравлических и струйных диодов, а также схемы насосных установок (патенты Украины на полезную модель №№ 68287, 75770, 79188, 88736, 89206, 89287, 89315, 90045, 97743, 110208 [8-19] и патент на изобретение 110208 [20]), что позволяют обеспечивать эффективную защиту напорных трубопроводов от гидравлических ударов.

Разработанные методики определения рациональных областей применения и параметров гидравлических и струйных диодов как средств защиты напорных трубопроводов насосных установок от гидравлических ударов.

Разработана методика определения параметров перепускной линии для водонапорной гидросистемы с резервным трубопроводом, что позволяет снизить величину гидравлического удара.

Результаты исследований используются ПАО «ДОНГИПРОШАХТ» при проектировании водоотливных установок на шахте «Покровская»; НПО «Нумес» при разработке мероприятий по защите от гидравлических ударов на шахтных водоотливных установках с погружными насосами; в учебном про-

цессе кафедры горных машин и мехатронных систем машиностроения ДонНТУ в дисциплине «Шахтные вентиляторные и водоотливные установки» и Красноармейского индустриального института.

Личный вклад соискателя. Основные результаты диссертационной работы получены автором самостоятельно.

В работе [13] предложена схема подключения соединительного трубопровода, выполнен анализ влияния его сопротивления на динамические процессы в параллельно включенных трубопроводах водоотливной установки. В работе [14] соискатель предложил критерий оптимизации выбора параметров средств защиты трубопроводов от гидравлических ударов. В работе [15] соискателем проведен анализ и показана эффективность способа защиты трубопровода от гидравлического удара путем программного ввода дополнительного сопротивления. В работе [16] соискатель предложил алгоритм приведения схемы водоотливной установки с параллельно соединёнными трубопроводами к схеме с одним рабочим и одним резервным трубопроводом. В работе [17] соискателем разработана методика учета основных инерционных свойств вихревого диода, позволяющая в базовом программном комплексе усовершенствовать модель переходного процесса в напорном трубопроводе. В работе [18] предложен алгоритм расчета рабочего процесса гидроимпульсатора со струйным диодом на ударном трубопроводе.

Апробация результатов работы. Основные положения диссертации докладывались, обсуждались и получили одобрение на:

- XIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Чернігів, 2012 р.)
- XIV Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Одеса, 2013 р.)
- XVII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м.Київ, 2013р.)
- XIX Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м.Кіровоград, 2014р.)

- XX Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м.Київ, 2015р.)
- Міжнародна конференція «Вітчизняна та зарубіжна наука на початку другої декади XXI Століття» (м.Київ, 2015р.)

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи отображені в 7 статтях которые входять в спеціалізовані видання МОН, (три из которых входять в наукометрические бази, из которых одна в SCOPUS), получено 10 патентов України на полезную модель и 1 патент на изобретение. Матеріали дисертації отражені в отчете №26148 дс по НИР №12-65.

Структура и объем дисертаційної роботи. Работа состоит из введения, 5 глав, выводов, списка использованных источников и приложений. Полный объем дисертаційної работы 160 страниц. Дисертація включает 101 рисунок, 8 таблиц, 3 приложения, список использованных литературных источников из 101 наименования на 10 страницах.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В связи со значительным разнообразием гидравлических систем, а также причин возникновения и особенностей протекания гидравлических ударов круг рассматриваемых водонапорных установок в данной работе ограничен установками, в которых 90% и более создаваемого напора расходуется на преодоление пезометрического напора.

1.1 Гидравлический удар в гидросистемах, анализ причин и следствий

Классическое определение гидравлического удара – это колебания давления в следствии местного изменения скорости в пространстве, заполненном жидкостью [19] – можно дополнить тем, что он является проявлением сил инерции, в трубопроводах имеет колебательный характер и, как правило, сопровождается звуком, похожим на звук от удара твердых тел.

Причинами гидравлических ударов в условиях насосных станций может быть пуск и остановка насосного агрегата, маневрирование запорно-регулирующей арматурой, выход скоплений воздуха, термодинамические процессы и т.д. Рассмотрим подробнее наиболее распространенные из них.

Пуск насоса на открытую задвижку на выходе в принципе является нарушением технологического процесса и может объясняться только отказом в работе части оборудования насосной станции. Вместе с тем, на насосных станциях со значительной высотой подъема, повышение давления в начальном сечении трубопровода ограничивается напорной характеристикой насоса, как это следует из примера графического анализа переходного процесса, (рис. 1.1). При этом используются традиционные, принимаемые для качественного анализа основные допущения: насос считается безынерционным звеном, гидравлическое сопротивление трубопровода концентрируется в одной точке и не зависит от ускорения потока.

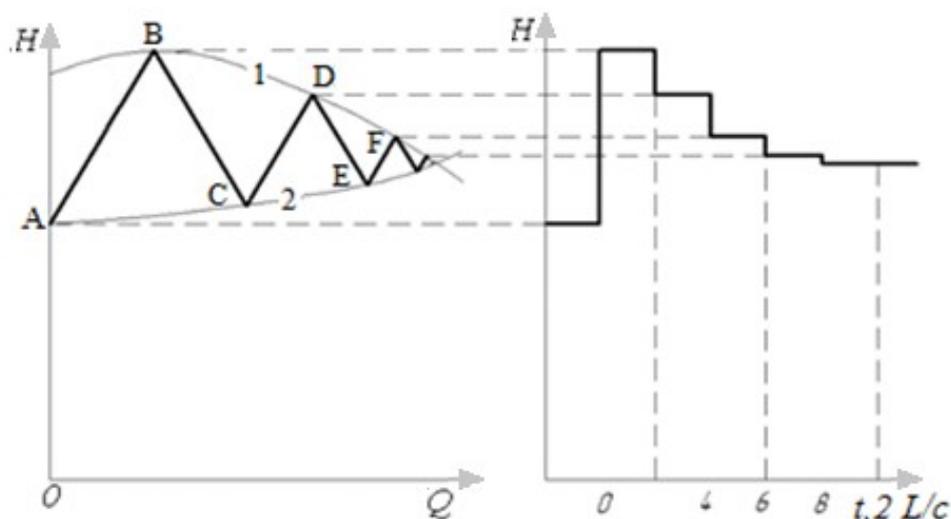


Рисунок 1.1 – Графический анализ переходного процесса при пуске насоса: H – напор; Q – расход жидкости; L – длина трубопровода; t – время; c – скорость распространения ударной волны; 1 – напорная характеристика насоса; 2 – расходная характеристика сети; AB, BC, CD, DE, EF – волновые характеристики трубопровода

Возможны и другие варианты развития процесса, но в любом случае сказанное выше остается справедливым.

Выключение насосного агрегата считается наиболее распространенной причиной опасных колебаний давления [20]. И хотя по правилам технической эксплуатации насосных установок остановка насоса должна сопровождаться предварительным закрытием задвижки на выходе, это не всегда соблюдается, например, из-за отключения электропитания приводных двигателей или в связи с аварийной ситуацией в месте потребления транспортируемой жидкости. Гидравлический удар при этом протекает со значительной амплитудой по давлению и может быть опасным, (рис. 1.2).

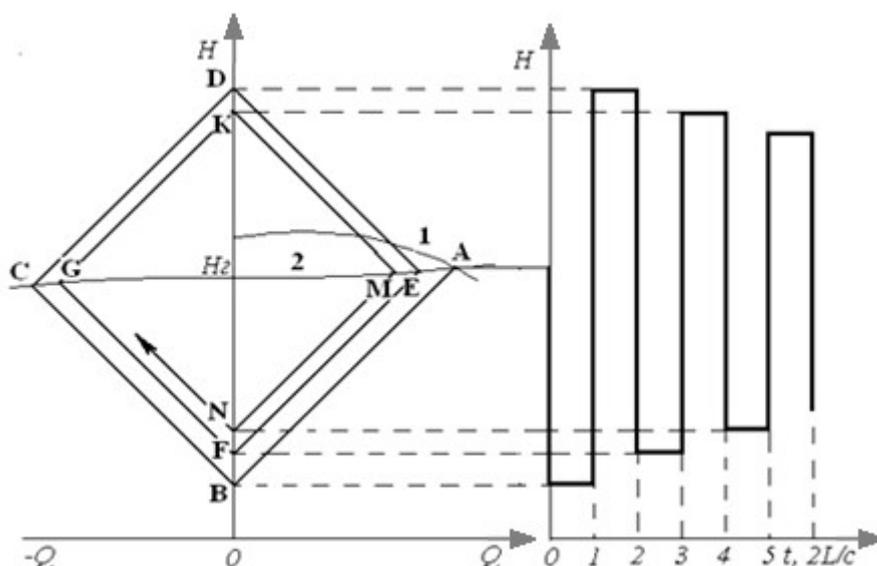


Рисунок 1.2 – Графический анализ колебаний напора в начальном сечении напорного трубопровода при внезапном отключении насосного агрегата: H – напор; Q – расход жидкости; L – длина трубопровода; t – время; c – скорость распространения ударной волны; 1 – напорная характеристика насоса; 2 – расходная характеристика сети; AB, BC, CD, DE, EF, FG, GK, KM – волновые характеристики трубопровода

Достаточно быстрое маневрирование задвижкой на напорном трубопроводе так же может приводить к значительному повышению давления как перед (по ходу потока) задвижкой, так и после нее. Необходимость быстрого закрытия задвижки или уменьшения расхода через нее связано с технологическими особенностями функционирования гидравлической системы. Например, при эксплуатации дождевальной машины «Фрегат» возникали ситуации, когда начиналась пробуксовка приводных колес из-за высокой увлажненности почвы в местах некоторого нарушения плоскостности обрабатываемого поля [21]. Поливочный трубопровод, состоящий из нескольких участков, каждый из которых имел свои приводные колеса, при этом изгибался, срабатывали датчики и подавали команду на остановку машины, то есть на перекрытие задвижки, через которую подавалась вода, являющаяся одновременно рабочей жидкостью для колес и используемая для полива. Задвижка быстро закрывалась, что приводило к опасному гидравлическому удару в подающем трубопроводе. В случае медлен-

ного закрытия задвижки ломался поливочный трубопровод из-за чрезмерного изгиба, вызванного запаздыванием с остановкой движущихся секций.

Графоаналитический анализ гидравлического удара при полном или частичном закрытии затвора (рис. 1.3) показывает его опасность. При этом не учтено сопротивление трубопровода, а время маневрирования затвором считается меньшим, чем фаза гидравлического удара.

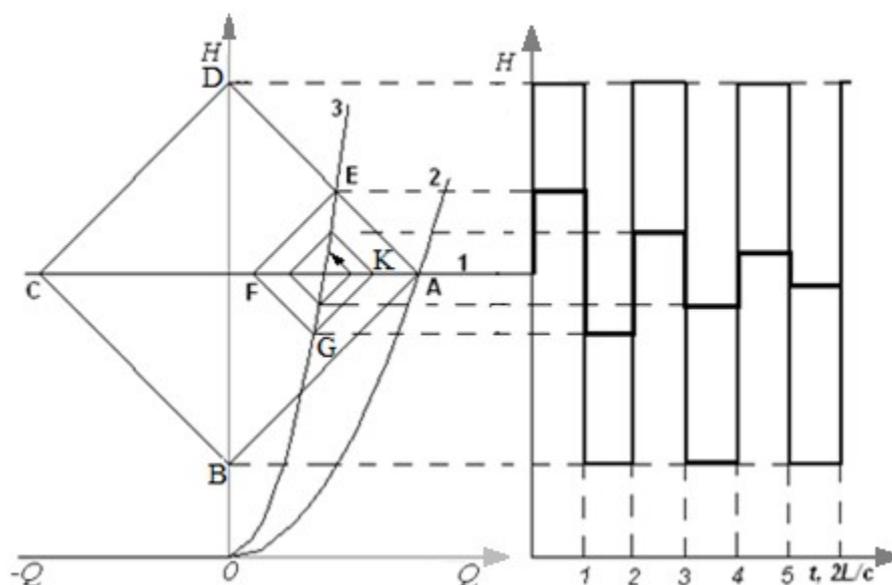


Рисунок 1.3 – Графоаналитический расчет гидравлического удара при полном или частичном закрытии затвора: 1 – характеристика резервуара; 2 – расходная характеристика открытого затвора; 3 – расходная характеристика частично закрытого затвора; AB, BC, CD, DE, EF, FG, GK, KM – волновые характеристики трубопровода

По физической сущности, выход воздушной пробки из трубопровода через вантуз с последующим его закрытием похож на случай с частично закрытой задвижкой. Конкретная величина повышения давления зависит от параметров системы и, очевидно, может достигать опасных значений.

По данным ЗАО «Волнотех» [20] две трети случаев возникновения гидравлических ударов приходится на несанкционированные отключения насосов, четверть – на неудачное срабатывание запорно-регулирующей арматурой и около 8% на остальные случаи.

Последствия гидравлических ударов следующие. В первую очередь они могут вызвать непосредственное разрушение трубопроводов, арматуры, элементов крепления насосного оборудования. Вторичным следствием является действие освобожденного высоконапорного потока на окружающую среду: поломки вспомогательного оборудования, потери урожая (на мелиоративных системах), травмы и даже смертельные случаи. В некоторых случаях гидравлический удар может привести к остановке целого предприятия.

Разгерметизация трубопроводов, поломка арматуры чаще всего происходит на системах коммунального тепловодоснабжения, что связано так же с относительной их изношенностью (рис. 1.4 - 1.6).



Рисунок 1.4 – Поломка чугунной трубы из-за гидравлического удара[22]

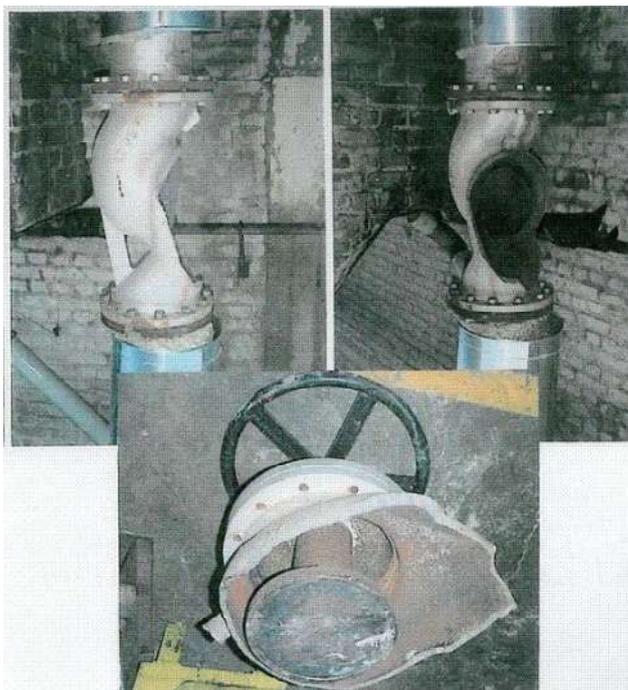


Рисунок 1.5 – Поломка задвижки вследствие гидравлического удара[23]



Рисунок 1.6 – Трубопроводы и крепления после гидравлического удара[24]

На шахте «Черноморка» ГП «Лисичанскуголь» в 2005 году вследствие гидравлического удара и сопровождавшего его колебательного процесса был разрушен опорный подшипник погружного насоса фирмы «Pleuger» PN82-20, который находился на глубине примерно 440 м и откачивал водоприток через обратный клапан по трубам d_y 200мм на поверхность. При аварийном обесто-

чивании двигателя в установке возникли продольные колебания трубопроводного става, приведшие к аварии [25].

Практически все угольные шахты сталкиваются с проблемой гидравлического удара в системе шахтного водоотлива. В «Правила безопасности угольных шахт» [26] внесено обязательное требование по защите от гидравлических ударов водоотливных установок, имеющих высоту водоподъема свыше 400 м. Отмечаются также аварийные случаи на деривационных водоводах гидроэлектростанций, нефтепроводах, системах заправки топливом и др. [27, 28]

1.2 Существующие методы моделирования гидравлического удара

1.2.1 Математическое описание гидравлического удара с использованием фундаментальных законов сохранения

Изотермическое течение вязкой сжимаемой изотропной однородной жидкости в напорном трубопроводе, геометрические размеры которого не изменяются во времени описываются следующей системой дифференциальных уравнений; содержащей три неизвестных (p, ρ, u) [29]

- 1) уравнением движения Навье-Стокса

$$\rho \frac{du_i}{dt} = \rho F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} (\mu \operatorname{div}(\bar{u})) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) \right], \quad (1.1)$$

где x_i – координаты выбранных расчетных сечений;

μ – динамическая вязкость;

u_i – скорость жидкости в i – том сечении;

u_k – скорость жидкости в k – том сечении;

F_i – массовая сила;

\bar{u} – вектор скорости жидкости;

ρ – плотность сжимаемой жидкости;

- 2) уравнением неразрывности

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div}(\bar{u}) = 0. \quad (1.2)$$

3) уравнением состояния, которое для жидкостей, подчиняющихся при сжатии закону Гука, имеет вид:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{K}, \quad (1.3)$$

где K – модуль упругости жидкости.

Для поля сил тяжести $F = -g$.

Решение этой системы дифференциальных уравнений при задании соответствующих граничных и начальных условий позволяет найти поля основных параметров, характеризующих рассматриваемое течение жидкости. Получение аналитического решения такой системы даже для ламинарного течения возможно только в наиболее простых случаях, поэтому подавляющее большинство технических задач требует применения численных методов.

При расчете гидравлического удара в напорных трубопроводах не представляет интереса распределение параметров потока по его сечению, а достаточно знать, как изменяются интегральные характеристики течения по длине трубопровода [30].

В качестве таких интегральных (средних) значений, как правило, выступают:

- 1) средняя линейная скорость потока

$$v_{cp} = u(x, t) = \frac{1}{S} \int_S u(x_1, x_2) dS = \frac{Q}{S},$$

где S – площадь поперечного сечения канала,

Q – объёмный расход жидкости;

- 2) среднemasсовая энтальпия

$$i_{cp} = i(x, t) = \frac{\int_S i \rho u(x_1, x_2) dS}{\int_S \rho u(x_1, x_2) dS} = \frac{I}{G},$$

где I – полная энтальпия потока;

G – массовый расход, $G = \int_S \rho u(x_1, x_2) dS$.

В результате система (1.1)-(1.3) сводится к виду [30]:

1) уравнение движения

$$\rho_{cp} \frac{\partial v_{cp}}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + k_x; \quad (1.4)$$

где k_x – удельное изменение давления в поле сил тяжести;

2) уравнение неразрывности, объединенное с уравнением состояния

$$\frac{\partial v_{cp}}{\partial x} = -\frac{1}{K} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad (1.5)$$

или, с учетом того, что скорость звука в среде с модулем упругости K , которая при сжатии подчиняется закону Гука, определяется выражением

$$c_{зв}^2 = \frac{dp}{d\rho_{cp}} = \frac{K}{\rho_{cp}}, \text{ уравнение (1.5) может быть приведено к виду}$$

$$-c_{зв}^2 \rho_{cp} \frac{\partial v_{cp}}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (1.6)$$

Теоретические исследования нестационарных гидродинамических процессов, как правило, производят на базе приведенных выше систем дифференциальных уравнений. Наиболее близкая к реальности модель составляется на базе уравнений (1.1)–(1.3), тем не менее, модель на базе уравнений (1.4), (1.6) является достаточно эффективной и наиболее часто используемой [30].

В дальнейшем будут рассматриваться только одномерные модели течений, а характеризующие их параметры будут обозначаться без индекса «ср» (то есть $v_{cp} = v$, $\rho_{cp} = \rho$ и т.д.).

Таким образом, в процессе анализа и упрощений уравнений Навье-Стокса и при выводе уравнения неразрывности делаются следующие допущения:

- анализ ведется в рамках одномерной модели;
- пренебрегают всеми видами диссипации энергии в потоке;
- пренебрегают конвективными производными скорости, плотности и давления;
- жидкость считается упругой и при сжатии подчиняется закону Гука;
- деформация материала стенок трубопроводов так же подчиняется закону Гука;

- деформация элемента трубопровода между двумя сечениями, отстоящими друг от друга на расстояние dx , рассматривается независимо от деформации соседних участков трубопровода.

С учетом этих, обычных для теории гидравлического удара допущений [31], система уравнений, описывающая процесс гидравлического удара в цилиндрическом трубопроводе с постоянным поперечным сечением имеет вид [30]:

- уравнение движения:

$$\frac{\partial H}{\partial x} = -\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} - k \quad (1.7)$$

- уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{-c^2}{g} \frac{\partial u}{\partial x}. \quad (1.8)$$

где $H \equiv H(x,t)$ – пьезометрический напор по длине трубопровода, x – координата в пределах трубопровода, $x=0 \dots L$, L – длина трубопровода;

$v \equiv u(x,t)$ – скорость потока по длине трубопровода;

g – ускорение свободного падения;

$k \equiv k(x)$ – синус угла наклона трубопровода к горизонту;

c – скорость распространения ударной волны в трубопроводе.

Система уравнений (1.7), (1.8) содержат независимые функции $H(x,t)$ и $u(x,t)$, определение которых и составляет основную задачу при моделировании гидравлического удара. А задача создания средств защиты трубопроводов от гидравлических ударов, по сути, сводится к изменению этих функций при помощи технических устройств.

Физическое моделирование гидравлического удара представляет собой сложную задачу, так как при моделировании необходимо использовать метод подобия физических процессов. Процессы являются физически подобными, если выполнены следующие три условия [32]:

1) процессы являются качественно одинаковыми, то есть они имеют одинаковую физическую природу и описываются одинаковыми по форме дифференциальными уравнениями;

2) условия однозначности этих процессов соблюдаются во всем, кроме численных значений, входящих в них размерных постоянных;

3) одноименные критерии (числа) подобия, составленные из величин, являющиеся определяющими для данных процессов, равны.

Из второго условия следует, что физически подобные процессы всегда протекают в геометрически подобных областях, то есть геометрическое подобие систем, в которых протекают процессы, является необходимым условием подобия этих процессов.

При моделировании процесса гидравлического удара, как и любого другого неустановившегося процесса, необходимо обеспечить равенство следующих критериев подобия для натурной и модельной систем:

$$\text{число Рейнольдса } Re = \frac{vd}{\nu_t} ;$$

$$\text{число Эйлера } Eu = \frac{\Delta p}{\rho v^2} , \text{ (здесь } \Delta p \text{ - перепад давлений в системе, под действием которого осуществляется движение жидкости);}$$

ν_t - кинематическая вязкость жидкости.

число Струхала (критерий гомохромности) $St = \frac{vt}{L}$ (здесь L - характерный линейный размер системы).

Однако учитывая, что процесс гидравлического удара является волновым, для его полного моделирования необходимо также обеспечить равенство чисел Эйлера и Струхала, рассчитанных по скорости распространения фронта ударной волны c :

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho c^2} , St = \frac{ct}{L} .$$

Известный опыт физического моделирования гидравлических ударов [27][33][34][35] свидетельствует о серьезных трудностях, преодоление которых снижает достоверность полученных результатов. Соблюдение критериев гео-

метрического подобия и гомохронности считается наиболее затруднительным. Например, при уменьшении диаметров труб модели, скорость распространения ударной волны не снижается, как хотелось бы, а растет. Введение в трубопровод для снижения скорости волны гибких шлангов или применение пластиковых труб приводит к нарушению кинематики потока. В связи с изложенным в работе ограничено применение физического моделирования, а экспериментальных исследований затрагивают только рабочий процесс в самом устройстве, предназначенном для защиты от гидравлического удара.

1.2.2 Графо-аналитический анализ переходных процессов, сопровождающихся гидравлическими ударами

Предпосылкой графического метода исследования гидравлического удара считается возможность представления в одной системе координат расход – напор большинства уравнений, используемых при расчете параметров переходного режима. Это, в частности, напорная характеристика насоса, уравнение трубопровода, уравнение гидравлического удара (Н.Е.Жуковского), характеристики затворов, клапанов и т.п. В результате было разработано несколько способов графического решения гидравлического удара, из которых наиболее полным и законченным можно считать метод Луи Бержерона [36].

Основные принципы графических построений Бержерона состоят в следующем. Вводится феномен «волнового наездника», который перемещается со скоростью волны и которому волновая характеристика трубопровода при гидравлическом ударе представляется в виде прямой линии с постоянным угловым коэффициентом. Знак последнего зависит от направления перемещения. Обычно, «волновой наездник» начинает движение за время, предшествующее рассматриваемому событию на величину полуфазы гидроудара и далее перемещается между крайними сечениями трубопровода вместе с волной давления. Для построения волновой характеристики достаточно знать одну точку, находящуюся на ней, например, точку рабочего режима, и параметры трубопровода (площадь проходного сечения S и скорость распространения звука в среде c).

Эта прямая отражает реальный физический закон, общий для любых волновых процессов. Он формулируется так: наблюдатель, выбывающий из граничного сечения в момент времени, когда режим там был с параметрами Q_i , H_i и перемещающийся со скоростью c регистрирует в любых сечениях трубопровода такие расходы и напоры, которые связаны между собой линейной зависимостью, определяемой постоянными для данного трубопровода площадью проходного сечения и скоростью ударной волны, параметрами Q_i , H_i в точке отправления и направлением, в котором наблюдатель перемещается.

Графический метод является наиболее информативным, гибким и быстрым (при предварительной, качественной оценке решения), чем любой другой метод, хотя, безусловно, проигрывает в точности решения задачи. Это значит, что построенный расчетный график позволяет оценить влияние различных факторов на процесс, увидеть направления изменения основных параметров при воздействии на различные показатели гидравлического удара, оценить максимально возможные или аварийные режимы и т.д. Что касается точности решения, тут всегда надо учитывать точность исходных данных, которая во многих случаях, например, для гидравлического сопротивления трубы или характеристики задвижки, соответствует точности данного метода. При недостаточной точности исходных данных сложные программы, учитывающие максимальное количество влияющих факторов, не оправдывают себя так как достоверность правильности решения не гарантирована.

Принципы графического расчета подробно рассмотрены в [36] [37]. И используются нами при первичном анализе переходных процессов.

1.2.3 Численные методы интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих гидравлический удар

Поскольку выполненные исследования посвящены насосным установкам с большой высотой нагнетания, то в своих рассуждениях будем ориентироваться на шахтные водоотливные установки, которые имеют значительную высоту

нагнетания, а потери на распределенные и местные сопротивления не превышают 10% напора, создаваемого насосом. Скорость движения воды в них достигает 3,5 м/с, что при прямом гидравлическом ударе дает приращение давления до 4,5 МПа. В этом случае безопасность эксплуатации выходит на первое место, что отражено и в соответствующей технической документации [26]. Здесь отмечено, что шахтные водоотливные установки, глубиной свыше 400 м должны оборудоваться средствами защиты от гидравлических ударов.

Исследования переходных процессов выполнены для большого круга задач аналитическими [30][31][33][39-41][43], графическими [36][37][39][41][42][44] и численными методами [45-49].

Так как аналитические методы позволяют выявить функциональные зависимости между параметрами переходного процесса в насосной установке, их применение было бы предпочтительным. Однако область применения их ограничивается предположением линейности уравнений отдельных звеньев. Методы интегрирования уравнений движения реальной жидкости подробно рассмотрены в работах И.А. Чарного [31]. Они основаны на различных способах линеаризации члена, учитывающего потери на трение. Правомерность использования каждого приема линеаризации (например, по средним значениям скорости или методом касательной) обуславливает возможность применения аналитических методов в данном случае. Нелинейность рассматриваемого члена связана не только с квадратом скорости, но и с зависимостью коэффициента сопротивления от параметров нестационарности течения. Чаще всего исследователи принимают, что этот коэффициент при ускорении потока численно равен его значению при постоянной скорости (гипотеза квазистационарности). И хотя все согласны с тем, что эта гипотеза не верна и качественная оценка определена (ускорение ведет к увеличению, а замедление уменьшает коэффициент сопротивления), по другим вопросам нет единой точки зрения, что свидетельствует об отсутствии общей теории турбулентности. Основываясь на этом и учитывая рекомендации [39], принимается, что гидравлические сопротивления в стационарном и динамическом процессах ведут себя одинаково.

Уравнения динамики других звеньев насосной установки в общем случае это обыкновенные дифференциальные уравнения с явно выраженной нелинейностью. Решение системы таких уравнений, описывающих переходный процесс в насосной установке, а тем более, получение прямой зависимости для определения величины приращения давления представляется затруднительным.

Численные методы приближенного интегрирования дифференциальных уравнений, как показывает практика, позволяют наиболее точно исследовать динамические процессы в длинных трубопроводах. Впервые примененные с этой целью еще Н.Е. Жуковским, они успешно использовались другими исследователями. Однако, только с появлением ЭВМ интерес к этому методу существенно вырос [29][45][46-48]. Для интегрирования уравнений применяют методы характеристик, сеток, конечных разностей и др. Метод характеристик по мнению К.И. Вишневого, Г.В. Доценко, В.П. Овсянникова, В.Л. Стритера, Д.А. Фокса и других авторов является наиболее приемлемым, поэтому он использован в настоящей работе.

Суть метода характеристик заключается в решении дифференциальных уравнений неустановившегося движения жидкости, представленных в виде [31][45]

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\rho}{S} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\lambda \rho}{2dS^2} |Q|Q + \rho g \sin \alpha , \quad (1.15)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{\rho c^2}{S} \frac{\partial Q}{\partial x} , \quad (1.16)$$

построением сетки характеристических кривых и заменой интегрирования совместным решением уравнений направлений характеристик

$$dx = \pm c dt \quad (1.17)$$

и дифференциальных соотношений вида

$$dp \pm m dQ + n |Q|Q dx + n_1 dx = 0, \quad (1.18)$$

где $m = \frac{\rho c}{S}$; $n = \frac{\lambda \rho}{2dS^2}$; $n_1 = \rho g \sin \alpha$.

Здесь x – координаты сечения, λ – коэффициент Дарси, d – внутренний диаметр трубопровода.

Для численного решения уравнений (1.17, 1.18) использован метод Мас-со, сущность которого в замене дифференциальных уравнений характеристик конечно-разностными уравнениями вида:

$$p_R = \frac{1}{2} \left[p_2 + p_1 + m(Q_2 - Q_1) + (n|Q_{cp}|Q_{cp} + n_1)\Delta x \right]; \quad (1.19)$$

$$Q_R = \left[p_R - p_1 + mQ_1 - (n|Q_{cp}|Q_{cp} + n_1)\Delta x \right] \frac{1}{m}. \quad (1.20)$$

На первом шаге счета вместо расходов с индексом «*ср*» берутся значения, взятые с предыдущего временного слоя, а начиная со второго, все последующие приближения получают, подставляя:

$$Q_{cp} = (Q_1 + Q_R) / 2,$$

где Q_{cp} – средний за время Δt расход между точками 1 и R .

Процесс уточнения должен продолжаться до тех пор, пока значения расчетных параметров, полученных в двух последовательных приближениях, совпадут с заданной точностью. Если правильно выбрать шаг интегрирования, то доказано [50], что достаточно для уточнения трех итераций. Процесс расчета гидравлического удара в водонапорной установке сводится к решению уравнений (1.15) и (1.16) в пределах $x=0 \dots L$ (L – длина трубопровода) и во времени $t=0 \dots \infty$ при начальных условиях

$$\begin{cases} p(x, 0) = p(0, 0) - (n|Q_0|Q_0 + n_1)x, \\ Q_0 = \sqrt{\frac{p(0, 0)}{\rho g \sum_{i=1}^3 a_i}}, \end{cases} \quad (1.21)$$

или

$$\begin{cases} p(x, 0) = \rho g x \sin \alpha, \\ Q(x, 0) = 0, \end{cases} \quad (1.22)$$

и граничных условиях

$$\begin{cases} p(L, t) = 0, \\ p(0, t) = \varphi(Q, \omega). \end{cases} \quad (1.23)$$

Напорная характеристика центробежного насоса, который находится в начальной точке, при различных угловых скоростях $\varphi(Q, \omega)$ с учетом законов пропорциональности турбомашин[51]

$$p(0, t) = z \rho g \left(H_{к.о} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 + A \frac{\omega}{\omega_0} Q - B Q^2 \right), \quad (1.24)$$

где z - количество последовательно соединенных рабочих колес в насосе; $H_{к.о}$ - напор, развиваемый насосом при нулевой подаче; A, B - коэффициенты, зависящие от типа насоса.

Входящая в (1.24) угловая скорость ω может быть определена решением дифференциального уравнения[39]

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_{дв} - M_c, \quad (1.25)$$

где I - момент инерции ротора насосного агрегата, $M_{дв}$ - момент двигателя (в рассматриваемом случае $M_{дв} = 0$), M_c - момент сопротивления ротора насосного агрегата.

Уравнение (1.25) справедливо в предположении, что в пределах достаточно малых интервалов изменения угловой скорости, момент сопротивления остается постоянным. Это позволяет представить на интервале Δt производную конечным значениям $\frac{\Delta \omega}{\Delta t}$ и уравнение (1.25) примет вид

$$\frac{\Delta \omega}{\Delta t} = - \frac{M_c}{I}. \quad (1.26)$$

Для интегрирования (1.26) можно применить метод Эйлера

$$\omega_i - \omega_{i-1} = \frac{M_c}{J} (t_i - t_{i-1}), \quad (1.27)$$

где M_c - момент сопротивления, который определяется по зависимости

$$M_c = \frac{pQ}{\omega}. \quad (1.28)$$

Следует заметить, что здесь не учитываются моменты трения из-за относительной малости в сравнении с общим моментом сопротивления (до 2%, по данным [30]).

Коэффициент полезного действия η , учитывая законы пропорциональности турбомашин [4], с достаточной точностью описывается зависимостью:

$$\eta = \alpha Q \frac{\omega}{\omega_0} - \beta Q^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 + \gamma Q^3 \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^3. \quad (1.29)$$

Совместное решение уравнений (1.19), (1.20), (1.24), (1.29), при начальных (1.21) и граничных (1.23) условиях определяет параметры переходного режима в напорном трубопроводе до момента закрытия обратного клапана, после чего граничным условием в начальном сечении будет

$$Q = (0, t) = 0 \quad (1.30)$$

В дальнейшем, описанная математическая модель использована для решения задач, связанных с определением параметров процессов в водонапорном трубопроводе, возникающих в результате отключений насоса.

1.3 Существующие способы и средства защиты гидравлических систем от гидравлических ударов.

В настоящее время разработано множество средств защиты от гидравлических ударов, все они характеризуются как преимуществами, так и недостатками [52]. Для анализа основных способов защиты от гидравлических ударов, воспользуемся следующей схемой (рис. 1.9), которая представляет собой достаточно условную и неполную попытку классификации методов защиты от гидравлических ударов. В то же время рассматривает основные методы защиты, которые могут применяться при внезапном отключении привода насосного агрегата. Целью анализа является определение наиболее эффективного способа защиты для самого распространенного случая возникновения гидравлических ударов – внезапного отключения привода насосного агрегата.



Рисунок 1.9 – Основные методы защиты от гидравлических ударов.

Возникновение гидравлических ударов можно предотвратить либо воздействием на объект, его вызывающий (в рассматриваемом случае это насос – генератор гидравлической энергии), либо изменением характера взаимодействия потока жидкости с источником динамических процессов в трубопроводе.

В случае запланированных изменений режимов работы предотвратить возникновение гидроударов можно, обеспечив замедление изменения скорости потока, например, с помощью управляемых по соответствующему закону задвижек [15] [53].

Однако в мощных насосных установках данный способ защиты не исключает опасного гидравлического удара в случае внезапного обесточивания двигателя насосного агрегата. Обеспечить безопасное отключение насоса можно с помощью искусственного увеличения времени выбега ротора насоса путем увеличения его момента инерции (регулирование скорости вращения напряжением, частотой тока, применением специальных трансмиссий не исключает указанного недостатка).

Известно, что увеличение инерции ротора насосного агрегата приводит к уменьшению скорости замедления потока при отключении насоса, и это обуславливает уменьшение гидравлического удара. Расчеты показывают, что для снижения амплитуды колебательного процесса в два раза, например, в условиях шахтных водоотливных установок, следует примерно в пять раз увеличить момент инерции ротора насосного агрегата. А столь существенное увеличение момента инерции ротора насосного агрегата приведет к увеличению длительности пускового режима, перегреву двигателя, снижению срока его службы и т. д. В этих условиях представляется целесообразным для защиты от гидроударов насосных установок применить маховик с переменным моментом инерции – минимальным при пуске, плавно нарастающим в рабочем режиме и максимальным при остановке ротора. Некоторые конструкции таких маховиков были предложены в ДонНТУ на уровне изобретений [54][55]

Рассмотрим далее методы воздействия на поток, вначале со сбросом части транспортируемой жидкости. Общим недостатком применения этих средств является дополнительные затраты, связанные с удалением из системы части жидкости, которая уже прошла через насос и необходимость отведения этой жидкости без негативного воздействия на окружающую среду.

Под гасителем обычно понимается клапанное предохранительное устройство, работающее со сбросом части транспортируемой жидкости и имеющее замедленное закрытие клапана после срабатывания. Впрочем, в настоящее время так часто называют и специальные обратные клапаны, и сбросные клапаны, и пневматические колпаки, и другие устройства, предназначенные для защиты от гидравлических ударов [56,57].

К преимуществам унифицированных гасителей, разработанных в Донецком политехническом институте еще в 70-х годах прошлого века следует отнести их универсальность, сравнительно небольшие габариты, возможность их установки в непосредственной близости от очага гидравлического удара (как правило), независимость устройства от конструктивных и технологических особенностей защищаемой гидросистемы и др. Однако, очень серьезный недо-

статок, связанный с необходимостью обеспечения плавного перекрытия сливаемого потока (что бы избежать генерирования повторного гидравлического удара), приводит к быстрому износу клапанной пары, потере герметичности и необходимости замены изношенных деталей. Это еще более актуально при работе на загрязненной и агрессивной жидкости, например, в условиях шахтного водоотлива. В рамках совершенствования конструкции и борьбы с этим недостатком в ДПИ испытывались специальные износостойкие стали, возможность передачи функции управления расходом сливной линии [58], другие мероприятия, однако положительного результата не было достигнуто. Аналогичная история произошла с гасителями, разработанными в институте горной механики им. М.М. Федорова (рис. 1.11), в институте УкрНИИГиМ и др., которые являлись сложными и дорогими конструкциями. Таким образом, гасители гидравлических ударов, работающие со сбросом транспортируемой жидкости, не нашли широкого применения.

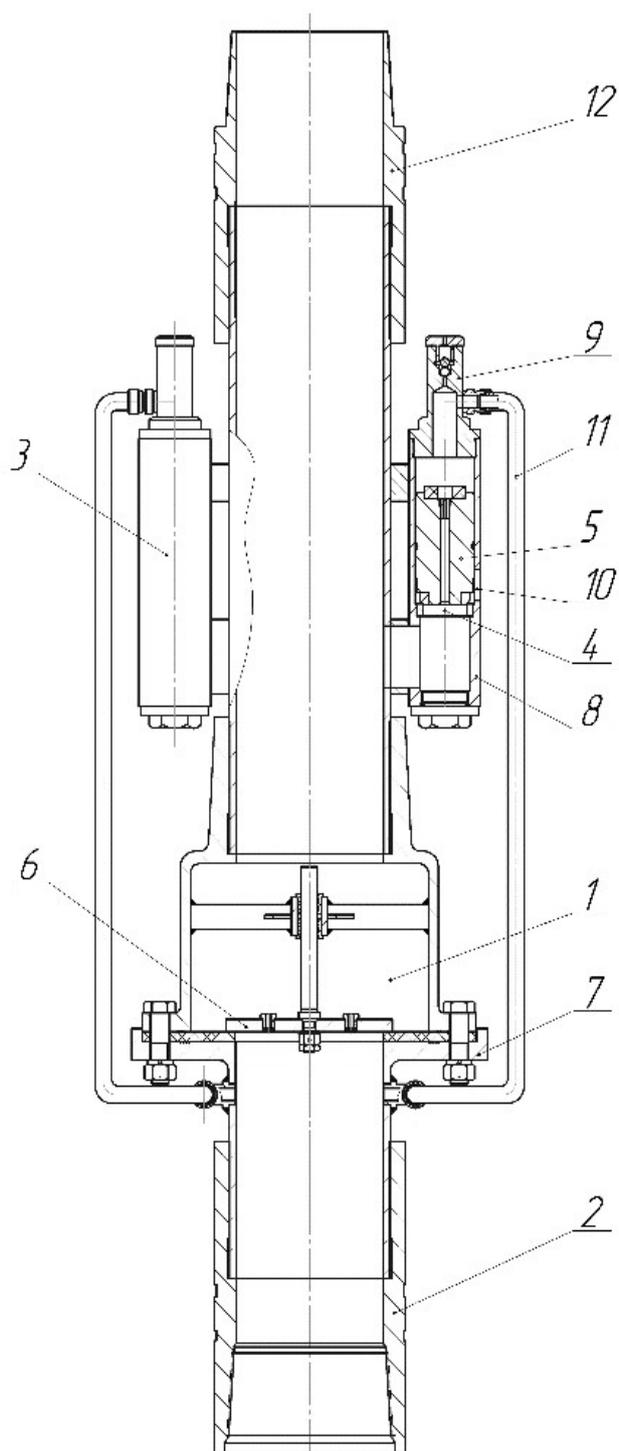


Рисунок 1.11 - 1 аситель гидравлического удара вертикального исполнения типа ГИГМ 250/100 для водоотливных установок с погружными насосными агрегатами: 1 - корпус обратного клапана; 2 - муфта соединительная; 3 – дифференциальный клапан; 4 - седло; 5 – плунжер клапана гашения; 6 – тарель обратного клапана; 7 – опорный фланец; 8 - цилиндр клапана гашения; 9 - клапан спуска воздуха; 10 – отверстие вторичного дросселирования потока жидкости; 11 – отвод; 12 – ниппель соединительный.

Для защиты от гидравлических ударов насосных установок с погружными насосами можно применять обратные клапаны с замедленным закрытием (управляемые). Результаты моделирования показывают эффективность замедленной посадки запорного органа как средства защиты от гидравлических ударов. Но анализ преимуществ и недостатков рассматриваемого способа защиты, выполненный при помощи графоаналитических расчетов показал следующее [59]. По мере эксплуатации время закрытия клапана будет уменьшаться. Это приведет к тому, что повышение давления при гидравлическом ударе станет существенно больше, чем таковое в условиях отсутствия каких бы то ни было средств защиты. Ударные нагрузки при данном способе защиты оказывают негативное воздействие непосредственно на элементы насоса. Аналогично гасителю, возможна достаточно скорая потеря герметичности.

Со сбросом воды работают и переливные колонны, которые близки по принципу работы с уравнительными резервуарами [38]. Уравнительные резервуары – это открытые в атмосферу устройства, соединенные с трубопроводами, предназначенные для преобразования высокоамплитудных колебаний давления в трубах (или деривациях в случае гидроэлектростанций) в колебания массы с невысокими по амплитуде изменениями давления. Характерным примером уравнительного резервуара в системе с насосом, обратным клапаном и напорным трубопроводом может быть вертикальная труба большого диаметра, установленная за обратным клапаном. При отключении насоса давление в начальном сечении падает, однако под действием напора, соответствующего уровню жидкости в уравнительном резервуаре скорость замедления потока, снижается, что, соответственно, снижает амплитуду колебаний давления при гидравлическом ударе. Переливные колонны отличаются тем, что в случае повышения давления за обратным клапаном, начнется слив воды через открытый верхний срез колонны и дальнейшее повышение давления исключается. Следует отметить, что в случае большого напора, требуется колонна соответствующей высоты, что затрудняет ее применение для рассматриваемых условий из-за высокой стоимости подобных сооружений. Для случая шахтных водоотливных устано-

вок, где имеется резервный трубопровод, последний может быть использован как средство защиты от гидравлических ударов. Исследованию такой возможности посвящена отдельная глава в данной работе.

Рассмотрим способы защиты от гидравлического удара, работающие без сброса транспортируемой жидкости [60][61].

Очевидно, применение управляемой задвижки на выходе насоса позволяет избежать гидравлического удара, но закрывать ее необходимо до выключения электродвигателя. В случае внезапного прекращения подачи электроэнергии на привод, такой метод не эффективен.

Уменьшение скорости замедления потока – метод, основанный на применении пневмоаккумуляторов (колпаков), по физической сущности близок к работе уравнительных резервуаров или переливных колонн. Колпаки отличаются простотой конструкции и надежной защитой от гидравлических ударов при правильно выбранном количестве сжатого воздуха. На системах гидротранспорта они считаются единственно возможным средством защиты. Недостатки этих конструкций связаны с большими объемами и необходимостью поддержания высокого давления, для чего нужны специальные компрессорные установки. Это получается дорого и сложно [62].

Защиту трубопроводов можно так же осуществить путем уменьшения скорости распространения ударной волны, искусственно снижая эквивалентный модуль упругости жидкости, заполняющей трубопровод, например, за счет впуска воздуха. В этом случае может скорость распространения ударной волны в трубопроводе [30]

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho(1-\varepsilon)\left(\frac{1}{E_{жс}} + \frac{\varepsilon}{p} + \frac{d}{\delta_c E}\right)}}, \quad (1.31)$$

где ε - объемная доля газа, содержащаяся в жидкости в виде свободных пузырьков; $E_{жс}$, E – модули упругости жидкости и материала стенки трубы, соответственно; p – давление; d – внутренний диаметр трубы; δ_c – толщина стенки трубы; ρ – плотность жидкости .

Формула (1.31) справедлива только при малых значениях ε , когда можно предполагать, что пузырьки воздуха равномерно распределены по сечению трубы. Это уравнение при 100% газовом составе дает бесконечную скорость, что подтверждает сказанное выше.

По формуле (1.18) проведены расчеты для случая $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $E_{жс} = 2,05 \cdot 10^9 \text{ Па}$, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $d = 0,301 \text{ м}$, $\delta_c = 0,012 \text{ м}$, $\varepsilon = 0,001$ и $\varepsilon = 0,003$. Результаты вычислений (рис.1.12) представлены графиками зависимости относительной скорости распространения ударной волны (по отношению к скорости звука в воде без воздуха) \bar{c} от давления.

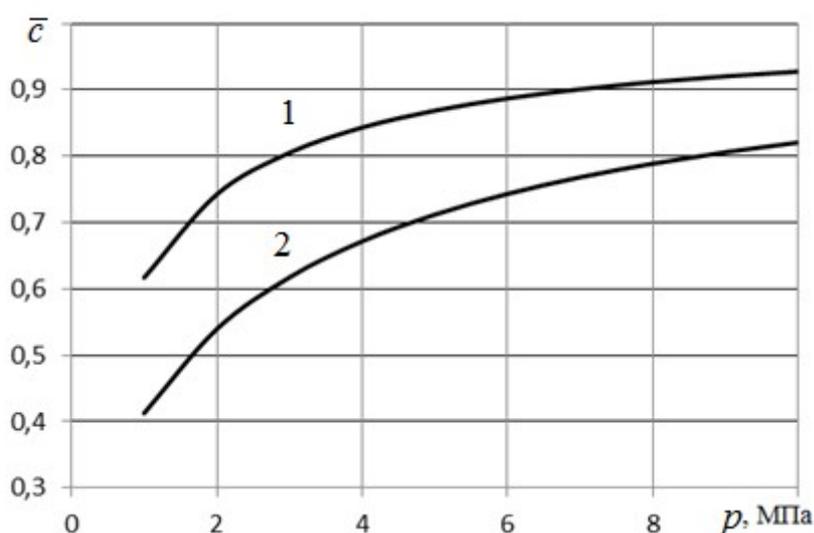


Рисунок 1.12 – Зависимости относительной скорости звука в трубопроводе от давления: 1 - $\varepsilon = 0,001$; 2 - $\varepsilon = 0,003$

Анализ графиков показывает целесообразностью применения данного метода на системах с небольшим давлением и как утверждается в [30], основной эффект снижения скорости достигается при сравнительно небольших значениях удельного объема газа в смеси.

Аналогичным свойством обладают трубы, разработанные в НИИ Горной механики им. М.М. Федорова для «шахтного самоочищающегося трубопровода». Последний состоит из обычной трубы, футерованной изнутри последовательно слоем упругого губчатого и эластичного материала.

Так как воздух, герметически заключенный в полостях губчатого материала как и любой газ, является элементом с малым модулем упругости, то ско-

рость распространения ударной волны в таком трубопроводе будет пониженной, пропорционально понизится и амплитуда приращения давления при гидравлическом ударе.

Однако подобная труба значительно увеличит стоимость и вес всего трубопровода. Теоретически, данный способ может быть реализован, например, введением во внутреннюю полость трубы упругого шланга [63]. Но при этом возникает ряд очевидных трудностей, например, чтобы получить ощутимый эффект, размеры такого шланга при атмосферном давлении должны быть больше самой металлической трубы. В противном случае в шланг надо предварительно накачивать газ под давлением, что даст большой рост стоимости трубопровода. Кроме того, наличие этого шланга увеличивает гидравлическое сопротивление потоку, усложняет эксплуатацию трубопровода, его монтаж и т. д. Сказанное объясняет тот факт, что рассмотренный способ защиты на практике не применяется.

Известен способ защиты от гидравлических ударов, связанный с установкой по длине напорного трубопровода нескольких обратных клапанов[1]. При этом получены экспериментальные данные, свидетельствующие о существенном снижении ударного давления. Указывается, что необходимым для этого условием является то, чтобы последующий по первоначальному течению потока клапан срабатывал раньше предыдущего, т.е. отмечается установленная селективность срабатывания клапанов. В этом как раз и состоит основной недостаток данного метода защиты, так как в процессе эксплуатации сильно изменяются динамические характеристики клапанов и появляется своего рода неопределенность в протекании переходного процесса. Сказанное подтверждается в выводах Беглярова Д.С.: «Момент от трения в опорах обратных клапанов, несмотря на его небольшую величину, оказывает значительное влияние на характер протекания переходных процессов в напорных линиях насосов, вызываемых отключениями насосных агрегатов» [64].

Другим недостатком данного способа защиты считается увеличение прямого гидравлического сопротивления напорного трубопровода со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Увеличение гидравлического сопротивления напорного трубопровода при обратном токе жидкости приводит к рассеиванию энергии волны повышенного давления, которая, отразившись от конечного сечения движется к обратному клапану, расположенному в начальном его сечении (на выходе из насоса). Если этого сопротивления достаточно, то в наилучшем случае она подходит к обратному клапану с давлением, соответствующим статическому и волновой процесс прекращается. Хорошо иллюстрирует это графический анализ гидроудара (рис. 1.8).

С увеличением сопротивления обратному току, например, до значения, соответствующего кривой 3, величина повышения напора уменьшается ($H_D < H_D$). В случае же еще большего сопротивления (кривая 4) повышения напора нет вовсе, а переходный процесс в идеальном случае, через время, равное фазе гидравлического удара, прекращается.

Очевидна привлекательность данного метода защиты от гидравлических ударов, однако его реализация сопряжена с рядом трудностей. Технологически изготовить трубу с различным сопротивлением при разнонаправленном потоке в ней в современных условиях представляется слишком дорогим. Следовательно, трубопровод необходимо снабжать устройством (или устройствами), которые должны иметь минимальное сопротивление при прямом токе жидкости и максимальное – при обратном. Рассмотрим возможные технические решения, такие как гидравлические диоды, струйные диоды, гибридные диоды и установка параллельного трубопровода меньшего диаметра.

Под термином «диод» понимается устройство, устанавливаемое на трубопровод и имеющее различное гидравлическое сопротивление при прямом (меньшее) и обратном токе жидкости. При этом гидравлический диод содержит в своей конструкции подвижные элементы, струйный диод подвижных элементов не имеет, гибридный диод имеет подвижные элементы и так же использует

в рабочем процессе струйные эффекты, например, вихреобразование. Параметр, по которому оценивается качество струйного диода – диодность представляет собой отношение обратного гидравлического сопротивления к прямому.

Гидравлический диод широко применяется в машиностроении и представляет собой чаще всего сочетание обратного клапана любого типа с обводным каналом [65]. При движении в прямом направлении жидкость проходит через открытый обратный клапан, имеющий незначительное сопротивление. При течении в обратном направлении обратный клапан закрывается, и поток направляется в обводной канал, который может иметь любое нужное для технологического процесса гидравлическое сопротивление. Таким образом, может быть достигнута необходимая диодность [66][67]. Конструктивное исполнение гидравлического диода может быть весьма разнообразным, например, обратный клапан с поворачивающейся заслонкой может быть снабжен отверстием в заслонке и превращен таким образом в диод. Строго говоря, можно рассматривать любой обратный клапан как гидравлический диод, который в начале своей эксплуатации имеет бесконечную диодность, а по мере износа уплотняющих поверхностей и потере герметичности в закрытом положении, значение диодности становится вполне конечным и со временем уменьшается.

Оригинальная конструкция гидравлического диода с шарами [68] (на рис. 1.13).

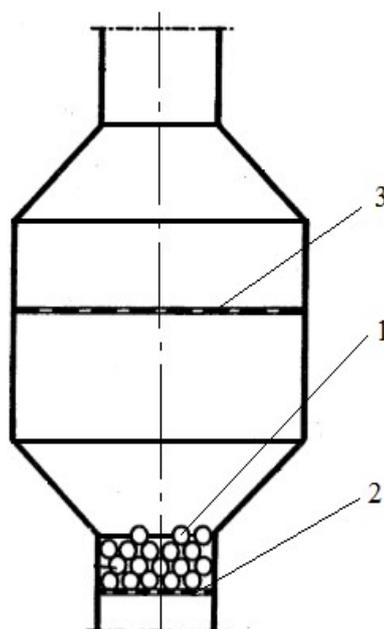


Рисунок 1.13 – Гидравлический диод с шарами

Данный диод имеет полый бочкообразный корпус, внутри которого в узкой части на сетке 2 располагаются небольшие шары 1, выполненные из материала, имеющего плотность большую, чем плотность транспортируемой среды. При прямом потоке (снизу-вверх) шары силой гидродинамического напора поднимаются в широкую часть корпуса и свободно пропускают поток. Сетка 3 служит для того, чтобы исключить возможность увлечения шаров в напорный трубопровод. При обратном направлении потока шары займут положение в узкой части корпуса на сетке 2, обеспечивая высокое гидравлическое сопротивление. Диодность можно регулировать, изменяя количество шаров и их размеры.

Применение гидравлических диодов как средства защиты от гидравлических ударов ограничивается их надежностью, так как наличие подвижного элемента, особенно в случаях редких срабатываний, может вызвать отказ устройства в целом, что для предохранительного устройства недопустимо.

Струйные диоды достаточно широко применяются в системах пневмоавтоматики, их принцип действия основан на создании высокого сопротивления обратному течению потока за счет его деформации или закрутки. Подробный анализ их работы дан, например, в [66].

Первый струйный диод был запатентован Н. Тесла в 1916 году как «клапанный трубопровод» (рис. 1.14) [69]. В нем для получения высокого обратного сопротивления использовалось разделение потока с последующим поворотом одной части потока и соударением частей потока под углами, близкими к 180° . При прямом течении неразделение потока обеспечивается формой выхода из поворотного канала.

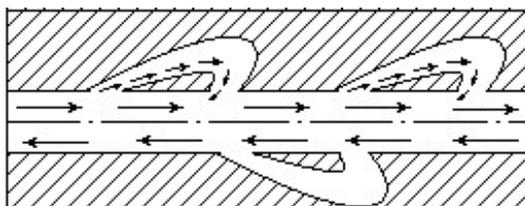


Рисунок 1.14 – Диод Тесла

Разработанный позже диафрагменный диод [66] имеет более простую конструкцию, (рис. 1.15). В плоском или цилиндрическом канале располагаются тонкие пластины или диафрагмы, наклоненные в центральной части в сторону прямого тока жидкости. При течении в обратном направлении периферийная часть потока контактирует с диафрагмой и разворачивается на соответствующий угол (больше 90°) и устремляется к его центральной части, где вступает во взаимодействие с неотклоненной частью потока. Результатом такого соударения считается существенное сжатие потока, которое образуется далее за отверстием, а последующее расширение потока являются причиной возникающих потерь энергии. Аналогично описывается процесс при прямом течении, однако так как в конфузورной части соударение потоков проходит под небольшими углами, сжатие потока за отверстием менее выражено. Таким образом, потери энергии, а, значит, и величины гидравлических сопротивлений при изменении направления течения будут различны.

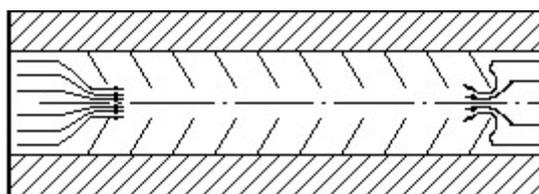


Рисунок 1.15 – Диафрагменный диод

Подобные процессы происходят в струйном диоде с изогнутыми каналами (рис. 1.16). По данным [66] он имеет лучшие характеристики, по сравнению с диодом Тесла и диафрагменным диодом.

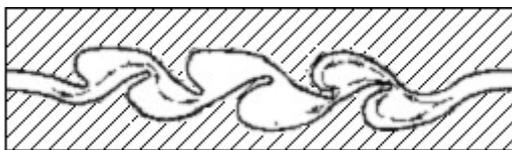


Рисунок 1.16 - Струйный диод с изогнутыми каналами

Диод (рис 1.17) имеет цилиндрическую форму с расположенными внутри трубками, имеющими форму усеченного конуса. Оси трубок имеют некоторый наклон, при чем направления наклонов чередуются.

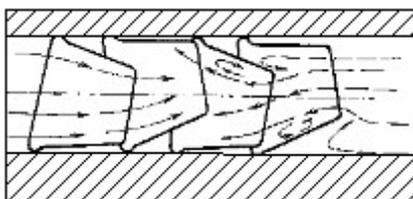


Рисунок 1.17 – Струйный диод с наклонными усеченными конусами

При обратном течении определенная часть потока отклоняется, меняет направление на противоположное и соударяется с неотклоненной его частью. Происходит деформация потока и потери энергии. При прямом течении отклоненная часть потока незначительна и, гидравлическое сопротивление значительно ниже.

Форма диода (рис.1.18), называемого «аэродинамическим клапаном» соответствует трубке Вентури [70], которая в данном исполнении имеет отклоняющий выступ 3 вблизи узкого сечения 4 и тороидальный отражатель 1. При прямом течении жидкость поступает через кольцевую щель при минимальном сопротивлении со стороны тороидального отражателя 1. Восстановление потенциальной энергии потока происходит без существенных потерь в постепенно расширяющейся части трубки.

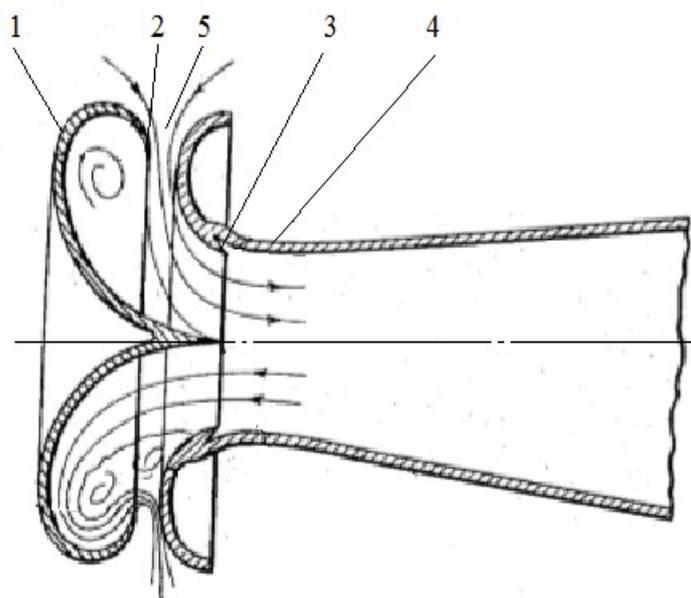


Рисунок 1.18- Аэродинамический клапан

Когда поток движется в обратном направлении, он в суженной части (при большой скорости) встречает отклоняющий выступ, отрывается от стенки, сужается еще более и направляется на тороидальный отражатель 1, на котором меняет направление примерно на 270° . Происходит соударение потоков и потери энергии, а острый край тороидального отражателя 2 позволяет дополнительно сжать поток примерно на 30%.

Рассмотренные диоды для повышения обратного сопротивления используют эффекты соударения потоков, сужения – расширения, отклонения потоков. Существуют еще лопастные и вихревые диоды, которые для увеличения обратного сопротивления используют закрутку потока, которая создается специальными лопастями или за счет тангенциального входа потока в цилиндрическую камеру [66].

Лопастной диод (рис. 1.19) выполнен в форме трубки, внутри которой соосно установлен цилиндр-обтекатель и лопасти в пространстве между цилиндром и внутренними стенками трубки, при чем лопасти располагаются каскадами, по четыре в одном каскаде. При прямом течении поток движется между рядами трубок и потери напора связаны в основном с образованием вихрей за кромками лопаток. При обратном течении потока поток постепенно закручива-

ется, так как первые встреченные им лопатки имеют малый угол наклона, а в дальнейшем этот угол возрастает и достигает такой величины, что сходящийся с лопаток поток направляется в сторону, противоположную направлению движения потока в пространствах между смежными рядами лопаток.

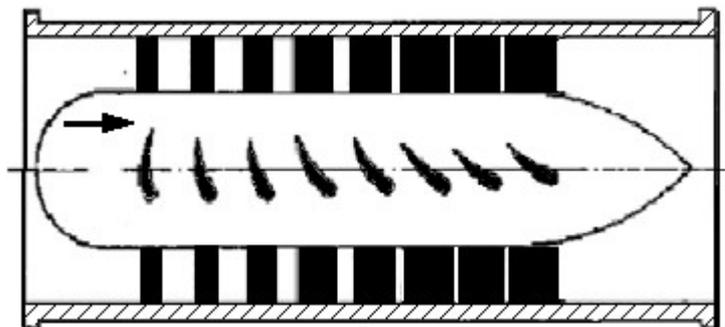


Рисунок 1.19 – Лопастной струйный диод

Вихревой диод, ставший классическим, был изобретен в 1929 году [67] и имел цилиндрическую вихревую камеру 1 (рис. 1.20), снабженную трубкой 3 в центре и тангенциальным подводом 2. При прямом токе жидкости поток поступает через трубку 3 в вихревую камеру 1 и выходит через тангенциальный подвод 2. Гидравлическое сопротивление в этом случае небольшое, его можно рассматривать как сумму сопротивлений выхода из трубки в камеру и входа в тангенциальный подвод. При обратном токе основное сопротивление – это сопротивление закрученного в вихревой камере потока на входе в трубку из камеры. Это обратное сопротивление в десятки раз превышает прямое.

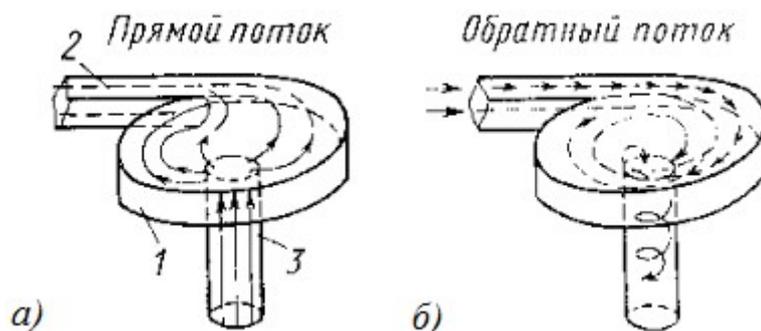


Рисунок 1.20 – Классический вихревой диод

Возможность получения высокой диодности привели к интенсивной изобретательской деятельности по совершенствованию конструкции вихревого диода. В США, Украине, РФ ежегодно появляются десятки изобретений, проводятся определенные исследования.

Рассмотрим несколько усовершенствованных вихревых диодов (рис. 1.21).

Вихревой диод с направляющими (рис.1.21а)[71], которые расположены в вихревой камере, должны увеличить тангенциальную скорость потока и, следовательно, обратное сопротивление. Однако на практике направляющие создают дополнительное сопротивление, что в итоге снижает диодность. Расчеты выполненные численными методами дали значение диодности 21...22 в диапазоне чисел Рейнольдса $1 \times 10^6 \dots 45 \times 10^6$.

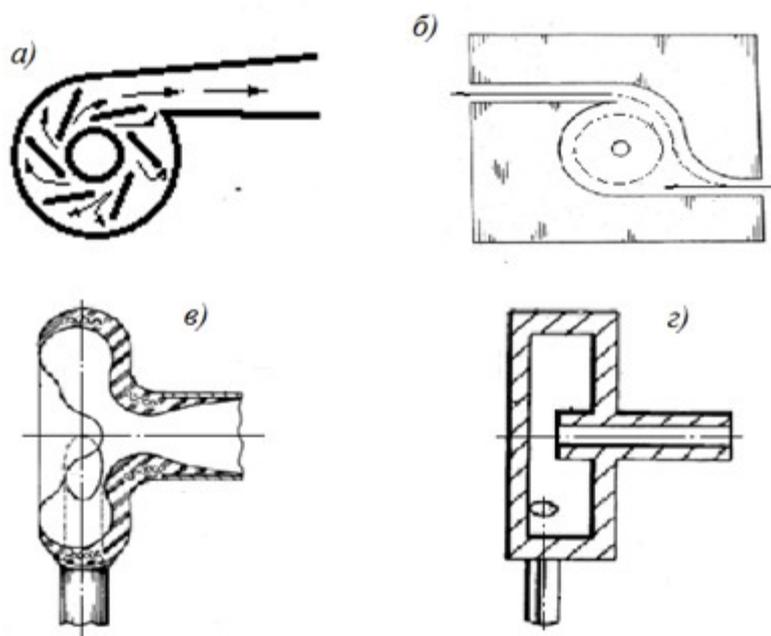


Рисунок 1.21 – Усовершенствованные вихревые диоды

В диоде (рис. 1.21б) [72] обратный поток разделяется на две части, одна из которых формирует вращательное движение вокруг жесткой оси и вступает в ударное взаимодействие при встрече второй части потока, что вызывает высокие потери.

Вихревой диод с гибкой диафрагмой (рис.1.21в) [73], которая предназначена для создания оптимальных условий для формирования вихря, что, в свою очередь, повысит обратное сопротивление.

Диод (рис. 1.21г) имеет продолжение центральной трубки во внутрь вихревой камеры [74], что должно повысить сопротивление входа при обратном

токе и диодность всего устройства. Проведенное моделирование, однако, не показало существенного увеличения диодности.

В связи с тем, что наибольшую диодность дают вихревые диоды, которые достаточно просто выполнить крупногабаритными, дальнейшие исследования были в значительной степени посвящены им.

В таблице 1.1 приведены данные достигнутой максимальной диодности различными видами диодов, подтверждающие сказанное выше.

Таблица 1.1- Максимальная диодность различных типов струйных диодов

Тип диода	Диодность	Источник
Диод Тесла	4,6	[74]
Диафрагменный	2,95	[75]
С изогнутыми стенками	4,5	[76]
Диффузорный	4	[77]
Аэродинамический клапан	6,6	[78]
Лопастной	31	[79]
Вихревой	33; 53	[66] [79]

Выводы

1. Гидравлический удар представляет опасность для гидравлических систем и должен быть уменьшен для исключения негативных последствий.

2. Для моделирования гидравлического удара целесообразно применять численные методы, при которых дифференциальные уравнения, описывающие переходный процесс решаются методом характеристик. Для предварительного анализа процесса целесообразно использовать графоаналитический метод, для моделирования течений в устройствах защиты от гидравлических ударов следует использовать метод конечных элементов.

3. Рациональным способом защиты от гидравлических ударов является уличения гидравлического сопротивления трубопровода при обратном течении жидкости, что может быть достигнуто с помощью гидравлических или струйных диодов.

2 ОБОСНОВАНИЕ ДИАПАЗОНА ЛОКАЛИЗАЦИИ И СПОСОБА ПОВЫШЕНИЯ ОБРАТНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА

В данном разделе описано определение наиболее эффективного месторасположения (локализации) средств создания повышенного обратного сопротивления (п.п. 2.1, 2.2) и способы повышения обратного сопротивления, базирующиеся на применении различного типа устройств – гидравлических, струйных и гибридных диодах.

2.1 Физические особенности протекания переходного процесса в трубопроводе с увеличенным обратным сопротивлением

Как указывалось, ранее, в данной работе рассматриваются гидравлические системы, в которых опасность представляют гидравлические удары, вызываемые внезапным отключением насосного агрегата, то есть начинающиеся с волны понижения давления. Эта волна от начального сечения трубопровода движется к конечному сечению, отразившись от которого, начинается ее движение в обратном направлении, далее происходит отражение от начального сечения и процесс повторяется. Такой колебательный режим сопровождается изменениями давления и расхода по всей длине трубопровода. Энергия волнового процесса расходуется на упругую деформацию стенок труб, на сжатие жидкости и преодоление гидравлического сопротивления ее движению. Последнее обстоятельство используется в данной работе для снижения величины гидравлического удара в самом опасном месте – в начальном сечении трубопровода, где приращение давления накладывается на наибольшее статическое давление в системе.

Как показывают исследования волновых процессов в гидравлических системах, где происходят постоянные наложения волн, движущихся в разных направлениях, количество и жидкости амплитуда давлений, перетекающей че-

рез различные сечения будет различным [Андренко П.Н., Григорьев А.Л., Лурье З.Я., Склярский А.Н. Интерференция волн давления в объемных гидроагрегатах / Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 6/5 (36). – С. 35–47.]. Отсюда следует, что эффективность защиты будет зависеть не только от величины гидравлического сопротивления, но и от месторасположения дросселирующего элемента. Это является важным моментом в исследованиях еще и потому, что изготовление и применение труб с различным гидравлическим сопротивлением при разнонаправленных потоках вряд ли возможно в ближайшей перспективе.

Для локализации зон возможного применения элементов, обладающих свойством диодности, принят следующий порядок исследований, которые состояли в расчете переходного процесса с последующим анализом полученных результатов:

- 1) установление величины диодности трубопровода, достаточной для эффективного гашения гидравлических ударов;
- 2) для определения зоны наиболее эффективной работы диода выполним деление трубопровода на 4 участка и поочередное придание свойств диодности каждому участку;
- 3) для дальнейшего уточнения (сужения) зоны эффективной работы диода деление отобранного при предыдущем шаге участка на два;
- 4) для случая шахтных водоотливных установок определение степени влияния на переходный процесс горизонтального участка, расположенного на поверхности.

2.2 Моделирование переходного процесса в напорном трубопроводе с повышенным обратным сопротивлением.

Определим участки напорного трубопровода, где целесообразно увеличивать обратное сопротивление (располагать диоды), а также требуемые величины обратных гидравлических сопротивлений.

Для решения задач, связанных с изменением сопротивления трубопровода при обратном токе воды, существующая модель (Приложение Д) дополнена следующими граничными условиями:

$$\begin{cases} a_j = a_{jрасч}, \text{ если } Q \geq 0 \\ a_j = a_{jрасч} D, \text{ если } Q < 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

где a_j – гидравлическое сопротивление j -того участка, $a_{jрасч}$ – расчетное гидравлическое сопротивление j -того участка. D – коэффициент повышения сопротивления – диодность – отношение обратного гидравлического сопротивления $a_{обр}$ к прямому $a_{пр}$

$$D = a_{обр} / a_{пр}. \quad (2.2)$$

2.2.1 Обоснование требуемой величины диодности напорного трубопровода

Учитывая существующее разнообразие гидравлических систем и связанные с этим отличия особенностей формирования волны давления и протекания переходного процесса, не представилось возможным для последующих исследований разработать типовую схему водонапорной установки, учитывающей необходимый набор факторов. Поэтому была выбрана установка, основные параметры которой соответствуют области предполагаемого использования и на которой возможно применение разработанных средств защиты. Учитывая это, в качестве исходных данных для моделирования переходного процесса при внезапном отключении привода насосного агрегата, были приняты параметры водоотливной установки горизонта 805 м блока № 10 ш/у «Покровское»: насос – НСШ 410-910, электродвигатель ВАО4 – 630М4 (мощность 1600 кВт, синхронная частота вращения 1500 мин.⁻¹, момент инерции 85 кг м²), геометрическая высота подъема воды принималась 805 м, напорный трубопровод выполнен из труб $\varnothing 273 \times 16$ или $\varnothing 324 \times 12$ (в скважине), $\varnothing 325 \times 8$, $\varnothing 159 \times 5,5$, $\varnothing 315 \times 18,7$ (на поверхности). Общая длина трубопровода – 1360 м. Исследование проведены в диапазоне увеличения обратного гидравлического сопротивления по отноше-

нию к прямому от 1 до 60 ($D = 1 \dots 60$) с шагом 10 (5). Время моделирования – 10 с.

В результате получены графики колебаний давления в начальном сечении нагнетательного трубопровода (рис. 2.1).

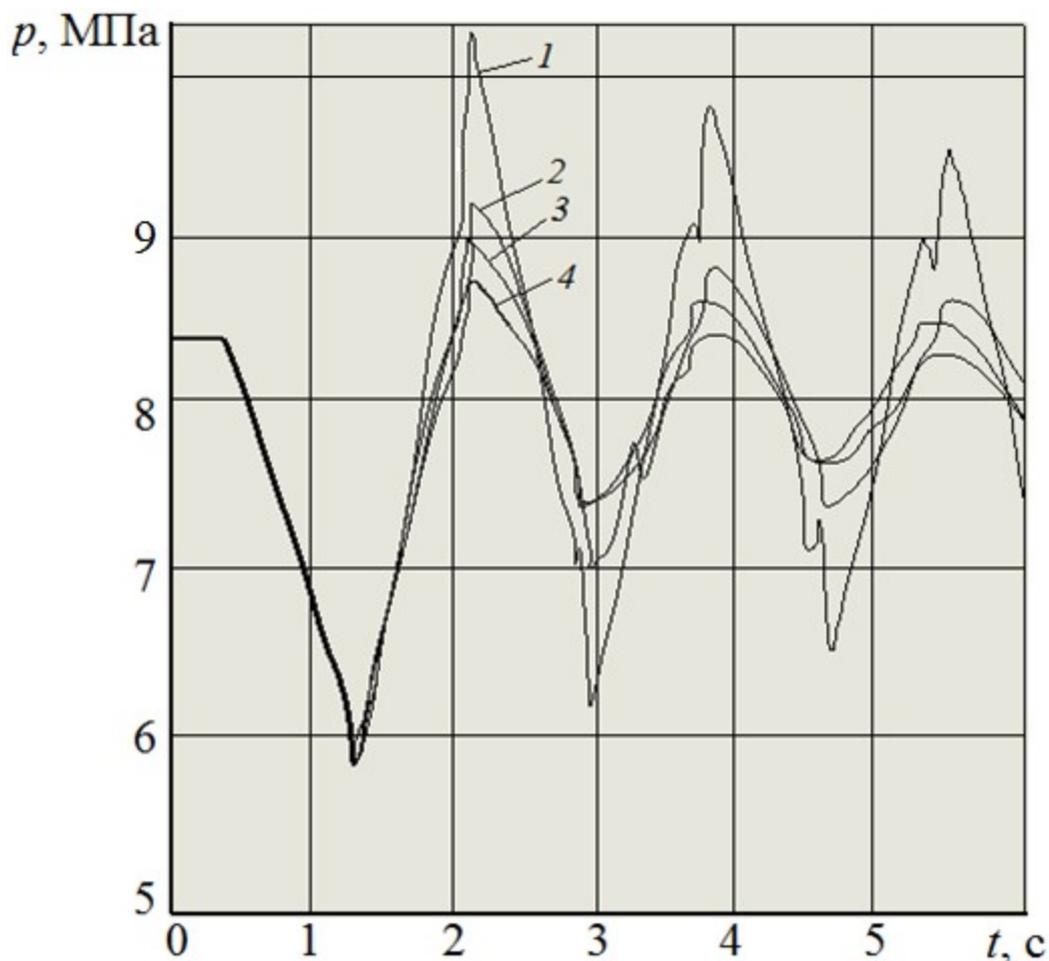


Рисунок 2.1 – Изменения амплитуды давления в начальном сечении нагнетательного трубопровода водоотливной установки ш/у «Покровское»: 1 при $D=1$, 2 – $D=20$, 3 – $D=30$, 4 – $D=40$

Для упрощения анализа полученных графиков на одном координатном поле показаны максимумы давления в функции диаметра (рис. 2.2 а) и приведен график зависимости максимального давления от D (рис. 2.2.б).

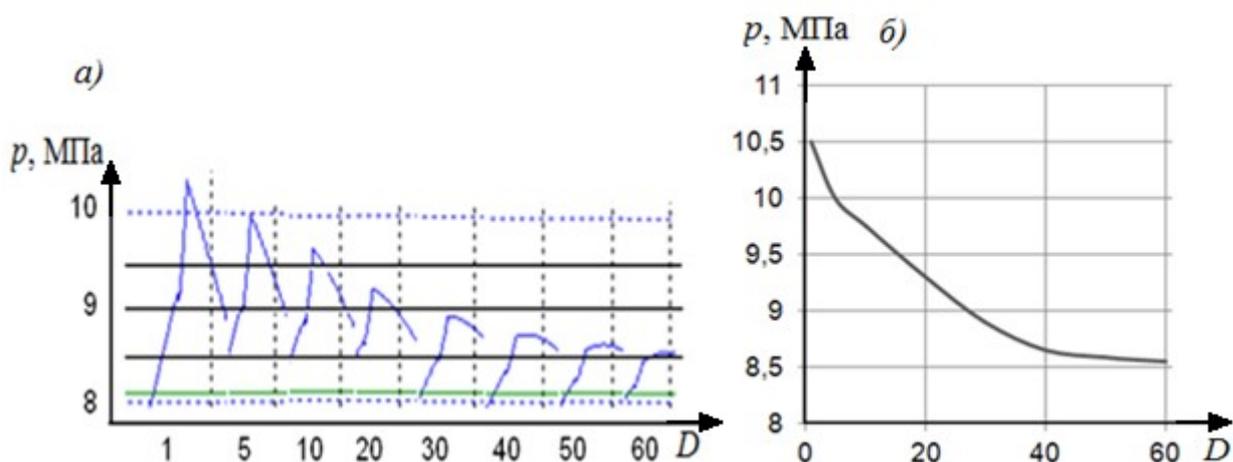


Рисунок 2.2 – Зависимость максимума давления в начальном сечении нагнетательного трубопровода водоотливной установки ш/у «Покровское» от диодности

Анализ графиков показывает, что с увеличением обратного гидравлического сопротивления трубопровода наблюдается устойчивое снижение максимума, и величина приращения давления по сравнению с рабочим в интервале диодности от 1 до 35 изменяется от 125000 до 40000 Па. Увеличение D сверх 40 представляется нецелесообразным, так как эффективность защиты при этом увеличивается незначительно. Если, например, задаться величиной допустимого повышения давления в 1 МПа, то достаточно иметь диодность порядка 17. Это хорошо видно из графика (рис. 2.7) или с помощью аппроксимирующего полинома $p=0,0002 D^2 - 0,073D + 10,45$, имеющего величину достоверности аппроксимации $R^2 = 0,992$ для $D = 1 \dots 60$.

Кроме того, сравнение формы пикового давления на графиках показывает, что имеет место постепенное уменьшения скорости роста давления, что свидетельствует о снижении ударного эффекта при подходе волны давления к обратному клапану.

2.2.2 Влияние инерции ротора насосного агрегата на максимальное давление в напорном трубопроводе

Оценим ориентировочно влияние инерции ротора насосного агрегата на максимальное давление в условиях водоотливной установки блока №10 ш/у «Покровское». Для этого изобразим на отдельном графике кривую колебаний давления с учетом и без учета момента инерции вращающихся частей насосного агрегата при некотором значении диодности, например, $D = 15$, (рис. 2.3).

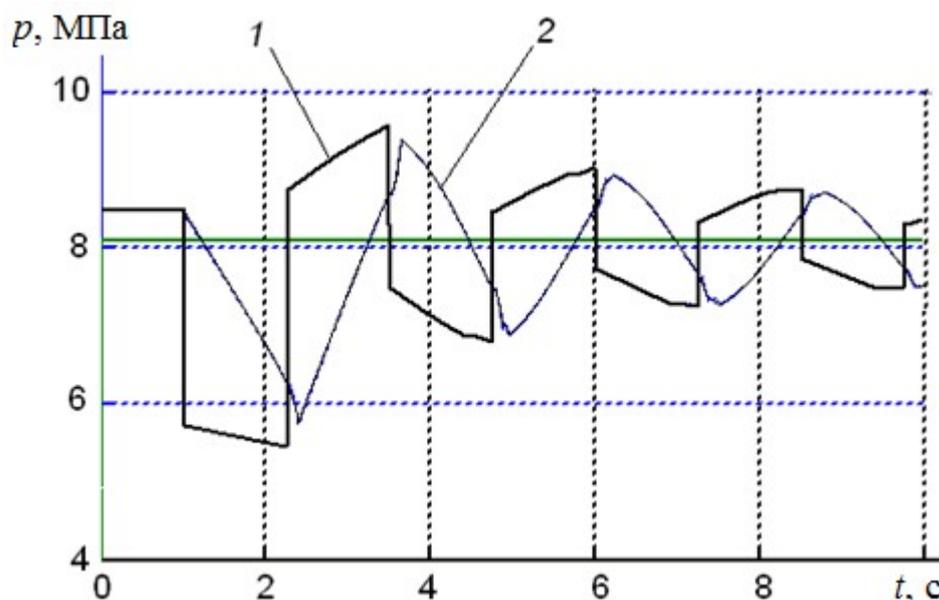


Рисунок 2.3 – Изменения давления в начальном сечении нагнетательного трубопровода при $D = 15$: 1 – без учета инерции ротора, 2 – с учетом инерции ротора насосного агрегата нагнетательного трубопровода водоотливной установки ш/у «Покровское» от диодности

Максимальное давление при расчете переходного процесса без учета момента инерции вращающихся частей насосного агрегата составляет 9,57 МПа, а с учетом – 9,36 МПа, то есть разница давлений 0,21 МПа или 2,2%. Если же рассмотреть превышение давления по отношению к давлению, обусловленному геометрической высотой, то без учета инерции оно будет 1,46 МПа, а с учетом – 1,25 МПа, что составляет разницу в 16,8 %. Из сказанного можно сделать вывод, что в практических расчетах моментом инерции ротора можно пренебре-

гать. Особенно, если учесть, что инерционные свойства работают только в направлении снижения величины повышения давления.

2.2.3 Исследование степени влияния на повышение давления различных участков трубопровода

Предположим, что участки трубопровода с повышенным обратным сопротивлением, расположены на разном удалении от обратного клапана, по-разному влияют на величину гидравлического удара, и определим место, где это влияние наиболее существенно. Для этого вначале вертикальный напорный трубопровод водоотлива ш/у «Покровское», разделим на четыре равных участка и зададим повышенное обратное сопротивление поочередно на каждом участке (рис. 2.4).

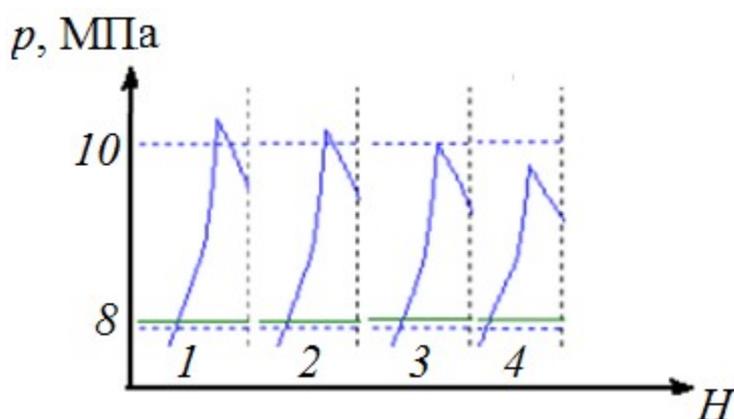


Рисунок 2.4 – Максимумы давления в начальном сечении водоотлива ш/у «Покровское», при повышении обратного сопротивления ($D=15$) на участках 1 – 4:1 – в первой четверти длины напорного трубопровода, 2 – во второй, 3 – в третьей, 4 – в четвертой

Анализ результатов показывает, что меньшее повышение давления наблюдается при высоком обратном сопротивлении в последней четверти напорного трубопровода (рис 2.4). Расчеты выполнены при диодности 15. Увеличим диодность до 30 и разделим четвертую четверть трубопровода на два участка. Отметим, что при этом сохраняется тенденция снижения амплитуды

колебаний давления при удалении от начала трубопровода и что имеет место некоторое абсолютное снижение давления (рис. 2.5).

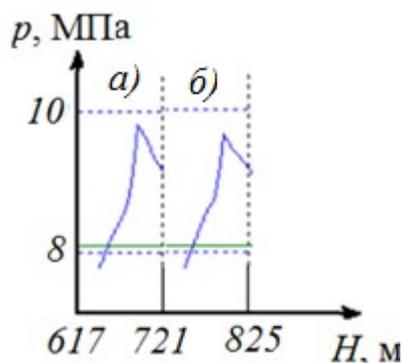


Рисунок 2.5 - Максимумы давления при гидравлическом ударе в начальном сечении напорного трубопровода водоотлива ш/у «Покровское», в случаях, когда повышенное обратное сопротивление ($D=30$) а) – на участке от 617 до 721 м по длине напорного трубопровода, б) – на участке от 721 до 825 м

В результате уровень повышения давления остается в рамках допустимых значений.

2.2.4 Определение влияния на переходный процесс выходного участка вертикального трубопровода

Для оценки влияния на колебательный процесс горизонтальной части водоотливного трубопровода увеличим его диодность до 120.

Отметим, что максимумы давлений (рис. 2.4, 2.5) взяты из графиков, которые построены для водоотлива ш/у «Покровское», не имеющего трубопровода на поверхности (так же и график (рис. 2.6а)). Введем в модель горизонтальный трубопровод на поверхности длиной 104 м и проведем расчет переходного процесса при $D = 120$ на участке от 721 до 825 м по высоте става. Результаты расчета (рис. 2.6) показывают, что графики а и б практически не отличаются друг от друга, то есть влияние горизонтального участка на поверхности на колебательный процесс пренебрежимо мало. Это можно объяснить фактом обра-

зования разрыва сплошности потока в месте соединения вертикального и горизонтального участков, что нарушает гидравлическую связь между ними, тем самым отсоединяя горизонтальный участок от расчетной модели.

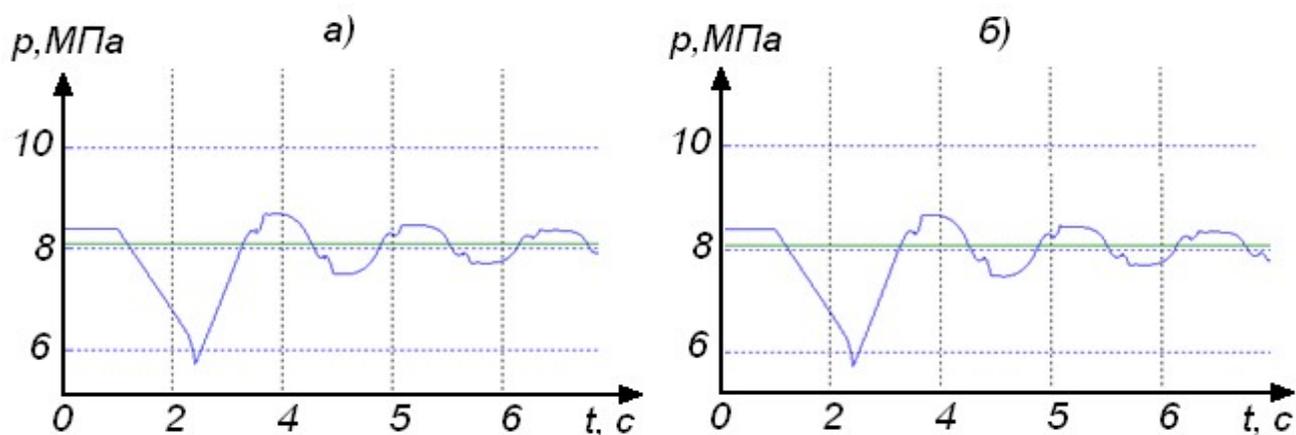


Рисунок 2.6- Изменения давления в начальном сечении нагнетательного трубопровода водоотлива ш/у «Покровское», при $D = 120$ на участке от 721 до 825 м по высоте става *a)* – без участка на поверхности; *б)* – с горизонтальным участком на поверхности

Введем в последнюю модель водоотлива эффект высокого обратного сопротивления для горизонтального участка с диодностью 120, а весь вертикальный став оставим без изменений (рис. 2.7).

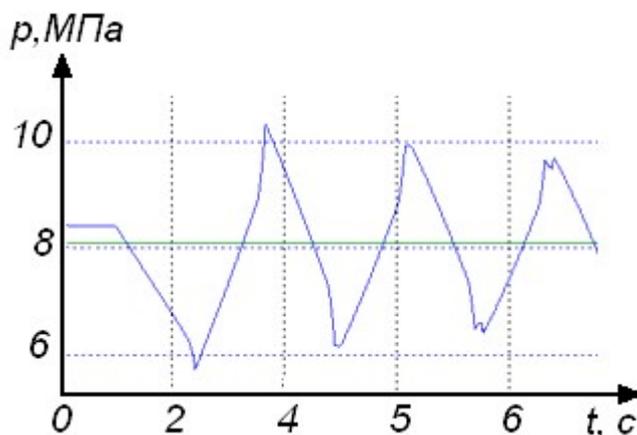


Рисунок 2.7 – Изменения давления в начальном сечении нагнетательного трубопровода водоотлива ш/у «Покровское», при $D = 120$ только

Рисунок 2.7 – Изменения давления в начальном сечении нагнетательного трубопровода водоотлива ш/у «Покровское», при $D = 120$ только на горизонтальном участке на поверхности

Результаты расчета (рис. 2.7) показывают, что существенного влияния на переходный процесс в нагнетательном трубопроводе даже увеличенное обратное гидравлическое сопротивление горизонтального участка не оказывает.

Так как никакие второстепенные факторы не могут привести к качественному изменению исследованного процесса, есть все основания полагать, что результаты моделирования распространяются на вертикальные водонапорные установки с параметрами, близкими к принятым как исходные, то есть напор более 400 м, скорость движение воды до 3,5 м/с.

Далее перейдем к рассмотрению возможных способов достижения требуемой диодности.

2.3 Возможные средства создания дополнительного обратного сопротивления

2.3.1 Требования, предъявляемые к средству создания повышенного обратного сопротивления

Требования, которые предъявляются к устройству, создающему повышенное обратное сопротивление для защиты от гидравлических ударов водонапорных установок, условно разделим на две категории: параметрические и технологические. К параметрическим отнесем необходимость соблюдения определенных гидравлических характеристик, от которых зависит эффективность работы устройства. Технологические требования касаются вопросов изготовления, а также размещения в условиях насосных станций соответствующего типа. Предлагаемое деление касается основных требований, иногда взаимосвязанных, то есть они относятся к разным категориям и, либо противоречат, либо дополняют друг друга.

Параметрические требования.

Максимальная диодность – то есть максимальная величина отношения гидравлического сопротивления при обратном токе жидкости к гидравлическому сопротивлению при прямом токе, в конечном итоге она определяет обратное

гидравлическое сопротивление, от которого зависит эффективность защиты. Такое требование вытекает из выше приведенных исследований (пункт 2.1).

Минимальное гидравлическое сопротивление при прямом токе жидкости, что необходимо для минимизации гидравлических потерь и, соответственно, эксплуатационных затрат от установки устройства в напорном трубопроводе насосной установки при ее работе в стационарном режиме. В конечном итоге это требование – условие экономичной эксплуатации всего комплекса насосной станции.

Технологические требования.

Максимальная простота в изготовлении. Это требование так же обусловлено вопросом минимизации затрат и возможностью его изготовления в условиях, например, механических мастерских предприятия. Оно предполагает, в первую очередь, использование более простых форм, например, цилиндрических поверхностей вместо тороидальных.

Ограниченный размер в плане. Объясняется это требование площадью сечения шахт или каналов, где прокладываются трубопроводы. В расчетах и при конструктивных проработках принимался максимальный размер в плане – 1,5 м.

Максимальное проходное сечение. Такое требование вытекает из возможного засорения проходного сечения различными твердыми включениями.

Анализируя данные требования, можно отметить, что второе параметрическое требование созвучно с третьим технологическим требованием, а первое параметрическое – противоречит второму технологическому требованию.

2.3.2 Конструктивные решения и особенности работы предлагаемых устройств с повышенным обратным сопротивлением

Под гидравлическим диодом понимается клапанное устройство с подвижным механическим элементом, имеющее различное гидравлическое сопротивление при прямом и обратном токе жидкости [66].

Как правило технические решения гидравлических диодов представляют собою обратный клапан с обводной трубкой (байпасом) [65] или с отверстием в его запорном элементе. Общим недостатком этих устройств следует считать возможность зашлаковки проходного сечения, что весьма вероятно в условиях загрязненных вод, например, шахтного водоотлива.

Предложено несколько вариантов снижения указанной опасности, в частности, применение специального чистильщика или увеличение проходного сечения байпаса при сохранении требуемого сопротивления за счет установки на обводной трубке вихревого элемента. Рассмотрим некоторые из них.

Гидравлический диод – обратный клапан с отверстием в тарели и чистильщиком (рис 2.8) [80].

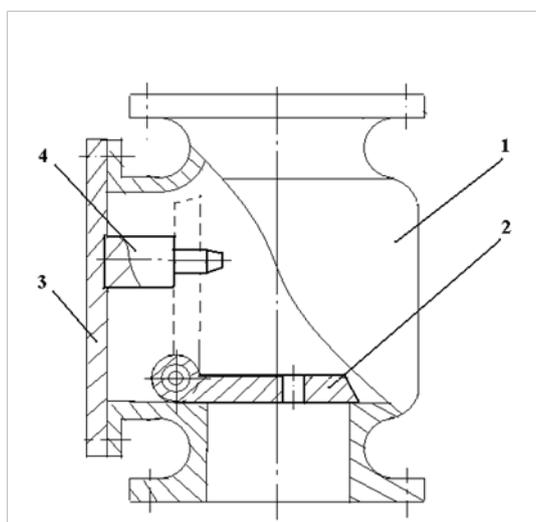


Рисунок 2.8 – Гидравлический диод с чистильщиком: 1 – корпус, 2 – тарель с отверстием, 3 – крышка, 4 – чистильщик

Принцип работы устройства понятен из рисунка, недостатком такого диода является возможность «прикипания» внутренней поверхности отверстия к чистильщику и несрабатывания клапана при обратном течении потока. Указанный недостаток может быть сведен к минимуму следующим изменением конструкции, (рис.2.9):

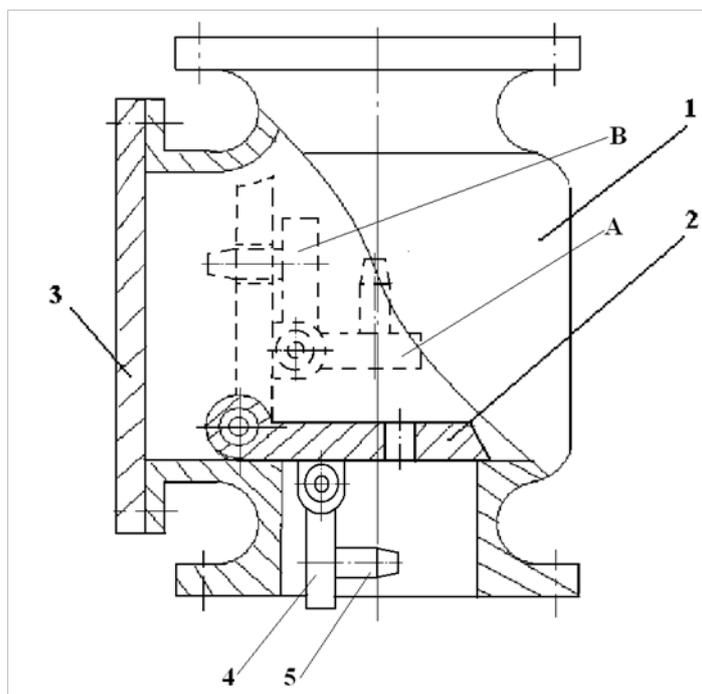


Рисунок 2.9 - Гидравлический диод с подвижным чистильщиком: 1 – корпус, 2 – тарель с отверстием, 3 – крышка, 4 – рычаг, 5 – чистильщик

При отсутствии движения потока вверх тарель с отверстием 2 и рычаг 4 находятся в позиции, показанной на рисунке сплошными линиями. При начале прямого движения жидкости тарель 2 занимает вертикальное положение, рычаг 4 некоторое время находится в положении А, затем под действием скоростного напора потока поворачивается и занимает положение В, при котором чистильщик 5 входит в отверстие и прочищает его. Когда движение потока прекращается, тарель переходит в горизонтальное положение и под действием инерционной составляющей, собственно массы, а, при наличии перепада давления, и силы от разности давлений чистильщик выходит из отверстия и занимает исходное положение, показанное на рисунке. Следует отметить, что на практике зачастую происходит удар тарели о седло, что способствует появлению большой динамической составляющей, достаточной для разрыва возможного сцепления чистильщика с отверстием. Недостатками рассмотренных решений следует считать наличие шарнирных соединений в зоне течения загрязненной агрессивной жидкости.

Следующее техническое решение [81], снижающее опасное влияние загрязнений, не имеет в зоне течения шарнирных соединений (рис 2.10).

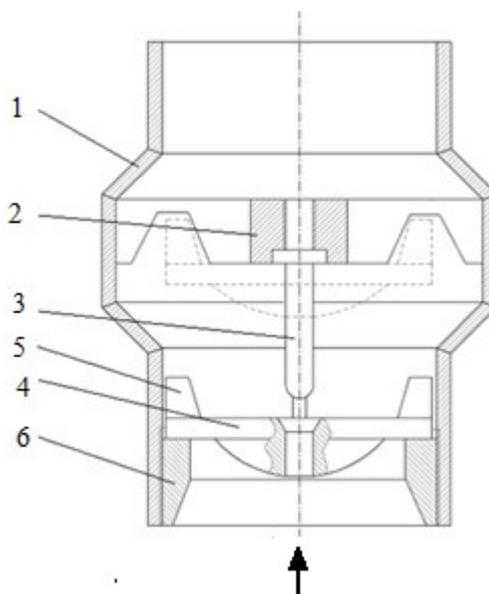


Рисунок 2.10 – Обратный клапан – гидравлический диод: 1 – корпус, 2 – втулка, 3 – чистильщик, 4 – клапан с отверстием, 5 – направляющие, 6 – седло

При отсутствии течения в прямом направлении (по стрелке) клапан 4 находится в нижнем положении и опирается на седло 6. Отверстие в клапане 4 определяет гидравлическое сопротивление потока при его обратном движении (против стрелки). При прямом движении потока клапан 4 поднимается вверх, а чистильщик входит в отверстие в клапане 4, очищая его от возможных загрязнений. Направляющие 5 обеспечивают требуемую соосность до момента полного контакта внутренней поверхности отверстия с чистильщиком. Недостаток рассмотренного решения – относительно высокое гидравлическое сопротивление прямому току жидкости.

Для уменьшения прямого сопротивления была предложена и исследована конструктивная схема гидравлического диода с обтекаемыми поверхностями (рис. 2.11).

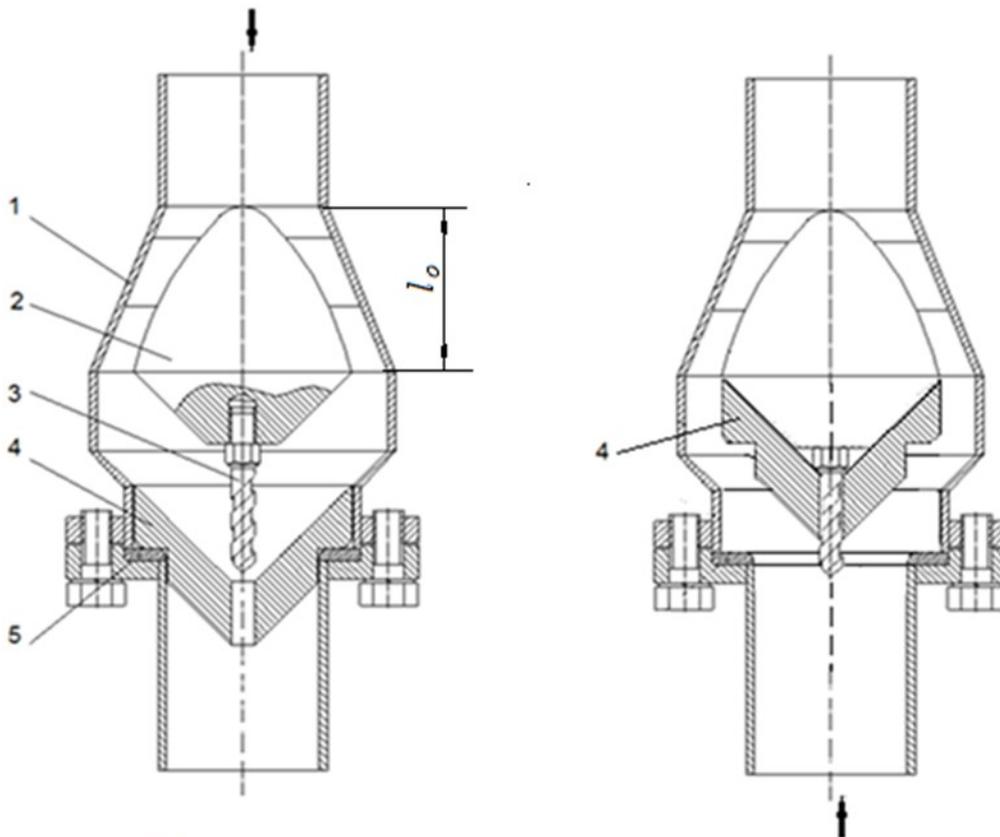


Рисунок 2.11 - Обратный клапан – гидравлический диод: 1 – корпус, 2 – втулка, 3 – чистильщик, 4 – клапан с отверстием, 5 – седло

Перспективным диодом можно считать и обратный клапан с байпасом. В первую очередь, благодаря возможности использования серийных обратных клапанов, которые выпускаются промышленностью на любые типоразмеры. Недостаток такого устройства связан с относительно небольшим диаметром обводного канала, что способствует его засорению. Увеличить проходное сечение этого канала можно снабдив его, вихревой камерой (рис.2.12) [7].

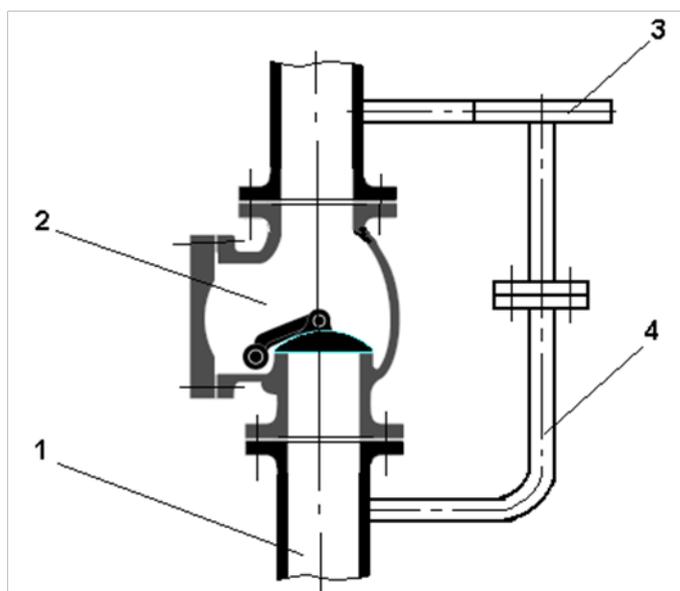


Рисунок 2.12 – Гидравлический диод с байпасом и вихревой камерой: 1 – напорный трубопровод, 2 – обратный клапан, 3 – вихревая камера, 4 – обводной канал

При прямом токе жидкости через открытый обратный клапан 2 идет практически весь расход. При обратном – обратный клапан закрывается, жидкость устремляется в обводной канал 4, где расположена вихревая камера 3. А так как жидкость входит в нее в тангенциальном направлении, то ее гидравлическое сопротивление будет относительно большим и должно соответствовать расчетному для данной гидравлической системы.

Струйный диод дефлекторного типа

Разработанный в соответствии с патентом [3], струйный диод дефлекторного типа (рис.2.13) состоит из полого обтекателя 1 с конусообразными радиально расположенными отверстиями 2. Внешняя поверхность обтекателя 1, имеет шаровидную поверхность 3 со стороны прямого движения потока и открытый вход 4 со стороны обратного движения потока. Внутри обтекатель 1 имеет тороидальную поверхность 5, которая по образующей связана с конусообразными отверстиями 2. Полый обтекатель 1 устанавливается в трубе 6, к которой крепится с помощью, например, кронштейнов 7.

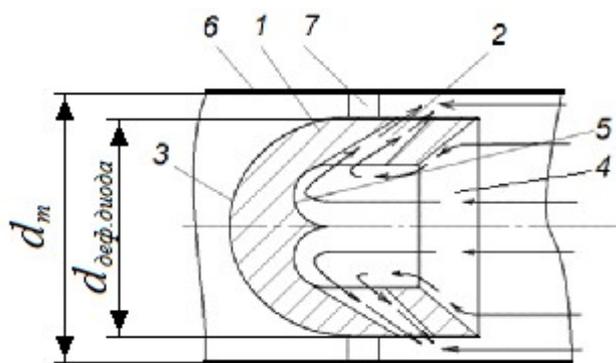


Рисунок 2.13-Струйный диод дефлекторного типа

Работает струйный диод дефлекторного типа следующим образом. При движении жидкости в прямом направлении поток встречается с шаровидной поверхностью 3 обтекателя 1, плавно формируемое течение проходит в пространство между обтекателем 1 и трубой 6. Гидравлическое сопротивление потока при этом минимальное. При движении жидкости в обратном направлении поток встречается с открытым входом 4, попадая в полость обтекателя 1, доходит до тороидальной поверхности 5, меняет свое направление и двигается вдоль образующей тороидальной поверхности 5 в конусообразные отверстия 2, где его скорость увеличивается. На выходе из них струю встречает периферийную часть обратного течения, направление линий потока которого показано стрелками. Происходит столкновение потоков, высокие потери энергии движения, что позволяет предположить значительное возрастание обратного сопротивления диода.

Гибридные диоды

С целью уменьшения габаритов устройства и повышения его диодности, что важно, например, в условиях ограниченных объемов, предложены диоды, которые выполнены на базе обратного клапана и снабжены вихревой камерой. Такой диод, сочетающий в себе свойства гидравлического и струйного диодов предложено называть гибридным. Предполагается, что хорошие вихревые свойства, позволят удалять осадок, будут препятствовать зашлаковке проходного отверстия при одновременном увеличении его проходного сечения. Недо-

статком такого устройства является наличие подвижного элемента, что может сказаться на его надежности.

Гибридный гидравлический диод с двумя вихревыми камерами.

Гибридный диод [6] с двумя вихревыми камерами (рис. 2.14) состоит из первичной вихревой камеры с постоянными геометрическими параметрами (4), полого подвижного элемента (клапана) 5 с калиброванным отверстием 9, стержня – чистильщика 6, вторичной вихревой камеры 7 образующейся при перемещении подвижного элемента к опорной поверхности 5.

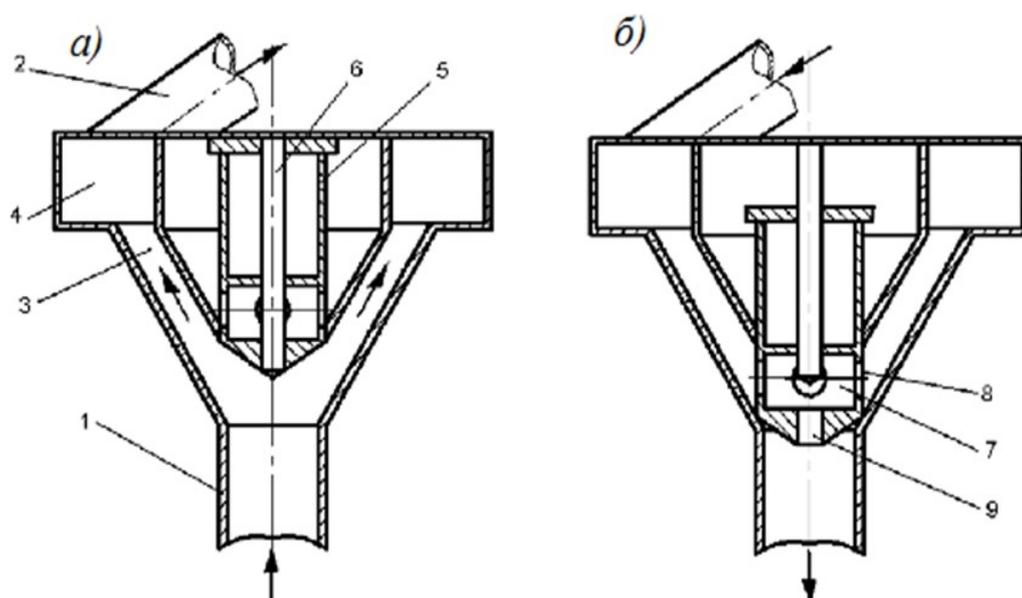


Рисунок 2.14— Гибридный гидравлический диод с двумя вихревыми камерами (патент № 88736) при прямом – *a* и обратном токе жидкости *б*

Диод устанавливается в трубопроводе с помощью подводящего 1 и отводящего 2 патрубков. Предполагается, что патрубок 2 имеет винтовое продолжение, которое постепенно переходит в вертикальный трубопровод, соосный с подводящим патрубком 1. Плавный переход необходим для уменьшения прямого сопротивления. Подводящий патрубок 1, соединенный с конической частью 3 вихревой камеры 4, внутренний конус которой имеет отверстие, которое наряду со стержнем 6 служит направляющей полуму клапану 5, имеющему

(вторичную) вихревую камеру 7. Последняя имеет входные отверстия 8 на цилиндрической поверхности и выходное - в центре нижней плоскости 9.

Работает гибридный диод следующим образом. При движении жидкости в прямом направлении (рис. 2.14*а*) по патрубку 1, поток поднимает полый клапан 5, подходит к конической части 3, далее к вихревой камере 4 и затем переходит в отводящий патрубок 2 и далее по трубопроводу. При этом гидравлическое сопротивление движению минимальное. При обратном направлении потока (рис. 2.14*б*) жидкость закручивается в винтообразном отводящем патрубке 2 и под углом входит в вихревую камеру 4, где формируется вихрь. При дальнейшем течении в конической части 3 вихревой камеры 4, скорость потока увеличивается, он входит через отверстия 8 во вторичную вихревую камеру 7 полого клапана 5, которая, не имея поддержки от потока снизу, под действием гравитационных сил заняла крайнюю нижнюю позицию. В вихревой камере 7 вихревой эффект набирает наибольшей силы и при входе в отверстие 9 происходят наибольшие потери давления.

Гибридный гидравлический диод с винтовым подводом.

Другим вариантом технического решения является гибридный гидравлический диод с винтовым подводом [10] (рис.2.15).

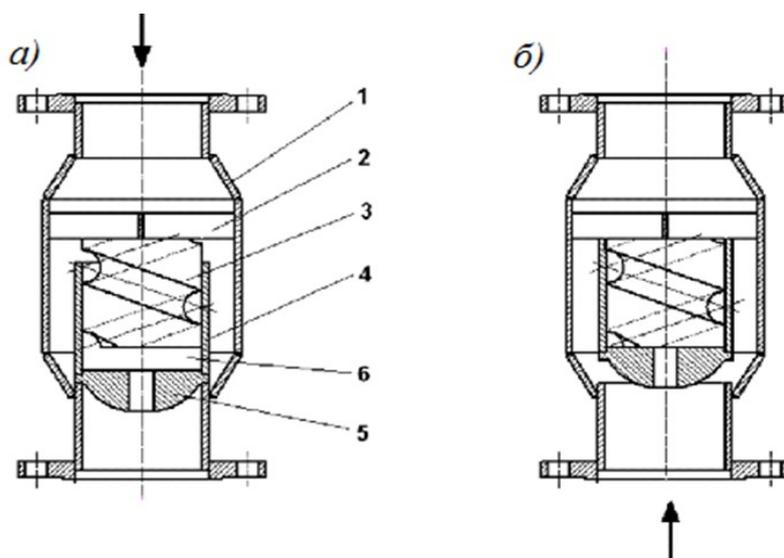


Рисунок 2.15 - Гибридный гидравлический диод с винтовым подводом (патент № 89315): при обратном— *а* и прямом токе жидкости *б*

Гибридный гидравлический диод с винтовым подводом состоит из корпуса 1, внутри которого с помощью крестовины 2 закреплен цилиндр 3 с винтовой канавкой. Наружная поверхность цилиндра служит направляющей для гильзы 4, дно 5 которой является клапаном и имеет отверстие в центральной части. При обратном токе жидкости (рис 2.50 а) гильза ложится на седло, сформированное в корпусе 1 и закрывает проход воды с внешней стороны гильзы. Поток движется по спиральной канавке цилиндра 3, закручивается и попадает в вихревую камеру, находящуюся между нижним торцом цилиндра и верхней поверхностью дна гильзы. Общее гидравлическое сопротивление определяется сечением отверстия и образующимся вихревым эффектом.

При прямом токе жидкости (рис 2.50 б) под действием напора движущейся жидкости, гильза поднимается до упора дном в цилиндр и тем самым обеспечивается обтекание потоком гильзы по наружной поверхности с минимальными потерями.

Вихревой диод

На основании требований (пункт 2.3.1) была разработана схема струйного диода вихревого типа (рис. 2.16).

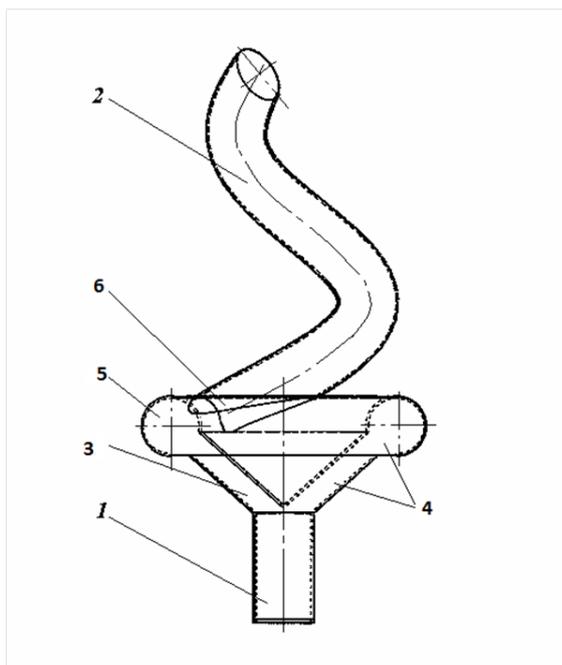


Рисунок 2.16 – Вихревой диод (патент № 75770)

Струйный диод [4] устанавливается в трубопроводе с помощью подводящего 1 и отводящего патрубков 2. Патрубок 2 имеет продолжение таким образом, что винтовая ось постепенно становится прямой, соосной с подводящим патрубком 1. Плавный переход необходим для уменьшения прямого сопротивления. Подводящий патрубок 1, соединенный с конической частью 3 вихревой камеры 4, которая включает в себя также торообразную часть 5. Отводящий патрубок 2 соединен с торообразную часть 5 через торцевой выход 6, выполненный на торцевой поверхности вихревой камеры под углом.

Рабочий процесс вихревого диода может описывается следующим образом. При движении жидкости в прямом направлении поток по патрубку 1 подходит к конической части 3 вихревой камеры 4, далее переходит в торообразную часть 5 и впоследствии переходит в отводящий патрубок 2 и далее по трубопроводу. При этом гидравлическое сопротивление потоку минимальное, благодаря конической части. При обратном движении поток жидкости закручивается в винтообразном отводящем патрубке 2 и под углом входит в вихревую камеру 5 через торцевое отверстие 6, что способствует высокой скорости вращательного движения потока. При дальнейшем течении в конусообразной ча-

сти 3 вихревой камеры 4, скорость потока увеличивается, образуется вихрь и на входе в подводный патрубок 1 происходят наибольшие потери давления.

В дальнейшем, торообразная вихревая камера из технологических соображений была заменена на цилиндрическую, что заметно не отразилось на рабочих параметрах устройства.

2.4 Вихревой диод как средство повышения диодности напорного трубопровода

2.4.1 Математическая модель рабочего процесса вихревого диода и подтверждение ее адекватности.

Для проведения теоретических исследований, с целью определения возможной эффективности работы диодов как средства защиты от гидравлических ударов – был выбран метод моделирования с помощью универсальной программной системы конечно–элементного анализа, которая имеет широкое применение в сфере автоматизированных инженерных и научных расчётов Ansys CFX.

Указанная программа использует сетку конечных элементов (числовые значения в узлах сетки), для дискретизации области. В итоге формируются уравнения для конечных объемов, которые сохраняют текущих значения потока, что является необходимым условием для точных решений задач гидрогазодинамики[82].

Моделирование рабочего процесса осуществляется на основе численного решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS)(2.3). При этом нестационарные процессы, вызванные турбулентными явлениями, осреднены и описываются с помощью полуэмпирических моделей турбулентности, которые используются для замыкания системы уравнений, а течение рассматривается как стационарное. Данный метод достаточно эффективен и поз-

воляет заметно сократить время расчета, поэтому в настоящее время он наиболее распространен [83].

Уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу [83]

$$\rho \frac{\partial \overline{u_j u_i}}{\partial x_j} = \rho \overline{f} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\overline{\rho} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right], \quad (2.3)$$

где чертой сверху отмечены переменные составляющие, осредненные по времени, а пульсационные составляющие – апострофом. Левая часть уравнения

$\rho \frac{\partial \overline{u_j u_i}}{\partial x_j}$ описывает изменения количества движения жидкого объема по причине

изменения во времени осреднённой составляющей скорости, а правая часть уравнения (2.3) компенсирует изменения осреднёнными внешними силами $\rho \overline{f}_i$,

осреднёнными силами давления $-\overline{\rho} \delta_{ij}$ и силами вязкости $\mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right)$. Сюда же

входят так называемые напряжения Рейнольдса (турбулентные напряжения) $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$, учитывающие дополнительные потери и перераспределение энергии в турбулентном потоке.

Для замыкания системы уравнений Рейнольдса используется модель турбулентности SST (ShearStressTransport) или модель сдвиговых напряжений). Данная модель является комбинированной моделью двух моделей турбулентности, основанная на использовании $k - \omega$ в пристеночных областях и $k - \varepsilon$ в областях находящихся на достаточном удалении от стенки. Это достигается благодаря поправочному коэффициенту $1 - F_1$. Функция F_1 принимает значения равное единицы вблизи поверхности и обращается в 0 за пределами пограничного слоя (2.4, 2.5). Таким образом модели удастся показать хорошие результаты при расчете течений в зоне отрыва и при сильном продольном градиенте давления [69].

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\overline{u_j}\omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha_3\omega}{k} P - \beta_1\rho\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial\omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho}{\sigma_{\omega 2}\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial\omega}{\partial x_j}, \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \quad (2.5)$$

где коэффициенты новой модели – комбинация соответствующих коэффициентов моделей, лежащих в основе метода SST:

$$a_3 = F_1 a + a_2 (1 - F_1), \quad \beta_3 = F_1 \beta_0 + \beta_2 (1 - F_1),$$

$$\frac{1}{\sigma_{k3}} = F_1 \frac{1}{\sigma_{k1}} + (1 - F_1) \frac{1}{\sigma_k}, \quad \frac{1}{\sigma_{\omega 3}} = F_1 \frac{1}{\sigma_{\omega 1}} + (1 - F_1) \frac{1}{\sigma_\omega}.$$

Стыковочная функция в данной модели строится таким образом, чтобы наиболее адекватно учитывать перенос напряжений трения в пограничном слое.

Коэффициент турбулентной вязкости определяется по формуле (2.6)

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\max(\omega, S F_2 / a_1)}, \quad (2.6)$$

где $a_1 = 0,31$.

Стыковочные функции в SST – модели определяются по следующим формулам [83].

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right],$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10 \beta^* k \omega \right),$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\},$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right).$$

Остальные постоянные коэффициенты задействованные в данной модели турбулентности:

$$\alpha_2 = 0.44 \lim_{x \rightarrow \infty}, \quad \beta_1 = \frac{3}{40}, \quad \beta_2 = 0.0828, \quad \sigma_{k1} = 0.85, \quad \sigma_{k2} = 1, \quad \sigma_{\omega 1} = 2, \quad \sigma_{\omega 2} = 1,168.$$

Моделирование течения проводилось в установившемся режиме.

В качестве условий однозначности для системы уравнений задаются следующие условия: вода в качестве рабочей жидкости, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, кинематическая вязкость $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $t = 20^\circ \text{ С}$; скорость потока на входе в расчетную область $v_{\text{вх}} = v_1$; давление на выходе из расчетной области $p_{\text{вых}} = p_a = 101325 \text{ Па}$; скорость потока у всех боковых поверхностях $v_{\text{ст}} = 0$.

Проверка адекватности математической модели

Для подтверждения адекватности принятой математической модели использовались экспериментальные данные (рис. 2.18), полученные американскими исследователями и опубликованные в 2011г. в [84]. Вихревой диод классической формы, имеет следующие параметры $h=29 \text{ мм}$, $d_c=173 \text{ мм}$, $d_D=144 \text{ мм}$, $d_A=d_t=29 \text{ мм}$, $d_B=d_p=56 \text{ мм}$. (рис 2.17) Моделировались четыре варианта рабочих процессов при средних скоростях во входных сечениях 1,0 м/с, 1,5 м/с, 2,5 м/с и 3,0 м/с. Результаты моделирования нанесены на поле диаграммы. (рис 2.18).

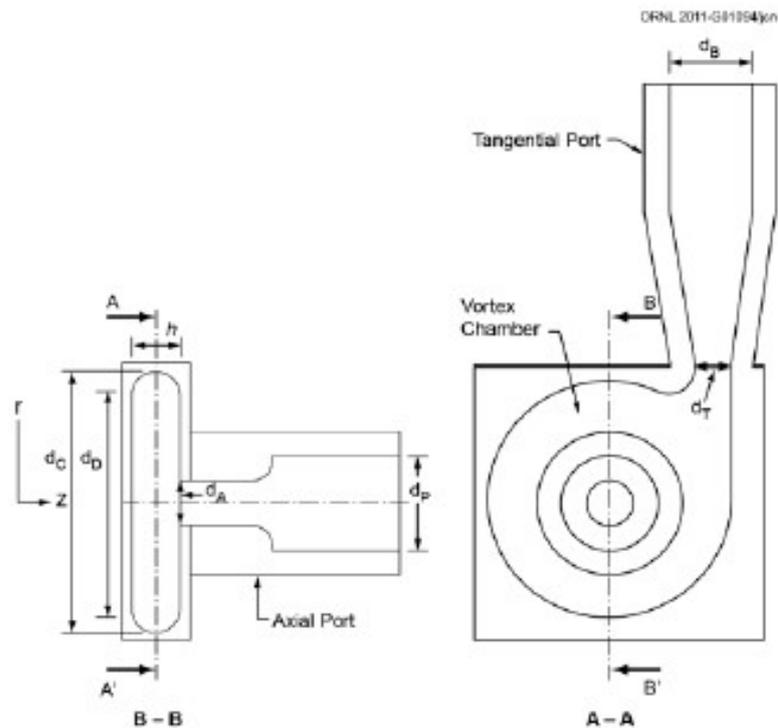


Рисунок 2.17 – Вихревой диод, использованный для проверки адекватности математической модели

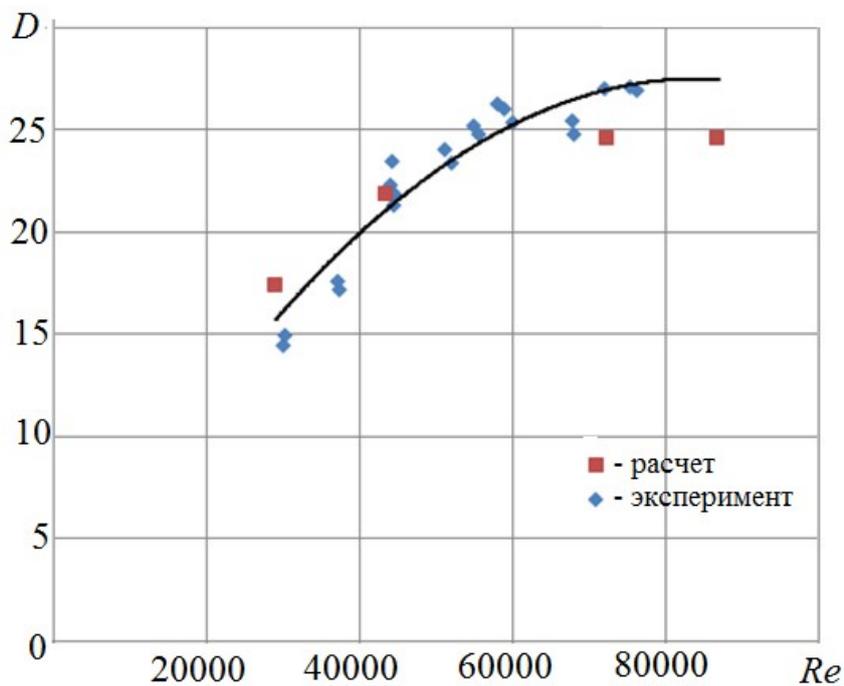


Рисунок 2.18 – График зависимости диодности от числа Рейнольдса по результатам эксперимента и значения, рассчитанные при помощи разработанной математической модели

По экспериментальным данным [84] получено уравнение регрессии справедливое в диапазоне $Re = 25000 \dots 90000$:

$$D = - 389 \cdot 10^{-11} Re^2 + 654 \cdot 10^{-6} Re. \quad (2.7)$$

Адекватность уравнения подтверждена с помощью критерия Фишера:

Рассчитанный критерий Фишера $F_{\phi} = 4,68$; при уровне значимости $\alpha = 0,05$ табличное значение критерия $F_{\tau} = 4,73$; $F_{\phi} < F_{\tau}$, следовательно, разработанная математическая модель адекватна.

Результаты моделирования рабочего процесса показаны в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Результаты моделирования рабочего процесса вихревого диода

Ср. скорость, м/с	Падение давления, обратный ток, Па	Падение давления, прямой ток, Па	Диодность		Погрешность %	Число Рейнольдса
			расчет	экспер.		
3,0	252727	10307	24,52	27,14	10,7	87000
2,25	139818	5693	24,56	26,74	8,9	72500
1,5	54475	2495	21,83	21,06	3,5	43500
1,0	20415	1178	17,33	15,27	10,4	29000

Полученные результаты существенно не отличаются от экспериментальных данных, взятых с кривой регрессии (тренда). Отклонения по точкам не превышают 10,7%, и объясняются отсутствием в источнике некоторых второстепенных данных, которые используются в процессе моделирования: точной геометрии стыкуемых поверхностей (например, радиусов скруглений), данных о шероховатости и т.п.

Таким образом, предложенная математическая модель является адекватной.

2.4.2 Обоснование области рациональных значений факторов, определяющих эффективность рабочего процесса в вихревом диоде

Будем считать областью рациональных значений какого-либо фактора, совокупность его величин, несущественно отличающихся от наиболее благоприятного, то есть, в пределах 5%.

Расчет течения проводился в стационарном режиме. В качестве рабочей среды принята несжимаемая жидкость - вода при нормальных условиях.

При проведении численного исследования были приняты следующие допущения:

- поток на входе в расчетную область осесимметричный,
- отсутствуют утечки,
- режим теплового состояния изотермический.

По схеме диода, описанной в пункте 2.3.2 (рис.2.19 а) была построена трехмерная модель вихревого диода и его проточной части (рис 2.19 б).

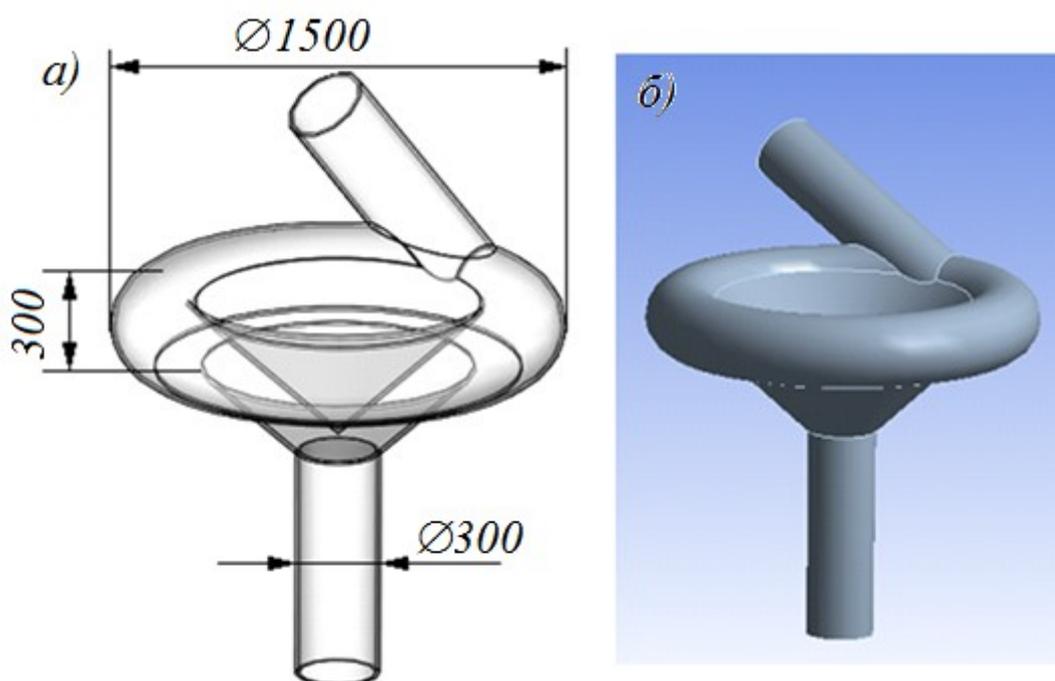


Рисунок 2.19 – Вихревой диод: а) трехмерная модель, б) модель проточной части

Далее была создана тетрагональная сеточная модель проточной части, состоящая из 200 тысяч элементов при прямом токе жидкости рисунок 2.20а. Из-за меняющейся структуры потока при обратном течении уменьшен размер элементов сетки в местах резкого перепада давления, вследствие чего количество элементов достигло 1200 тысяч (рис.2.20б). При большем количестве элементов сетки результаты расчета изменялись до 2%, поэтому данная сетка признана удовлетворяющей требованиям точности.

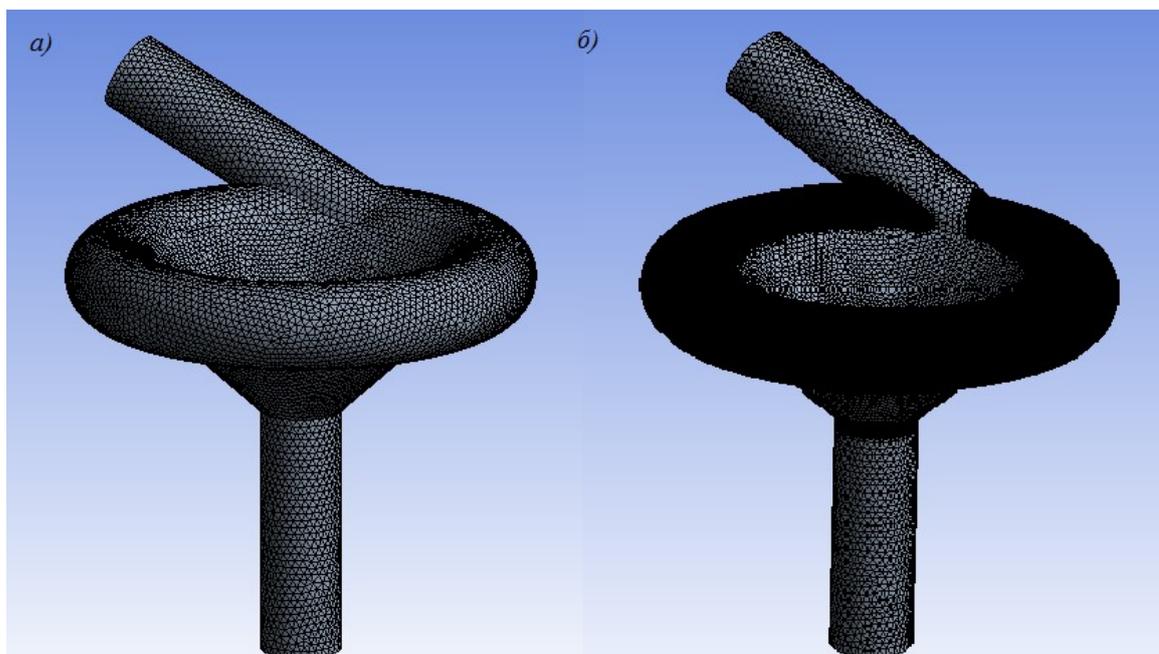


Рисунок 2.20 -Сеточная модель вихревого диода *а)* для прямого течения *б)* для обратного течения.

После генерации сеток были заданы следующие граничные условия для прямого и обратного тока жидкости (рис. 2.21):

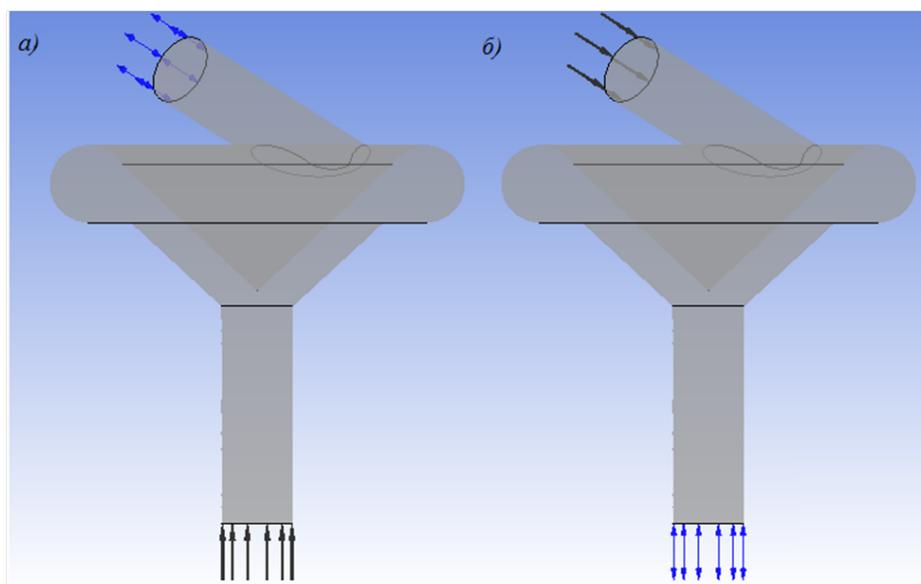


Рисунок 2.21- Расчетная область для получения характеристик *а)* для прямого течения, *б)* для обратного.

скорость на входе 3 м/с;

давление на выходе 101350 Па;

шероховатость стенок $\delta_{cm}=0,01$ мм в соответствии с [85].

В результате расчетов определялось давление во входном сечении, рассчитывалась диодность и строились соответствующие графики. Результаты исследований приведены ниже.

Как следует из пунктов 1.3 и 2.2 основным параметром, определяющим качество вихревого диода, как средства защиты от гидроударов, является его диодность. Поэтому критерием оценки эффективности при исследовании влияния различных конструктивных элементов на рабочий процесс определим диодность как отношение обратного гидравлического сопротивления к прямому. Проанализируем влияние на диодность следующих факторов, определяющих форму вихревого диода (рис. 2.22): внешний β и внутренний α углы наклона конусной камеры, нижняя кольцевая планка вихревой камеры её расположение и размеры (2), форма вихревой камеры (сферическая, цилиндрическая), форма вершины конуса (1) и устья подводящего патрубка, угол выхода отводящего патрубка γ . Исследования будем проводить методом суперпозиции, полагая, что взаимовлияние различных факторов на исследуемый параметр незначительное. Такой подход объясняется в первую очередь недостатком машинного времени для решения задачи методом конечных элементов. Доказательством правомочности данного допущения будут экспериментальные исследования.

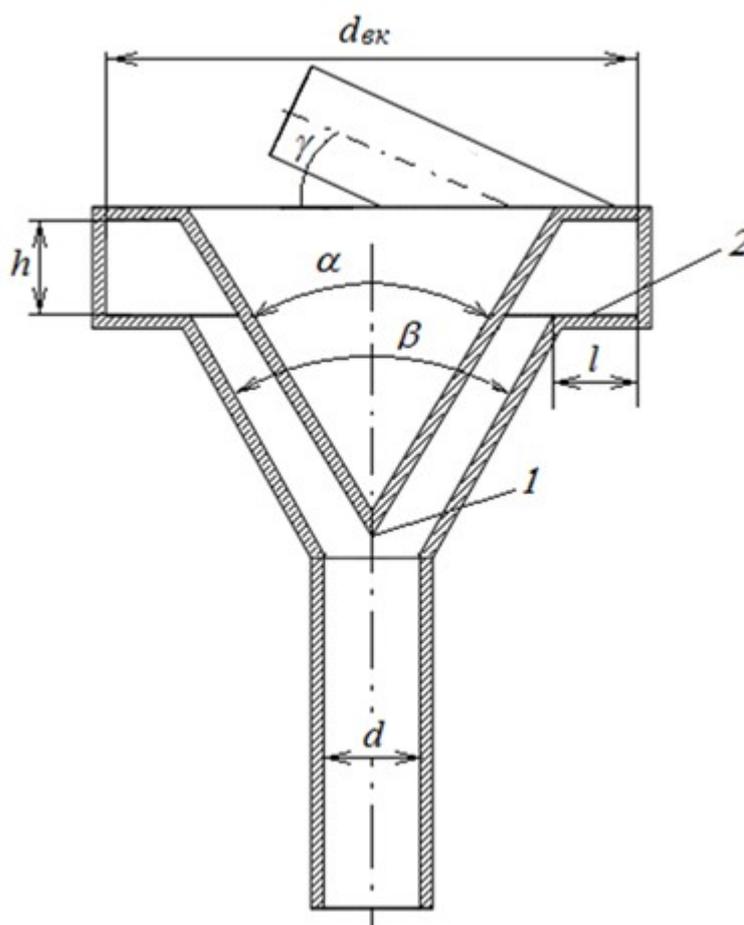


Рисунок 2.22 – Схема вихревого диода с характерными параметрами.

Углы наклона конусной камеры

Одним из основных требований при проектировании вихревого диода является его низкое прямое сопротивление, очевидно, что углы конусности будут оказывать влияние на характеристики диода. С целью уменьшения прямого сопротивления необходимо на всей длине вихревого диода исключить резкое изменения проходного сечения, кроме того длина конической части должна быть удобной при последующей эксплуатации и производстве устройства. Основываясь на данных соображениях было принято варьировать углы наклона α от 50 до 90 градусов. В результате моделирования определено (рис. 2.23), что угол наклона конической камеры α в пределах от 63° до 66° обеспечивает максимальную диодность.

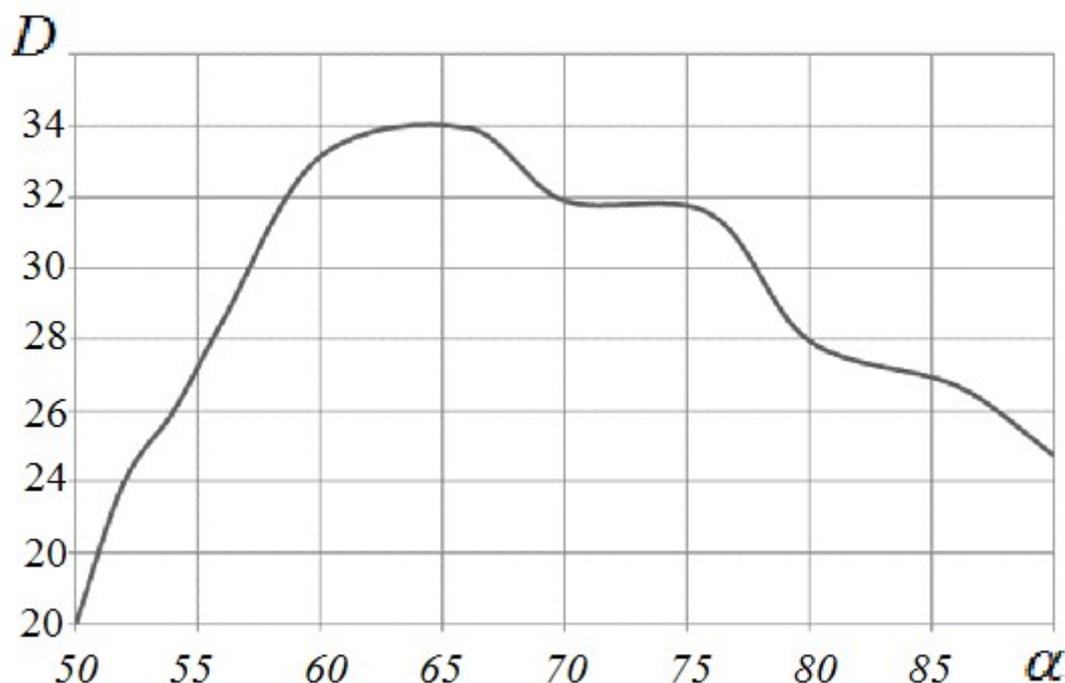


Рисунок 2.23 –Зависимость диодности от угла наклона конической камеры α

Для определения рационального угла наклона внешней поверхности конической камеры проведено моделирование при постоянном наклоне внутренней стенки равной 65° в пределах от 57° до 73° (то есть $\pm 8^\circ$ по отношению к внутренней поверхности). Результаты моделирования показывают, (рис. 2.24, таблица 3.2), что максимальное значение диодности достигается при одинаковых углах наклона внешней и внутренней конической поверхности. Также отметим, что если угол $\alpha > \beta$, то прямое и обратное сопротивление уменьшается, а при $\alpha < \beta$ - возрастает.

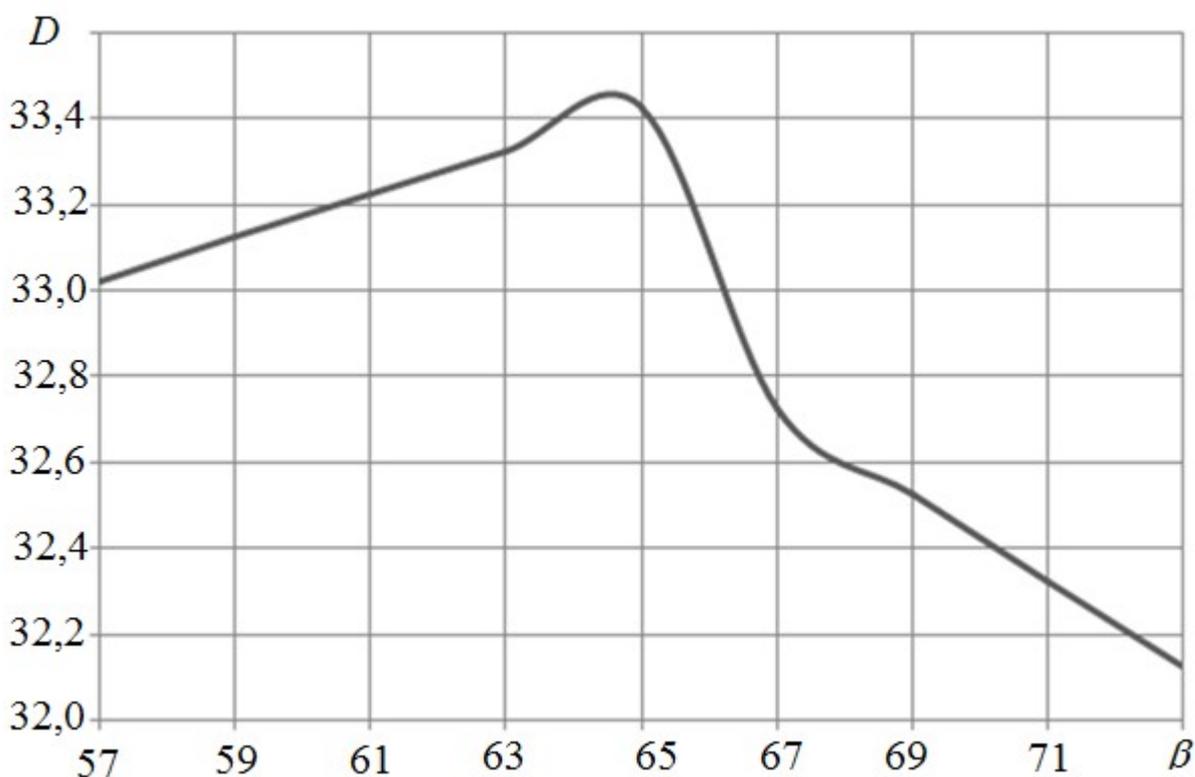


Рисунок 2.24– Зависимость диодности от угла наклона внешней поверхности конической камеры

Таблица 3.2 – Зависимость диодности от угла наклона внешней поверхности конической камеры

$\alpha, ^\circ$	$\beta, ^\circ$	$\Delta p_{обр}, \text{Па}$	$\Delta p_{пр.}, \text{Па}$	D
65	57	77444	2345	33,0
65	59	75824	2289	33,1
65	61	74225	2234	33,2
65	63	73015	2191	33,3
65	65	72269	2162	33,4
65	67	69410	2121	32,7
65	69	68043	2092	32,5
65	71	66105	2045	32,3
65	73	65246	2031	32,1

Угол наклона отводящего патрубка

Чтобы вихревой диод был менее габаритным необходимо увеличивать угол γ наклона отводящего патрубка, однако большой угол его наклона окажет негативное влияние на формирование вихря в вихревой камере. Рабочий процесс вихревого диода моделировался при изменении угла наклона в пределах от 0 до 35°. (рис.2.25)

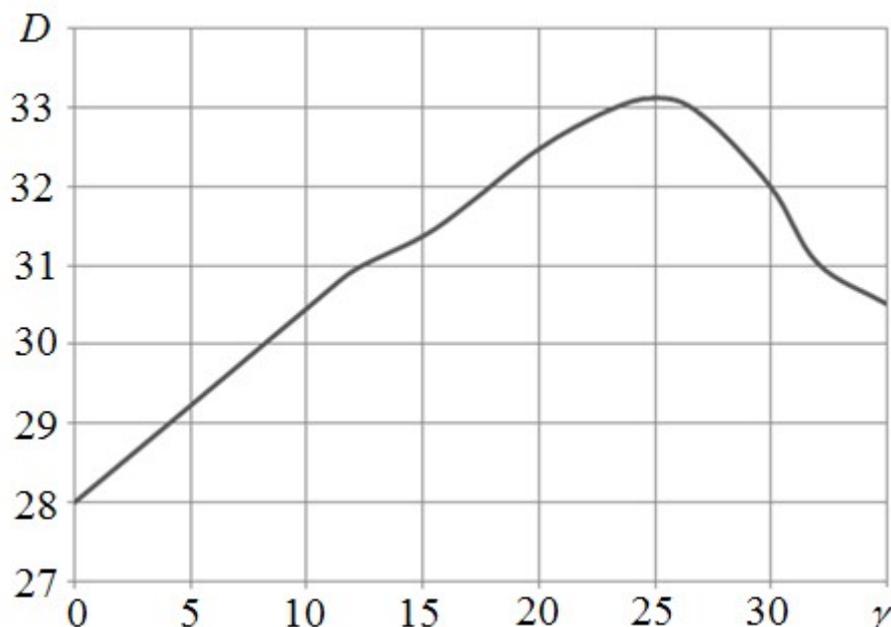


Рисунок 2.25 – График зависимости диодности от угла наклона отводящего патрубка

Результаты моделирования показали (рис. 2.25), что величина диодности имеет экстремум и достигает значения 33,2 при угле γ равному 25°. Учитывая технологические требования (пункт. 2.3.1), беря во внимание ряд стандартных углов, рекомендованных в машиностроении и то, что уменьшение диодности не превышает 3%, в дальнейших исследованиях, расчетах и проектировании использовался угол наклона отводящего патрубка 30°.

Выбор формы вихревой камеры

Форма сечения вихревой камеры является важной частью исследований конструкции вихревого диода. Это обусловлено тем, что при обратном токе скорость движения жидкости на периферии вихревой камеры заметно влияет на

обратное гидравлическое сопротивление, кроме того, форма вихревой камеры влияет и на прямое сопротивление диода, создавая дополнительные потери при прямом токе жидкости. Для анализа были выбраны две основные формы (рис. 2.26), которые отвечают требованиям минимизации заиливания проходных сечений.

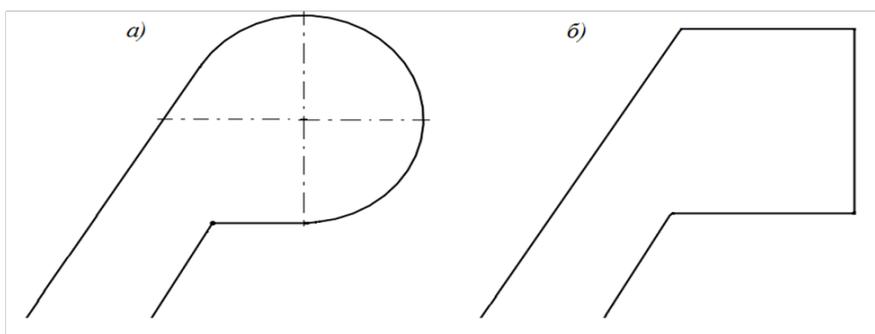


Рисунок 2.26 – Формы сечения вихревых камер: *а)* тороидальная *б)* цилиндрическая

По условию равенства площадей сечения вихревых камер при постоянных других геометрических параметрах были сформированы объемные модели (рис.2.27).

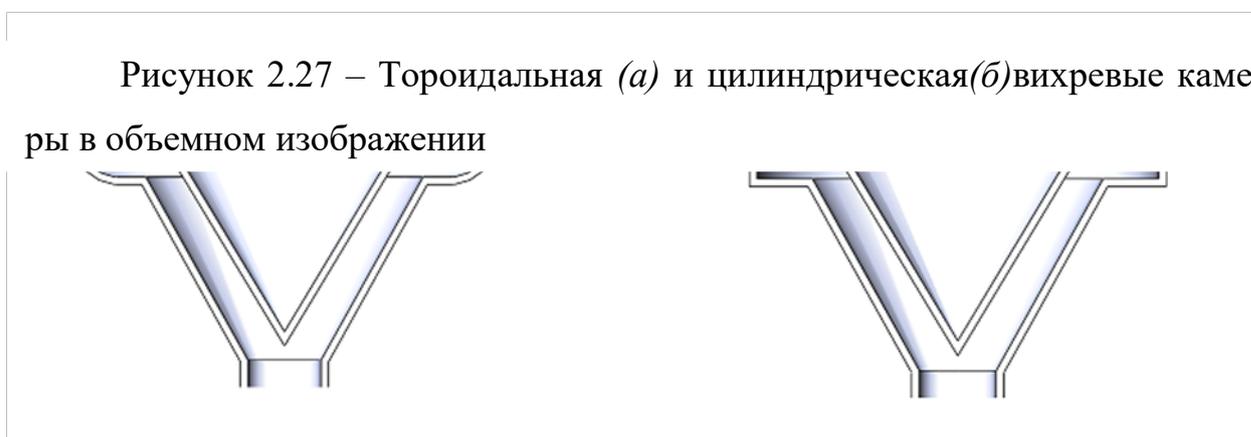


Рисунок 2.27 – Тороидальная (*а)* и цилиндрическая(*б)*)вихревые камеры в объемном изображении

В результате моделирования при принятых начальных условиях были получены следующие данные диодности: тороидальная вихревая камера 34,1 цилиндрическая – 33,4.

Учитывая требование технологичности (пункт 2.3.1) и принимая во внимание небольшую разницу в полученных диодностях, выбираем вихревую камеру цилиндрической формы.

Устье подводящего патрубка.

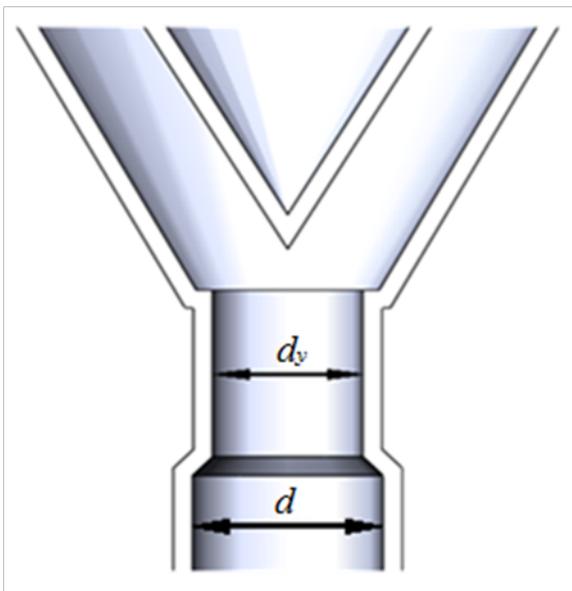


Рисунок 2.28 – Параметры устья подводящего патрубка

Как известно из [86] уменьшение проходного d_y сечения устья (рис. 2.28) подводящего патрубка увеличивает обратное сопротивление диода и повышает скорость входа потока в вихревую камеру при прямом токе, что также вызывает повышение гидравлического сопротивления, но теперь уже прямого.

Аналитические исследования не указывают при этом на направление вектора изменения диодности устройства. Поэтому было проведено моделирование

диода с выходом на диодность при различных значениях относительного диаметра устья подводящего патрубка ($d_y/d = 0,90 \dots 1,04$). Анализ полученной зависимости диодности от диаметра устья подводящего патрубка (рис. 2.29) показывает, что при уменьшении или увеличении d_y диодность снижается, при чем уменьшение диаметра ведет к более крутому снижению диодности.

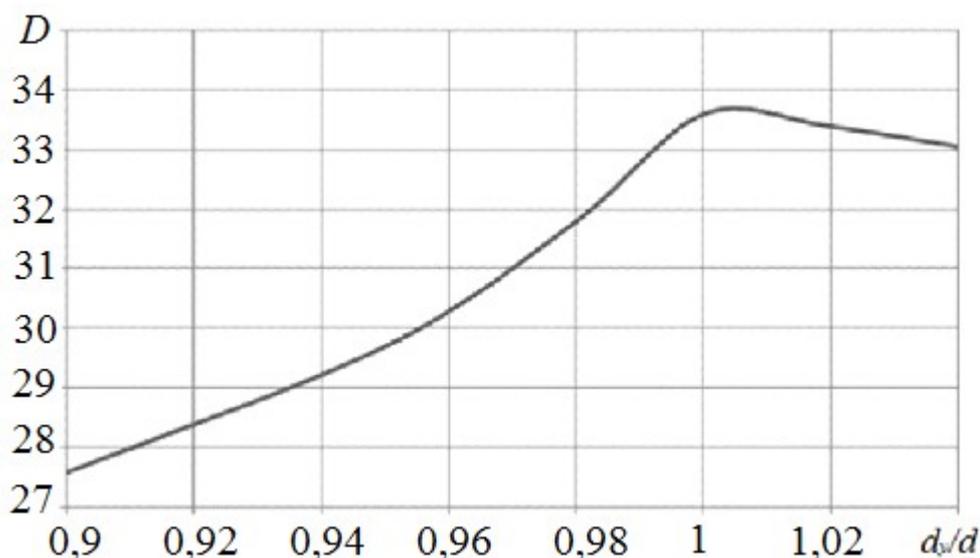


Рисунок 2.29 Зависимость диодности, от диаметра устья подводящего патрубка

Можно предположить так же, что по мере заиливания трубопровода диодность его будет снижаться.

Форма вершины конуса

Из литературы [89] известно, что в месте выхода обратного потока со струйной камеры возможно образования пониженного давления или даже вакуума. Кроме того, предварительные исследования показали, что в рассматриваемой конструкции диода в данной точке при прямом токе имеют место повышенные гидравлические потери.

При данном анализе с учетом исследований [89], предполагалось оценить степень влияния образующегося в устье подводящего патрубка вакуума на диодность устройства в целом. При этом установка на вершине конуса стержня предполагала снижение величины этого вакуума в результате ликвидации области его возникновения (рис. 2.30).

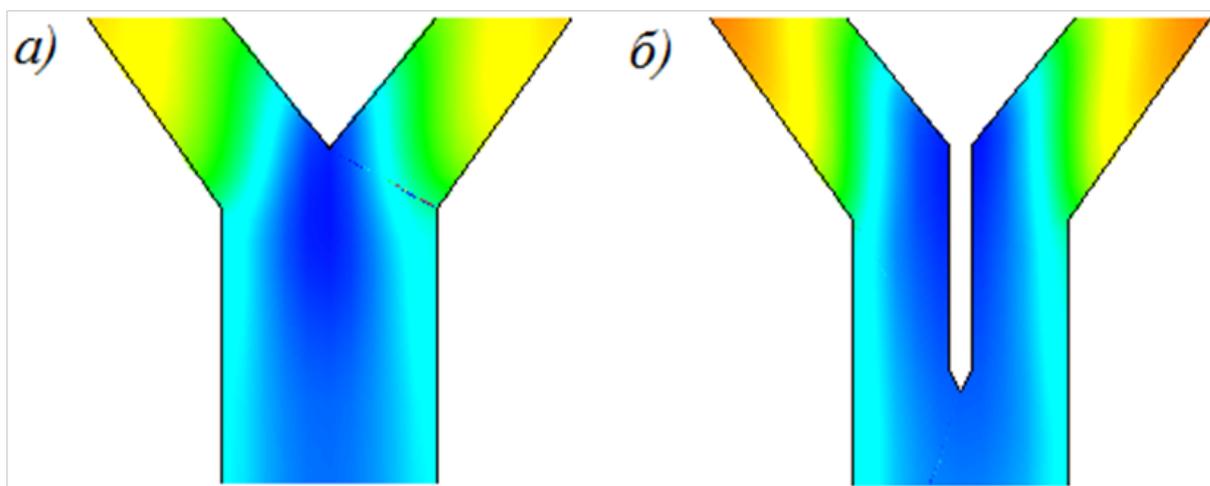


Рисунок 2.30 Графическая схема распределений давления у вершины конуса вихревого диода во время обратного течения жидкости а) вершина обычного вида б) с дополнительным стержнем

Полученные результаты указывают на уменьшение эффективности работы диода при обратном токе жидкости. Для варианта а) $\Delta p_{обр} = 334$ кПа б) $\Delta p_{обр} = 328$ кПа

Прямое сопротивление увеличилось из-за уменьшения площади проходного сечения, а падение давления составило соответственно для варианта а) $\Delta p_{пр.} = 12100$ Па и для варианта б) $\Delta p_{пр.} = 12400$ Па.

Физически данные результаты можно объяснить следующим образом: уменьшение площади сечения в устье подводящего патрубка увеличивает гидравлическое сопротивление при прямом токе, а образование кавитации уменьшает скорость течения воды.

Статические расчетные характеристики вихревого диода

Под статической характеристикой вихревого диода будем понимать зависимость диодности от числа Рейнольдса (или скорости течения) при бесконечно медленном изменении аргумента. С использованием значений исследованных элементов конструкции вихревого диода была построена графическая модель, для которой были рассчитаны статические характеристики. При моделировании течения в струйном диоде базовыми размерами были приняты: d – диаметр подводящего и отводящего патрубков (100 мм); $d_{вк}$ – диаметр вихревой камеры $d_{вк} = 5d = 500$ мм; h – высота вихревой камеры $h = d$. Следует отметить, что по данным [66] отношение $d_{вк}/d$ должно быть порядка 10, однако, крупногабаритный диод с такими размерами не соответствует по габаритам областям его возможного. Углы конусности – 60° .

Основные граничные условия моделирования приняты в пункте 2.4.2 (скорость потока задается в интервале 1 – 6 м/с с шагом 1 м/с одинаковая в прямом и обратном направлении, шероховатость внутренней поверхности $\delta_{см} = 1 \times 10^{-5}$ м, 1×10^{-4} м, 3×10^{-4} м).

В результате моделирования были получены зависимости диодности от числа Re при различной шероховатости внутренней поверхности материала диода (рис 2.31), которые показывают, что в зоне больших чисел Рейнольдса величина диодности вихревых диодов изменяется в сторону повышения, а увеличение шероховатости сильно ее снижают.

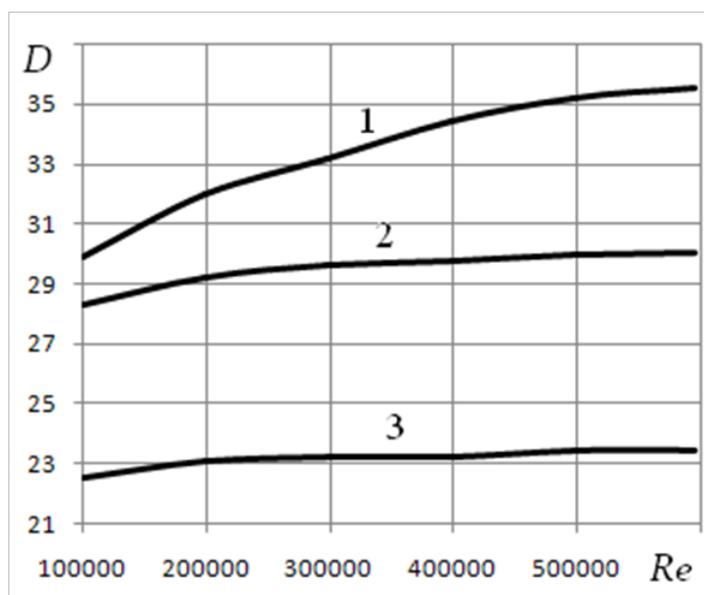


Рисунок 2.31 – Зависимость диодности от числа Re при шероховатости δ_{cm} : 1 - $1 \times 10^{-5} м$, 2 - $1 \times 10^{-4} м$, 3 - $3 \times 10^{-4} м$.

Методом конечных элементов были определены статические характеристики в диапазоне изменения диаметров $d = 50 \dots 300$ мм, шероховатости $\delta = 0,01 \dots 1,00$ мм, скорости потока $v = 1 \dots 3$ м/с и статистическим методом получена степенная зависимость, устанавливающая связь между диодностью и названными параметрами

$$D = 2,42 d_d^{0,37} \delta^{-0,098} v^{0,036}. \quad (2.8)$$

При этом доверительная вероятность составляет 95%, максимальная ошибка не превышает 11%.

2.4.3 Определение динамических характеристик вихревого диода

Исследования, описанные в предыдущем пункте дают основание предполагать, что создаваемое гидравлическое сопротивление вихревыми диодами достаточно для существенного снижения давления при гидравлическом ударе, но данный вывод предполагает допущение безынерционности рабочего процесса диода, то есть процесса вихреобразования. Определение динамических свойств диода позволит обосновать область его применения как средства защиты от гидравлических ударов.

На данный момент вихревой диод получил некоторое распространение в качестве средства защиты от гидравлических ударов на гидроэлектростанциях [88] и как замена обратному клапану в поршневых насосах систем охлаждения атомных электростанций [79][84]. В данных условиях диоды зарекомендовали себя как надежные и эффективные устройства. Вместе с тем, как показывают исследования [88], инерционные свойства вихревого диода могут послужить причиной заметного ограничения области их применения, как средства защиты от гидравлических ударов, например, на трубопроводах малой или средней протяженности.

Целью исследований, приведенных ниже, является количественная оценка динамического процесса вихреобразования в вихревом диоде. Для достижения поставленной цели необходимо создать имитационную модель закручивания потока и получить зависимость изменения давления во времени как функцию отклика на изменение скорости.

Исследован процесс набора (во времени) максимального сопротивления для ряда диодов (рис. 2.32), конструкции которых разработаны в ДонНТУ, а также для диода классической формы (рис. 2.32,в). При этом диоды имели одинаковые следующие геометрические параметры:

- диаметр вихревой камеры $d_{\text{вк}}=1500\text{мм}$;
- высота вихревой камеры у боковой стенки $h=300\text{мм}$;
- диаметры входного и выходного сечения $d_{\text{вх}}=d_{\text{вых}}=d=300\text{мм}$;
- соблюдено геометрическое подобие с параметрами, выбранными в пункте 2.4.2.

Для проведения исследований использовались 3 модели (рис. 2.32) и были приняты следующие граничные условия:

- скорость во входном сечении 0 м/с;
- давление в выходном сечении 101кПа;
- общее время моделируемого процесса 15с;
- шаг времени 0,05 с;

В момент времени 0,1 с от начала моделирования во входном сечении создавался скачок скорости до 3 м/с, а выходным параметром (функцией отклика) было изменение давления во входном сечении диода, которым является сечение 1 (рис. 2.32 б).

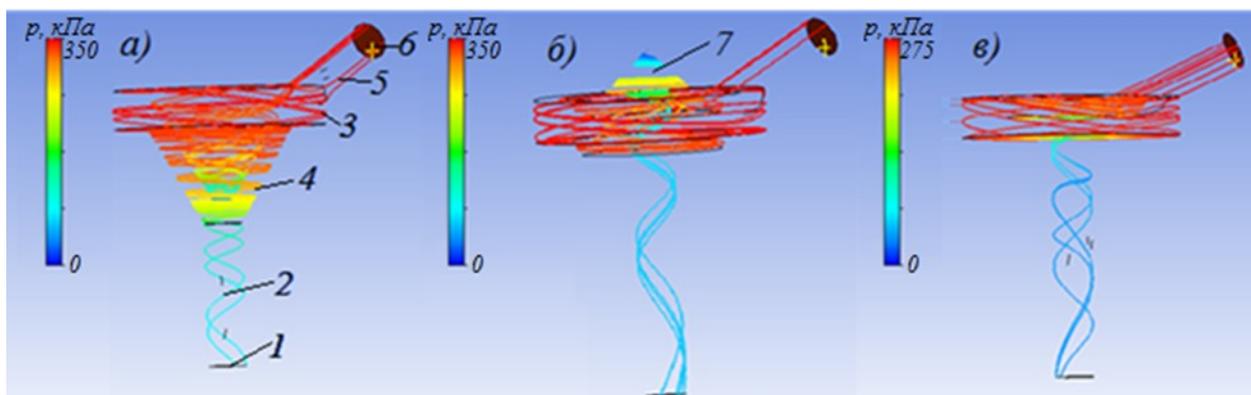


Рисунок 2.32 - Схемы вихревых диодов и линии тока жидкости: а) – с прямым конусом, б) с обратным конусом, в) – классическая. 1- входное сечение, 2- входной патрубков, 3 - вихревая камера, 4 - прямой конус вихревой камеры, 5 - выходной патрубков, 6 - выходное сечение, 7 - обратный конус вихревой камеры.

Исследование математической модели позволило получить графики изменений давления во входных сечениях вихревых диодов (рис. 2.33).

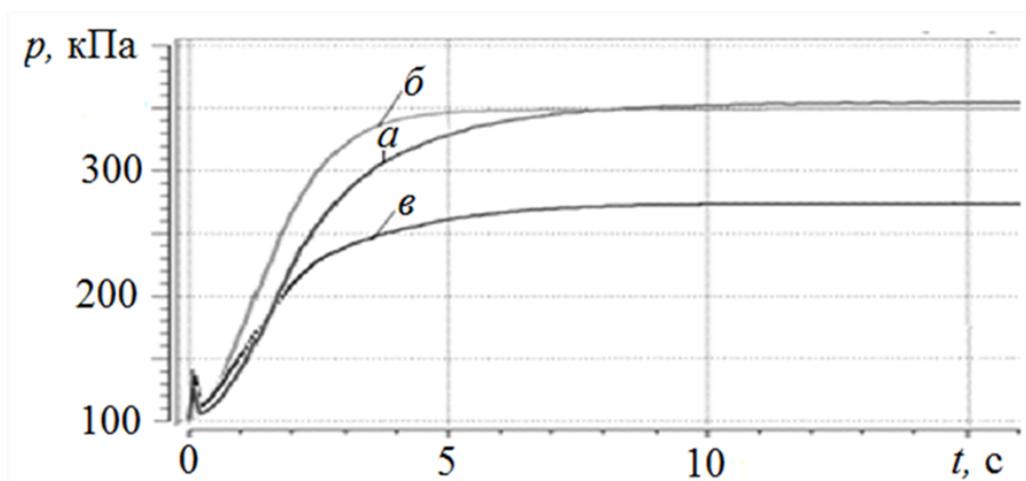


Рисунок 2.33 – Изменение давления во входных сечениях вихревых диодов (а соответствует рис. 2.33а; б – рис.2.33,б; в – рис. 2.33,в)

Анализ графиков (рис 2.33) показывает, что процесс выхода на максимальное гидравлическое сопротивление довольно продолжителен и условно может быть разделен на четыре этапа:

первый этап незначительного гидравлического сопротивления, не сопровождающийся его заметным ростом, его продолжительность примерно 0,5 с для всех диодов (пик давления здесь объясняется волной, образовавшейся от подводимого импульса скорости);

второй этап характеризуется резким повышением давления, скорость его роста 110 кПа/с в диодах с конической частью вихревой камеры и 65 кПа/с в классическом диоде, его продолжительность от 1 секунды в классическом диоде до 1,8 с в диоде с обратной вихревой камерой;

третий этап начинается с момента начала заметного замедления скорости роста и заканчивается выходом на стационарные параметры, его длительность от двух до 5,5 с (здесь принимается время до достижения давления $0,98 p_{\text{макс.}}$);

четвертый этап – установившийся режим.

В ходе обработки результатов в каждом временном слое были построены линии тока (в количестве 20), которые позволили установить характерные особенности вихреобразования, присущие выделенным этапам (рис. 2.34). Безвихревая стадия (рис. 2.34 а); закручивание потока (рис. 2.34б) - линии тока совершают полный оборот внутри вихревой камеры; формирование развитого вихря (рис. 2.34в) начинается с образованием замкнутых линий тока в пристеночной зоне наибольшего диаметра вихревой камеры, в это время образовывается кавитационная полость на выходе из вихревой камеры [89]; установившийся режим, характеризуется максимальным давлением на периферии вихревой камеры – (рис. 2.34г).

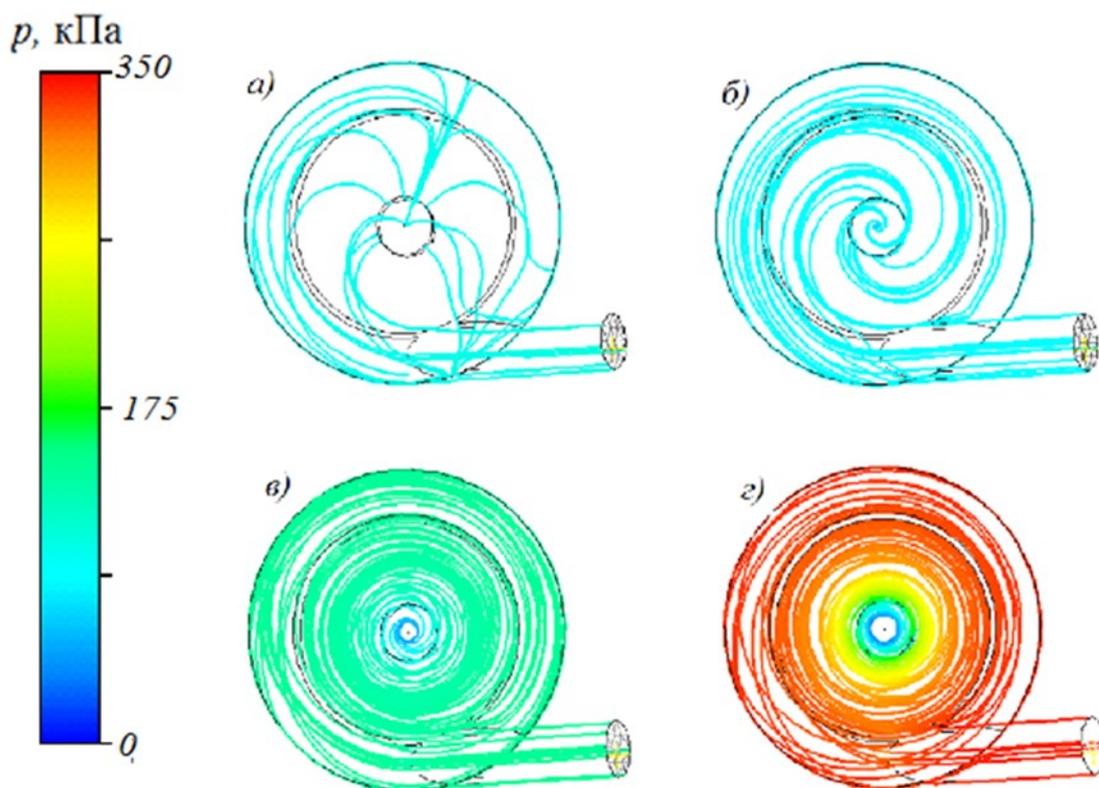


Рисунок 2.34 – Характерные линии тока на различных этапах вихреобразования

Очевидно, что инерционность системы, которая оценивается постоянной времени T (рис. 2.35), связана с количеством жидкости, участвующем в процессе вихреобразования.

С целью уменьшения постоянной времени T выхода вихревого диода на максимальное обратное сопротивление, был создан вихревой диод с конфузуром на входе и диффузором на выходе и пропорционально уменьшенными основными геометрическими размерами (рис. 2.36):

- диаметр вихревой камеры $d_{\text{вк}}=500$ мм;
- высота вихревой камеры у боковой стенки $h=100$ мм;
- диаметр входного отверстия в устье вихревой камеры $d_{\text{вх.к}}=100$ мм;
- диаметр сечения отводящего патрубка у вихревой камеры $d_{\text{вых.к}}=100$ мм;
- диаметры входного и выходного сечения $d_{\text{вх}}=d_{\text{вых}}=d = 300$ мм.

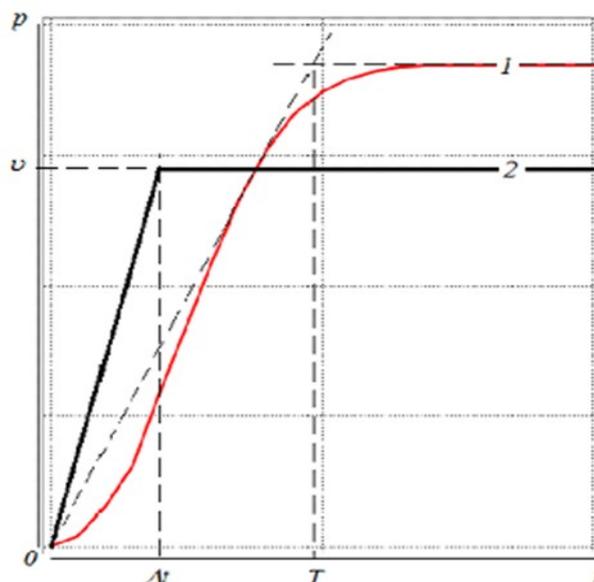


Рисунок 2.35 – Графическое определение постоянной времени и форма импульса скорости потока; кривая 1 – график изменения потерь давления во времени при обратном токе жидкости, кривая 2 изменение скорости.

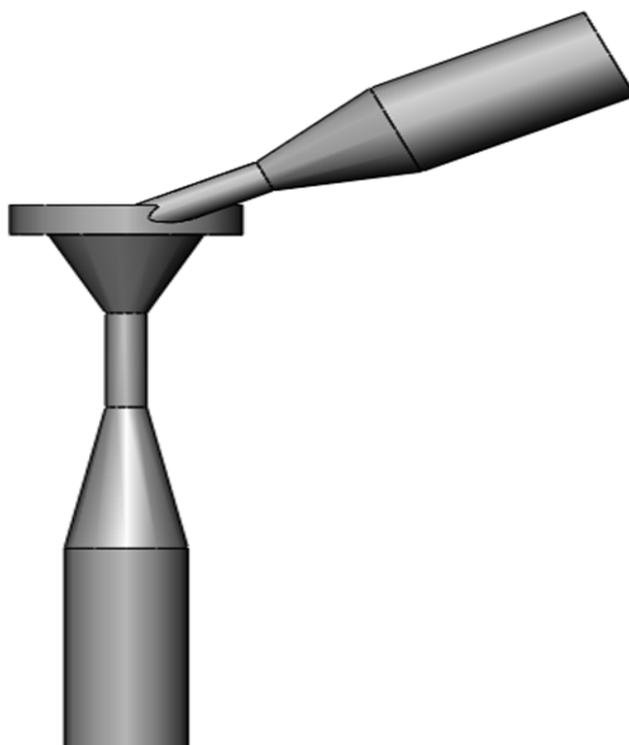


Рисунок 2.36 – Проточная часть с вихревым диодом уменьшенного размера.

В связи с уменьшением проходных сечений скорость внутри диода возросла обратно пропорционально квадрату диаметра входного и выходного сечения. Поскольку скорость принималась по диаметру трубопровода, появилась необходимость учитывать ее увеличение в соответствующее количество раз, например, если диаметр трубопровода $d_1=300$ мм, и скорость в нем составляет 3 м/с, диаметр входа в диод $d_2=100$ мм, то скорость на его входе будет 27 м/с (таблица 2.3), (рис. 2.37). Основываясь на изложенном, будем рассматривать отношение d_2/v_2 как временной параметр, характеризующий динамический потенциал вихреобразования.

Таблица 2.3 Результаты моделирования динамических характеристик некоторых вихревых диодов ($\Delta t=0,5$ с)

d_1 , м	d_2 , м	v_1 , м/с	v_2 , м/с	T , с	d_2/v_2 , с
0,3	0,15	1	4	2,84	0,0375
0,3	0,15	2,25	9	1,56	0,0167
0,3	0,15	3	12	1,12	0,0125
0,3	0,15	4,5	18	0,79	0,0083
0,3	0,15	6,75	27	0,59	0,0056
0,3	0,1	0,44	4	2,04	0,0250
0,3	0,1	1	9	1	0,0111
0,3	0,1	1,33	12	0,79	0,0083
0,3	0,1	2	18	0,6	0,0056
0,3	0,1	3	27	0,46	0,0375

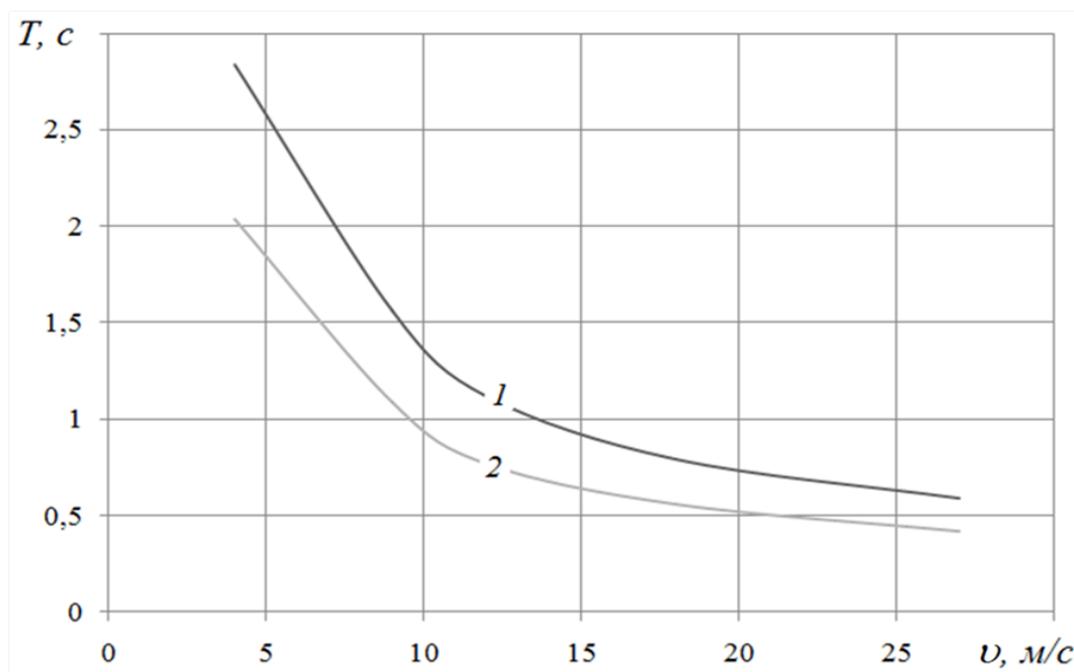


Рисунок 2.37– Зависимости постоянной времени от скорости; 1–для диаметра $d_2=150$ мм, 2–для диаметра $d_2=100$ мм

Графики практически конгруэнтны (рис. 2.37), зависимость $T=f(d/v)$ одинакова для обоих случаев (рис.2.38), что подтверждает целесообразность применения при исследованиях отношения d_2/v_2 . в качестве чего?

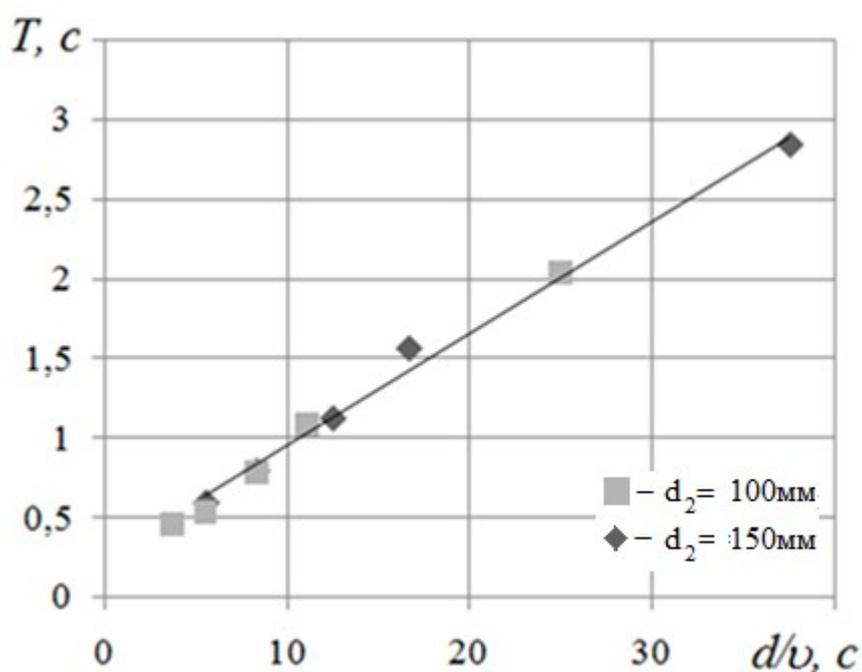


Рисунок 2.38–Зависимости постоянной времени от отношения d/v . Серыми квадратами отмечены значения для диаметра $d_2=100$ мм, а черными ромбами для $d_2=150$ мм

По результатам опытов была проведена аппроксимация прямой линией, уравнение которой имеет вид: (2.9)

$$T = a \frac{d}{v} + b, \quad (2.9)$$

$$T = 70 \frac{d}{v} + 0,218, c. \quad , \quad (2.10)$$

Если формулу (2.10) почленно разделить на d/v , то можно получить выражения для определения критерия Струхала

$$St = \frac{Tv}{d} = a + 0,218 \frac{v}{d} \quad (2.11)$$

$$\text{Из формулы (2.10) получаем } b = T - 70 \frac{d}{v}. \quad (2.12)$$

Для более широкого анализа динамических свойств вихреобразования и дальнейшего применения результатов при моделировании переходных процессов в трубопроводах была проведена серия расчетов при различном времени создания импульса скорости ($0,05 \leq \Delta t \leq 2$ с) на примере диода, имеющем $d_1=300$ мм $d_2=100$ мм(таблица 2.4), (рис.2.39).

Таблица 2.4 Результаты моделирования динамических процессов

$v_1, \text{ м/с}$	$\Delta t, \text{ с}$	$b, \text{ с}$	$T, \text{ с}$	$d_2/v_2, \text{ с}$
1	0,05	0,172	0,975	11,1
2	0,05	0,171	0,535	5,56
1	0,1	0,222	0,98	11,1
2	0,1	0,201	0,54	5,56
1	0,5	0,537	1,315	11,1
2	0,5	0,541	0,93	5,56
1	1	1,04	1,82	11,1
2	1	1,04	1,43	5,56
1	2	1,96	2,74	11,1
2	2	1,96	2,35	5,56

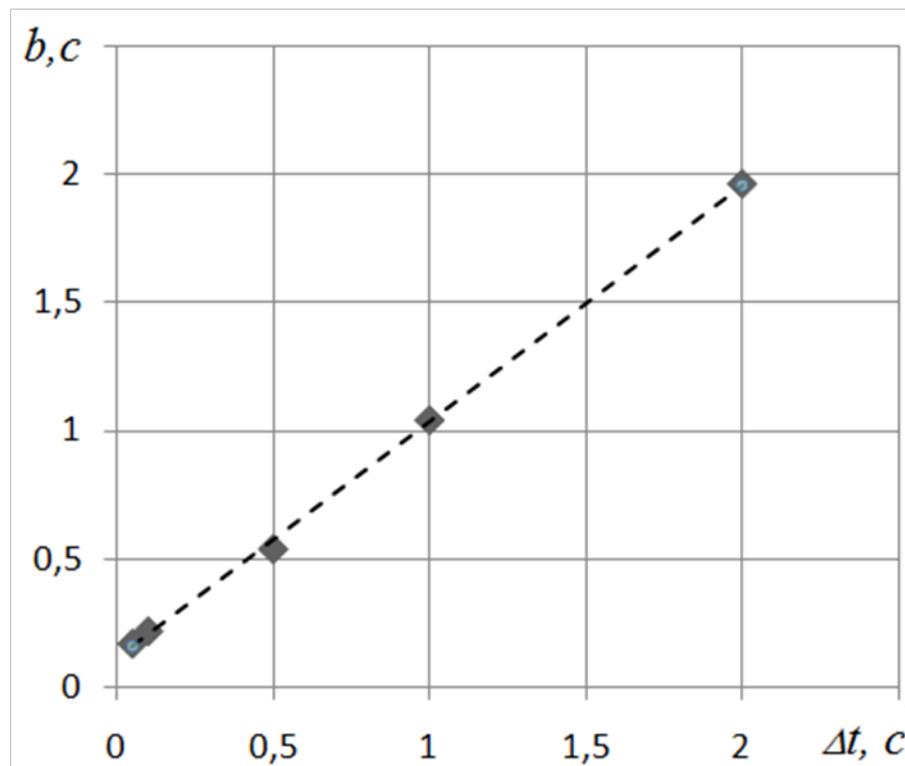


Рисунок 2.39 – Зависимость $b=f(\Delta t)$

Данный график (рис. 2.39) хорошо аппроксимируется прямой по уравнению 2.13

$$b = 0,92\Delta t + 0,112. \quad (2.13)$$

Совместное решение уравнений (2.9) и (2.13) дает расчетную формулу (2.14) для определения постоянной времени T с вариативной формой импульса для диода

$$T = 70 \frac{d}{v} + 0,92\Delta t + 0,112. \quad (2.14)$$

Полученное уравнение при условиях $0,1 \leq d \leq 0,3$ м, $1 \leq v \leq 27$ м/с, $0,05 \leq \Delta t \leq 2$ с использовано для учета динамических свойств диода в алгоритме программы, моделирующей гидравлический удар с установленными на трубопроводе вихревыми диодами.

2.5 Исследование гидродинамических процессов в других устройствах повышения обратного сопротивления напорного трубопровода

Гидравлические диоды

Исследования обратного клапана (рис. 2.40), имели цель определить рациональную с минимальным гидравлическим сопротивлением форму втулки 2 и клапана 4 в рамках приемлемой технологичности конструкции в целом, под которой понимается возможность ее изготовления в условиях механических мастерских предприятия.

На данном примере видны остающиеся зоны локальных потерь энергии, отмеченные красным и синим цветом. В частности, на видах, *а)* и *б)* эти зоны отмечены синим и красным цветом.

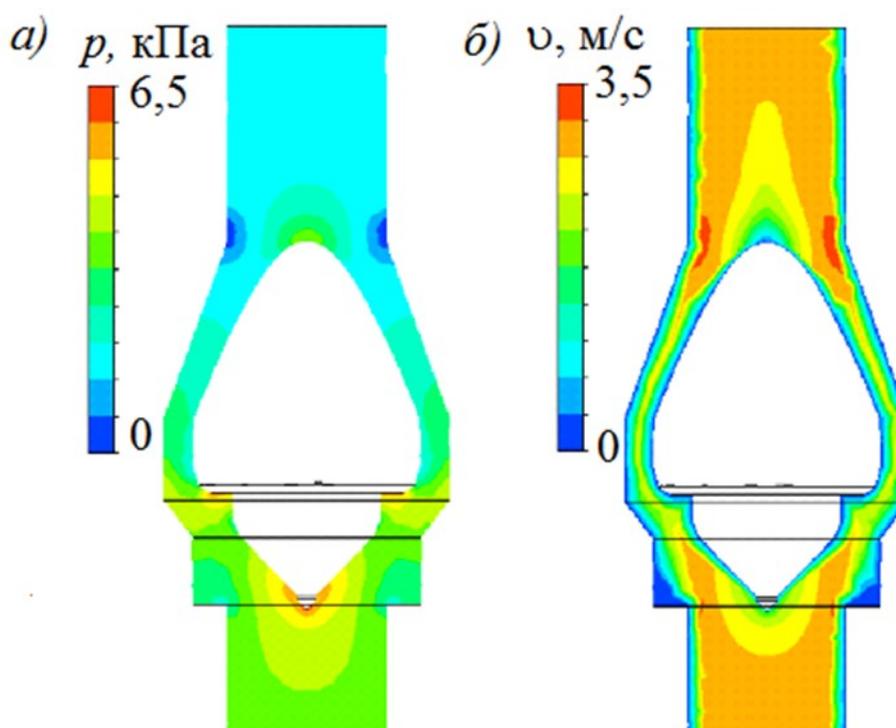


Рисунок 2.40– Пример распределения давлений *а)* и скоростей *б)* в гидравлическом диоде при прямом токе.

Для определения рациональной длины l_o втулки – обтекателя 2 (рис.2.40) были проведены расчеты потерь давления Δp в функции от l_o ($150 < l_o < 450$ мм). Моделью служил гидравлический диод с условным диаметром 200 мм и макси-

мальным диаметром проходного сечения 400мм, скорость движения воды составляла 3 м/с. Результаты расчетов (рис. 2.41) показывают, что с увеличением длины втулки-обтекателя наблюдается устойчивое снижение прямого гидравлического сопротивления. При чем скорость этого снижения замедляется в районе, где $l_o > 300$ мм. Таким образом, для практических разработок, выполняющихся по данной конструктивной схеме можно рекомендовать длину втулки-обтекателя, примерно равную полторакратному диаметру условного прохода гидравлического диода.

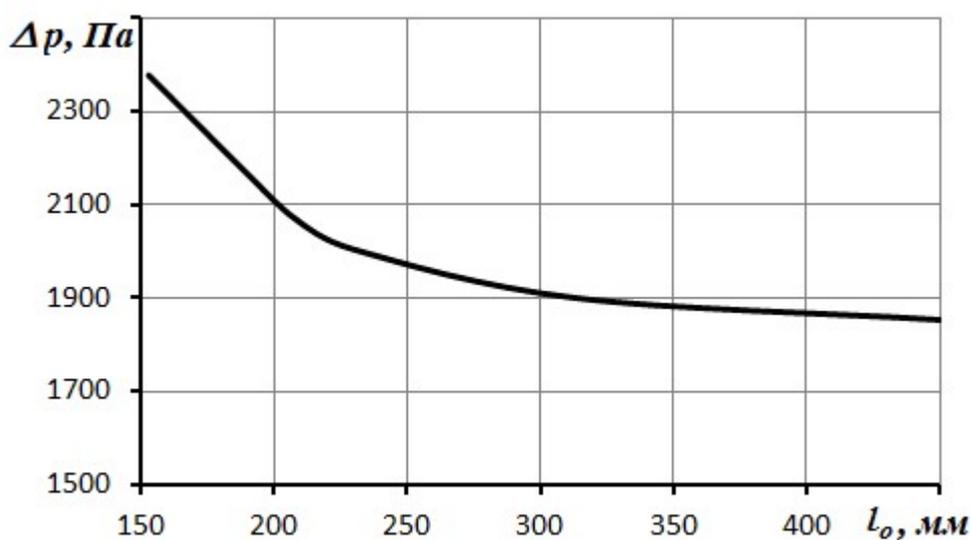


Рисунок 2.41 – Зависимость потерь давления в гидравлическом диоде Δp от длины втулки-обтекателя l_o

Рассмотренные диоды обладают высокой возможной диодностью и могут быть применены практически на всех напорных трубопроводах перекачивающих чистую жидкость, в которых гидравлический удар начинается с волны понижения давления. Например: водоснабжение многоэтажных жилых домов и высотных зданий, магистральные водоводы, работающие на подъем и т.д.

Обратный клапан с байпасом

Определим величины возможного увеличения диаметра байпасной трубки за счет её снабжения вихревым диодом. Для расчета гидравлического сопротивления байпасной трубки рассмотрим соответствующие расчётные схемы (рис. 2.42). Моделирование проведено для диода с условным диаметром 300мм и байпасной трубкой диаметром от 30 до 60 мм. В начальном сечении модели

задавалось избыточное давление $p_1=350$ кПа, а в конечном – $p_2=0$ Моделирование выполнялось методом конечных элементов с учетом условий подробно описанных в пункте 2.4.2. Контролируемый параметр расход воды в начальном сечении.

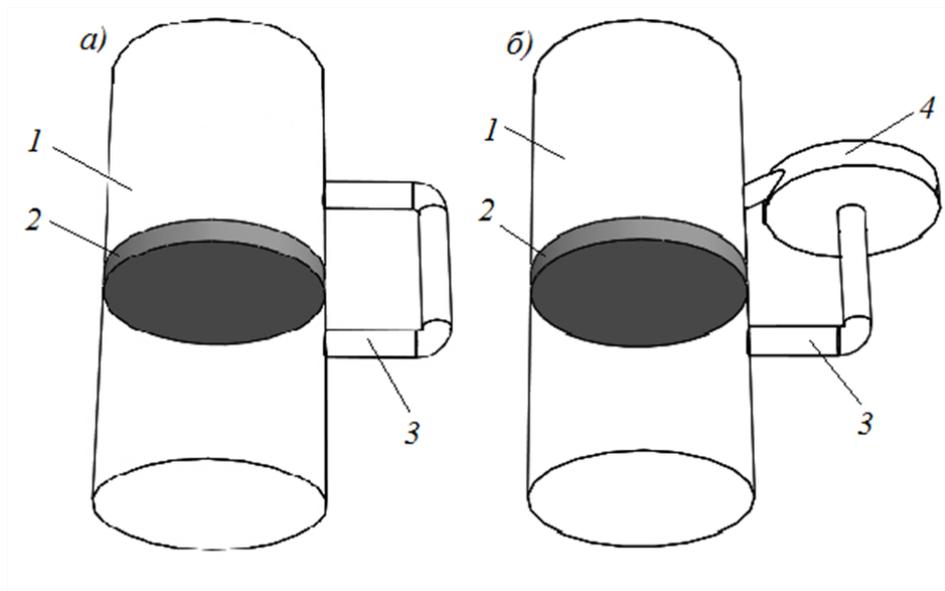


Рисунок 2.42 – Расчетные схемы обратного клапана с байпасом:

а) без вихревого диода, *б)* с вихревым диодом. Обозначения: 1 – напорный трубопровод, 2 – запорный орган обратного клапана, 3 – байпасная трубка, 4 – вихревой диод

По результатам моделирования построены графики (рис. 2.43). На графиках кривая 1 соответствует байпасу с вихревого диода, кривая 2 - соответствует байпасу без вихревым диодом.

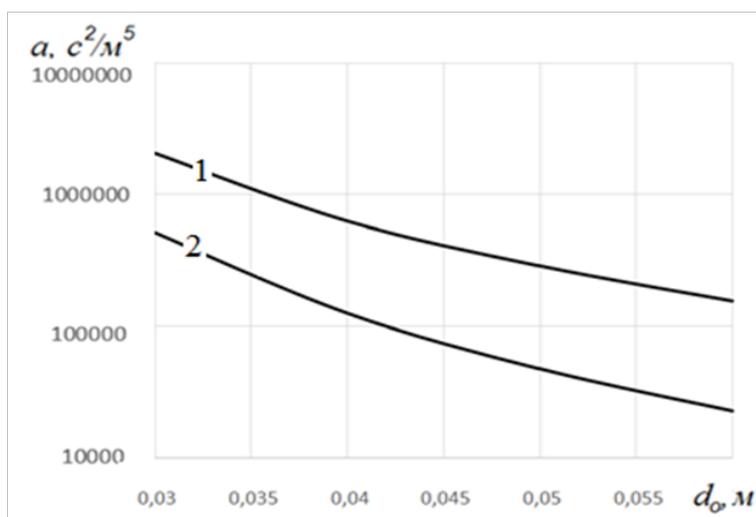


Рисунок 2.43 – Зависимости сопротивления байпасной трубки от диаметра: 1 – с вихревым диодом, 2 – без вихревого диода

Из представленных графиков видно, что применение одного вихревого диода на обводной (байпасной) трубке позволяет увеличить ее диаметр примерно в 1,5 раза. Например, для требуемого гидравлического сопротивления $500000 \text{ с}^2/\text{м}^5$ нужна обводная трубка с внутренним диаметром 33 мм (рис. 2.44а), в случае установки одного диода – 48 мм (рис. 2.44б). Установка нескольких вихревых диодов на обводном канале, что дает возможность дальнейшего увеличения диаметра, вполне допустима, так как прямое сопротивление при этом не играет никакой роли, а функциональность обеспечивает только обратное сопротивление.

Визуализация потока линиями тока подтверждает факт основной потери давления на вихревом диоде (рис. 2.44).

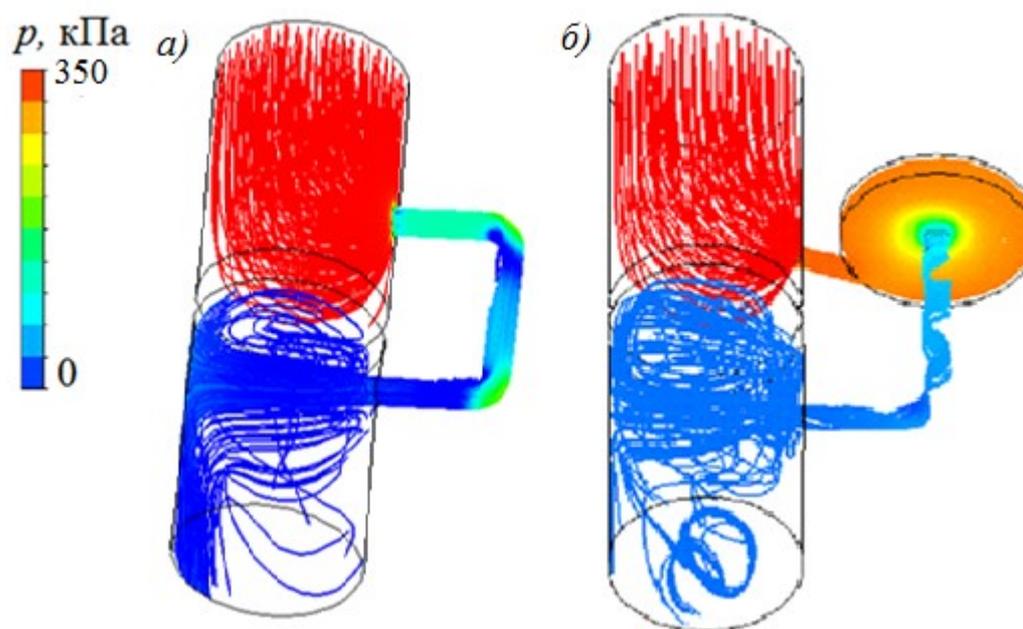


Рисунок 2.44 – Примеры распределения давления в обводной трубке обратного клапана; а) без диода, б) с вихревым диодом

Данный гидравлический диод, благодаря большим проходным сечениям можно использовать в относительно загрязненной воде, например, на станциях первого подъема гидромелиоративных систем.

Струйный диод дефлекторного типа

Была проведена конструкторская проработка диода и разработаны рабочие чертежи, по которым изготовлен струйный диод дефлекторного типа на трубопровод диаметром 50 мм (рис.2.45).



Рисунок 2.45 –Струйный диод дефлекторного типа (патент №68287)

При разработке чертежей (рис.2.46), конструкция претерпела некоторые изменения, связанные с технологическими возможностями изготовителя. Так отверстия 2 (рис. 2.12) заменены круговым сечением конической сходящейся формы с регулируемой величиной проходного сечения, что достигается с помощью специальной крышки с отверстиями, крепящейся на центральном винте.

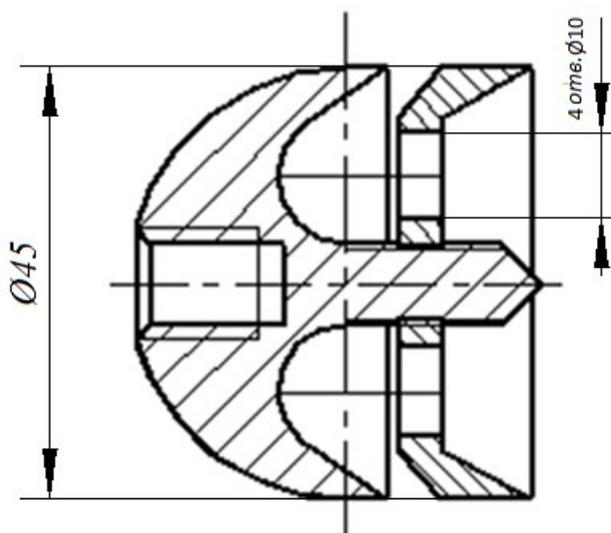


Рисунок 2.46 -Конструкция образца диода дефлекторного типа

Моделирование течений в диоде (рис. 2.46) методом конечных элементов описанному в пункте 2.4.1, дало возможность определить зависимость диодно-

сти от относительного размера диода в трубе $\frac{d_{\text{деф.диода}}}{d_m}$ (рис. 2.47). При моделировании в начальном сечении задавалось скорость $v_1=3$ м/с на выходе атмосферное давление $p_2=0$ Па, изменялся условный диаметр трубы в диапазоне $50 < d_m < 180$ мм

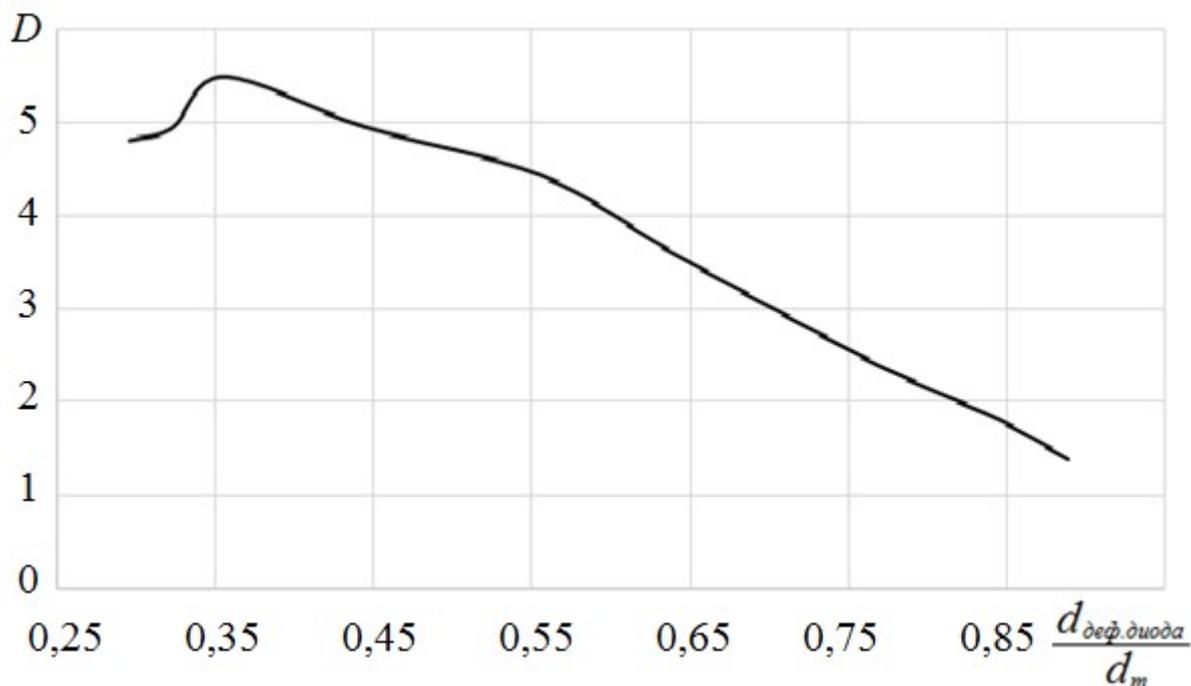


Рисунок 2.47 - График зависимости диодности от относительного размера диода в трубе

Максимальная диодность (рис. 2.48) достигается, когда диаметр диода составляет примерно треть от внутреннего диаметра трубы и при скорости течения 3 м/с превышает значение 5,5.

Визуализация течений (рис.2.48) показывает, что наибольшие потери давления при обратном токе имеют место в зоне столкновения основного и отраженного потоков. Следует отметить, что в данном случае граничным условием в начальном сечении была скорость потока.

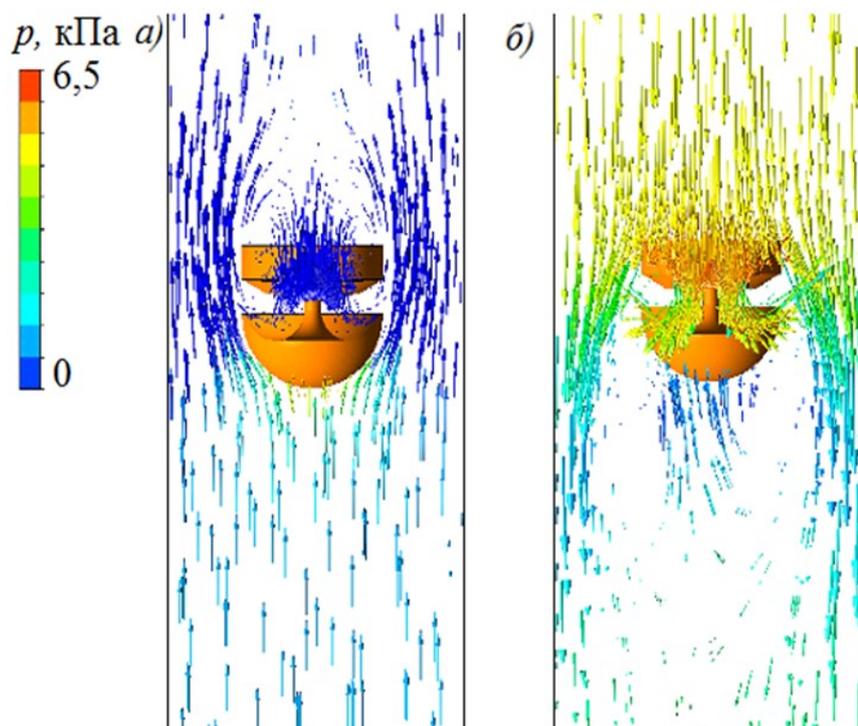


Рисунок 2.48 Векторное изображение линий тока в трубе с дефлекторным диодом: *a)* прямое *б)* обратное течение

Благодаря малым размерам, (габарит диода меньше диаметра трубы) данный диод можно разместить в условиях ограниченных объемов, на уже действующих насосных установках. Эффективность его работы будет в каждом конкретном случае определяться характеристиками конкретной гидросистемы, особенностями возникновения и протекания гидравлического удара. Данный диод может быть также использован в системах тепловых насосов для создания гидравлического сопротивления при обратном токе рабочей среды.

Гибридный гидравлический диод с двумя вихревыми камерами.

Расчёты, выполненные при моделировании потока через данный диод методом конечных элементов (рис. 2.49), показывают, что диаметр отверстия 9 (рис. 2.14) при сохранении той же диодности может быть увеличен на 10-15%.

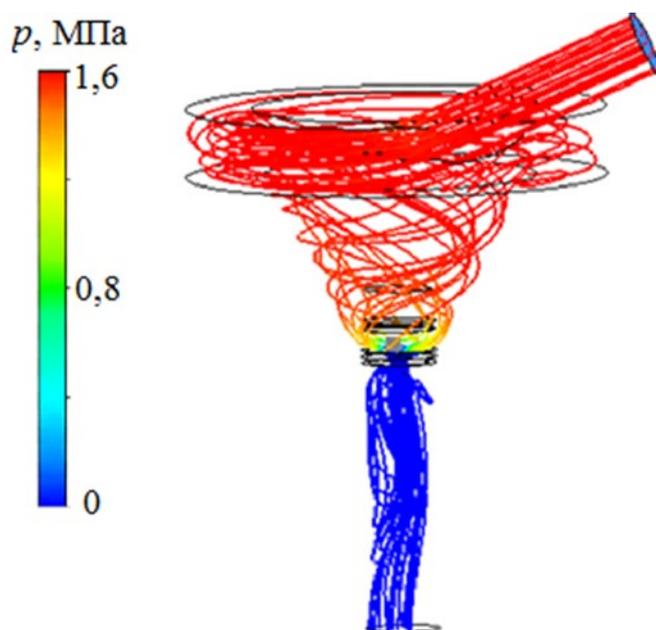


Рисунок 2.49 – Визуализация линий тока вдиоде с двумя вихревыми камерами при обратном токе жидкости

Гибридный гидравлический диод с винтовым подводом.

Методом конечных элементов был промоделирован обратный ток жидкости (рис. 2.50) в гибридном гидравлическом диоде с винтовым подводом, имеющем диаметры подводящего и отводящего патрубков по 100 мм и диаметр отверстия в дне гильзы 30 мм.

Граничные условия при моделировании обратного тока жидкости были заданы следующие:

- давление на входе – 1 МПа;
- давление на выходе- 104 кПа;

Искомым параметром был расход воды (средняя осевая скорость потока во входном сечении). В результате скорость составила 3,1 м/с, что соответствует расходу 0,0243 м³/с.

Для сравнения с простым отверстием, например, в запорном элементе обратного клапана, который может использоваться по тому же назначению, были выполнены следующие расчеты.

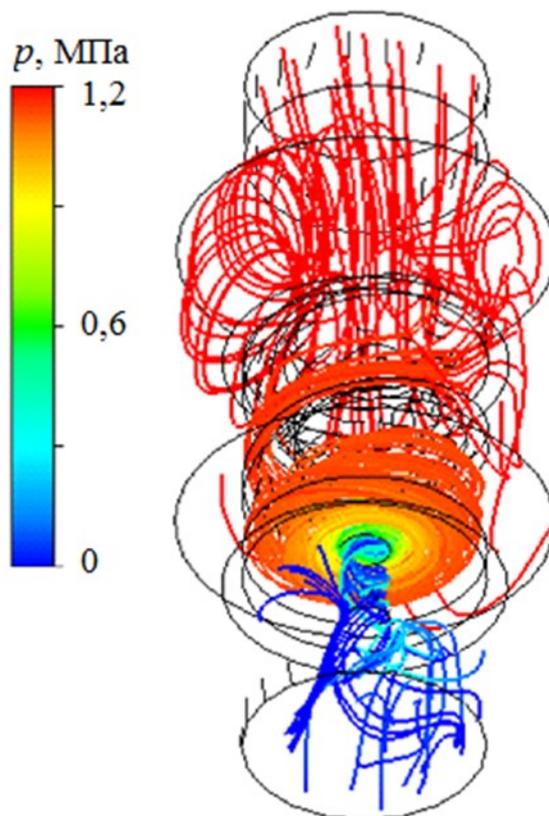


Рисунок 2.50 Структура потока в проточной части гидравлического диода при обратном токе жидкости

Используя формулу для определения коэффициента местного сопротивления при резком сужении потока в трубе [90]

$$\zeta = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d_{омс}}{d_{мп}} \right)^2 \right]$$

и формулу Вейсбаха:

$$p = \zeta \rho \frac{8Q^2}{\pi^2 d_{омс}^4},$$

получено уравнение для определения искомого диаметра отверстия $d_{омс}$

$$pd_{омс}^4 + \frac{4\rho Q^2}{\pi^2 d_{мп}^2} d_{омс}^2 - \frac{4\rho Q^2}{\pi^2} = 0.$$

Решая это уравнение для внутреннего диаметра трубы $d_{мп} = 100$ мм и расхода $Q = 0,0243$ м³/с, получаем расчетный диаметр отверстия 12,2 мм. (Обозначения использованы только в трех последних формулах).

Таким образом, использование данного типа диода позволяет существенно увеличить размер проходного сечения и, очевидно, повысить надежность работы средства защиты от гидравлических ударов в условиях загрязненных вод по сравнению с простыми гидравлическими диодами.

Область применения гибридных диодов ограничивается только требованиями надежности, которые связаны с частотой срабатывания и свойствами транспортируемой воды.

2.6 Моделирование переходных процессов в напорном трубопроводе со струйным диодом

В результате исследований (пункт 1.2.3) программа расчета переходных процессов созданная в ДонНТУ адаптированная к расчету гидравлического удара в защищенном с помощью безынерционных гидравлических диодов трубопроводе водонапорной установки (пункт 2.2), а также получена динамическая характеристика вихревых диодов (2.5.6), выполненных по [5].

Очевидно, что инерционность образования вихря в рабочей полости вихревого диода окажет определенное влияние на эффективность защиты от гидравлических ударов. Кроме того, наличие заметного прямого сопротивления вихревого диода повлияет на энергетические затраты транспортировки жидкости. Отметим также, что представляется невозможным ответить на эти вопросы без создания программы расчета переходного процесса в трубопроводе водонапорной установки, учитывающей динамические свойства вихревого диода.

Целью исследований, описанных в данном пункте, является определение эффективности работы диода как средства защиты от гидроударов с учетом его инерционных свойств.

В пункте 2.1 показано расчетами на модели, что гидравлический диод в принципе может служить средством защиты водоотливных установок (рис. 2.51) от гидравлического удара. При этом предполагается, что сам диод является безынерционным звеном. Такое предположение вполне допустимо, когда речь идет о гидравлических диодах, построенных, например, на базе обратного клапана. Время срабатывания обратного клапана в рассматриваемых условиях не превышает 0,1 с, что на порядок меньше фазы гидравлического удара и не влияет существенно на процесс. Однако постоянная времени вихревого диода [88] (рис. 2.53) может изменяться от 0,5 с до 1 с и более. Если учесть, что фаза гидравлического удара в установках глубиной 800 м составляет 1,2-1,3 с, то очевидно значимое влияние инерционности характеристики вихревого диода на качество переходного процесса. Кроме того, при расчетах пренебрегается прямым сопротивлением вихревого диода, которое может оказывать определенное влияние на параметры рабочего режима насоса и экономическую целесообразность применения рассматриваемого метода защиты в целом.

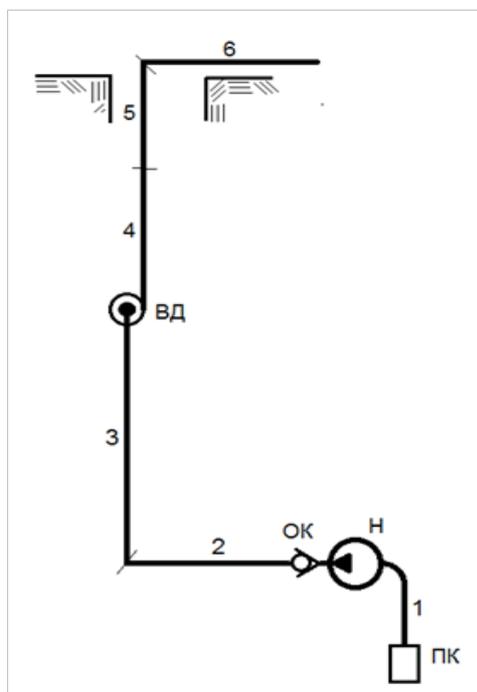


Рисунок 2.51– Схема водоотливной установки: 1, 2, 3, 4, 5, 6 - участки водоотливного трубопровода, ВД - вихревой диод, ОК – обратный клапан, Н – насос, ПК – приемный клапан

При расчетах, вихревой диод, который используется в качестве средства защиты от гидравлических ударов, можно рассматривать как «черный ящик», который характеризуется переменным гидравлическим сопротивлением и двумя параметрами: максимальным сопротивлением при обратном течении жидкости a_{\max} и временем его достижения T_r (постоянная времени).

По результатам моделирования найден качественный вид зависимости гидравлического сопротивления вихревого диода от времени, (рис. 2.52) (кривая 1). Эта зависимость аппроксимируется ломаной линией, состоящей из двух участков которую будем считать идеальной характеристикой вихревого диода, которая, как отмечалось выше, Она может быть задана величиной двух параметров - a_{\max} , T_r и значением гидравлического сопротивления вихревого диода при прямом течении жидкости a_{\min} .

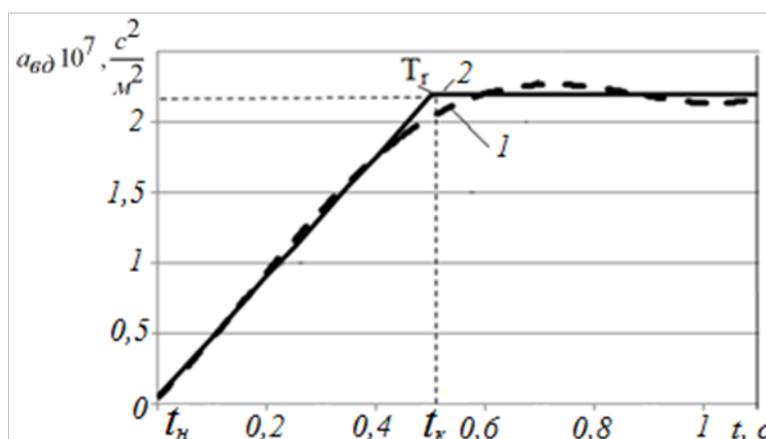


Рисунок 2.52 – Зависимости гидравлического сопротивления вих-

ревого диода с постоянной времени $T_r=0,5$ с и диодностью вихревого диода $D_{вд} = 40$ от времени

Для проведения дальнейшего анализа величины a_{\min} , T_r , a_{\max} целесообразно заменить на эквивалентные параметры a_{\min} , T_r , $D_{вд}$, где $D_{вд}$ – диодность вихревого гидравлического диода $D_{вд} = \frac{a_{\max}}{a_{\min}}$. Очевидно, что чем выше диодность $D_{вд}$ и меньше T_r , тем эффективнее вихревой диод как средство защиты от гидравлических ударов. Однако, как отмечено выше и показано в результате имитационного моделирования (пункт 2.4.3), максимальное значение $D_{вд}$ не превышает сорока, а минимальное значение T_r равно 0.5 секунд.

Прежде чем оценить влияние параметров $D_{\text{вд}}$, T_r на характер динамических процессов в защищаемой водоотливной установке следует отметить, что величина a_{min} воздействует на параметры стационарного режима работы водоотливной установки. Чем меньше a_{min} тем меньше это воздействия. При этом величину гидравлического сопротивления a_{min} целесообразно определить через эквивалентный диаметр отверстия с сопротивлением, соответствующим гидравлическому сопротивлению вихревого диода при прямом течении жидкости D_{min} .

Степень этого влияния можно оценить тремя безразмерными характеристиками:

во-первых, величиной относительного изменения стационарного расхода

$q_0 = \frac{Q_0'}{Q_0}$, где соответственно Q_0', Q_0 стационарный расход в защищенной и незащищенной вихревым диодом водоотливной установке;

во-вторых, коэффициент удельной энергии транспортировки жидкости в трубопроводе $e_{\text{вд}} = \frac{N_o' Q_o}{Q_o' N_o}$ где, N_o', N_o – мощности, расходуемые на транспортировку жидкости в защищенной и незащищенной водонапорной установке в стационарном режиме работы;

в-третьих, величиной относительного повышения давления при внезапном отключении насоса в защищенной вихревым диодом водонапорной установке $\Delta p = \frac{p_{\text{max}}}{p_0}$, где p_{max} , p_0 , соответственно, максимальное давление при переходном процессе и давление в начале трубопровода в стационарном режиме работы.

Если первые две величины можно установить, воспользовавшись элементарными формулами для определения параметров рабочего режима насоса, то для расчета третьей величины требуются изменение базовой программы расчета [45] для учета особенностей динамической характеристики вихревого диода. Так как совместить моделирование методом конечных элементов процесса в

вихревом диоде и расчет колебательного режима в длинном трубопроводе методом характеристик в среде MatLab весьма затруднительно, воспользуемся приближенным представлением динамической характеристики диода, описанным ниже.

Вначале определим граничные условия в точке установки вихревого диода. При этом будем считать, что зависимость гидравлического сопротивления вихревого диода от времени (рис. 2.53), будет справедливой при любых изменениях расхода жидкости. Кроме того, будем предполагать, что при использовании вихревого диода для защиты водонапорных установок не возникают режимы работы, рассмотренные в [88], когда со значительным увеличением отрицательного расхода сопротивление вихревого диода уменьшается, поскольку в трубопроводах водонапорных установок скорость течения жидкости не превышает 3-3,5 м/с [19,1] и такие режимы не возникают.

С учетом принятых допущений получим искомую систему уравнений. Если $\nu\delta$ номер участка, в конце которого установлен диод, а длина этого участка $L_{\nu\delta}$, тогда:

$$Q_{\nu\delta}(L_{\nu\delta}, t) = Q_{\nu\delta+1}(0, t), \quad (2.15)$$

$$p_{\nu\delta}(L_{\nu\delta}, t) = \begin{cases} p_{\nu\delta+1}(0, 1) + a_{\min} Q_{\nu\delta+1}^2(0, 1) & \text{если } Q_{\nu\delta+1}(0, t) \geq 0 \\ p_{\nu\delta+1}(0, t) - a_{\nu\delta}(\tau) Q_{\nu\delta+1}^2(0, 1) & \text{если } Q_{\nu\delta+1}(0, t) < 0 \end{cases} \cdot (2.16)$$

Уравнение (2.15) указывает на то, что мгновенное значение расхода до и после вихревого диода считается одинаковым. Система уравнений (2.16) показывает, что прямое сопротивление вихревого диода при расчетах принимается равным a_{\min} , а для определения обратного сопротивления при каждом случае обратного течения жидкости, с учетом особенностей динамических процессов в вихревых диодах [74], вводятся виртуальные локальные системы координат с осями координат - $a_{\nu\delta}(\tau)$, и осями абсцисс τ (рис. 2.55). Момент времени $\tau=0$ определяется из условия - $Q_{\nu\delta+1}(0, t) < 0$.

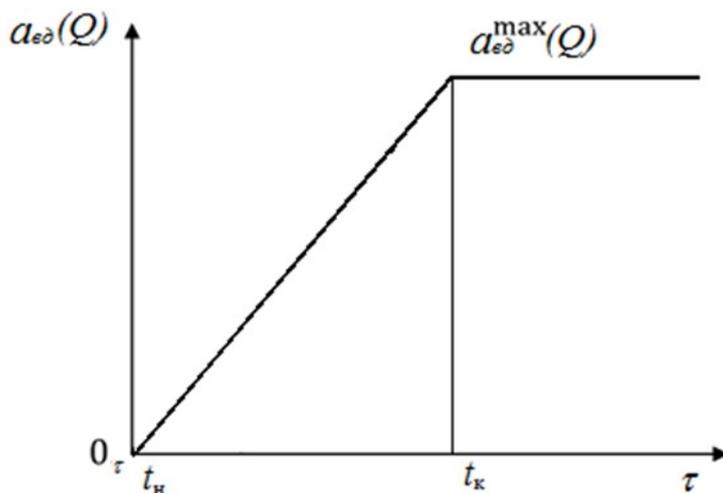


Рисунок 2.53 Зависимость гидравлического сопротивления вихревого диода от времени в виртуальной системе координат

Каждая такая локальная система координат существует в течение ограниченного интервала времени:

$$t_n \leq \tau \leq t_k. \quad (2.17)$$

Моменты t_n, t_k можно найти из следующих условий:

$$Q_{\epsilon\delta+1}(0, t_n) < 0 \text{ и } Q_{\epsilon\delta+1}(0, t_n + t_k) \geq 0. \quad (2.18)$$

Таким образом, текущее значение величины сопротивления в локальной системе координат $a_{\epsilon\delta}(\tau)$, определяется либо из дифференциального уравнения

$$\frac{da_{\epsilon\delta}(\tau)}{d\tau} = a_{\min} \frac{D_{\epsilon\delta} - 1}{T_{\epsilon\delta}}, \quad (2.17)$$

а в случае, если сопротивления вихревого диода меньше максимально возможного:

$$a_{\epsilon\delta}(\tau) < a_{\max} = a_{\min} D_{\epsilon\delta}, \quad (2.18)$$

$$\text{либо } a_{\epsilon\delta}(\tau) \equiv a_{\max}. \quad (2.19)$$

Решение дифференциального уравнения (2.19) может быть найдено следующим образом:

$$a_{\epsilon\delta}(\tau) = a_{\epsilon\delta}(\tau - \Delta t) + a_{\min} \frac{D_{\epsilon\delta} - 1}{T_{\epsilon\delta}} \Delta t.$$

Величина $a_{\text{вд}}(\tau - \Delta t)$ известна из результатов расчетов, а $a_{\text{min}}, D_{\text{вд}}, T_{\text{вд}}$ могут быть найдены из зависимости гидравлического сопротивления вихревого диода от времени (рис. 2.54). Далее проверяется выполнение условия (2.18). Если оно не выполняется, то используется уравнение (2.19).

Таким образом, определяется текущее значение величины $a_{\text{вд}}(\tau)$, подставив которое в систему уравнений (2.15, 2.16) с учетом уравнений, описывающих состояние потока жидкости на прямой и обратной характеристиках, [29] вычисляется состояние потока жидкости в точке установки вихревого диода.

Для следующего момента времени $\tau + \Delta t$ расчет повторяется до тех пор, пока $\tau \leq t_{\text{к}}$ (Δt – шаг по времени в основной сетке характеристик при расчете гидравлического удара методом характеристик [76]).

Из приведенной выше системы уравнений следует, что при выборе параметров вихревого диода для защиты какой-либо водоотливной установки от гидравлических ударов необходимо определить два параметра – $T_{\text{вд}}$ и $D_{\text{вд}}$. Значимость влияния этих параметров на характер динамических процессов отражают зависимости (рис. 2.55), которые подтверждают, что вихревой диод с предельно достижимыми для устройств этого типа параметрами ($T_{\text{вд}} = 0,4 \text{ с}$, $D_{\text{вд}} = 40$) с $d_{\text{min}} = 100 \text{ мм}$ обеспечивает эффективную защиту рассматриваемой насосной установки. Из рассмотренных выше уравнений следует, что величина относительного повышения давления при внезапном отключении насоса в защищенной вихревым диодом водоотливной установке зависит от диодности $D_{\text{вд}}$ и времени разгона жидкости $T_{\text{вд}}$ при определённом значении d_{min} . На графике (рис. 2.55) показаны линии уровня этой функции, которые показывают, например, что при увеличении $T_{\text{вд}}$ до 0,55 с и уменьшении диодности с 40 до 35 существенного изменения качества переходного процесса не происходит.

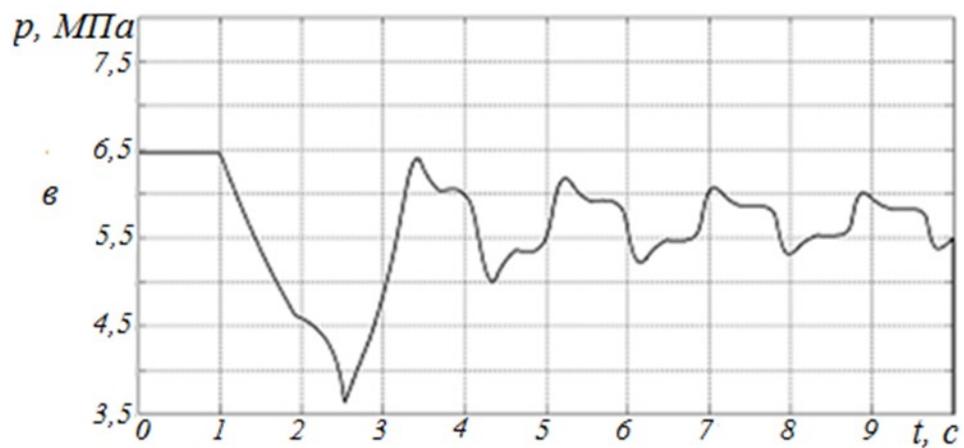
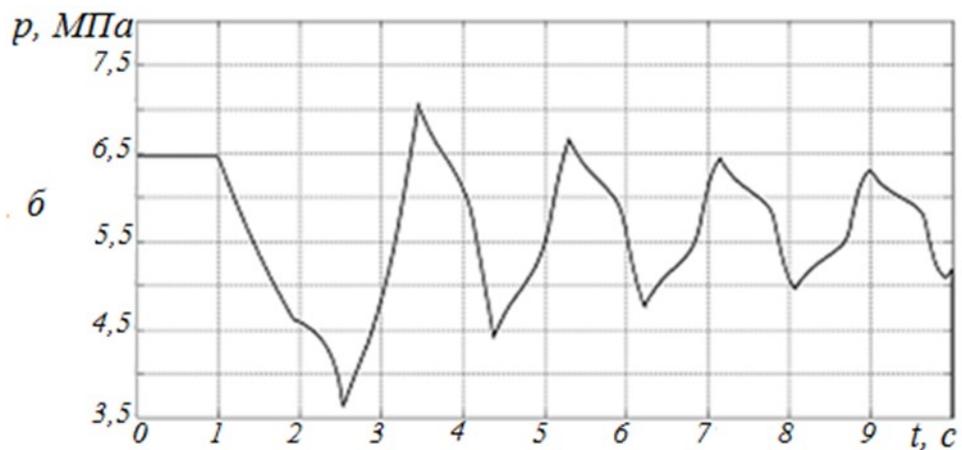
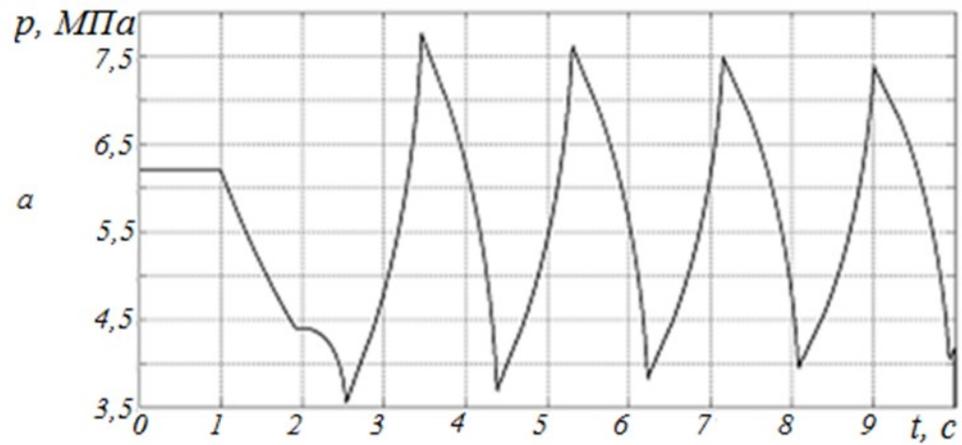


Рисунок 2.54– Изменение давления в начале трубопровода водонапорной установки: а - гидравлический удар в незащищенном трубопроводе; б – гидравлический удар в защищенном трубопроводе $T_{вд}=0.9$ c $D_{вд}=20$; в – переходный процесс в защищенном трубопроводе $T_{вд}=0.5$ c $D_{вд}=40$

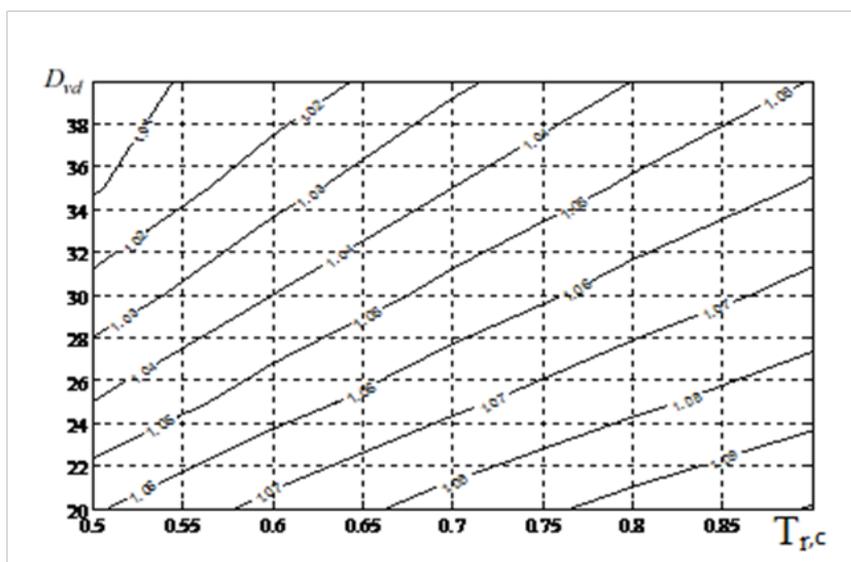


Рисунок 2.55– Изменение относительного повышения давления в защищенной вихревым диодом водонапорной установке в функции диодности и постоянной времени.

Выводы

1. Уточнена физическая модель процесса гашения гидравлических ударов, начинающихся с волны понижения давления за счет увеличения обратного сопротивления, которая позволила составить более полную математическую модель. Обоснованы допущения, позволившие ее представить в удобном виде для математического моделирования.

2. Установлена и обоснована, как рациональная, область расположения в трубопроводе средств защиты от гидравлических ударов с повышенным обратным сопротивлением, что позволило повысить эффективность данных средств защиты – последняя восьмая часть его длины.

3. Для математического моделирования рабочего процесса выбрана и обоснована универсальная программа системы конечно–элементного анализа Ansys CFX. Для замыкания системы уравнений Рейнольдса использована модель турбулентности SST (ShearStressTransport) или модель сдвиговых напряжений, являющаяся комбинацией двух моделей турбулентности, основанная на использовании моделей $k-\omega$ в пристеночных областях и $k-\epsilon$ в областях, находящихся на достаточном удалении от стенки, что позволило с достаточной точ-

ной точностью исследовать процессы течений в модели. Сформулированы критерии однозначности моделирования рабочих процессов гидравлического диода.

4. На основе сравнения аналитических данных и данных экспериментальных исследований [84] процесса вихревого течения жидкости в диоде подтверждена адекватность разработанной математической модели.

5. Разработаны на уровне изобретений конструкции гидравлических диодов, позволяющие поддерживать при эксплуатации постоянство обратного сопротивления (и диодности) с помощью специальных чистильщиков.

6. Выполнены исследования течений в различных диодах, что позволило рекомендовать в качестве наиболее эффективного – вихревой диод с коническим входом в вихревую камеру.

7. Обоснованы рациональные геометрические параметры предложенного диода: угол конусности 60° , угол выхода отводящего патрубка - 30° , форма сечения вихревой камеры при максимальном диаметре – цилиндрический. Определен основной динамический параметр, постоянная времени формирования вихря, которая находится в пределах $0,5 \dots 1,2$ с, установлены её зависимости от основных размеров и шероховатостей внутренних поверхностей.

8. Определены основные характерные этапы формирования вихря, что позволило качественно исследовать рабочие процессы в вихревом диоде.

3 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО (РЕЗЕРВНОГО) ВЕРТИКАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ АМПЛИТУДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРОВ

В случаях, когда напорные трубопроводы насосных установок дублируются, например, для гарантирования непрерывной подачи воды для технологических нужд, появляется возможность их использования для снижения опасности гидравлических ударов. Не исключена и прокладка дополнительного параллельного трубопровода, который обеспечит эффективную защиту от гидравлических ударов.

Что касается угольных шахт, где наличие резервного напорного трубопровода обусловлено требованиями правил безопасности [26], при строительстве или реконструкции водоотливных установок часто встает задача обеспечения защиты от гидравлического удара с помощью средств, которые могут быть применены на шахтах без дополнительной сертификации. Это случается обычно при отсутствии специальных средств защиты, разрешенных к применению на угольных шахтах, а также может быть вызвано их высокой стоимостью, длительным временем оформления разрешительной документации и т. д. Целью исследований, выполненных в данной главе, является совершенствование метода защиты от гидравлических ударов, основанного на использовании дополнительного (резервного) напорного трубопровода,

3.1 Физические предпосылки использования резервного (вертикального) напорного трубопровода для снижения величины гидравлического удара

Известен метод защиты от гидравлических ударов при помощи впуска воды в трубопровод [91]. Такой метод целесообразно использовать в случае начала гидроудара с волны понижения давления. В водонапорных установках, где опасность представляет именно такой удар, вызванный внезапным отключением привода насоса.

Задача состоит в том, чтобы осуществлять выпуск воды в трубопровод для снижения пиковых давлений при переходных режимах работы.

Для достижения этого у места возникновения изменения скорости потока в общем случае устанавливается устройство выпуска воды, емкость которого достаточна для эффективного гашения колебательного процесса. Сущность данного способа защиты заключается в том, чтобы снизить абсолютную величину замедления потока $|dQ/dt|$ и тем самым избежать прямого гидравлического удара. Создание такого устройства для загрязненной жидкости или мощных гидросистем представляет существенную трудность из-за очевидной дороговизны такого устройства. В свое время было предложено в качестве источника воды, находящегося в нужном месте и под соответствующим давлением использовать резервный напорный трубопровод [92][93].

Рассмотрим простейший и наиболее распространенный случай, когда насосная станция имеет два параллельных трубопровода, один из которых - резервный. Каждый водоотливный трубопровод 1 и 2 (рис. 3.1 а) снабжается двухпозиционным обратным клапаном 3, конструкция которого достаточно простая (рис. 3.1 в). Боковые отверстия клапанов соединены перепускной трубой 4 (рис. 3.1 а).

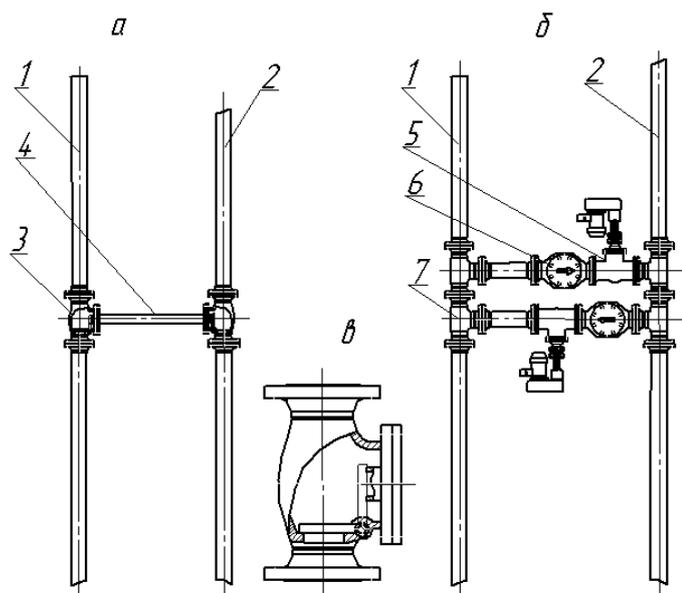


Рисунок 3.1 – Схемы соединения трубопроводов шахтной водоотливной установки: *а* – водоотливные трубопровод с двухпозиционным клапаном; *б* – с обычными клапанами и задвижками; *в* – двухпозиционный клапан

При работающем трубопроводе 2, двухпозиционный обратный клапан, не препятствуя потоку в направлении подъема воды, перекрывает вход в перепускную трубу. Затвор клапана удерживается (рис 3.1в) в показанном положении, так как на него со стороны резервного става действует только геодезический напор, а со стороны работающего трубопровода напор выше на величину потерь, обусловленных гидравлическим сопротивлением следующего за обратным клапаном участка трубопровода. Обратный клапан 3 на резервном трубопроводе 1 находится в другой позиции, сообщая свой напорный трубопровод с перепускной трубой.

При отключении насосной установки у обратного клапана напор снижается. Когда его величина станет меньше, чем геодезический напор, заслонка клапана поворачивается, насос отсоединяется от напорного трубопровода. При этом понижение напора станет менее интенсивным, и скорость замедления потока уменьшится.

Поскольку двухпозиционные обратные клапаны на требуемые расходы и давления в настоящее время не выпускаются, можно воспользоваться схемой

[13], (рис. 3.1б), где 5 – задвижки (с любым приводом или ручные), 6 – обратные клапаны, 7 – тройники. При работающем трубопроводе 2, задвижка на верхней перемычке открыта, а на нижней – закрыта. При работающем трубопроводе 1 – наоборот. Недостатком данной схемы считается определенная сложность и необходимость дополнительных коммуникационных работ. Что касается эффективности, то обе схемы примерно адекватны.

Графически рассматриваемый процесс представляется следующим образом (рис. 3.2). Здесь кривая А изображает напорную характеристику насоса, кривая В – характеристика работающего напорного трубопровода, С – совместная характеристика резервного трубопровода и перепускной трубы, приведенная к последней (после срабатывания двухпозиционного клапана на работающем трубопроводе). График изменения напора, построенный для точки за обратным клапаном работающего става, подтверждает плавность изменения режима [94].

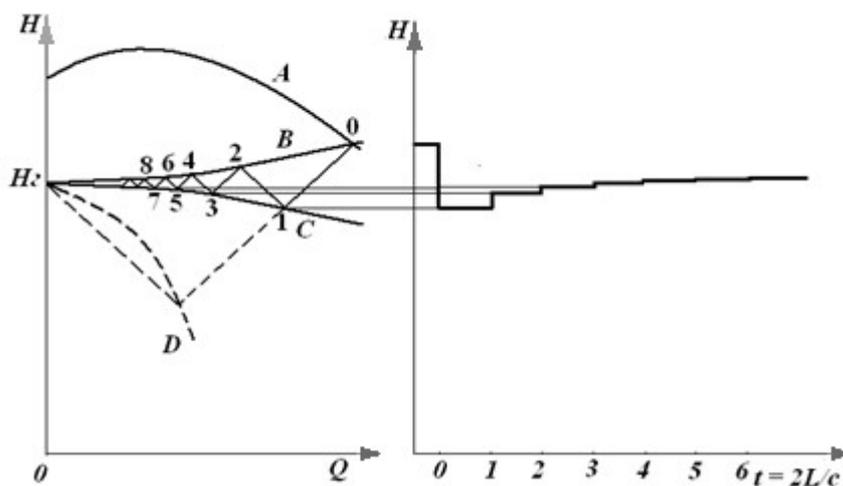


Рисунок 3.2 – Графический анализ работы водоотливной установки

Пунктиром показан теоретический случай, когда сопротивление перепускной трубки соответствует наиболее быстрому завершению переходного режима. В этом случае волна, отразившаяся от конца трубопровода, приходит в начальное сечение с параметрами, соответствующими точке H_2 и через время, равное фазе гидравлического удара, колебательный процесс прекращается. Если пренебречь колебательным процессом в резервном стае, то обе схемы равноценны.

Следует отметить, что все рассуждения, приведенные в пункте 3.1, построены с предположением, что в резервном стае отсутствуют колебания давления. На самом деле, учет этих колебаний может существенно повлиять на весь переходный процесс. Для этого его надо рассмотреть, как систему с распределенными параметрами, аналогичную основному (работающему) трубопроводу.

3.2 Моделирование переходного процесса при использовании резервного става для защиты трубопроводов от гидравлических ударов

Для выбора основного параметра перепускного трубопровода (то есть его гидравлического сопротивления) необходимо иметь математическую модель и программу для расчета динамических процессов в водонапорной установке, защищенной от гидравлических ударов путем соединения рабочего и резервного трубопроводов. Математическая модель динамических процессов в незащищенном нагнетательном трубопроводе водонапорной установки рассмотрена в пункте 1.2.1

Чтобы получить математическую модель динамических процессов в водонапорной установке, защищенной от гидравлических ударов путем соединения рабочего и резервного трубопроводов, необходимо описать граничные условия в точке соединения с учетом наличия обратного клапана в перепускном трубопроводе.

Для выполнения расчетов рабочий трубопровод I и резервный трубопровод II разбиваются на участки таким образом, что точка a (рис. 3.3) (место подключения перепускного трубопровода к рабочему) и точка b (место подключения перепускного трубопровода к резервному) были граничными. В этих точках течение жидкости описываются системой уравнений следующего вида:

соотношения между давлениями -

$$p_1(L_1, t) = p_2(0, t) = p_a, \quad (3.1)$$

$$p_3(L_3, t) = p_4(0, t) = p_b, \quad (3.2)$$

$$p_b = p_a + a_p Q_5 |Q_5| \text{ если } Q_5 > 0; \quad (3.3)$$

балансы расходов –

$$Q_1(L_1, t) = Q_1, \quad Q_2(0, t) = Q_2, \quad Q_2 = \begin{cases} Q_1 + Q_5 & \text{если } Q_5 > 0 \\ Q_1 & \text{если } Q_5 \leq 0 \end{cases} \quad (3.4)$$

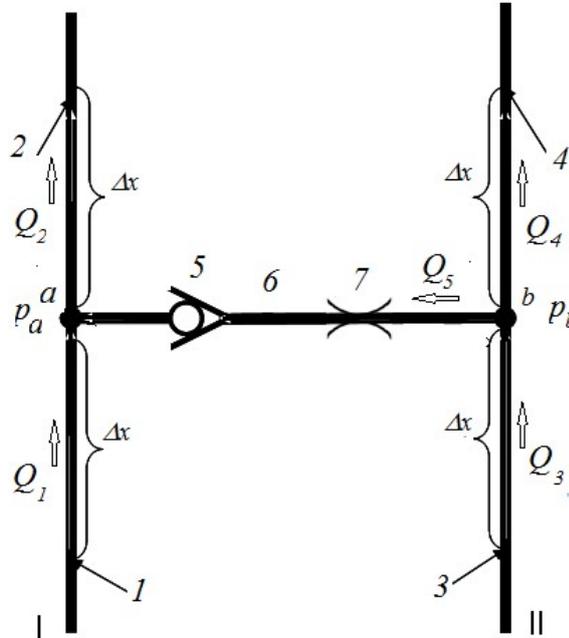


Рисунок 3.3 – Расчетная схема для определения состояния потока жидкости в точке соединения рабочего и резервного трубопроводов через перепускной: I – рабочий трубопровод, II – резервный трубопроводы, 1,2,3,4 – обозначение точек, 5 - обратные клапаны, 6 - перепускной трубопровод, 7 - эквивалентное гидравлическое сопротивление перепускного трубопровода

$$Q_3(L_3, t) = Q_3 \quad Q_4(0, t) = Q_4 \quad Q_4 = \begin{cases} Q_3 - Q_5 & \text{если } Q_5 > 0 \\ Q_3 & \text{если } Q_5 \leq 0 \end{cases}, \quad (3.5)$$

где $p_1(L_1, t), p_a, Q_1(L_1, t), Q_1, p_2(0, t), Q_2(0, t), Q_2$ - соответственно, давление и расход в конце и в начале участков рабочего трубопровода слева и справа от точки подключения перепускного трубопровода;

где $p_3(L_3, t), p_b, Q_3(L_3, t), Q_3, p_4(0, t), Q_4(0, t), Q_4$ - соответственно, давление и расход в конце и в начале участков резервного трубопровода слева и справа от точки подключения перепускного трубопровода;

Q_5 - расход через перепускной трубопровод;

L_1, L_3 - соответственно, длины участков рабочего и резервного трубопроводов слева от точки подключения перепускного трубопровода;

t – независимая переменная, время.

Таким образом, система уравнений (3.1 – 3.4) содержит 15 неизвестных и состоит из 11 равенств. Для вычисления этих неизвестных и, в конечном счете, для определения состояния потока в водоотливной установке, защищенной от гидравлических ударов путем соединения рабочего и резервного трубопроводов, эти уравнения необходимо решать совместно с уравнениями, описывающими состояние потока жидкости в трубопроводах, которые будем рассматривать в характеристической форме [1]:

$$dp_i(x,t) + m_i dQ_i(x,t) + n_i \Delta x \left| \frac{Q_i(x,t)}{Q_i(x,t)} \right| Q_i(x,t) + k_i \rho g dx = 0 ; \quad (3.6)$$

$$dp_i(x,t) - m_i dQ_i(x,t) - n_i \Delta x \left| \frac{Q_i(x,t)}{Q_i(x,t)} \right| Q_i(x,t) - k_i \rho g dx = 0 , \quad (3.7)$$

где $dp_i(x,t)$, $dQ_i(x,t)$, соответственно, приращения величин давления и расхода;

$$m_i = \frac{\rho c}{S_i};$$

ρ - плотность жидкости; c – скорость распространения ударной волны, S_i – площадь сечения $i^{\text{го}}$ участка трубопровода;

n_i – удельное гидравлическое сопротивление $i^{\text{го}}$ участка трубопровода;

k_i - синус угла наклона $i^{\text{го}}$ участка трубопровода;

g – ускорение свободного падения;

$i = 1, 2, 3, 4$ – номер участка трубопровода.

Уравнение (3.5) справедливо на прямой волновой характеристике, а (3.6) - на обратной характеристике. Затем, после замены в (3.5, 3.6) дифференциалов конечными приращениями необходимо построить прямоугольную сетку характеристик, для которой $\Delta x = c \Delta t$ [45].

В окрестности точек a и b (рис. 3.3) получим:

$$(p_j(L_j, t) - p_j(L_j - \Delta x, t - \Delta t)) + m \cdot (Q_j(L_j, t) - Q_j(L_j - \Delta x, t - \Delta t)) + n_j Q_j^{sr} \left| \frac{Q_j^{sr}}{Q_j^{sr}} \right| \Delta x + k_j \rho g \Delta x = 0, \quad (3.8)$$

$$(p_l(0,t) - p_l(\Delta x, t - \Delta t)) + m \cdot (Q_l(0,t) - Q_l(\Delta x, t - \Delta t)) + n_l Q_l^{sr} |Q_l^{sr}| \Delta x + k_l \rho g \Delta x = 0, \quad (3.9)$$

где $j=1,3$; $l=2,4$ - точки на трубопроводе, Q_j^{sr} , Q_l^{sr} - средние расходы в соответствующих точках.

Величины

$$\begin{aligned} p_j(L_j - \Delta x, t - \Delta t), Q_j(L_j - \Delta x, t - \Delta t), \\ p_l(L_l - \Delta x, t - \Delta t), Q_l(L_l - \Delta x, t - \Delta t), \\ p_j(\Delta x, t - \Delta t), Q_j(\Delta x, t - \Delta t), \\ p_l(\Delta x, t - \Delta t), Q_l(\Delta x, t - \Delta t) \end{aligned} \quad (3.10)$$

известны из начальных условий или из результатов расчета в момент времени $t - \Delta t$. Средние потери давления на участках, прилегающих к точкам в которых определяются давление и расход $n_j Q_j^{sr} |Q_j^{sr}| \Delta x$ и $n_l Q_l^{sr} |Q_l^{sr}| \Delta x$ рассчитываются методом итераций [50].

Система уравнений (3.1 – 3.5, 3.8, 3.9) замкнута, более того, имеет аналитическое решение. Особенность решения состоит в том, что направление течения жидкости через перепускной трубопровод должно быть найдено до начала расчета. Это необходимо для того, чтобы заранее знать положение обратного клапана 5 (рис.3.3) в перепускном трубопроводе, то есть, оценить необходимость его учета при решении уравнения (3.3). Однако можно показать, что искомое направление течения может быть определено как функция известных параметров потока жидкости (3.10). Если обозначить эту величину $Z_n Q_5$. то решение системы (3.1 – 3.5, 3.8, 3.9) сводится к определению корня уравнения второго порядка

$$a_p Q_5 |Q_5| + (m_j + m_l) Q_5 = Z_n Q_5 \quad (3.11)$$

при $Z_n Q_5 > 0$.

Z_n – Величина характеризующая состояния потока в перепускном трубопроводе.

Следующий шаг – расчет давлений p_a , p_b с учетом балансов расходов (3.4, 3.5) и уравнений (3.8, 3.9) при $j=1, l=2$ и $j=3; l=4$. Далее определяются расходы Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 , что позволяет уточнить средние потери давления на отрезках участков трубопроводов, прилегающих к точкам a и b . Этот процесс продолжается до тех пор, пока не достигается требуемая точность вычислений (как правило, достаточно трех итераций).

При $Z_n Q_5 < 0$ динамические процессы в рабочем и резервном трубопроводах происходят независимо, и состояние потока жидкости в этот момент времени определяются только для рабочего трубопровода [1,19].

Таким образом, получена математическая модель и алгоритм расчета состояния потока жидкости в точке соединения рабочего и резервного трубопроводов с учетом обратного клапана и гидравлического сопротивления перепускного трубопровода (приложение Д), что позволяет рассмотреть динамические процессы в водоотливной установке, защищенной от гидравлических ударов путем соединения рабочего и резервного трубопроводов.

3.3 Опыт практического применения резервного трубопровода для защиты от гидравлических ударов

В качестве примера выполним моделирование переходного процесса для условий водоотлива шахты «Покровская» блок № 10, горизонт 805м, который оборудован насосами НСШ 410 – 910.

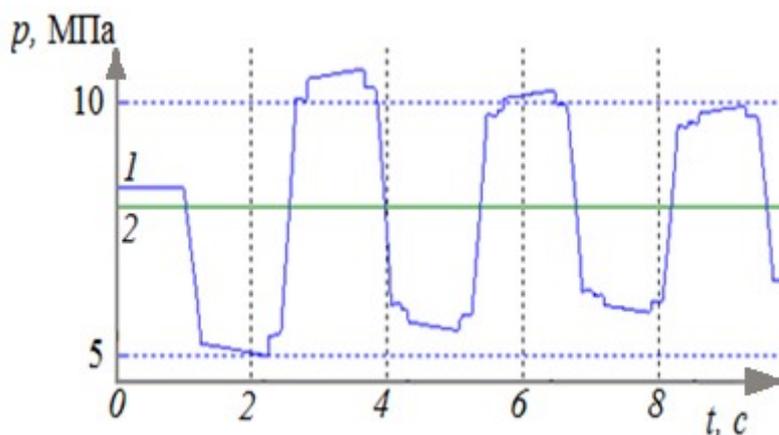


Рисунок 3.4 - Гидравлический удар в рабочем трубопроводе (1) и состоянии жидкости в резервном трубопроводе (2) в не оборудованной средствами защиты водоотливной установке

Повышение давления при внезапном отключении насосного агрегата, соединенного с рабочим трубопроводом, составляет 1,27 от рабочего давления (рис. 3.4). В рабочем трубопроводе наблюдается прямой гидравлический удар, а в резервном трубопроводе находится покоящаяся жидкость. Максимальное давление (10,7 МПа) при гидравлическом ударе превышает допустимый уровень 1,25 от рабочего. Таким образом, моделирование динамических процессов в рассматриваемой водоотливной установке подтверждает необходимость применения специальных средств защиты от гидравлических ударов для данного водоотлива.

Прямая линия 2, характеризующая состояние покоя жидкости в резервном трубопроводе, имеет параметры потока в момент времени $t=0$, которые определяются путем решения системы уравнений, состоящих из напорной характеристики насоса и характеристики трубопровода [19], а при $t > 0$ расчет по алгоритму, описанному в предыдущем пункте. Отсутствие колебаний давления в резервном трубопроводе соответствует физике рассматриваемых процессов и косвенно подтверждает адекватность разработанной модели.

Введем в модель эквивалентное гидравлическое сопротивление перепускного трубопровода, равное сопротивлению отверстия диаметром 80 мм, со-

единяющий рабочий и резервный трубопроводы, и рассчитаем график колебаний давления (рис.3.5).

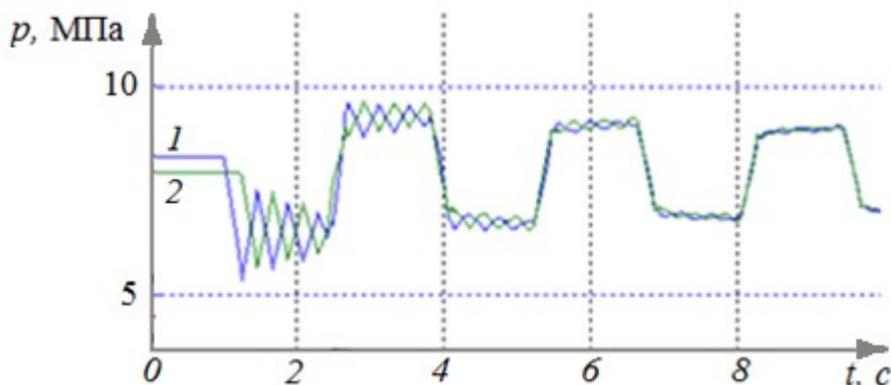


Рисунок 3.5 – Переходные процессы в рабочем (1) и в резервном (2) трубопроводах в защищенной водоотливной установке с сопротивлением перепускного трубопровода, эквивалентным отверстию диаметром 80 мм

Максимальное давление в рабочем (1) и резервном (2) трубопроводах составляет 9,53 МПа, что находится в отношении 1,13 от рабочего и могут считаться не опасными.

Уменьшим диаметр эквивалентного отверстия перепускной трубы до 70 мм и рассчитаем график колебаний давления (рис. 3.6).

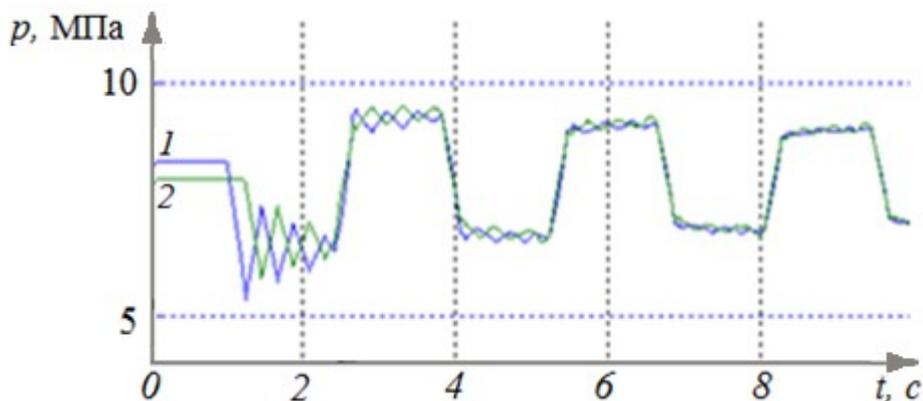


Рисунок 3.6 – Переходные процессы в рабочем и резервном трубопроводах в защищенной водоотливной установке с сопротивлением перепускного трубопровода, эквивалентным отверстию диаметром 70 мм

Произошло лишь незначительное снижение максимального давления, это свидетельствует о том, что гидравлическое сопротивление находится в зоне, соответствующей максимальной эффективности защиты. Кроме того, можно

сделать вывод, что некоторое отклонение от оптимального эквивалентного диаметра не приводит к существенному ухудшению качества переходного процесса в защищенной водоотливной установке. Изменение параметров перепускного трубопровода возможно в процессе эксплуатации водоотливной установки (например, при заиливании проходного сечения). Это подтверждает эффективность и технологичность предлагаемого средства защиты от гидравлических ударов.

В результате анализа полученных графиков определено, что гидравлическое сопротивление перепускной трубы должно соответствовать гидравлическому сопротивлению отверстию в тонкой стенке диаметром $d_{mn} = 0,07 \dots 0,08$ м. (Результаты в таком виде вводятся в программу расчета переходных процессов в напорных трубопроводах водоотливной установки).

Гидравлическое сопротивление a_{nn} при этом может быть рассчитано с использованием следующих формул [90]:

$$Q = \mu \omega_o \sqrt{2gH} \text{ и } H = a_{nn} Q^2, \quad (3.12)$$

где Q – расход жидкости; H – напор; μ – коэффициент расхода через тонкую стенку (в расчетах используется $\mu = 0,62$); ω_o – площадь круглого отверстия $\omega_o = \pi d_{nn}^2/4$; g – ускорение свободного падения, м/с².

Из формул (3.12) получено:

$$a_{nn} = \frac{8}{\mu^2 \pi^2 d_{nn}^4 g}, \quad (3.13)$$

$$a_{nn} = \frac{8}{0,62^2 3,14^2 0,08^4 9,81} = 5250 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Таким образом, гидравлическое сопротивление перепускной трубы должно быть около $5250 \text{ с}^2/\text{м}^5$.

Для подбора конструктивных параметров перепускной трубы примем гидравлическую расчетную схему (рис.3.7), определенную в результате проектной проработки.

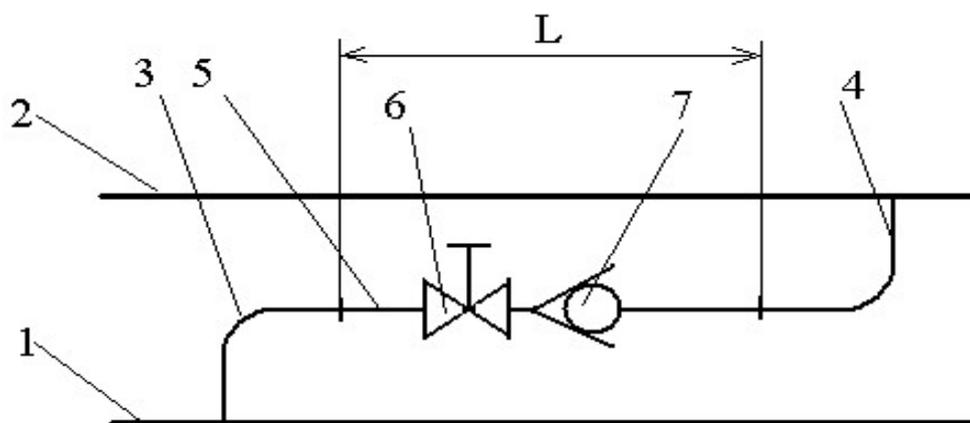


Рисунок 3.7 – Расчетная схема перепускной трубы: 1,2 – неработающий и работающий напорные стawy, 3, 4 – колено на входе и выходе, соответственно. 6 – открытая задвижка. 7 – обратный клапан.

Величины использованных при расчете коэффициентов местных гидравлических сопротивлений ζ [94] внесены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 Коэффициенты местных гидравлических сопротивлений ζ

№ п/п	Наименование сопротивления	Ве- личина ζ
1	Разделение потока	1,3
2	Отвод	0,6
3	Открытая задвижка	0,0
4	Обратный клапан	1,6
5	Отвод	0,6
6	Слияние потоков	1,0
	$\Sigma\zeta$	5,1

Длина перепускных труб определена в результате предварительной прорисовки соответствующего участка и составляет 2 и 4,5 м.

Для удобства выбора диаметра перепускной трубы построены графики зависимости ее гидравлического сопротивления от диаметра при данных длинах и геометрии (рис. 3.8).

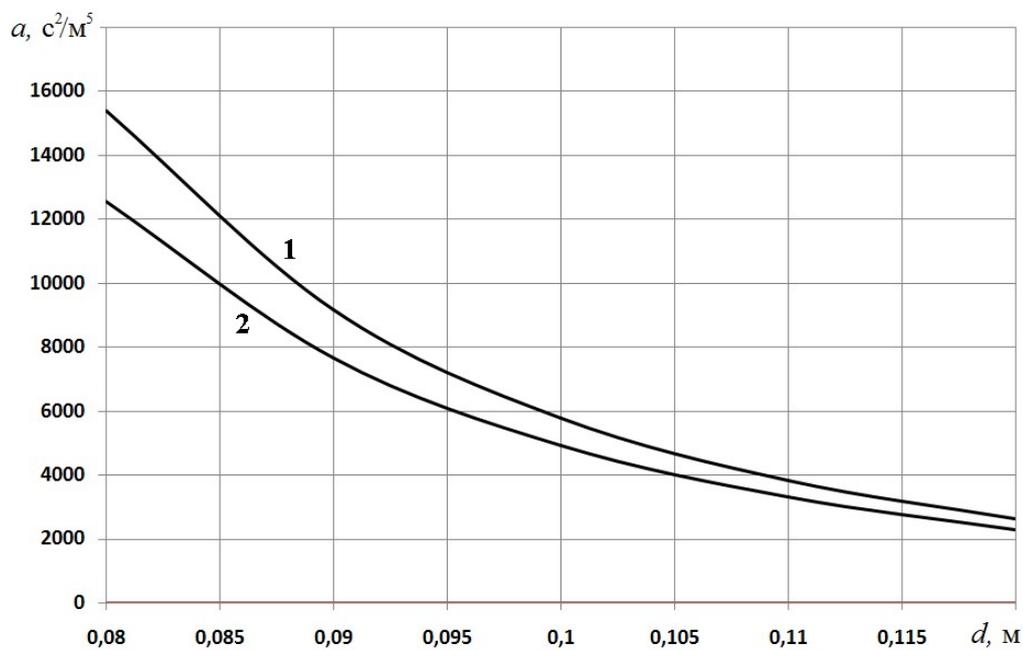


Рисунок 3.8 – Графики для определения рационального диаметра перепускной трубы (1 – длина $L=4,5$ м; 2 – длина $L=2$ м).

При построении графиков использованы обобщенные параметры трубопроводов, расчет которых приведен в [13], при этом коэффициент Дарси рассчитан по формуле Ф.А. Шевелева для скоростей потока, превышающих 1,2 м/с. Как видно из графика, гидравлическому сопротивлению, рассчитанному по формуле (3.13) наиболее соответствует условный диаметр перепускной трубы 100 мм.

3.4 Рекомендации по применению резервного трубопровода для защиты от гидравлических ударов

В условиях шахтоуправления «Покровское» и других аналогичных водоотливов гидравлическая схема водоотливной установки выглядит следующим образом.

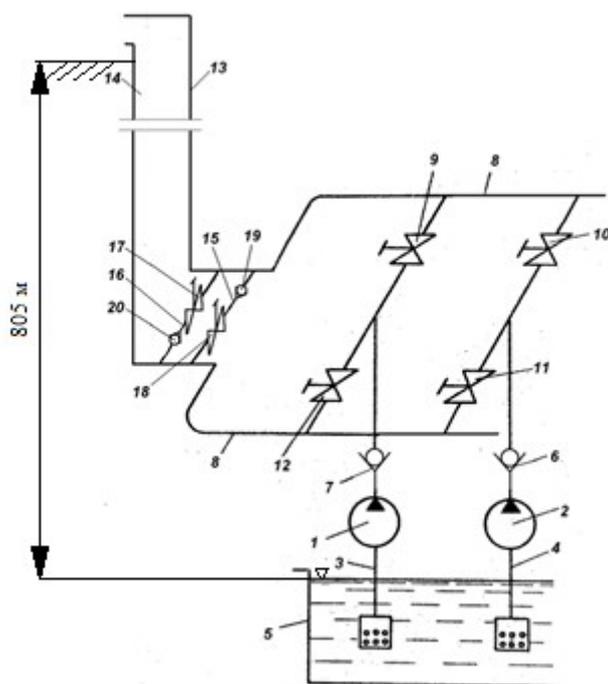


Рисунок 3.9- Водоотливная установка с защитой от гидравлических ударов: рабочий 1, резервный 2 насосные агрегаты (НСШ 410-910), подводящие водоводы 3,4, водосборник 5, обратные клапаны 3,7 ($D_y=250$, $P_y=10$ МПа 19с69нж), коллекторный участок 8, коммутационные задвижки 9-12 ($D_y=250$, $P_y=10$ МПа 30с751нж), рабочий 13 и резервный 14 напорные трубопроводы (трубы $\varnothing 273 \times 16$), перепускные трубы 15,16 (трубы $\varnothing 108 \times 9$), задвижки 17,18 ($D_y=100$, $P_y=10$ МПа 31с42нж) и обратные клапаны 19,20 ($D_y=100$, $P_y=10$ МПа 19с69нж). (Не показаны задвижки, устанавливаемые за насосами).

При работе на трубопровод 13 задвижка 18 открыта, а задвижка 17 – закрыта. При работе на трубопровод 14, задвижка 17 открыта, а задвижка 18 – закрыта.

Некоторое увеличение или уменьшение проходных сечений, равно как и длин перепускных труб будут снижать эффективность защиты, однако, к аварийным ситуациям сами по себе привести не могут.

Не приведут к авариям или увеличению гидравлического удара и ошибочное открытие другой задвижки (например, вместо 18 – открытие 17 задвиж-

ки). Расчет показывает лишь некоторое снижение получаемого положительного эффекта.

Наибольший эффект данный метод защиты дает при максимальном приближении перепускных труб к обратным клапанам, стоящим за насосными агрегатами.

Положение задвижки и обратного клапана на перепускной трубе могут быть различными, в том числе и по последовательности расположения и принимаются из проектных соображений.

Нецелесообразно соединять выход из перепускной трубы с нижней частью (по поперечному сечению) напорного трубопровода водоотлива, так как при этом возможна заштыбовка перепускной трубы.

Никаких специальных требований к применяемой арматуре данный метод защиты не предъявляет.

Выводы

Для водонапорной установки, защищенной от гидравлических ударов путем соединения рабочего и резервного трубопроводов с помощью перепускной трубки получена математическая модель и алгоритм расчета переходного процесса которая позволяет его рассчитать и определить изменения давления.

Доказана эффективность применения соединения рабочего и резервного трубопроводов с помощью перепускной трубки для защиты трубопроводов водонапорной установки от гидравлических ударов.

Проведен расчет параметров перепускной трубки для условий водоотлива шахтоуправления «Покровское» блок № 10, горизонт 805м, который оборудован насосами НСШ 410 – 910 который позволит определить рациональные её параметры.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИХРЕВОГО ДИОДА

4.1. Задачи и обоснование выбора объекта экспериментальных исследований

В задачи экспериментальных исследований работы вихревого диода входило:

а) подтверждения возможности использования вихревого диода в качестве средства предотвращения гидравлических ударов сопоставлением временем формирования вихря (постоянной времени вихревого диода) с постоянной времени переходного процесса;

б) подтверждение адекватности разработанной математической модели рабочего процесса струйного диода допустимой сходимостью расчетных и экспериментально полученных статических и динамических характеристик вихревого диода

Экспериментальные исследования были проведены на натурном образце вихревого диода, изготовленного из стали 3 по эскизам, разработанным соискателем (рис. 4.1).

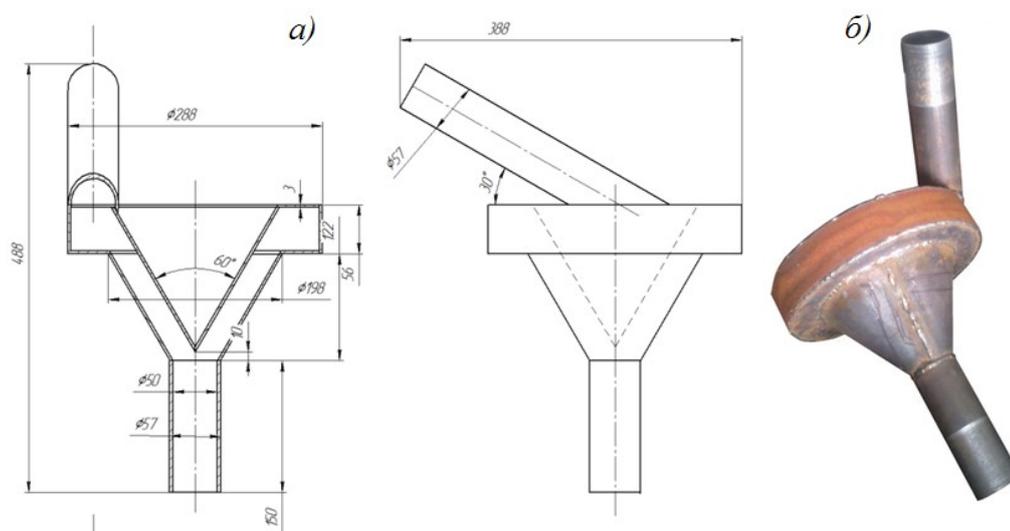


Рисунок 4.1 – Опытный натурный образец вихревого диода (патент №75770): а) чертеж вихревого диода; б) внешний вид вихревого диода

Опытный образец считаем «натурным» так как его присоединительные размеры и проходные сечения соответствуют ряду трубопроводов, применяемому на высоконапорных установках.

Применение натурального образца вихревого диода при проведении экспериментальных исследований позволило не прибегать к моделированию и необходимости доказательства подобия гидродинамических процессов в натуральных вихревых диодах, что является достаточно сложным и в большинстве случаев не может быть обеспечено [60, 61].

4.2. Экспериментальная установка и измерительный комплекс

Экспериментальный стенд для исследования диода был собран в условиях учебной лаборатории кафедры «Энергомеханические системы» ГВУЗ «ДонНТУ» и включал в себя следующие элементы: цилиндрическая емкость 1 объемом $0,6 \text{ м}^3$ (рис. 4.2) соединена с насосами 2,3 через краны 4,5 и соответствующие подводящие трубопроводы, выполненные из жесткой полиэтиленовой трубы с условным проходом 50 мм, которая использовалась на напорной части стенда. В качестве насоса 2 использовался насос типа 2 ДК20, имеющий номинальную подачу $9,16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при номинальном напоре 25 м, частота вращения 2850 мин^{-1} , мощность двигателя 1500 Вт, напряжение питания 220 В. Насос 3 модели ДТм – 18, имеющий номинальную подачу $7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при номинальном напоре 18 м, частота вращения 2850 мин^{-1} , мощность двигателя 1100 Вт, напряжение питания 220 В. Краны 6 и 7 позволяли получать параллельное или последовательное соединение насосов, что расширяло диапазон движения воды в системе. Кран 8 находился в положении «закрыто» и не использовался в данной серии опытов. Напорные трубопроводы от насоса 2 и насоса 3 соединялись посредством тройника, и далее по трубе вода поступала в полости вихревого диода 9, который в данном случае установлен в положении обеспечивающим максимальное гидравлическое сопротивление (обратный ток). После вихревого диода 9 вода возвращалась в резервуар 1 по трубопроводу 10. Расход воды в

системе определялся с помощью диафрагмы 11 ($d_{тр}=50$ мм, $d_{диафр}=35$ мм, относительная площадь сужающего устройства $m_{11}=0,49$) и сопла Вентури 12 ($d_{тр}=50$ мм, $d_{12}=32$ мм, $m_{12}=0,41$), падение напора на которых измерялось дифференциальным манометром 13 типа ДМ-50 (уравновешивающая жидкость – ртуть, $\Delta p_{max}=700$ мм.рт.ст). Перепад давления на вихревом диоде измерялось образцовыми манометрами 17 ($0 - 6$ кгс/см²) и 16 ($0 - 1$ кгс/см²), манометр 14 – использовался для контроля включения насоса и показывал давление на выходе насоса 3, манометр 15 – резервный.

При монтаже и установке нормальной диафрагмы, сопла Вентури и контрольно-измерительных приборов учтены требования и рекомендации, изложенные в [96].

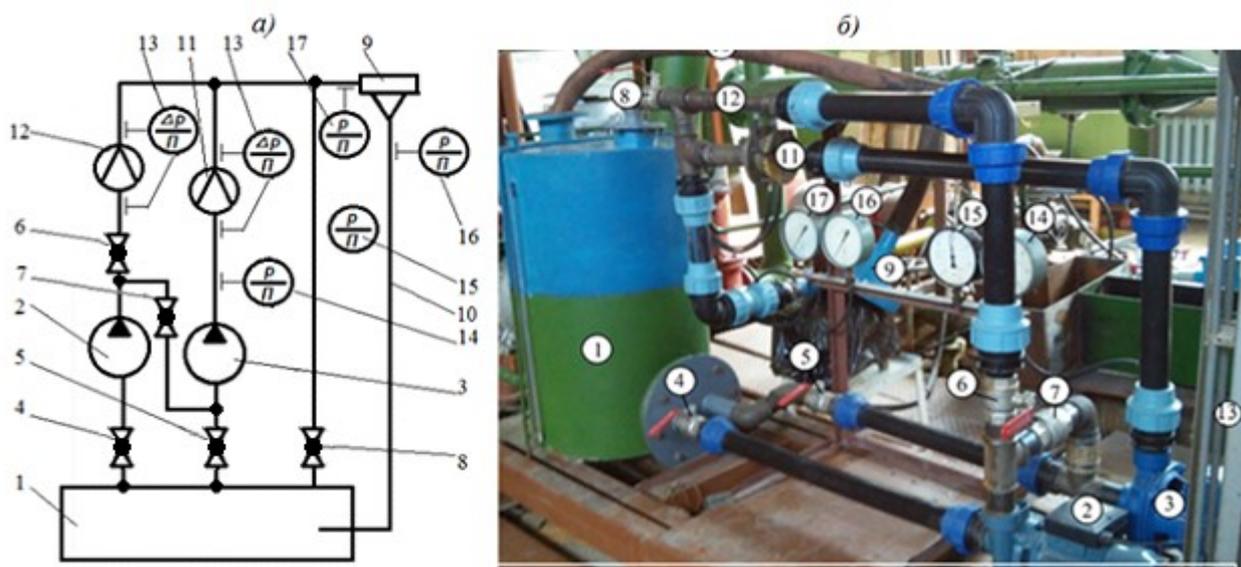


Рисунок 4.2 – а) схема экспериментального стенда с диодом, установленным в обратном положении; б) экспериментальный стенд с вихревым диодом: 1 – цилиндрическая емкость объемом 0,06 м³; 2,3 – насосы; 4,5,6,7,8 – краны; 9 – вихревой диод; 10 – трубопровод; 11 – диафрагма (35 мм); 12 – сопло Вентури (32,5 мм); 13 – дифференциальный манометр типа ДМ-50; 14,15,16,17 манометры

При работе одного насоса 2 краны 4 и 6 были открыты, а остальные краны находились в закрытом положении. Изменение расхода достигалось изменением угла поворота крана 6. Определение расхода осуществлялось с помо-

щью сопла Вентури 12. Максимальное значение расхода при этом достигало $7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, что соответствует скорости воды во входном сечении диода 3,5 м/с.

При параллельном соединении насосов краны 6, 8 оставались закрытыми, краны 4,5,7 открыты. Определение расхода осуществлялось с помощью сопла Вентури 12 и диафрагмы 13. Максимальный полученный расход при этом составил $11,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, что соответствует скорости воды во входном сечении диода 5,7 м/с.

При последовательном соединении насосов краны 7, 8 оставались закрытыми, 4,5,6,8 открывались. Определение расхода осуществлялось с помощью диафрагмы 13. Максимальный полученный расход при этом составил $7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, что соответствует скорости воды во входном сечении диода 3,8 м/с.

4.3. Объем, методика и результаты экспериментальных исследований работы вихревого диода для получения статических характеристик

Испытания вихревого диода проведены в следующем объеме и последовательности:

- а) получение расходной характеристики вихревого диода при обратном токе (в дальнейшем обратной расходной характеристики) и работе на воде из коммунальной системы водоснабжения;
- б) получение расходной характеристики вихревого диода при прямом токе воды (в дальнейшем прямой расходной характеристики);

Необходимое количество опытов на каждом из этапов исследований определялось согласно рекомендациям [97-99] исходя из потребной точности измерения режимных параметров. Для достижения относительной погрешности результатов 5...10 % при доверительной вероятности 0,9...0,95 необходимо производить не менее 5 и не более 18 измерений на одном уровне контролируемых факторов.

Для получения обратной расходной характеристики вихревого диода подвод воды осуществляется через отводящий патрубок (рис.4.1). Исходное

положение кранов: 4 – полностью открыт; 5,6,7,8 – закрыты. Перед пуском установки в работу производились измерения атмосферного давления и температуры окружающей среды. После подготовки установки к проведению экспериментов производился пуск насоса 2. Затем выполнялось плавное открытие крана 6, в соответствии с инструкцией по эксплуатации дифференциального манометра осуществлялась его продувка. После установления постоянства давления и расхода пятикратно считывались показания манометров 13,16,17. Затем изменялся расход небольшим поворотом рукоятки крана и, после установления постоянства давления и уровней ртути в дифференциальном манометре, пятикратно считывались показания приборов 13,16,17.

После выполнения опытов при одном работающем насосе, производились опыты при параллельно подключенных насосах. В этом случае исходное положение кранов: 4,5 – полностью открыты; 6,7,8 – закрыты. Вначале включался насос 2 как более мощный, затем насос 3, далее производится плавное открытие крана 6 до положения полного открытия. Показания приборов считывались после установления постоянства давления и расхода. Регулирование расхода осуществляется краном 6.

В соответствии с требованием ДСТУ [100] для получения данных расходной характеристики было выполнено 5 серий опытов с приблизительно равными расходами при прямом и обратном положении вихревого диода (протоколы №1...5, приложение В2).

Математическое ожидание величины давления определяется как среднее арифметическое результатов пяти параллельных опытах

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (4.1)$$

где x_i - значение подачи в i - м опыте; n - количество параллельных опытов.

Ошибка измерений определяется среднеквадратичным отклонением

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}_i)^2}{n-1}}, \quad (4.2)$$

дисперсия

$$S_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}_i)^2}{n-1}. \quad (4.3)$$

Для исключения грубых ошибок требуется определить минимальные и максимальные значения результата измерения на границе доверительного интервала

$$x_{\min} = \bar{x} - h \cdot S_x,$$

$$x_{\max} = \bar{x} + h \cdot S_x.$$

Параметр h выбираем из таблицы [101] в зависимости от объема выборки в нашем случае $h=1,67$.

Проверка однородности дисперсии осуществляется при помощи критерия Фишера

$$F_{\text{расч}} = \frac{S_{\text{макс}}^2}{S_{\text{мин}}^2}. \quad (4.4)$$

Табличное значение критерия Фишера [101] по степеням свободы $f_{\text{макс}} = n_{\text{макс}} - 1 = 5 - 1 = 4$, $f_{\text{мин}} = n_{\text{мин}} - 1 = 5 - 1 = 4$ составило $F_{\text{табл}} = 5,05$.

Полученные результаты, снятые с манометров 16,17 для прямого положения диода приведены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Доверительные интервалы для величин, измеряемых манометром № 17, прямое положение диода

Расход $Q \cdot 10^3$, м/с ³	5,00	5,83	6,25	6,53	6,81	6,94	7,22	7,64
Δp , кПа	6,28	6,67	7,85	8,63	9,42	9,81	9,81	10,59
	6,28	7,06	7,85	8,63	9,81	9,81	9,81	10,99
	5,89	6,67	7,46	8,24	9,81	9,81	10,2	10,99
	5,89	6,67	7,85	8,24	9,81	9,42	9,03	10,20
	6,67	6,28	7,85	8,24	9,42	9,81	9,81	10,99
Математическое ожидание p , кПа	6,20	6,67	7,77	8,40	9,65	9,73	9,73	10,75
Среднеквадратичное отклонение p , кПа	0,11	0,08	0,03	0,05	0,05	0,03	0,18	0,12
Дисперсия p , кПа	0,33	0,28	0,18	0,21	0,21	0,18	0,43	0,35
Доверительный интервал p , кПа	6,75	7,13	8,06	8,76	10,01	10,02	10,45	11,34
	5,65	6,21	7,48	8,04	9,29	9,44	9,01	10,17

Расчетный критерий Фишера для данной выборки в соответствии с (4.4).

$$F_{расч1} = \frac{0,18}{0,03} = 6.$$

Расход $Q \cdot 10^3$, м/с ³	8,40	7,50	6,67	6,11	5,28	4,17	3,28
Δp , кПа	105,95	98,10	94,57	73,38	55,33	38,06	23,54
	105,56	98,49	94,96	74,95	56,51	37,67	23,54
	104,38	98,88	95,35	73,77	56,51	37,67	24,33
	104,38	97,71	95,35	73,38	55,33	36,89	23,54
	105,56	97,32	95,35	73,77	54,54	36,89	23,54
Математическое ожидание p , кПа	105,16	98,10	95,12	73,85	55,64	37,43	23,70
Среднеквадратичное отклонение p , кПа	0,31	0,28	0,28	0,74	0,72	0,23	0,12

Дисперсия p , кПа	0,55	0,53	0,53	0,86	0,85	0,48	0,35
Доверительный ин- тервал p , кПа	106,09	98,98	96,00	75,29	57,06	38,24	24,29
	104,24	97,22	94,24	72,41	54,22	36,63	23,11

Расчетный критерий Фишера для данной выборки в соответствии с (4.4)

$$F_{расч} = \frac{0,74}{0,12} = 6.$$

После подтверждения достоверности данного эксперимента для получения расходной характеристики диода проведен эксперимент при прямом положении диода и расходе воды $Q = 18 \dots 32$ м³/ч (протокол) по результатам эксперимента получено уравнение регрессии (4.5) и построен график расходной характеристики (рис. 4.6).

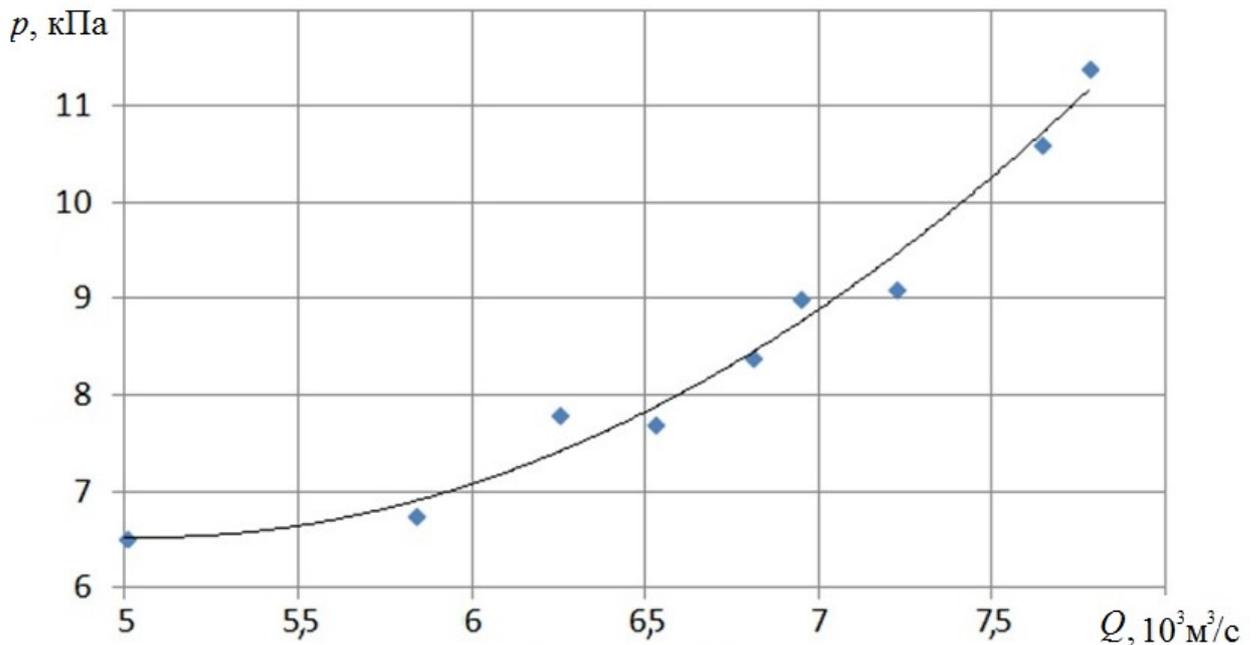


Рисунок 4.6 – Расходная характеристика вихревого диода при прямом токе жидкости

$$\Delta p_{np} = -0,0041Q^2 + 0,4252Q + 0,0771. \quad (4.5)$$

$$Q = 5 \dots 7,64 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{с}$$

Отклонение полученных результатов, полученных по точкам, от рассчитанных по уравнению регрессии (4.5) не превышает 12%.

Для обратного тока диода аналогичным образом получена обратная расходная характеристика, построен ее график (рис. 4.7) и получено уравнение регрессии (4.6)

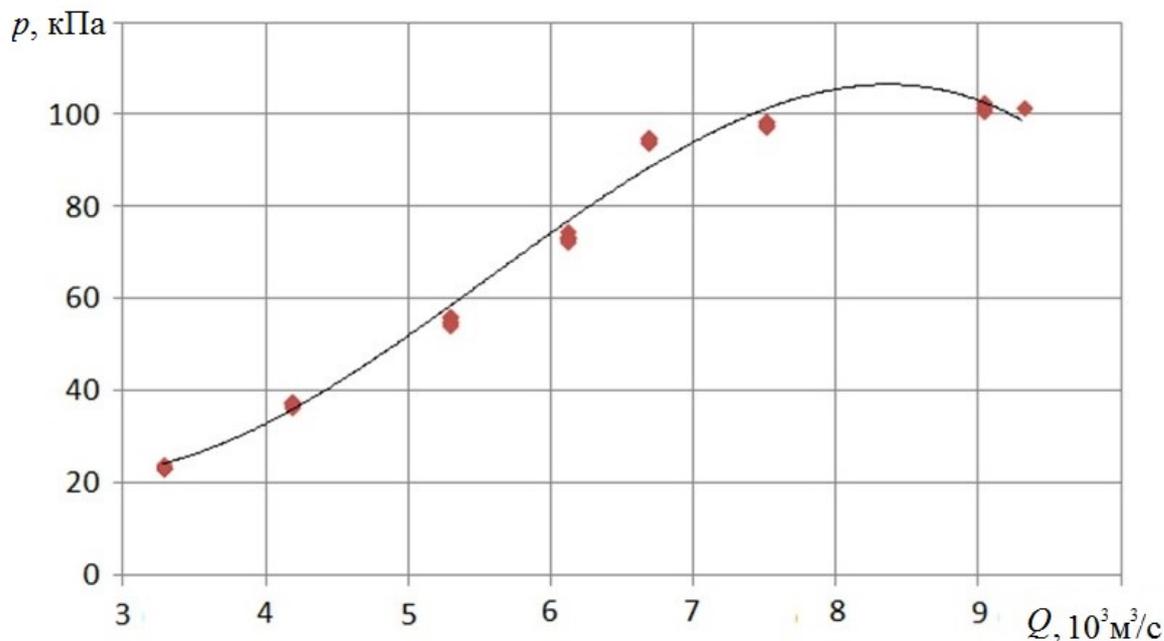


Рисунок 4.7 – Расходная характеристика вихревого диода при обратном токе жидкости.

Уравнение экспериментальной напорной характеристики получено методом наименьших квадратов со среднеквадратичным отклонением, не превышающим 1%.

$$\Delta p_{обп} = -0,0358Q^3 + 2,18Q^2 - 37,04Q + 218,8 \quad (4.6)$$

$$Q = 3,28 \dots 8,33 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{с}$$

Параметр диодности (рис.4.8) может быть рассчитан делением уравнения (4.6) на (4.5) .

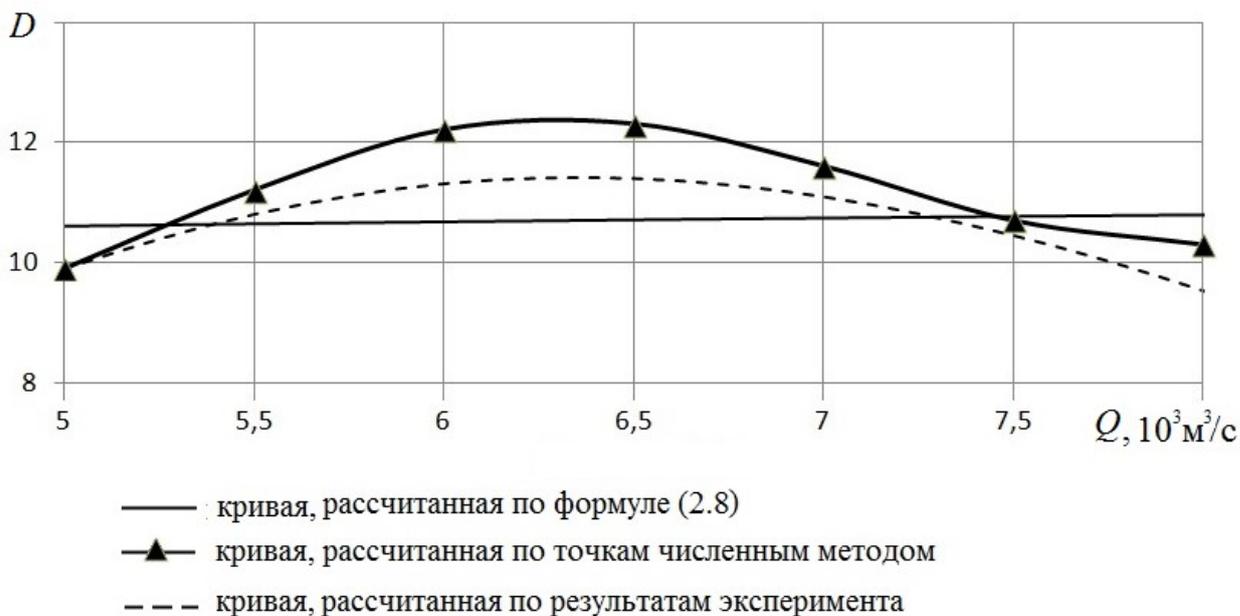


Рисунок 4.8 – Зависимость диодности от скорости потока

Максимальная диодность для экспериментального диода составила 12, что соответствует с точностью 5 % расчетному значению, полученному при моделировании для реальной шероховатости внутренней поверхности $\delta = 1$ мм (см. пункт 2.4.2).

Таким образом, проверка выбранной математической модели для метода конечных элементов экспериментом была выполнена успешно. Расхождения расчетных данных от экспериментальных составили в диапазоне скоростей потока 3...4 м/с до 12%, что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели рабочего процесса вихревого диода.

4.4 Методика и результаты экспериментальных исследований динамических характеристик

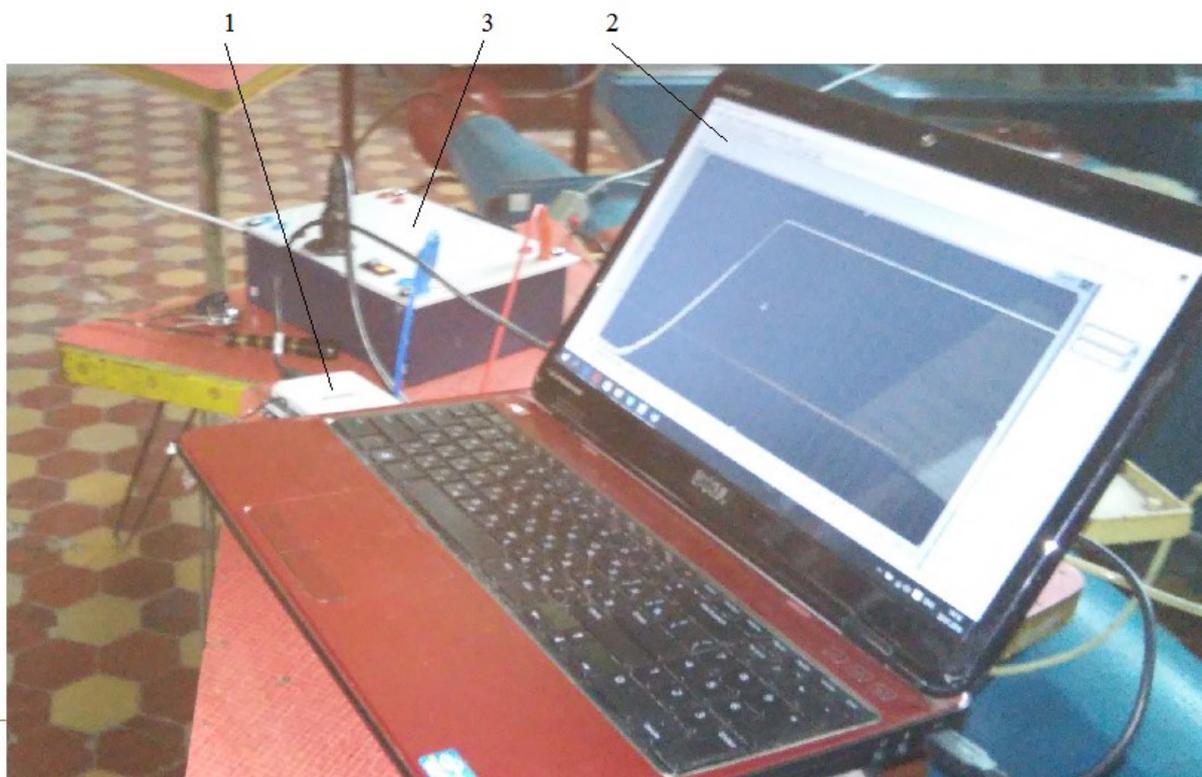
Для исследований динамики процесса образования вихря стенд (рис. 4.3) был дополнительно снабжен датчиком давления типа «Сапфир 22-ДИ» (рис. 4.9) на давление 6 кгс/см². При монтаже была учтена вибрация трубопровода при работе насоса и большая масса самого датчика, что в сочетании с тонкой стенкой трубы могло привести к нарушению целостности жесткого соединения. Исключить негативные последствия удалось с помощью гибкой трубки длиной 50

мм, установленной между штуцером и датчиком. Кроме того, при монтаже датчика предусматривалось предварительное заполнение водой внутренних полостей трубки и датчика.



Рисунок 4.9 – Установка датчика давления типа «Сапфир 22-ДИ»

Для записи показаний датчика во времени использовался аналого-цифровой преобразователь (АЦП) 1 (рис. 4.10) типа NI USB – 6008 серийный номер 123F9F9, сигнал с которого обрабатывался компьютером 2 с использованием программного комплекса LabVIEW. Тарировка датчика осуществлена с помощью грузопоршневого пресса МП – 6. В качестве эталонного использован образцовый манометр P_u 10 кгс/см².



1. Рисунок 4.10 – Аппаратура, использованная при получении динамических характеристик происходящих в вихревом диоде: 1- АЦП NI USB – 6008, 2 – компьютер, 3 – блок питания 36 В

Для создания напора использовался насос 3 (рис.4.11) типа 2 DK20, который включался при всех закрытых кранах, кроме крана 2, установленного на всасывающем трубопроводе.

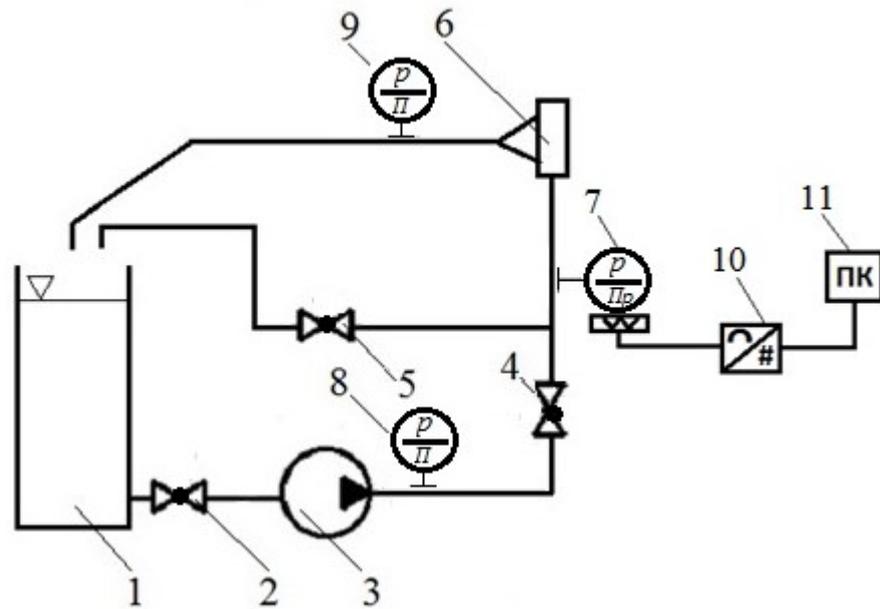


Рисунок 4.11 Основные элементы стенда для исследования динамической характеристики вихревого диода: 1 – резервуар; 2, 4, 5 – краны; 3 – насос; 7 – датчик давления «Сапфир 22 – ДИ», 6 – вихревой диод; 8, 9 – контрольные манометры 10 – АЦП NI USB – 6008, 11 – ПК

скачок расхода производился двумя способами:

1. При открытых кранах 4 и 5 производилось закрытие крана 5.
2. Открытием крана 4.

Открытие кранов делалось с помощью рычажно-грузового метода, а время срабатывания $\Delta t = 0,32\text{с}$ было установлено записью изменения тока датчика на трубопроводе с установленным в выходном сечении насадком диаметром 19 мм (рис.4.12).

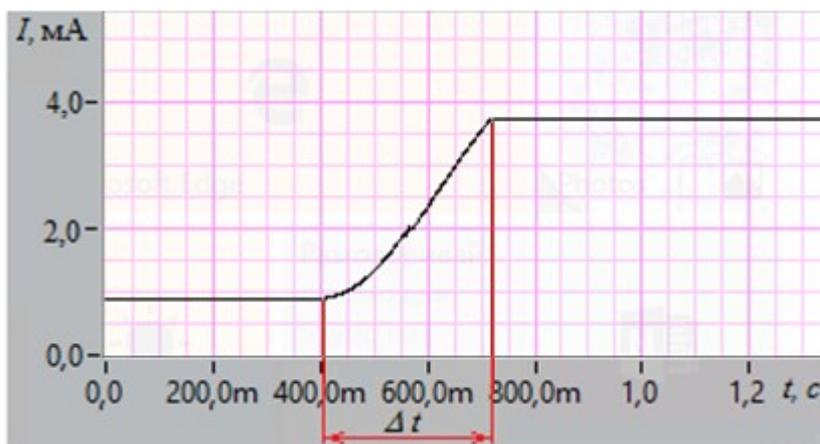


Рисунок 4.12 – Определение времени срабатывания крана

Испытания вихревого диода первым способом проведены в следующей последовательности: после пуска насоса открывались краны 4 и 5. Затем после выхода насоса на режим и успокоения стрелки манометра 8 включалась запись процесса на компьютере (команда «Run» программы LabVIEW), затем приводился в действие рычажно-грузовой механизм, который закрывал кран 5. Используются следующие настройки программы: по частоте процесса – до 1000 Гц, время записи процесса – 5 с. Далее насос отключался.

Вторым способом испытания проведены в следующей последовательности: после пуска насоса и успокоения стрелки манометра 8 включалась запись процесса на компьютере, затем приводился в действие рычажно-грузовой механизм, который открывал кран 4.

В результате получены графики изменения давления от времени для первого (рис. 4.13) и второго (рис. 4.14) способа получения скачка расхода.

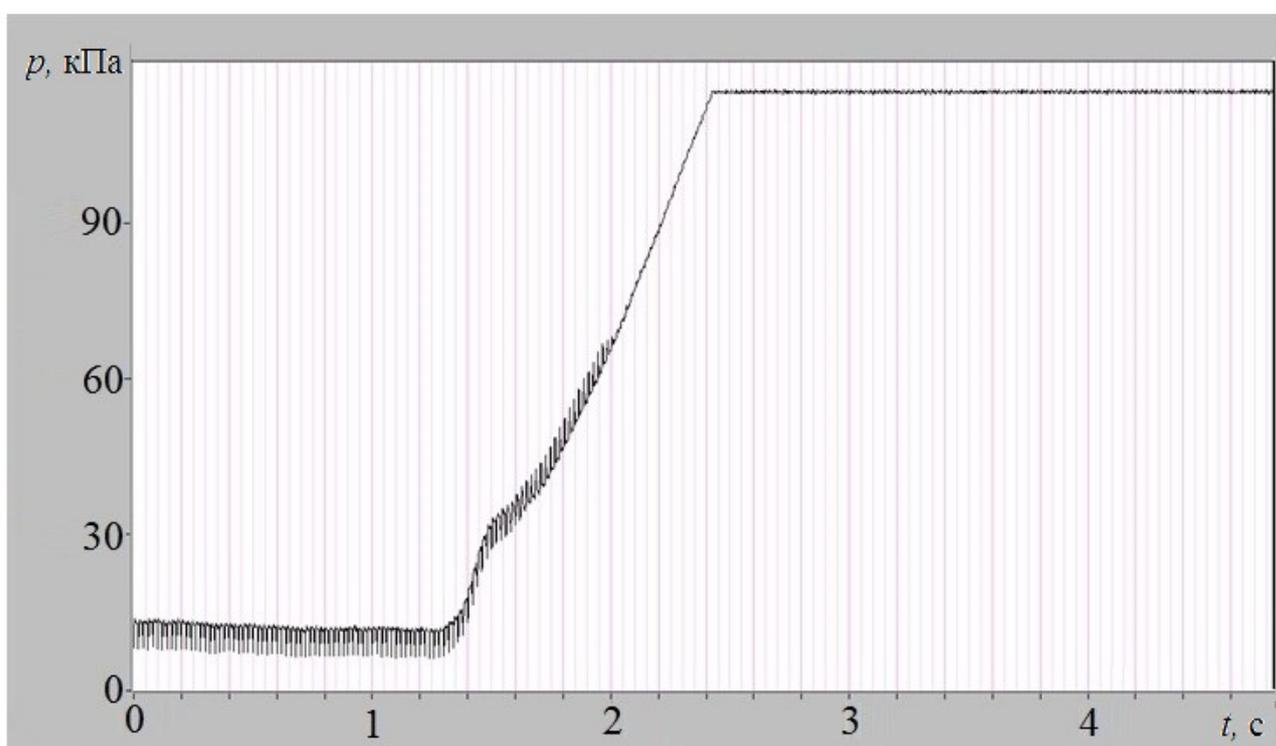


Рисунок 4.13 – График изменения давления при перекрытии крана 5

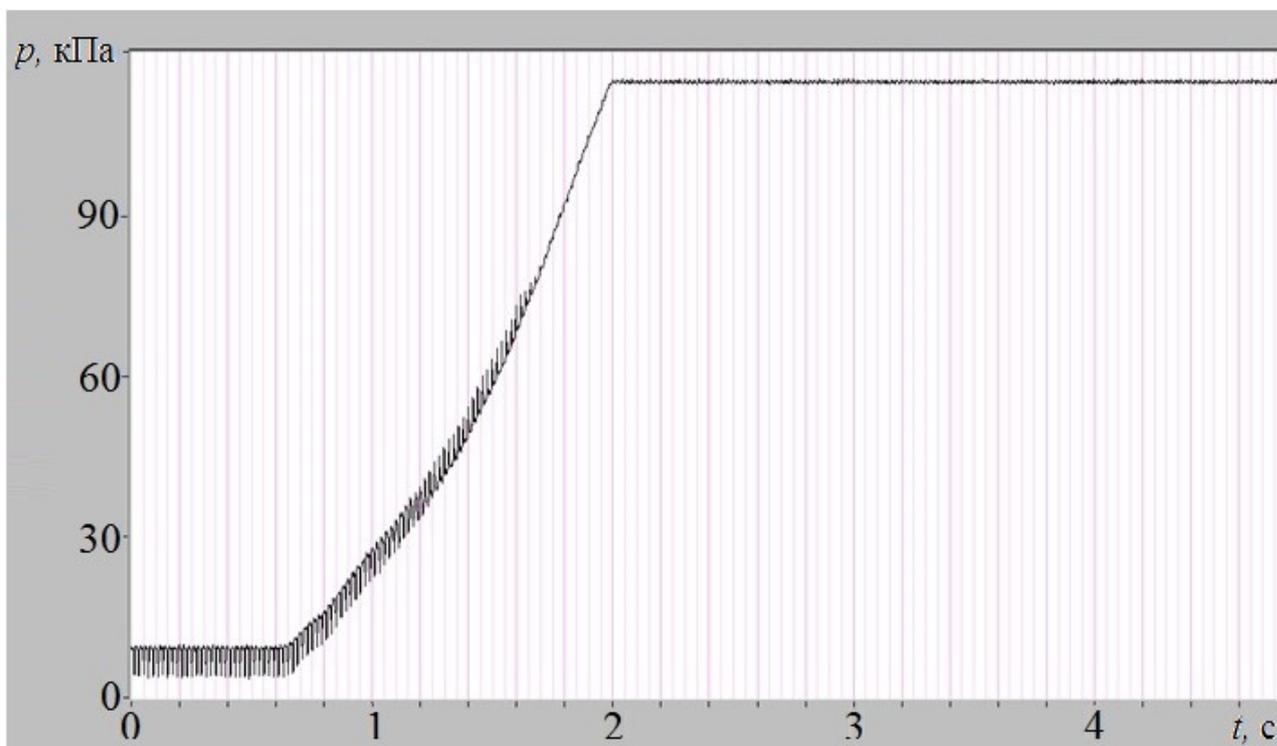


Рисунок 4.14 – График изменения давления при перекрытии крана 4

Анализ графиков показывает, что время достижения максимального давления 115 кПа, а значит, и максимального гидравлического сопротивления вихревым диодом составляет в первом случае 1,15 с, во втором – 1,35 с. При этом скорость воды в трубопроводе, соответствующая перепаду давлению 95 кПа (показания манометра 9 – 20 кПа), определена по расходной характеристике диода (рис. 4.7) $v = 3,54$ м/с. В соответствии с формулой 2.14 для данных условий имеем постоянную времени $T = 1,39$ с. Таким образом, можно отметить хорошее совпадение расчетного и опытного времени выхода на режим максимального сопротивления во втором случае (отклонение менее 3 %). Что касается первого способа получения скачка расхода, то следует отметить, что в момент закрытия крана 5 определенный расход через вихревой диод уже существовал, что соответствующим образом уменьшило время выхода на рабочий режим и увеличило отклонение до 17%.

Полученное значение постоянной времени соизмеримо с фазой гидравлического удара на трубопроводах длиной свыше 400 м (0,6 с и более). Это свидетельствует о том, что вихревой диод будет эффективно влиять на процесс повышения давления при переходном режиме.

Выводы

1. В условиях лаборатории кафедры «Горных машин и мехатронных систем машиностроения» ГВУЗ ДонНТУ создана экспериментальная установка для получения расходных характеристик вихревого диода позволяющая получить расходы до $8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при напорах до 35 м.

2. Экспериментально получены статические характеристики вихревого диода, отличающиеся от расчётных до 5% в зоне максимальной диодности вихревого диода. Получена максимальная диодность 12, которая соответствует расчетной что подтверждает правильность выбора математической модели.

3. Экспериментальные данные с приемлемой точностью подтвердили адекватность теоретической математической модели рабочего процесса вихревого диода которая может быть использована для определения конструктивных и рабочих параметров широкой гаммы вихревых диодов для гашения гидравлических ударов в трубопроводах.

4. Экспериментальным путем доказана возможность использования вихревого диода в качестве средства предотвращения гидравлических ударов путем сопоставления временем формирования вихря (постоянной времени вихревого диода) с фазой переходного процесса;

5. Динамические свойства диода соответствуют определенным теоретически. Отклонение постоянной времени, полученной экспериментальным путем, и рассчитанной теоретической составляет не превышает 5%

5 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАЗРАБОТКЕ И ПРИМЕНЕНИЮ ПЕРСПЕКТИВНЫХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ВОДОНАПОРНЫХ УСТАНОВОК ОТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРОВ.

5.1.1 Вихревой диод

Разнообразие технологических параметров водонапорных установок, таких как высота подъема воды, длины и диаметры выбранных на этапе проектирования трубопроводов, а также насосно-силового оборудования делают весьма затруднительным создание обобщенной системы относительно простого расчета параметров диода для защиты от гидравлических ударов, основанного на алгебраических формулах и номограммах, что обычно используется в проектных организациях. Вместе с тем, широкое применение компьютерной техники делает возможным использование в процессе выбора использования сложных программ, например, работающих в среде MatLab, особенно при их снабжении удобным интерфейсом.

Исходными данными для расчета в соответствии с интерфейсом (рис. 5.5) являются:

L_i – длина i -го участка трубопровода, м;

D_i – диаметр i -го участка трубопровода, м;

h_i – толщина стенки трубы i -го участка трубопровода, м;

k_i – косинус угла наклона i -го участка трубопровода;

A, B, C – размерные коэффициенты в уравнении напорной характеристики насоса, соответственно, м, с/м², с²/м⁵;

Z – количество рабочих колес, шт;

D, E, F – размерные коэффициенты в уравнении КПД насоса, соответственно с/м³, с²/м⁶, с³/м⁹;

J – момент инерции ротора насосного агрегата, кг м²;

T_m – Физическое время моделирования, с;

Все эти параметры определяются на этапе проектирования насосной установки, выполняемого компетентной организацией, например, Южгипрошахт (г. Харьков).

В начале разработки рекомендуется принимать условный проход вихревого диода равным диаметру трубопровода. При этом его диодность определяется по формуле (2.8) или по номограмме, построенной по данной формуле (рис.5.1).

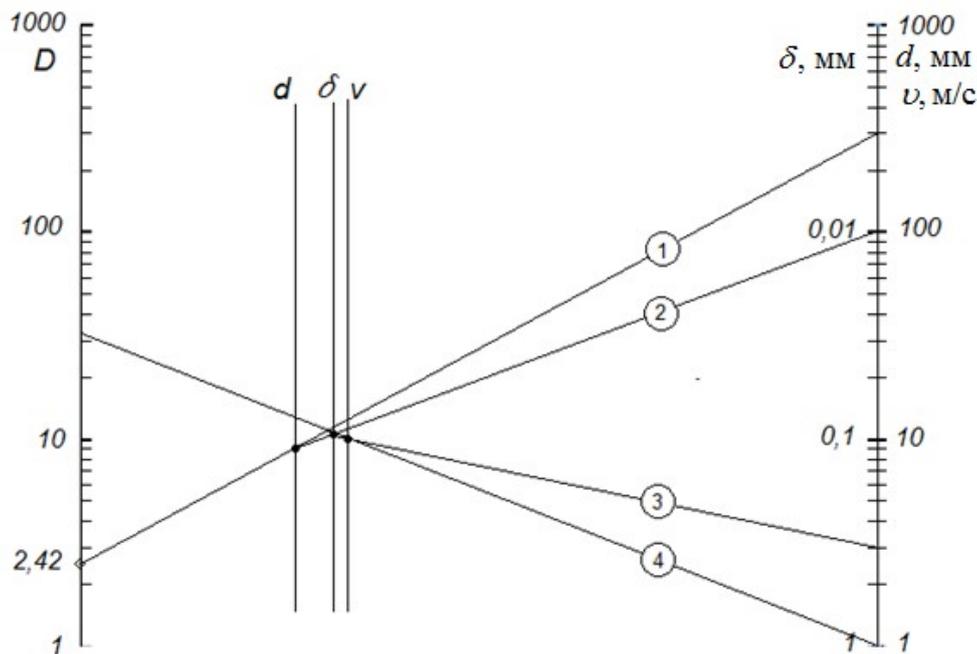


Рисунок 5.1 – Номограмма для определения диодности

На диаграмме пронумерованными линиями (цифры указывают на последовательность построений) показано определение диодности для примера: $d = 300$ мм, $\delta = 0,01$ мм, $v = 3$ м/с, результат – 32.

Далее сравнить предполагаемую величину постоянной времени такого диода, рассчитанной по формуле (2.14), с фазой гидравлического удара. Если они соизмеримы, то следует перейти на меньший диаметр диода, например, 100 мм.

На координатном поле $e_{\delta d}$, q_0 , $\Delta p = f(D_{min})$ строятся графические зависимости для $e_{\delta d}$ и q_0 , рассчитанные по формулам, приведенным в п. 2.7. Шаг расчётов рекомендуется принимать 25 мм в сторону уменьшения диаметра по сравнению с диаметром трубопровода.

Далее, используя программу (приложение Д), выполняются расчеты для определения Δp для тех же условных диаметров диода (программа и ее интерфейс приведены в приложении).

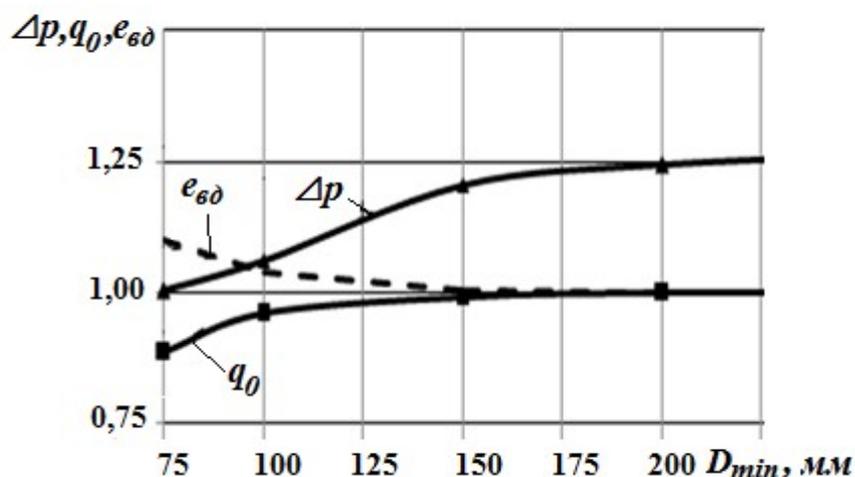


Рисунок 5.2 – Зависимости величин q_0 , Δp , e_{6d} в трубопроводе, защищенном вихревым диодом от его эквивалентного диаметра D_{min}

Для водоотливной установки шахты, оборудованной насосами ЦНСШ 300 – 640 с напорным трубопроводом, выполненным из труб $\varnothing 245-12$ высотой 576 м, получены графики e_{6d} , q_0 , $\Delta p = f(D_{min})$ (рис.5.2), анализ которых

показывает, что вихревой диод с $D_{min} = 125$ мм обеспечивает снижение относительного повышения давления при внезапном отключении насоса водоотливной установки до допустимого уровня ($\Delta p = 1,14$) без существенного влияния на параметры стационарного режима работы. Дальнейшее уменьшение диаметра вихревого диода приводит к увеличению удельных энергозатрат – при условном диаметре диода 100 мм они составят 5%.

Второстепенные факторы которые необходимо учитывать:

- а) продолжительность эксплуатации насосной установки;
- б) наличие и состояние резервного трубопровода;
- в) стоимость изготовления и монтажа устройства.

После решения по диаметру выполняется проект вихревого диода с учетом соотношения форм и размеров обоснованных в пункте, в пункте 2.4.3.

В случае если удельные затраты на транспортировку жидкости превысят допустимый уровень, то следует применить гидравлический диод, при чем, ес-

ли вода относительно чистая, можно использовать диод с отверстием в тареле клапана, при загрязненной жидкости лучше себя покажет гидравлический диод с байпасом, снабженном вихревым диодом (пункт 2.3). Выбор гидравлического сопротивления такого диода осуществляется методом подбора с применением программы расчета переходных процессов.

5.1.2 Установка с дополнительным (резервным) ставом

Схема защиты напорного трубопровода с использованием дополнительного параллельного трубопровода приобретает особую актуальность, если по нормам проектирования для данной насосной станции предусматривается резервный став. Очевидно, что затраты при этом на реализацию проекта будут минимальными. Примером таких установок являются шахтные водоотливные установки, на которых с целью обеспечения безопасности подземных работ предусмотрено наличие постоянно заполненного водой резервного трубопровода.

Собственно, расчеты в рассматриваемом случае сводятся к определению гидравлического сопротивления перепускного трубопровода (рис.3.3), для чего необходимо воспользоваться программой расчёта параллельных трубопроводов, созданной на базе математической модели, описанной в п. 3.2. Результатом расчетов в соответствии с программой будет эквивалентный диаметр отверстия d_{mn} , соответствующий минимальному повышению давления в напорных трубопроводах. Затем по формуле (3.13) рассчитывается рациональное значение гидравлического сопротивления перепускного трубопровода. Далее составляется расчетная схема на базе проектной прорисовки узла соединения трубопроводов (рис.3.7) и таблица соответствующих коэффициентов местных сопротивлений. Следующим шагом необходимо рассчитать с учетом этих коэффициентов и потерь по длине перепускного трубопровода его суммарное гидравлическое сопротивление для различных диаметров труб и выбрать тот диаметр, который

дает ближайшее к требуемому сопротивление. При этом можно воспользоваться графиком $a_{nn} = f(d_{nn})$, аналогичном изображенному на (рис.3.8).

5.2 Средства защиты водонапорных установок, нуждающиеся в дополнительных исследованиях

В данном подразделе рассматривается комбинация применения гидравлического диода, расположенного у конечного сечения напорного трубопровода и дополнительным резервуаром, а также некоторые перспективные технические решения, которые были предложены, запатентованы и предварительно проанализированы, но объем необходимых исследований которых выходит за рамки данной работы.

5.2.1 Гидравлический диод и резервуар на выходном участке.

Как следует из изложенного выше (пункт 2.2.4) и показывают расчеты на модели, в месте выхода шахтного водоотливного трубопровода на поверхность (перегиба) могут образовываться разрывы сплошности потока, что объясняется малым статическим давлением в этой зоне. Поэтому работа дросселирующего устройства приобретает известную неопределенность и вектор этой неопределенности направлен в сторону резкого падения гидравлического сопротивления, что исключает функциональную пригодность данного метода в рассматриваемом случае. Естественно, целесообразно использовать, преимущества данного способа защиты, связанные с удобством обслуживания расположенного на поверхности средства защиты (или вблизи поверхности), особенно, для водоотлива с погружными насосами. Простейшим и достаточно эффективным изменением традиционной схемы можно считать устройство на поверхности некоего подобия резервуара достаточной высоты (рис. 5.3).

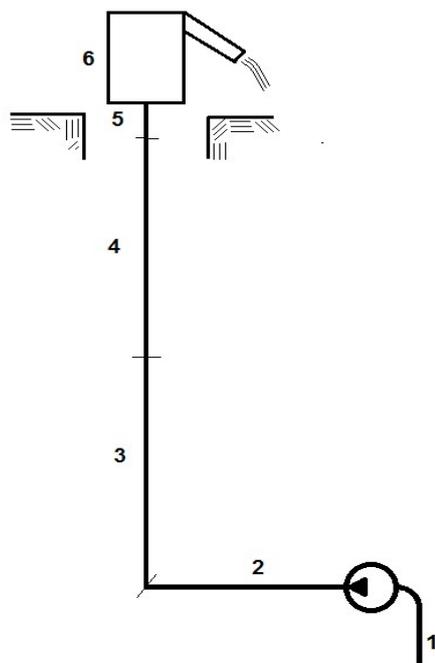


Рисунок 5.3 – Схема водоотливной установки с резервуаром на поверхности; 1, 2, 3, 4, 5 - участки водоотливного трубопровода, 6 - резервуар

В качестве дросселирующего (в одном направлении) элемента, на границе участков 4 и 5 установим гидравлический диод и промоделируем переходный процесс с помощью разработанной программы. При этом резервуар будем представлять участком вертикального трубопровода диаметром 1м и длиной 5м. Такое представление не требует изменения исходной программы и полностью соответствует предлагаемой схеме. Что касается остальных исходных данных, они взяты соответствующими типичной водоотливной установке, описанной в пункте 5.1.1. Анализ результатов расчета показывает, что по сравнению с гидравлическим ударом без гидравлического диода (рис. 5.4) в начальном сечении напорного трубопровода водоотливной установки с резервуаром, применение диодов, имеющими диаметр эквивалентного отверстия при обратном токе воды 50 и 60 мм, позволяет существенно снизить амплитуду колебаний давления.

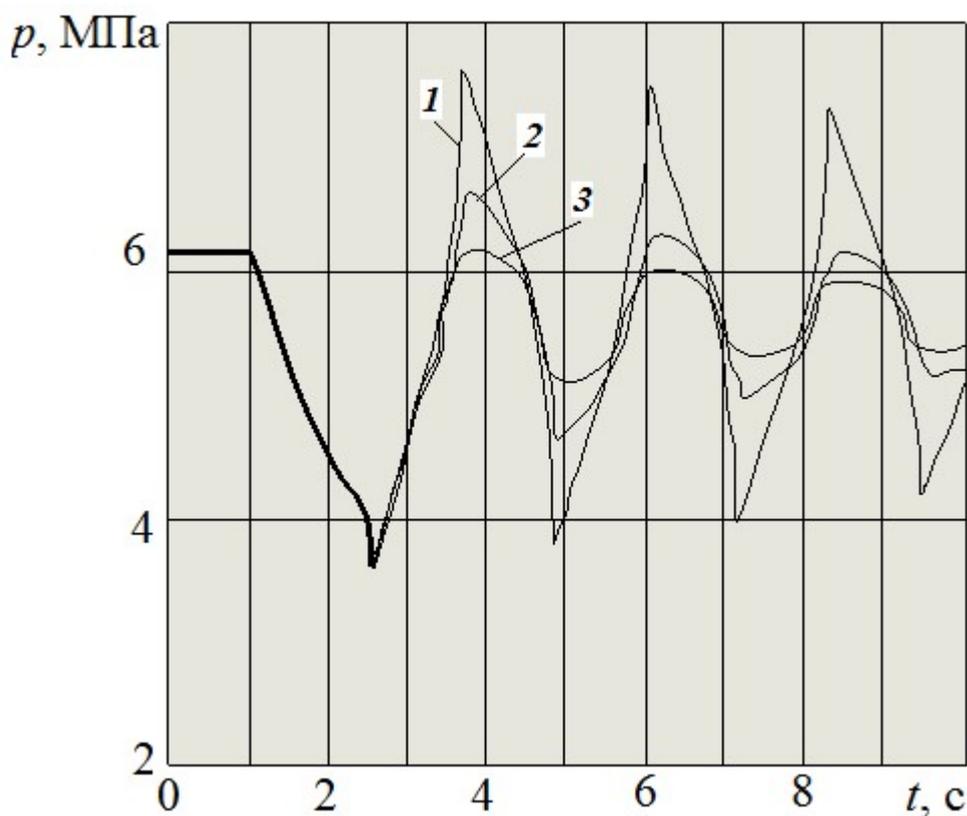


Рисунок 5.4 - График переходного процесса в начальном сечении напорного трубопровода (начало второго участка) водоотливной установки с резервуаром и без гидравлического диода 1, с диодом, имеющим эквивалентное отверстие 60 мм – 2, 50 мм -3

При чем, диаметр отверстия 50мм позволяет снизить ударное давление до уровня рабочего, то есть, превышения давления нет. При диаметре 60 мм имеется незначительное повышение давления. Моделирование процесса с выводом на интерфейс графика давления в сечении, предшествующем гидравлическому диоду (в конце участка 4), то есть в месте, наиболее опасном с точки зрения разрыва сплошности потока при данном расположении диода опускается до глубокого вакуума и, следовательно, возникает кавитация и разрыв сплошности потока [80]. Опустим гидравлический диод ниже по трубопроводу, например, на отметку минус 10 м и проанализируем график (рис. 5.5).

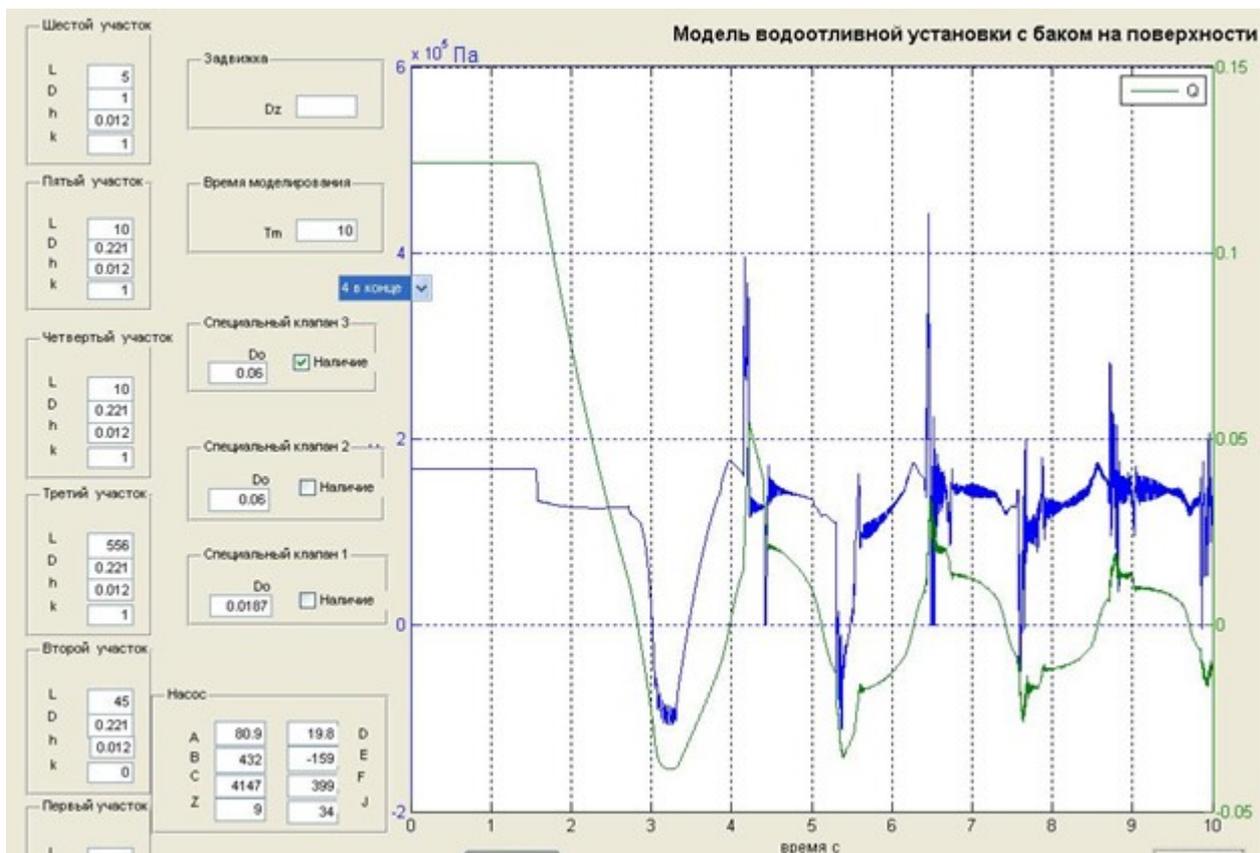


Рисунок 5.5 - График переходного процесса в конечном сечении участка 4 трубопровода водоотливной установки с резервуаром и диаметром отверстия гидравлического диода 60 мм

Как видно из графика, вакуумметрическое давление равно примерно 0,8 бар, что соответствует при нормальных условиях верхней границе образования разрыва сплошности потока (по данным института ВНИИВОДГЕО, ныне ГНЦ РФ ОАО «НИИ ВОДГЕО» [37]). Таким образом, подтверждена эффективность данной схемы и при соответствующем заглублении гидравлического диода возможно достигнуть требуемого уровня снижения амплитуды колебаний давления. Техническая реализация данной схемы может быть и без превышения высоты подъема при возможности заглубления резервуара диаметром 1 м (или меньше) в устье ствола. Объем самого резервуара должен, однако, учитывать уменьшение геометрического напора при вытекании из него того количества воды, которое может протечь в обратном направлении за фазу гидравлического удара, что легко рассчитывается, например, по графику, приведенному на рис. 5.5. В данном случае это количество составляет примерно 30 дм^3 , что на диа-

метре резервуара 1 м дает незначимую величину уменьшения уровня – 0,03 м, то есть 0,6% от высоты резервуара.

5.2.2 Струйный винтовой диод со встречной закруткой

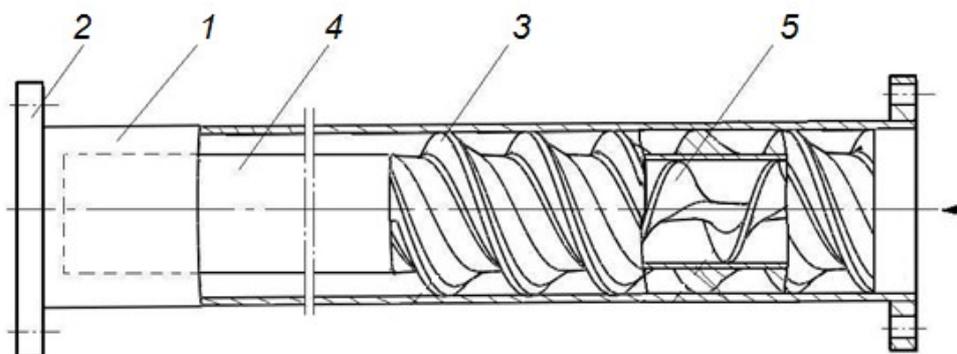


Рисунок – 5.6 – Струйный винтовой диод со встречной закруткой (патент № 90045)

Струйный винтовой диод со встречной закруткой (рисунок 5.6) по патенту [11] состоит из корпуса 1 в виде трубы с фланцами 2. Приваренный в корпусе 1 внешний полый вращатель 3 спиралевидной формы. В его внутренней полости, которая имеет цилиндрическую форму, расположен разделитель потоков (в виде трубы) 4 с внутренним вращателем 5 спиралевидной формы. Направление его спирали противоположное по отношению к спирали внешнего вращателя 3, длина трубы 4 превышает длину вращателей не менее чем на 15 диаметров в сторону прямого течения потока - минимальное расстояние для нормализации структуры турбулентного потока. Работает струйный диод следующим образом. Корпус 1 с фланцами 2, при движении жидкости в прямом направлении поток встречается с вращателями 3 и 5, разделяется на два потока - внешний и внутренний, которые приобретают вращательные движения в противоположных направлениях. После прохождения вращателей, потоки некоторое время не смешиваются потому, что их отделяет разделитель потоков 4. Их вращающаяся скорость постепенно уменьшается и когда заканчивается разделитель потоков 5 смешение происходит при незначительной относительной скорости вращения. Гидравлическое сопротивление потока при этом будет ми-

нимальным. При движении жидкости в обратном направлении раздвоенный поток смешивается при максимальной противоположной скорости вращения, что должно приводить к большим гидравлическим потерям и максимальному сопротивлению (рис 5.7)

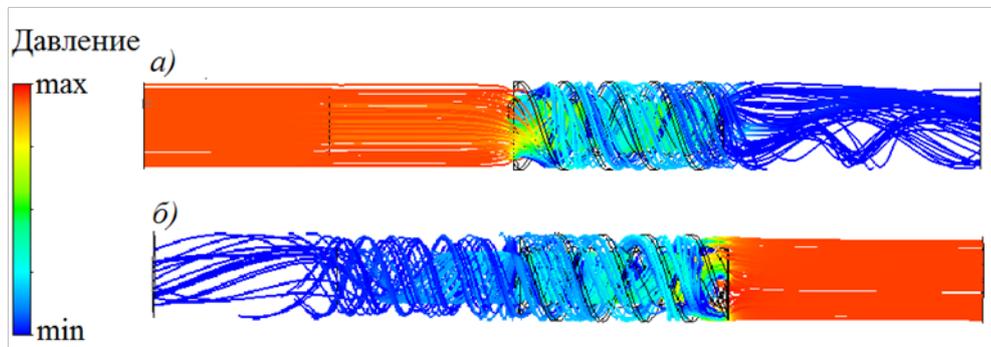


Рисунок 5.7 Пример визуализации течений в струйном винтовом диоде со встречной закруткой при обратном токе *a)* и прямом *б)*

Определена диодность для следующих геометрических параметров: внутренний диаметр трубы корпуса – 241 мм, длина вращателей – 700 мм, шаг винтовой поверхности – 140 мм, диаметр внутренней трубы – 175 мм, толщина стенки – 5 мм, длина – 500 мм. Рабочий процесс диода моделировался методом конечных элементов при скорости на входе 2,5 м/с. Результат – диодность 1,4. Так как геометрические параметры диода, связанные с закруткой потока, не представлялось возможным обосновать при выборе, то величина полученной диодности может быть увеличена при соответствующих исследованиях. Объем таких исследований представляется слишком большим в рамках данной работы.

Выводы

1. Разработана инженерная методика, позволяющая рассчитать геометрические параметры вихревого диода для защиты системы от гидравлических ударов.
2. Для напорных установок с дополнительным или резервным трубопроводом представлен алгоритм выбора параметров перепускного трубопрово-

да, при помощи которого достигается снижение величины гидравлических ударов до безопасных пределов.

3. Проведены предварительные исследования системы защиты с использованием диода, расположенного вблизи выходного сечения, и дополнительного резервуара, которая позволяет упростить процесс обслуживания трубопровода. Показана её эффективности и перспективность для дальнейших исследований.

4. Предложен новый вид струйного диода, показана его перспективность для использования в качестве средства защиты от гидравлических ударов и возможность применения в гидравлических системах имеющих ограниченные габариты.

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена актуальная научно-техническая задача минимизации материальных затрат на эффективную защиту водонапорных установок от гидравлических ударов путем обоснования рациональных параметров рабочих процессов и областей применения перспективных средств защиты - струйных диодов с предельной двадцатикратной диодностью и дополнительного (резервного) вертикального напорного трубопровода диаметрами 50 ... 300 мм, что обеспечивает снижение капитальных затрат в 3 и больше раз сравнительно с известными средствами.

Основные научные и практические результаты работы состоят в следующем:

1. На основе анализа априорной информации установлена возможность минимизации материальных затрат на эффективную защиту водонапорных установок от опасных повышений давления, перекачиваемой жидкости при использовании гидравлических и струйных диодов, которые обеспечивают повышенное обратное сопротивление, а также дополнительных (резервных) трубопроводов, соединенных с основными с помощью перепускного трубопровода .

2. Обоснована как рациональная область расположения в трубопроводе средств защиты от гидравлических ударов с повышенным обратным сопротивлением – последняя восьмая часть его длины, что позволяет повысить их эффективность.

3. Разработаны новые физические и математические модели рабочих процессов средств защиты водонапорных установок от гидравлических ударов с обеспечением повышенного обратного сопротивления напорного тракта с помощью гидравлических и струйных диодов, использование которых позволило установить рациональные значения их рабочих и конструктивных параметров.

4. По результатам решения математических моделей рабочих процессов вихревых диодов, в том числе численными методами, установлены как рациональные: конусность вихревой камеры – 60° , угол обратного подвода жидкости -

30°, диапазон шероховатости рабочей поверхности 0,01 ... 1 мм, цилиндрическая форма вихревой камеры и отсутствие зоны уменьшения диаметра на входе в коническую часть вихревой камеры. Получено уравнение регрессии, которое устанавливает связь между диодностью и скоростью движения воды (в диапазоне скоростей 1...3 м/с), диаметром входа в диод (в диапазоне диаметров 50 ... 300 мм), шероховатостью стенок (0,01...1 мм).

Определены области эффективного применения струйных и гидравлических диодов: так на трубопроводах длиной до 400 м целесообразно применять гидравлические или гибридные диоды, при больших длинах – вихревые. При этом, в случае возможного увеличения затрат на транспорт жидкости, зона применения вихревых диодов расширяется.

5. Доказана возможность минимизации материальных затрат на эффективную защиту водонапорных установок от опасных колебаний давления с помощью резервных напорных трубопроводов насосных установок, которые из технологических соображений имеют такой трубопровод, при этом амплитуда колебаний давления в гидросистеме снижается как минимум в два раза. Для эффективного гашения гидравлического удара соединение основного и резервного трубопроводов осуществляется перепускной трубкой, которая имеет меньший (чем рабочие трубопроводы) диаметр и оснащена обратным клапаном. Места соединения пропускного с напорными трубопроводами должны находиться по возможности в непосредственной близости за обратными клапанами.

6. Проведены экспериментальные исследования рабочего процесса натурального образца вихревого диода (диаметр входа – 50 мм, диаметр вихревой камеры 282 мм) на стенде с применением методов планирования эксперимента и статистической обработки их результатов. Экспериментальным путем доказана эффективность использования диода как средства защиты от гидравлических ударов. Установлено, что постоянная времени вихревого диода соизмерима с фазой гидравлического удара. Подтверждена адекватность разработанной математической модели рабочего процесса вихревого диода с допустимым сов-

падением расчетных и экспериментально полученных статических и динамических расхождений характеристик не превышающих 15%.

7. Разработаны методика расчетов и проектирование вихревых диодов, а также метод инженерного расчетов гидравлических параметров перепускной трубки для установки с дополнительным (резервным) трубопроводом, которые позволяют эффективно защитить насосную установку от опасного гидравлического удара.

Разработанные конструкции вихревых диодов, гидравлического диода, гибридных диодов защищены патентами Украины на полезные модели (№№68287, 75676, 75770, 88736, 89206, 89287, 89315, 90045), и водоотливной установки с применением резервного става – патентом на изобретение (№110208).

8. Результаты работы использованы: при рабочем проектировании главной водоотливной установки блока №10, ш/у «Покровское» (институтом ПАО «ДОНГИПРОШАХТ») (ожидаемая годовая экономическая эффективность использования резервного трубопровода данной шахтной водоотливной установки сравнительно с применением известных гасителей гидравлических ударов превышает 380 тыс. грн.); НПО «Нумес» при разработке мероприятий по защите от гидравлических ударов на шахтных водоотливных установках с погружными насосами, в результате которых удалось предотвратить аварийные ситуациям, в частности, на водоотливе высотой 440 м с погружными насосами фирмы «Pleuger» PN82-20 шахты «Чорноморка» ОАО «Лисичанскуголь».

Предложены направления дальнейшего усовершенствования средств защиты водонапорных установок от гидравлических ударов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Попов В.М. Водоотливные установки: Справочное пособ. /В.М. Попов. - М.: Недра., 1990.- 254 с.
2. Пат. Україна, №UA 68287, F16L 55/02. Клапан для захисту від гідравлічних ударів/ В.М. Оверко, Ю.О.Замко, М.В.Оверко (Україна).–№UA 16951 заявлено 10.11.05; опубл. 15.09.06, Бюл. № 9.
3. Пат. Україна, №UA 68287, МПК F 25 В 41/00. Струминний діод для теплових насосів/ В.М. Оверко, С.О.Селівра, М.В.Оверко, Д.Ю.Ніколенко (Україна).–№UA 68287 заявлено 22.07.11; опубл. 26.03.12, Бюл.
4. Пат. Україна,–№UA 75676, МПК F 25 В 41/00. Струминний діод для теплових насосів/ М.Г.Бойко, В.М. Оверко, М.В.Оверко, М.О.Палій (Україна) заявлено 24.05.12; опубл. 10.12.12, Бюл. № 23.
5. Пат. Україна, №UA 75770, МПК F1 6 L 55/04. Струменевий діод / А.П.Кононенко, В.М. Оверко, М.В.Оверко, А.М.Гончаров (Україна).– заявлено 12.06.12; опубл. 10.12.12, Бюл. № 23.
6. Пат. Україна, №UA 79188, МПК F 16 L 55/02. Спосіб гасіння енергії хвиль при гідравлічному ударі/ А.П.Кононенко, В.М. Оверко, В.П. Овсянников, М.В.Оверко, І.Р.Баязитов (Україна).–№UA 79188 заявлено 13.11.12; опубл. 25.03.13, Бюл. № 7.
7. Пат. Україна, №UA 88736, МПК В 01 D 45/12. Струминний діод / А.П.Кононенко, В.М. Оверко, М.В.Оверко, Ю.О.Лактионова (Україна). - заявлено 18.11.13; опубл. 25.03.14, Бюл. № 7.
8. Пат. Україна, №UA 89206, МПК F 16 К 15/00. Зворотний клапан /А.П.Кононенко, В.М. Оверко, В.П.Овсянников, М.В.Оверко, А.Ю.Старожук (Україна).– №UA 89206 заявлено 25.11.13; опубл. 10.04.14, Бюл. № 7.
9. Пат. Україна, №UA 89287, МПК В 01 D 45/12. Вихровий гідравлічний діод / А.П.Кононенко, В.М. Оверко, В.П.Овсянников, М.В.Оверко, А.О.Шпаков (Україна).– №UA 89287 заявлено 09.12.13; опубл. 10.04.14, Бюл. № 7.

10. Пат. Україна, №UA 89315, МПК F 16 L 55/04. Струменевий діод / В.М. Оверко, С.О.Селівра, В.П.Овсянников, М.В.Оверко, О.В.Кузавка (Україна).– заявлено 16.12.13; опубл. 10.04.14, Бюл. № 7.
11. Пат. Україна, №UA 90045, МПК F 25 B 41/00. Струмийний діод /А.П.Кононенко, В.М.Оверко, М.В.Оверко, Б.П.Одоладов (Україна).– заявлено 06.12.13; опубл. 12.05.14, Бюл. № 9.
12. Пат. Україна, №UA 97743, МПК E 02 D 19/10. Шахтна водовідливна установка /А.П.Кононенко, В.М. Оверко, В.П.Овсянников, М.В.Оверко, Р.С.Хоменко (Україна).– заявлено 10.06.14; опубл. 10.04.15, Бюл. № 7.
13. Кононенко А.П. Анализ динамических процессов в параллельно включенных трубопроводах водоотливной установки/ А.П.Кононенко, В.П. Овсянников, М.В. Оверко // Наукові праці ДонНТУ Серія Гірничо-електромеханічна.–2012.– №2 (24)–С.133-141
14. Бойко Н.Г. Выбор оптимальных способов функционирования и базовых параметров средств защиты трубопроводов от гидравлических ударов / Н.Г. Бойко, В.П. Овсянников, М.В. Оверко // Наукові праці ДонНТУ Серія Гірничо-електромеханічна .– 2012. – №23(196). – С. 30-35
15. Кононенко А.П. Программное дросселирование как метод защиты водоотливной установки от гидравлического удара / Кононенко А.П., Овсянников В.П., Оверко М.В.// Наукові праці ДонНТУ Серія Гірничо-електромеханічна .– 2012 .– №1 (25). – С.96-103.
16. В.П.Овсянников Алгоритм построения расчетной модели системы защиты параллельно соединённых напорных трубопроводов водоотливных установок. / Овсянников В.П., Оверко В.М., Оверко М.В.// Наукові праці ДонНТУ Серія Гірничо-електромеханічна.–2013.– №2 (26)–С.205-212.
17. Кононенко А.П. Выбор основных параметров вихревого диода для предотвращения гидравлических ударов в вертикальных трубопроводах / А.П Кононенко., В.П. Овсянников, М.В. Оверко // Вестник Национального технического университета ХПИ. Серия Математическое моделирование в технике и технологиях. – 2015. – №6(1115). –С.40-49

18. Кононенко А.П. Совершенствование гидроимпульсаторов изменением гидравлических параметров ударного трубопровода/ А.П. Кононенко, В.П. Овсянников, М.В. Оверко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія математичне моделювання в техніці та технологіях . – 2013. – №5(979). – С.119-123
19. Гейер В.Г. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: учебник для вузов / В.Г. Гейер, Г.М. Тимошенко. – М.: Недра. – 1987. – 270 с.
20. Волнотех: Инновационная технология противоаварийной защиты трубопроводов и оборудования стабилизаторы давления. Название с домашней страницы интернета. – http://www.volnotex.ru/pub/opisaniye_SD.pdf
21. Килимник В.Д. Исследование переходного режима в главной шахтной водоотливной установке при отключении насоса / В.Д. Килимник, В.М. Оверко, А.Е. Костомаров. – М.: Гидротехника и мелиорация. – 1975. – С. 37-39.
22. Univerza v Ljubljani / vodne turbine., [predstavitev] Режим доступа: http://lab.fs.uni-lj.si/kes/energetska_proizvodnja/ep-predavanje-h04.pdf
23. Tehuan Chena, Optimal Boundary Control for Water Hammer Suppression in Fluid Transmission Pipelines / Tehuan Chena Chao Xua, Zhigang Computers & Mathematics with Applications . – №69 (4). – P.275-290
24. Andreas Dudlik, Kavitation und Druckstöße im Griff/ Fraunhofer Umsicht, Margit Hahn, Infracor, Günter Kipp, Ebro Armaturen P&A-Kompendium 2009/2010. – 2009. – P 188-190
25. Оверко В.М. Анализ частотных свойств трубопроводов водоотливных установок с погружными насосами./ В.М. Оверко, В.П. Овсянников, Ф.А. Папаяни Наукові праці ДонНТУ Серія Гірничо-електромеханічна. – 2006. – №104–С. _____
26. НПАОП 10.0-1.01-10 Правила безпеки у вугільних шахтах: наказано і введено в дію наказом Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду №62 від 22 березня 2010р.
27. Кривченко Г.И. Гидравлический удар в простом трубопроводе/ Г.И. Кривченко, Н.Н. Аршеневский. – М.: Энергия. – 1975. – 365с.

28. Адоевский А.В. Моделирование работы нефтепроводов, оборудованных системами сглаживания волн давления: автореф. дис. канд. техн. наук: 25.00.19 / А.В. Адоевский. – М.:РГУ нефти и газа им. Губкина . – 2011. – 23 с
29. Айнола Л.Я., Математические модели для нестационарных течений в трубах./ Л.Я.Айнола, У.Р. Лийв. – Труды Таллинск. политехн. Института. – 1985. – №.593. – С.85-94.
30. Фокс Д.Д., Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. / Д.Д.Фокс. – М.: Энергоиздат. – 1981.– 248 с.
31. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах: изд. 2, перераб. и доп. / И.А.Чарный. – М.:Недра. – 1975. – 296 с.
32. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: Учебник для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства автоматизации» изд. 2, перераб. и доп. / Б.Т. Емцев. – М.: Машиностроение 1987. – 440с.
33. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. /Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение . – 1982. – 239с.
34. Егiazаров И.В. Моделирование гидравлического удара. – Докл. АН СССР, 1953, т. 92, №3, с. 495-497.
35. Килимник В.Д. О физическом моделировании гидравлического удара в гидроосистеме с тупиком./ В.Д. Килимник. – Изв. Вузов. Горный журнал. 1966, № 8, с. 105-108
36. Бержерон Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической цепи ./Л. Бержерон. – М.: Машгиз. – 1962. – 348с.
37. Андрияшев М.М. Графические расчеты гидравлического удара в водоводах/М.М. Андрияшев .–М: Стройиздат. – 1969. – 64с.
38. Аронович Г.В, Картвелишвили., Любимцев Я.К. Гидравлический удар и уравнительные резервуары. – М.: Наука. – 1968. – 248с
39. Картвелишвили Н.А. Динамика напорных трубопроводов.-М.: Энергия. – 1979. – 224с.
40. Смирнов Д.Н. Гидравлический удар в напорных водоводах. / Д.Н. Смирнов, Л.Б. Зубов. – М.: Стройиздат,1975. – 126с.

41. Сурин А.А. Вопросы водоснабжения. Гидравлический удар в водопроводах./А.А. Сурин. – труды/ЛИИЖТ,1967. – №24. – 120с
42. Христов Х.И. Хидравлични удари в напорни тръбопроводи.- София. – 1971.–202с.
43. Куколевский И.И. Гидравлический удар в простом трубопроводе.- В кн.:Машиностроение.-М.:Машгиз, 1949. – №5. – С. 14-40
44. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы – М.: Машгиз, 1960.- 464с.
45. Овсянников В.П. Разработка средств защиты мощных насосных установок от гидравлических ударов: автореф. Дис. к-та. тех. наук. 05.05.06.– Защита 11.03.88. утв. 10.08.88 Овсянников Владимир Павлович утв–Донецк, 1988.– 362с.
46. Лямаев Б.Ф. Расчет гидравлического удара в трубопроводе с учетом разрыва сплошности.– В кн. : Труды 26 научно-технической конференции Воронежско инж.строит. института. Воронеж, 1971, с.195
47. Вишневский К.П. Расчет гидравлического удара использованием электронных вычислительных машин.- Водоснабжение и санитарная техника, 1964, №9. – С. 2-5
48. M Shimada and S Okushima. 1984. New Numerical Model and Technique for Water Hammer.Eng. Journal Hy. Div. ASCE. Vol. 110(6): 730-748
49. M.S Ghidaoui., G.S. Mansour and M. Zhao. 2002. Applicability of Quasisteady and Axisymmetric Turbulence Models in Water Hammer. Journal of Hydraulic Engineering, ASCE. Vol. 1128(10): 917924.
50. Труды математического института им. В.А.Стеклова.–М.: Госстройиздат, 1961.-228с.
51. Parmakjan J. Waterhammer analisis/ J. Parmakjan- New-York: Prantice-hall, 1955.–162p
52. Алиев Н.А. Средства защиты шахтных водоотливных установок глубоких горизонтов от гидравлических ударов / Н.А. Алиев, А.Н. Коваль, Э.И. Антонов, А.В. Чернышов Наукові праці ДонДТУ. Серія гірничо-електромеханічна.. – Донецк: 2002. – №142. – С. 3-17.

53. Килимник В.Д. Определение рационального закона закрывания затвора напорного трубопровода. / В.Д. Килимник. Разработка месторождения полезных ископаемых. – К.:Техника: 1973. – №31. – С. 76-82.
54. А. с. 1221405 СССР, МКИ F 15 F 15/30. Маховик переменного момента инерции с вертикальной осью / Г.М. Тимошенко, В.М. Оверко, Г.Г. Голдынский, В.Я. Шнедерович, В. П. Овсянников (СССР). - № 3830239/25-28; заявлено 25.12.84; опубл. 30.03.86, Бюл. № 12. - 2 с.
55. А. с. 120158 СССР, МКИ F 16 F 15/30. Маховик переменного момента с вертикальной осью / Г.Г. Дьячук, В.С. Финченко (СССР). - № 808738; заявлено 31.05.84; опубл. 30.12.85, Бюл. № 48. - 2 с.
56. Килимник В.Д. Унифицированный гаситель гидравлических ударов в шахтных напорных трубопроводах.-В. Кн.: Разработка месторождений полезных ископаемых.-К: Техніка, 1974, вып. 37, с. 46-50
57. Тимошенко Г.М. Исследование гасителя гидравлических ударов с программным управлением/Г.М.Тимошенко, В.М.Оверко, Алиферов В.П., Пахомов В.Т Разработка месторождений полезных ископаемых. Респ. межвед. науч.-техн. сб. Киев, Техника, 1981. – вып. 58, с. 96-100
58. А. с. 703725 СССР, МКИ F 16 L 55/02. Гаситель гидравлических ударов / Г.М. Тимошенко, В.М. Оверко, В.Т. Пахомов (СССР). - № 24802985/29-08; заявлено 29.04.77; опубл. 15.12.79, Бюл. № 46. - 2 с.
59. Оверко В.М. Защита от гидравлических ударов водоотливных установок с погружными насосами /В.М. Оверко, В.П. Овсянников, Ф.А. Папаяни Разработка рудных месторождений. Научно-технический сборник. Выпуск № 1 (90) Криворожский технический университет. г. Кривой Рог. – 2006 с. 158-162.
60. Махарадзе Л.И. Средства защиты магистральных гидротранспортных систем от гидравлических ударов.-В кн.: Дальний трубопроводный транспорт сыпучих материалов.- Тбилиси : Мецереба, 1974, с.109-137.
61. Махарадзе Л. И. Нестационарные процессы в напорных гидротранспортных системах и защита от гидравлических ударов [Текст] : научное издание / Л.

- И. Махарадзе, Г. И. Кирмелашвили ; Ин-т горной механики АН ГрузССР. - Тбилиси : Мецниереба, 1986. - 152 с
62. Нестационарные процессы в напорных гидротранспортных системах и защита от гидравлических ударов [Текст] : научное издание / Л. И. Махарадзе, Г. И. Кирмелашвили ; Ин-т горной механики АН ГрузССР. - Тбилиси : Мецниереба, 1986. - 152 с
Сурин А.А. Вопросы водоснабжения. Гидравлический удар в водопроводах.- Труды/ЛИИЖТ, 1967, вып. 24, 130 с.
63. Пат. 2220359 РФ, МКИ F 16 L 55/45. Устройство гасителя гидравлического удара / Б.Ф. Турутин, А.В. Лютов (RU)- № 2001130419/06; заявлено 05.11.01; опубл. 20.06.03, Бюл. № 12. - 2 с.
64. Бегляров Д.С. Научное обоснование методов расчетов переходных процессов в напорных системах водоподдачи с насосными станциями : автореф. дис д-ра. тех. наук: 05.23.16 / Московский государственный университет природообустройства. – М., 2007. – 59 с.
65. Меркле Д., Гидравлика. Основной курс TP 501. T2 Учебное пособие / Д. Меркле, Б. Шрадер, М. Томес. – К.:ДП "ФЕСТО".–2002 г.–281 с.
66. Лебедев И.В. Элементы струйной автоматики : научное издание / И. В. Лебедев, С. Л. Трескунов, В. С. Яковенко ; - Москва : Машиностроение, 1973. – 359 с.
67. P. J. Baker. A comparison of fluid diodes. In Proceedings of the 2nd Cranfield Fluidics Conference, pages 88–126, 1967
68. Пат. 4187874 США, МКИ F16K 15/00. Fluid diode / B.V. Neratoom (NL). - № 847441; заявл. 01.11.77; опубл. 08.11.76;. – 3 с.
69. Пат. 1329559 США, МКИ F16K 15/00. Tesla's Valvular Conduit / Nicola Tesla (US). - ; опубл. 21.02.16; – 1 с.
70. Пат. 2727535 США, Aerodynamic check valve / E.T. Linderoth(US). -;. опубл. 17.01.50;. – 3 с.
71. K. Fischer, E. Laurien, A. Class, and T. Schulenberg, Hydraulic Analysis of a Backflow Limiter for the High Performance Light Water Reactor, to be published in

Proceedings of the Annual Meeting on Nuclear Technology, Hamburg, Germany, 2008

72. Пат. 3461897 США, МКИ F15C 1/16 Vortex vent fluid diode / Clyde chi kai kwok (US). -; опубл. 17.12.1965;. – 7 с.

73. Пат. 4259988 США, МКИ F15C 1/16 Vortex diode check valve with flexible diaphragm / param I/ Singh (US). -; опубл. 17.09.1979;. – 4 с.

74. Пат. 20040031249 США, МКИ B01D 45/12. Fluid diode / John L. Broughtin (GB).; заявл. 15.10.2003; опубл. 19.02.04;. – 3 с.

75. Пат. 4259988 США, МКИ F15C 1/16 Vortex diode check valve with flexible diaphragm / Param I. Singh (US). -; опубл. 17.09.1979;. – 4 с.

76. Ястребова Е. В., “Струйные диоды (обзор)”/ Е. В. Ястребова, Автомат. и телемех. – 1971, № 3. – С101–106

77. Tanney J.W., fluidic devices. Engng digest.– №10.– 1966.–Р 60-64

78. Носов Е.И. Экспериментальное исследование характера стационарного потока. / Е.Ю. Носов, А.Г. Краморов.– Омский научный вестник. Мерия Приборы, машины и технологии . – 2007г. – №3(60)–С50-52

79. A. A. Kulkarni, V. V. Ranade, R. Rajeev, and S. B. Koganti, “Pressure Drop Across Vortex Diodes: Experiments and Design Guidelines,” Chemical Engineering Science, November, 2008.

80. Пат. 42008 МКИ F16K 15/00 Зворотний клапан / Оверко В.М., Терещенко Д.Г., Папаяні О.Ф. заявл.– 17.11.2008 опубл. 25.06.2009 Бюл №12,

81. Пат. 61576 МКИ 15/00 Зворотний клапан / Оверко В.М., Овсянников В.П. Лямпорт О.С. заявл.– 17.11.2010 опубл. 25.07.2009 Бюл .№14,

82. ANSYS CFX 11.0 Solver theory. release 11.0 [электронный ресурс], 2008. – -261p. – Режим доступа: <http://www.ansys.com>

83. Menter, F.R., (1994), Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA-Journal, 32(8), pp. 269-289, 1994

84. Yoder Jr, Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Cooled High-Temperature Reactors/ Graydon L; Elkassabgi, Yousri M. ; De Leon, Gerardo I., etc.– ORNL . – 2011 28p/

85. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин М.: Машиностроение, / Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодкин Ю.Д 1988. - 240 с.
86. Лебедев И. В., Основы теории включения струйных диодов./ Лебедев И. В., Ястребова Е. В. – Доклады научно-технической конференции МЭИ, секция энергомашиностроительная, подсекция гидравлики. – 1969. – С. 57—63.
87. Сьомін Д. О. Вихрові виконавчі пристрої : монографія : в 2 ч. Ч. 1. Одно-рідні робочі середовища / Д. О. Сьомін, В. О. Павлюченко, Я. І. Мальцев, С. В. Войцеховський, А. С. Роговий, Д. В. Дмитрієнко, М. О. Мальцева; Східноукр. нац. ун-т ім. В.Даля. - Луганськ, 2009. – 283 с.
88. Haakh F., Vortex chamber diodes as throttle devices in pipe system. Computation of transient flow. / F.Haakh //Journal of Hydralic research.2003.– Vol.41. –P.53-59.
89. Jiao L., Experimental study on the hydraulic characteristics of vortex diodes / L.Jiao,C.N.Chang ,J.T.Lio et all//Sci.China.Tech.Sci 2011.–Vol.54. –P. 332-337.
90. Гейер В.Г. Гидравлика и гидропривод: Учеб. Для вузов.– 3-е изд., перераб и доп./В.Г.Гейер, В.С.Дулин,А.Н. Заря.–М.:Недра,1991.–331с
91. Оверко В.М. Впуск воды – как средство защиты водоотливных установок от гидроударов / В.М. Оверко, В.П. Овсянников, С.В. Ивануна// Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія: «Гірничо – електромеханічна»,. Вип. 42. – 2002. – С. 36– 41
92. А. с. 697640 СССР, МКИ Е 02 D 19/10. Шахтная водоотливная установка / Г.М. Тимошенко, В.М.Оверко (СССР). - № 697640; заявлено 30.05.78; опубл. 15.11.79, Бюл. № 42. - 4 с.
93. Попов В.М. Рудничные водоотливные установки. – 2е изд. перераб и доп.–М.:Недра, 1983. – 304 с.
94. Оверко В.М. Создание и исследование средств защиты шахтных водоотливных установок от гидравлических ударов. Дис... к-та. тех. наук. 05.05.06.– Защита 13.11.80. утв. 11.03.81 Оверко Валентин Михайлович 1980.–292с.

95. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М. О. Штейнберга.— 3-е изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1992.— 672 с:
96. Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами.- М.:Изд-во стандартов.— 1982. – 320 с.
97. Румшиский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
98. Бондарь А.Г., Статюха Г.А. Планирование эксперимента в химической технологии. – Киев: Вища школа, 1976. – 184 с.
99. Горский В.Г., Адлер Ю.П. Планирование промышленных экспериментов. – М.: Металлургия, 1974. – 264 с.
100. ДСТУ ГОСТ ИСО 5725-4:2005 Точність (правильність і прецизійність) методів та результатів вимірювання. Частина 4. Основні методи визначення правильності стандартного методу вимірювання
101. Тимошенко Г.М., Зима П.Ф. Теория инженерного эксперимента: Учебное пособие. – К.: УМК ВО, 1991. – 124 с.

Приложение А

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО «НАУКОВО-ВИРОБНИЧЕ ОБ'ЄДНАННЯ «ХАЙМЕК»		PRIVATE JOINT-STOCK COMPANY «SCIENTIFIC INDUSTRIAL CORPORATION «HYMEC»
Телефон: (062) 311 10 82 Факс: (062) 335 74 42 E-mail: info@hymec.com.ua Сайт: www.hymec.com.ua Адреса: 83048, Донецьк, вул. Університетська, 93 а		Phone: (062) 311 10 82 Fax: (062) 335 74 42 E-mail: info@hymec.com.ua Site: www.hymec.com.ua Address: Universitetska St., 93a Donetsk, 83048, Ukraine
<small>Засновано у 1961 р. як науково-дослідний інститут «Гідротрубопроект»</small>		<small>Established since 1961 as research institute «Gidrotzuboprojekt»</small>

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор ЧАО НПО «Хаймек»

Папаяни Ф.А.

_____ 20__ г.



АКТ

о внедрении материалов диссертационной работы аспиранта
 Донецкого национального технического университета
 Оверко Михаила Валентиновича

г. Донецк

«__» _____ 20__ г.

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационной работы Оверко М.В. относительно моделирования гидравлического удара при внезапном обесточивании привода насосного агрегата использованы ЧАО НПО «Хаймек» при анализе и устранении причин аварий на водоотливе шахты «Черноморка» ОАО «Лисичанскуголь», оборудованном погружными насосами «Pleuger» PN82-20.

Исполнительный директор



С.Н. Андреева

Приложение Б

Протокол №2

Испытательная лаборатория: лаб. каф ЭМС ДонНТУ

15 мая 2014 г.

Объект исследования – вихревой диод.

Рабочее тело – вода.

Условный диаметр диода 50 мм.

Размер подводящих труб \varnothing 63х6 мм.

Барометрическое давление $p_a = 740$ мм. рт. ст.

Относительная влажность $\varphi = 60\%$.

Испытания проводил: Оверко М.В.

Расчет выполнил : Оверко М.В.

Протокол №1

<i>№</i>	<i>Q</i> , м ³ /ч	<i>v</i> , м/с	<i>p</i> _{вход} , кПа	<i>p</i> _{выход} , кПа	Δp , кПа	<i>Eu</i>	<i>Re</i>
1	30,50	4,32	121,64	19,62	102,02	5,47	214565
2	27,00	3,82	119,68	19,62	100,06	6,85	189943
3	25,00	3,54	119,68	20,40	99,28	7,93	175873
4	24,50	3,47	111,83	18,44	93,39	7,77	172355
5	24,00	3,40	113,80	19,62	94,18	8,16	168838
6	23,50	3,33	111,83	19,62	92,21	8,33	165320
7	22,50	3,18	100,06	17,66	82,40	8,12	158285
8	22,00	3,11	90,25	16,87	73,38	7,57	154768
9	20,00	2,83	78,48	15,70	62,78	7,83	140698
10	19,00	2,69	70,63	15,30	55,33	7,65	133663
11	18,50	2,62	66,71	13,73	52,97	7,73	130146
12	17,50	2,48	54,94	12,56	42,38	6,91	123111
13	15,00	2,12	49,05	10,99	38,06	8,44	105523
14	14,80	2,09	45,13	11,38	33,75	7,69	104116
15	14,20	2,01	41,20	9,81	31,39	7,77	99896
16	12,50	1,77	36,89	9,42	27,47	8,77	87936
17	11,80	1,67	32,18	8,63	23,54	8,44	83012

Протокол № 2

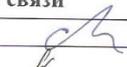
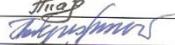
<i>№</i>	<i>Q</i> , м ³ /ч	<i>v</i> , м/с	<i>p</i> _{вход} , кПа	<i>p</i> _{выход} , кПа	Δp , кПа	<i>Eu</i>	<i>Re</i>
1	31,5	4,46	27,47	18,44	9,03	0,45	221600
2	31,5	4,46	23,54	13,73	9,81	0,49	221600
3	25	3,54	23,54	13,73	9,81	0,78	175873
4	24,5	3,47	20,40	11,77	8,63	0,72	172355
5	24,4	3,45	19,62	11,77	7,85	0,66	171652
6	23,5	3,33	19,62	11,77	7,85	0,71	165320
7	23	3,26	17,66	9,81	7,85	0,74	161803
8	22,5	3,18	19,23	11,77	7,46	0,74	158285
9	21	2,97	15,70	9,03	6,67	0,76	147733
10	20,5	2,90	16,87	9,81	7,06	0,84	144216
11	18	2,55	15,70	9,03	6,67	1,03	126628
12	31,5	4,46	27,47	18,44	9,03	0,45	221600
13	31,5	4,46	23,54	13,73	9,81	0,49	221600
14	25	3,54	23,54	13,73	9,81	0,78	175873

Приложение В

Экономическое сравнение применения на шахтной водоотливной установке гасителей гидравлических ударов, разработанных в НИИГМ им. М.М. Федорова и созданной в ДонНТУ схемой защиты водоотливной установки от гидроударов с использованием резервного става

Пояснительная записка

Список исполнителей,

Раздел проекта	Должность	Фамилия, инициалы	Подпись
Отдел горной электромеханики, автоматизации и связи			
	Начальник	<i>Соловейко Г.В.</i>	
	Главный специалист по сметам и ценообразованию	<i>Беликова Т.В.</i>	
	Ведущий инженер	<i>Павлейчук А.В.</i>	
	Ведущий инженер	<i>Побережный И.О.</i>	
	Инженер I категории	<i>Забайрачная Л.С.</i>	

Содержание

С.

Приложения11

Введение

Экономическое сравнение применения на шахтной водоотливной установке гасителей гидравлических ударов, разработанных в НИИГМ им. М.М. Федорова и устройства гашения гидроударов по схеме, созданной в ДонНТУ, выполнено на основании письма ДонНТУ.

1. Технологическая часть

Гаситель гидравлических ударов, разработанный в НИИГМ им. М.М. Федорова

Гидравлическая схема подключения гасителей гидравлических ударов, разработанных в НИИГМ им. М.М. Федорова приведена на рисунках 1 и 2.

Гасители гидравлических ударов типа ГИГМ 200/63 ТУ У 29.1-33360135-001:2006 вертикального исполнения с опорой на грунт подключаются на каждый водоотливный став (рабочий и резервный). Такая компоновка позволяет снять, не передавая их на сам трубопровод, ударные механические нагрузки, возникающие в обратном затворе гасителя в момент его закрытия под действием первой волны гидравлического удара с наибольшей амплитудой избыточного давления.

Сливной трубопровод для утилизации сбрасываемых при гашении объемов воды направляется в водоотливную канавку

Схема и рабочий процесс устройства гашения гидроударов с использованием резервного става, созданного в ДонНТУ

Гидравлическая схема устройства гашения гидроударов, разработанная ДонНТУ представлена на рисунках 3 и 4.

Рабочий 1 и резервный 2 водоотливных става соединены между собой двумя перепускными трубами с задвижками 1 и 2 и обратными клапанами 3 и 4.

Принцип работы схемы основан на применении резервного водоотливного става для снижения гидравлического удара.

При работе на трубопровод 1 задвижка 2 открыта, а задвижка 1 закрыта и наоборот, при работе на трубопровод 2 задвижка 1 открыта, а задвижка 2 закрыта.

При нормальной работе насоса на рабочий водоотливный став 1 затвор клапана 3 закрыт, так как на него со стороны резервного водоотливного става 2 действует только геодезический напор, а со стороны рабочего водоотливного става 1 напор выше на величину потерь, обусловленных гидравлическим сопротивлением следующим за обратным клапаном участка става.

При отключении насоса у обратного клапана напор снижается. Когда его величина станет меньше, чем геодезический напор, заслонка клапана поворачивается, давление выравнивается, при этом дальнейшее понижение напора прекращается, и скорость потока плавно уменьшается, что ограничивает величину его повышения в следующей фазе гидравлического удара.

Определения стоимости двух вариантов устройств гашения гидроударов.

Стоимость гасителя ГИГИ-200/63 взята из информации завода-изготовителя (см. письмо НПК «Инноватор» от 19.05.2008 №192/05, Приложение Б).

Стоимость остального оборудования (задвижки, клапаны) и материалов определена по базе данных Минрегионстроя Украины (прейскурантам).

В расчетах стоимости оборудования и материалов приняты с учетом индексов изменения рыночной стоимости продукции предприятий машиностроения и ее рыночной стоимости соответствующих периодов по состоянию на 01.10.2015г.

Выполненные расчеты стоимости приобретения и монтажа оборудования, описанных выше вариантов устройств гашения гидроударов приведены в приложениях В и Г.

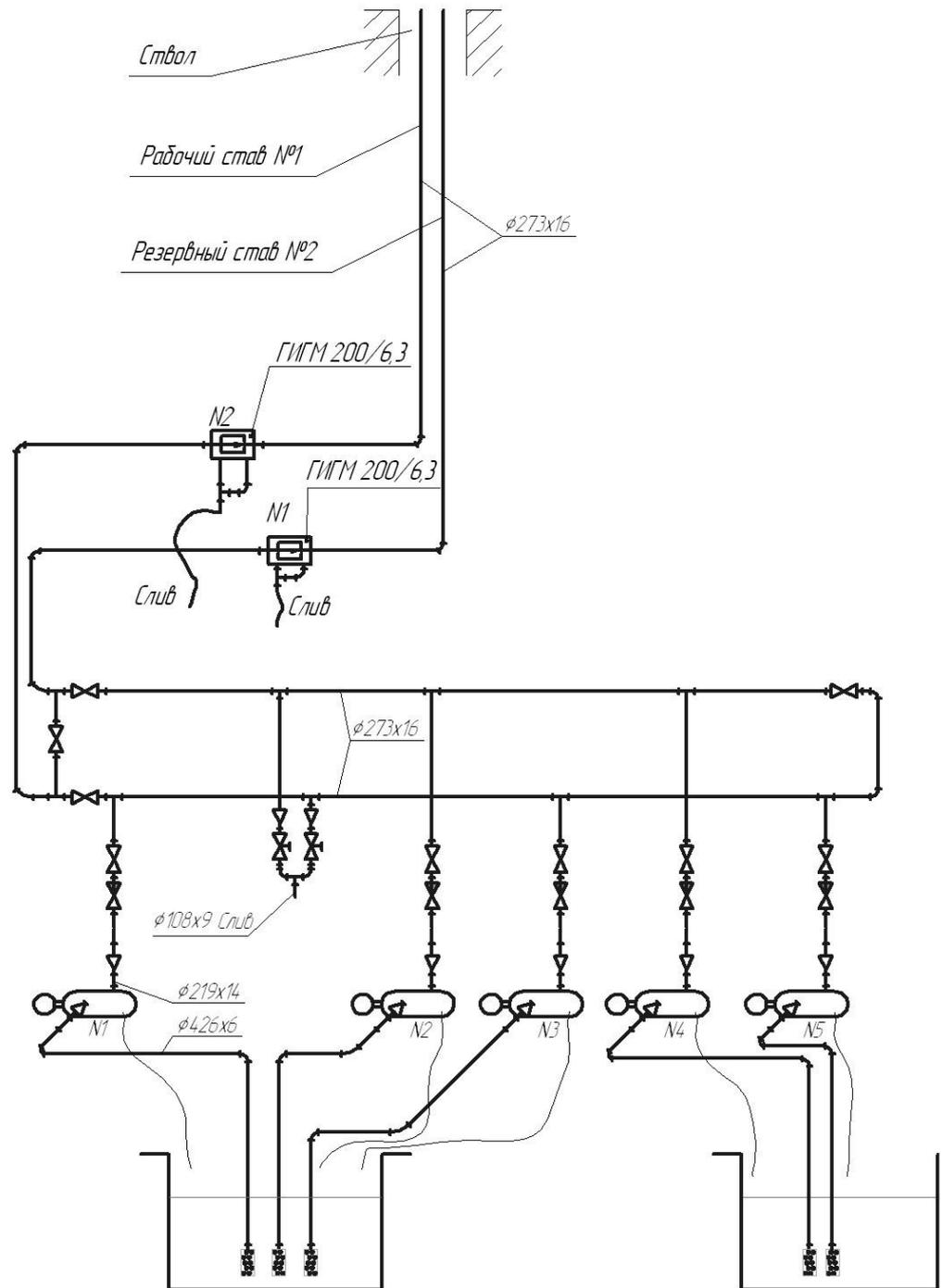
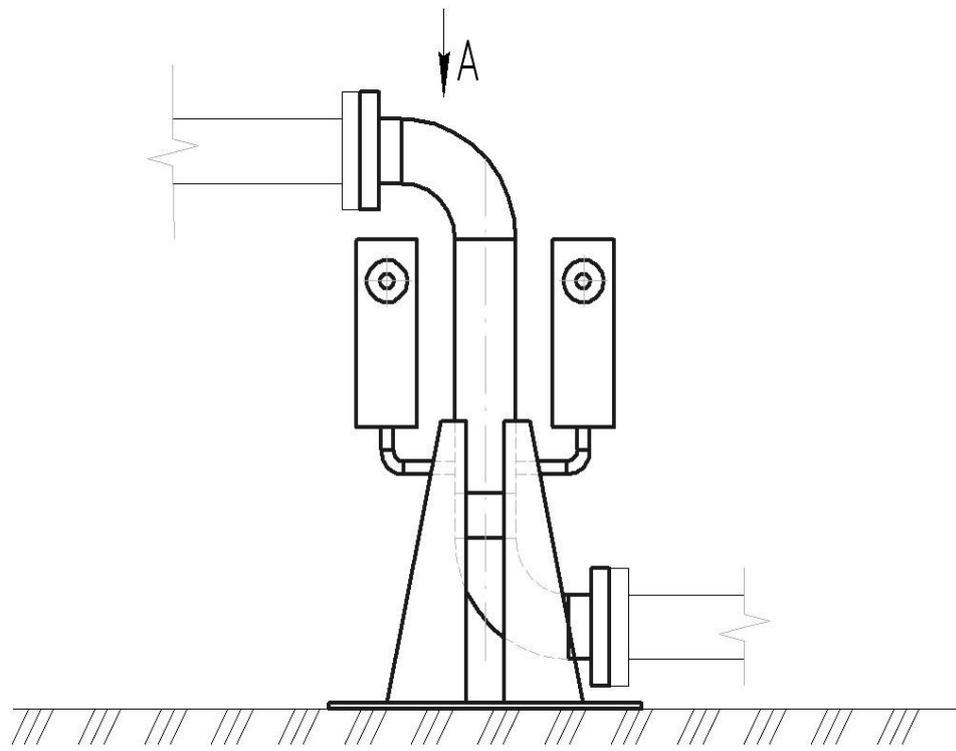


Рисунок 1 Гидравлическая схема главного водоотлива с гасителями гидроударов Разработанных в НИИГМ им. М.М.Федорова.



Вид А

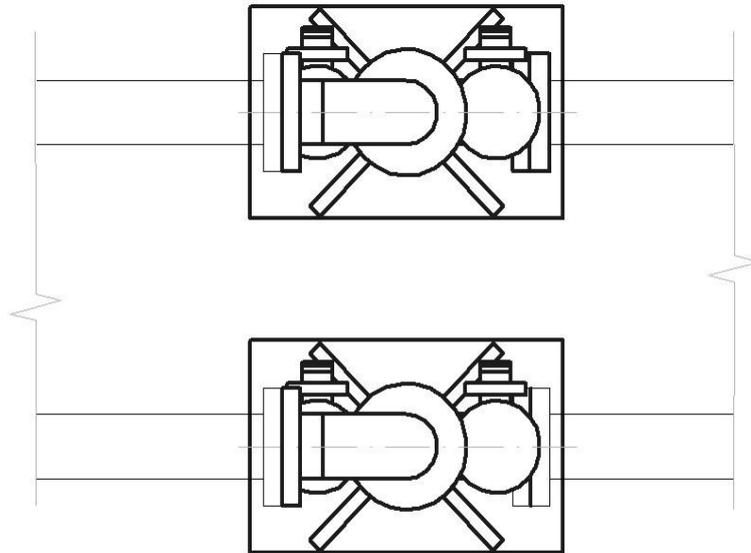


Рисунок 2 Подключение гасителей гидроударов разработанных в НИИГМ им. М.М. Федорова к трубопроводам главного водоотлива.

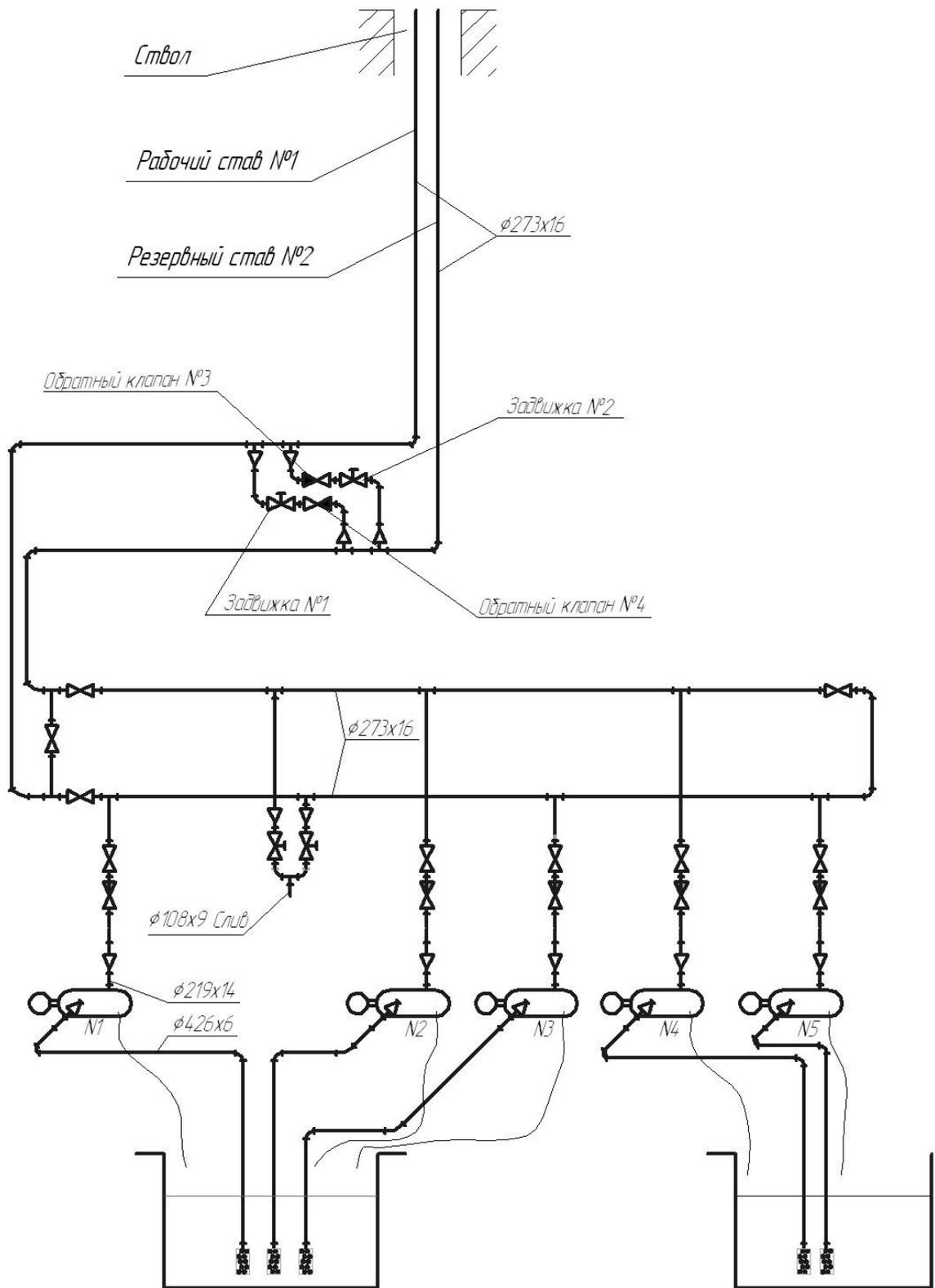


Рисунок 3 Гидравлическая схема главного водоотлива со схемой защиты от гидроударов созданной в ДонНТУ

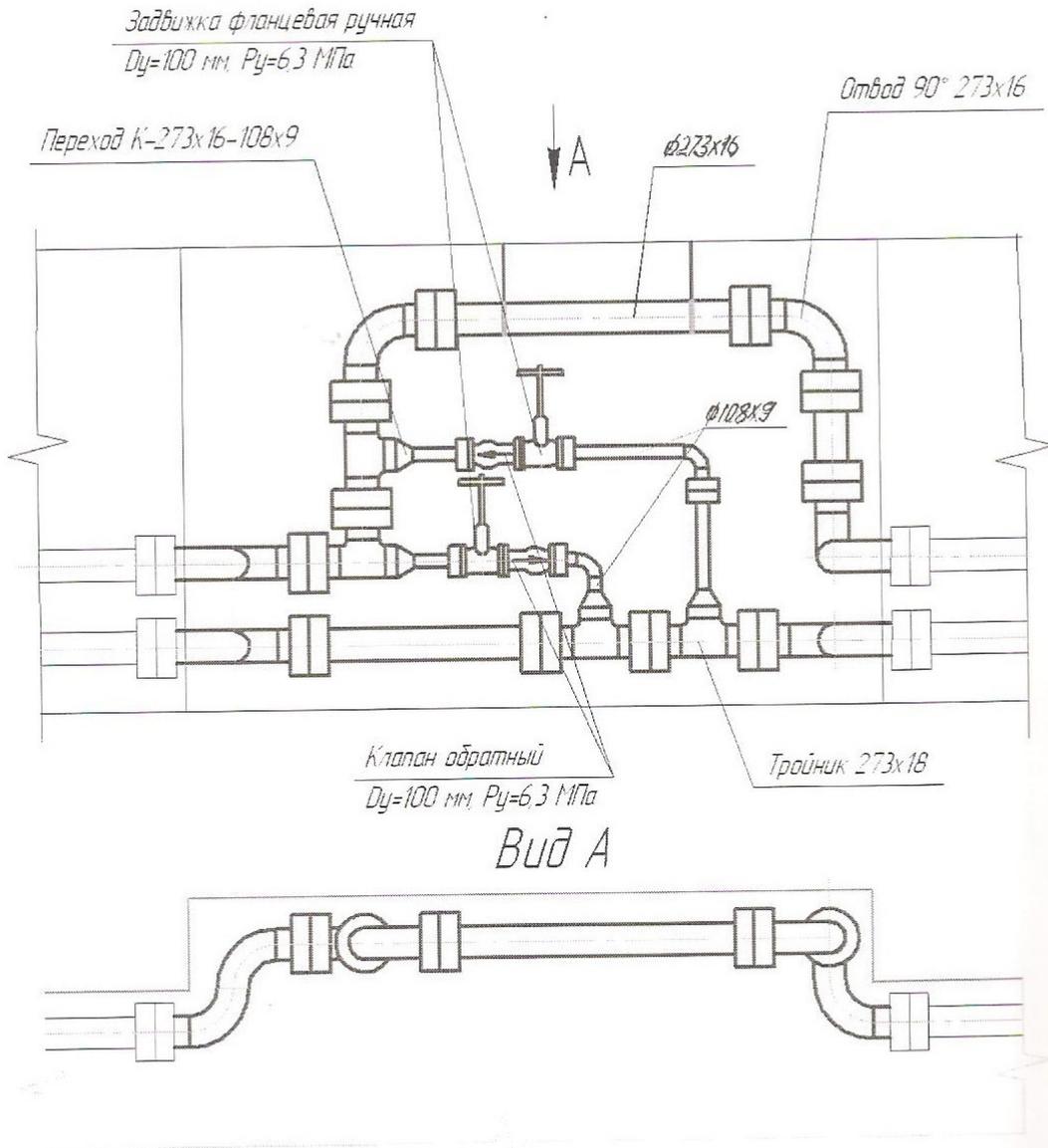


Рисунок 4 Соединение основного и резервного трубопровода по схеме, созданной в ДонНТУ

2. Вывод

В соответствии с выполненными расчетами стоимости приобретения и монтажа оборудования гасителей гидравлических ударов, разработанных в НИИГМ им. М.М. Федорова (вариант 1) и схемы устройства гашения гидроударов созданной в ДонНТУ и основанной на использовании резервного става (вариант 2):

- общая стоимость по варианту 1 составляет 498 730грн,
- общая стоимость по варианту 2 составляет 113 938грн.

Товариство з обмеженою
відповідальністю
Науково-виробнича
компанія
"Інноватор"

вул. Герцена, 13,
м. Ясинувата,
Донецька область,
Україна, 86001
тел: 8 050 32 82 789
8 050 47 10 412
факс: 8 06236 62990
E-mail: innovator2005 @ ukr.net
www.innovator2005.narod.ru



Общество с ограниченной
ответственностью
Научно-производственная
компания
"Инноватор"

ул. Герцена, 13,
г. Ясиноватая,
Донецкая область,
Украина, 86001
тел: 8 050 32 82 789
8 050 47 10 412
факс: 8 06236 62990
E-mail: innovator2005 @ ukr.net
www.innovator2005.narod.ru

№ 192/05
от 19.05.2008 г.

*Главному инженеру
ОАО «Донгипрошахт»
Кауфману Э.Л.*

Уважаемый Эдуард Львович!

На Ваш запрос № 08-18а/21 от 14.05.2008г. ООО Научно-производственная компания «Инноватор» сообщает, что имеет техническую возможность производства гасителей гидравлического удара ГИГМ 200/63 ТУ У 29.1-33360135-001:2006 вертикального исполнения с опорой на грунт с габаритными размерами:

- высота – 2000 мм;
- длина – 1300 мм;
- ширина – 800 мм.

Стоимость одного такого гасителя на условиях франко-завод по состоянию на 1 мая 2008 г. составляет 152760,00 грн., в том числе НДС 25460,00 грн.

Директор
ООО НПК «Инноватор»

Фатеев А.А.

Экономическое сравнение гасителей гидравлических ударов

(наименование объекта строительства)

ОБЪЕКТНАЯ СМЕТА № 1

Применение гасителей гидравлического удара, разработанных в НИИГМ им. М.М. Федорова

(наименование здания, строения, сооружения, линейного объекта инженерно-транспортной инфраструктуры)

Сметная стоимость	498,730	тыс. грн.
Сметная трудоёмкость	0,063	тыс. чел.ч.
Сметная заработная плата	3,067	тыс. грн.

Составлена в текущих ценах по состоянию на 21.10.2015

№ п/п	№ смет и сметных расчётов	Наименование работ и затрат	Сметная стоимость, тыс.грн.			Сметная трудоёмкость, тыс.чел.ч	Сметная заработная плата, тыс.грн.	Показатели единичной стоимости, тыс. грн.
			строительных работ	оборудования, мебели, инвентаря	Всего			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1-1	Оборудование		487,122	487,122			
2	1-2	Монтажные работы	11,608		11,608	0,063	3,067	
3		Итого по смете:	11,608	487,122	498,730	0,063	3,067	

Экономическое сравнение гасителей гидравлических ударов

наименование объекта строительства

Локальная смета на приобретение оборудования, мебели и инвентаря № 1-1

Оборудование Применение гасителей гидравлического удара, разработанных в НИИГМ им. М.М. Федорова

(вид оборудования и работ, наименование здания, строения, сооружения, линейного объекта инженерно-транспортной инфраструктуры)

ОСНОВАНИЕ:

Сметная стоимость 487,122 тыс.грн.

Составлена в текущих ценах по состоянию на 21.10.2015

№ п/п	Документ, обосновывающий цену	Наименование и характеристика оборудования, мебели и инвентаря, масса единицы измерения.	Единица измерения	Количество	Стоимость единицы, грн.	Общая стоимость, грн.
1	2	3	4	5	6	7
1	2307-30-5	Раздел № 1 Оборудование Гаситель гидравлического удара ГИГМ200/63 Ду200мм Ру6,3 МПа	шт.	2,0	234 358,00	468 716
		Итого по разделу: № 1				468 716

Итого

468 716

Транспортные и заготовительно-складские затраты

18 406

ВСЕГО по смете:

487 122

1	M12-792-7 K3=1.1; K5=1.1; K9=2.15; K10=2.15	Монтаж гасителя гидравлического ударадиаметр условного прохода 200 мм	10 шт									
				0,2	<u>31 931,48</u>	<u>1 419,04</u>	6 386	2 954	<u>284</u>	<u>246,4000</u>	<u>49,28</u>	
					14 769,71	563,47			113	12,8590	2,57	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
2	1905-11005	Детали станционных и турбинных трубопроводов: фланцы, переходы, тройники, колена, штуцеры, бо- бышки, прокладки, пробки, шпильки, болты, гайки, шайбы, детали приводов к арматуре (колесо Ду 200мм, Ру 6,3МПа и метизы) 0,046 + (27,0 + 11,0 + 7,0 + 75,0) / 1 000,0	т	0,166	24 207,42		4 018					
Итого прямые затраты по разделу: № 1							10 404	2 954	<u>284</u>		<u>49,28</u>	
									113		2,57	
		Итого прямые затраты по разделу				грн.	10 404					
		в том числе:					-					
		стоимость материалов, изделий и конструкций				грн.	7 166					
		всего заработная плата				грн.		3 067				
		Общепроизводственные расходы				грн.	1 204					
		трудоёмкость в общепроизводственных расходах				чел-ч					10,94	
		ВСЕГО по разделу				грн.	11 608					
		Сметная трудоёмкость				чел-ч					62,79	
		Сметная заработная плата				грн.		3 067				

	Итого прямые затраты по смете:			10 404	2 954	<u>284</u>		<u>49,28</u>
						113		2,57
	Итого прямые затраты	грн.		10 404				
	в том числе:			-				
	стоимость материалов, изделий и конструкций	грн.		7 166				
	всего заработная плата	грн.			3 067			
	Общепроизводственные расходы	грн.		1 204				
	трудоёмкость в общепроизводственных расходах	чел-ч						10,94
	ВСЕГО по смете	грн.		11 608				
	Сметная трудоёмкость	чел-ч						63
	Сметная заработная плата	грн.			3 067			

(наименование объекта строительства)

ОБЪЕКТНАЯ СМЕТА № 2

Применение устройства гашения гидроударов по схеме, созданной ДонНТУ

(наименование здания, строения, сооружения, линейного объекта инженерно-транспортной инфраструктуры)

Сметная стоимость	113,938	тыс. грн.
Сметная трудоёмкость	0,079	тыс. чел.ч.
Сметная заработная плата	3,788	тыс. грн.

Составлена в текущих ценах по состоянию на 21.10.2015

№ п/п	№ смет и сметных расчётов	Наименование работ и затрат	Сметная стоимость, тыс.грн.			Сметная трудоёмкость, тыс.чел.ч	Сметная заработная плата, тыс.грн.	Показатели единичной стоимости, тыс. грн.
			строительных работ	оборудования, мебели, инвентаря	Всего			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2-2	Монтажные работы	113,938		113,938	0,079	3,788	
2		Итого по смете:	113,938		113,938	0,079	3,788	

ДСТУ Б Д.1.1-1:2013, Продолжение приложения

Форма

Экономическое сравнение гасителей гидравлических ударов

(наименование объекта строительства)

Локальная смета на строительные работы № 2-2

Монтажные работы. Применение устройства гашения гидроударов по схеме, созданной ДонНТУ

(наименование работ и затрат, наименование здания, строения, сооружения, линейного объекта инженерно-транспортной инфраструктуры)

ОСНОВАНИЕ:

чертежи (спецификации) №

Сметная стоимость 113,938 тыс.грн.

Сметная трудоёмкость 0,079 тыс.чел.ч.

Сметная заработная плата 3,788 тыс.грн.

Средний разряд работ 3,90 разряд

Составлена в текущих ценах по состоянию на 21.10.2015

№ п/п	Обоснование (шифр нормы)	Наименование работ и затрат	Единица измерения	Количество	Стоимость единицы, грн.		Общая стоимость, грн.			Затраты труда рабочих чел.ч., не занятых обслуживанием машин		
					Всего	эксплуатации машин	Всего	заработной платы	эксплуатации машин	обслуживающих машин		
										заработной платы	в том числе заработной платы	в том числе заработной платы
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	2307-10859-1	Раздел № 1 Монтажные работы Клапан обратный 19С38НЖ, ДУ100;РУ64	шт	2,0	11 224,16		22 448					

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2	M12-791-3 K3=1,1; K5=1,1; K9=2,15; K10=2,15	Вентили, клапаны, краны стальные фланцевые обратные подъемные, предохранительные пружинные на условное давление 4-6,4 МПа [40-64 кгс/см ²], диаметр условного прохода 65-100 мм	10 шт	0,2	<u>14 031,61</u> 8 439,83	<u>216,85</u> 80,57	2 806	1 688	<u>43</u> 16	<u>140,8000</u> 1,5829	2
3	2307-34-4	Задвижка фланцевая ручная МЗ 13169 31с41нж Д100, Ру=6,3 МПа	шт.	2,0	9 482,07		18 964				
4	M12-792-4K3=1.1; K5=1.1; K9=2.15; K10=2.15	Задвижки, клапаны стальные фланцевые, регулирующие на условное давление 4-6,4 МПа [40-64 кгс/см ²], диаметр условного прохода 100 мм	10 шт	0,2	<u>14 391,73</u> 8 439,83	<u>576,97</u> 219,33	2 878	1 688	<u>115</u> 44	<u>140,8000</u> 4,3054	2
5	1905-11005	Детали стационарных и турбинных трубопроводов: фланцы, переходы, тройники, колена, штуцеры, бо-бышки, прокладки, пробки, шпильки, болты, гайки, шайбы, детали приводов к арматуре (фланцы Ду250мм Ру6,3МПа, фланцы Ду100мм Ру6,3МПа, переход ,тройник, колено,метизы) (22,0 * 61,6 + 6,0 * 12,3 + 4,0 * 13,0 + 10,0 * 23,0 + 18,0 + 8,0 + 5,0 + 45,0 + 129,0 + 55,0 + 32,0 + 381,0 + 4,0 * 46,0 + 2,0 * 5,3) / 1 000,0	т	2,5786	24 207,42		62 421				
6	C113-408	Трубы стальные бесшовные горячедеформированные из стали марки 15, 20, 25, наружный диаметр 108 мм, толщина стенки 9 мм 3,0 * 1,02	м	3,06	769,68		2 355				
7	M12-372-1 K83=0,92; K146=0,92	Трубопроводы на фланцевых соединениях, диаметр условный 100мм, давление условное до 6,4 МПа [до 64 кгс/см ²], длина труб до 4м	100м	0,03	<u>14 350,19</u>	<u>1 220,63</u>	431	313	<u>37</u>	<u>213,2300</u>	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
8	E13-44-2	Очистка металлическим песком внутренней поверхности оборудования и труб диаметром менее 500 мм и мелких конструкций 3,0 * 0,34	м2	1,02	10 417,75 <u>106,66</u> 24,27	145,49 <u>63,41</u> 3,55	109	25	65	6,2740 <u>0,7600</u> 0,1728		
9	E13-16-6	Огрунтовка металлических поверхностей за один раз грунтовкой ГФ-021 (1,02 * 1,1) / 100,0	100м2	0,01122	<u>596,52</u> 146,84	<u>23,20</u> 1,48	7	2	-	<u>4,7800</u> 0,0720		
10	E13-26-6	Окраска металлических огрунтованных поверхностей эмалью ПФ-115 (1,122 * 3,0) / 100,0	100м2	0,03366	<u>760,89</u> 109,72	<u>17,03</u> 1,67	26	4	<u>1</u> -	<u>3,6200</u> 0,0804		
Итого прямые затраты по разделу: № 1							112 445	3 720	<u>261</u> 68	6		
		Итого прямые затраты по разделу				грн.	112 445					
		в том числе:					-					
		стоимость материалов, изделий и конструкций				грн.	108 464					
		всего заработная плата				грн.		3 788				
		Общепроизводственные расходы				грн.	1 493					
		трудоемкость в общепроизводственных расходах				чел-ч						1
		ВСЕГО по разделу				грн.	113 938					
		Сметная трудоемкость				чел-ч						7
		Сметная заработная плата				грн.		3 788				
Итого прямые затраты по смете:							112 445	3 720	<u>261</u>	6		

						68		
	Итого прямые затраты	грн.	112 445					
	в том числе:		-					
	стоимость материалов, изделий и конструкций	грн.	108 464					
	всего заработная плата	грн.		3 788				
	Общепроизводственные расходы	грн.	1 493					
	трудоёмкость в общепроизводственных расходах	чел-ч						1
	ВСЕГО по смете	грн.	113 938					
	Сметная трудоёмкость	чел-ч						
	Сметная заработная плата	грн.		3 788				