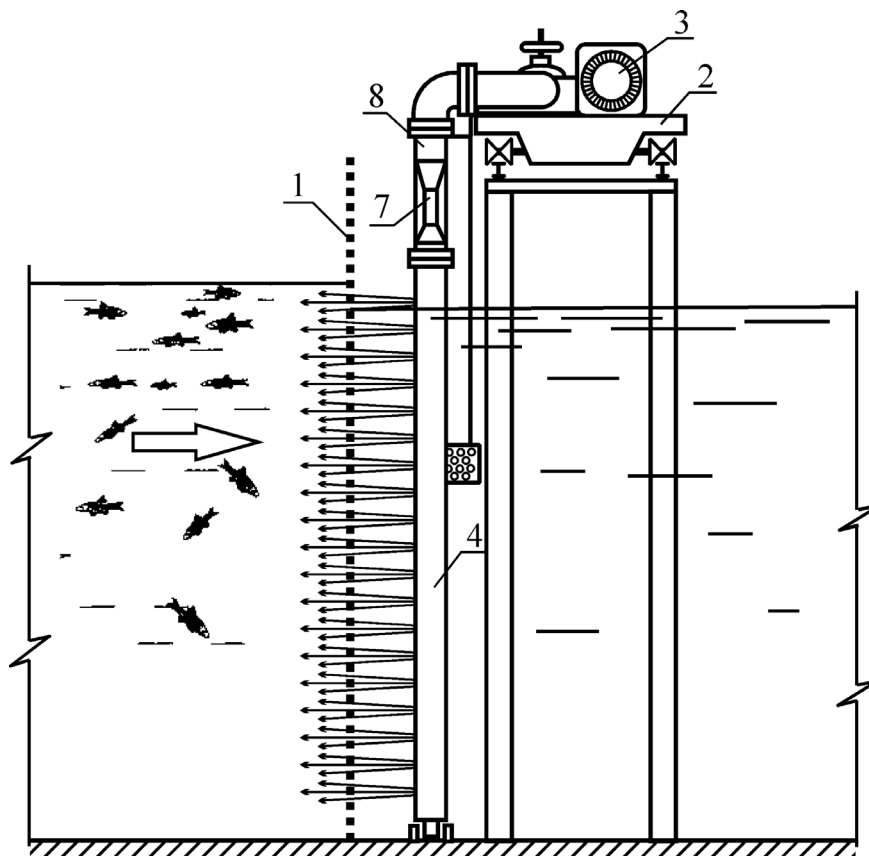


П.А. Михеев, В.П. Боровской, Е.В. Головня

# ПРОМЫВНЫЕ УСТРОЙСТВА СЕТЧАТЫХ ПОЛОТЕН РЫБОЗАЩИТНЫХ СООРУЖЕНИЙ



Новочеркасск  
2016

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт имени А.К. Кортунова  
– филиал федерального государственного бюджетного образовательного  
учреждения высшего образования  
«Донской государственный аграрный университет»

**П.А. Михеев, В.П. Боровской, Е.В. Головня**

**ПРОМЫВНЫЕ УСТРОЙСТВА  
СЕТЧАТЫХ ПОЛОТЕН  
РЫБОЗАЩИТНЫХ СООРУЖЕНИЙ**

Новочеркасск  
Лик  
2016

УДК 62-39+551.773.139.2  
ББК 38.775+47.2+28.693.32  
М 69

Рецензенты: Иваненко Ю.Г., д-р техн. наук, профессор НИМИ Донской  
ГАУ;  
Салиенко С.Н., канд. техн. наук

**Михеев П.А.**

М 69 Промывные устройства сетчатых полотен рыбозащитных сооружений:  
монография / П.А. Михеев, В.П. Боровской, Е.В. Головня; Новочеркас-  
ский инж.-мелиор. ин-т ФГБОУ ВО Донской ГАУ. – Новочеркасск: Лик,  
2016. – 182 с.

ISBN 978-5-906844-46-0

В монографии выполнен анализ современного состояния очистки экранов рыбозащитных сооружений и конструкций очистных устройств. Разработаны рекомендации и методики, позволяющие обеспечить рациональное проектирование водовоздушных промывных устройств сетчатых рыбозащитных сооружений, входящих в состав водозаборов высокой производительности. Представлена конструкция гидродинамического кавитационного аэратора диффузорного типа (ГКА-Д), способная обеспечивать необходимые параметры рабочей смеси с минимальными потерями напора. На её основе разработана конструкция водовоздушного промывного устройства для сетчатых полотен рыбозащитных сооружений, выполнено теоретическое и экспериментальное обоснование параметров аэратора. В сравнении с существующими аналогами производительность рекомендуемого образца выше в 1,5-2 раза. Анализ механизма кавитации в диффузоре позволил разработать методику, позволяющую определить необходимые характеристики кавитационного аэратора.

Разработана конструкция водовоздушного промывного устройства, рекомендуемая для внедрения в состав рыбозащитного сооружения на Донском магистральном канале в ходе его реконструкции, предложены рекомендации по изготовлению и эксплуатации. Рекомендуется промывная система с централизованной схемой снабжения всех промывных устройств РЗС рабочей жидкостью, что позволяет использовать для очистки сеток различные скоростные режимы. Представлены варианты возможного использования водовоздушного промывного устройства в составе различных конструкций рыбозащитных сооружений.

Монография рассчитана на широкий круг читателей: инженеров, научных работников, студентов, магистрантов и аспирантов вузов.

Ключевые слова: экран рыбозащитного сооружения, конструкция водовоздушного промывного устройства, кавитационный аэратор, диффузор, рыбозащитные сооружения.

УДК 62-39+551.773.139.2  
ББК 38.775+47.2+28.693.32

ISBN 978-5-906844-46-0

© Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2016

© Михеев П.А., Боровской В.П., Головня Е.В., 2016

## ВВЕДЕНИЕ

Одним из актуальных вопросов современного гидротехнического строительства является создание высокоэффективных устройств для защиты молоди рыб от попадания в водозаборы различного назначения, низкая эффективность защиты которых ухудшает условия естественного воспроизводства рыбных запасов. При отсутствии или низкой эффективности рыбозащитных сооружений гибель молоди рыб на водозаборах может во много раз превышать объёмы искусственного воспроизводства молоди нерестово-рыбоводными комплексами.

Эффективность и надёжность работы любого сетчатого рыбозащитного сооружения (РЗС) напрямую зависит от качества очистки сетки и условий отвода молоди рыб и мусора. Одним из основных элементов, обеспечивающих бесперебойную работу сетчатых рыбозащитных сооружений, являются промывные устройства, посредством которых осуществляется смыв наносов и мусора с поверхности сетки.

К настоящему времени разработан ряд конструкций промывных устройств, основным элементом которых является промыватель – многословное гидравлическое устройство, или "гидроструйная флейта", представляющая собой вертикальную трубу с промывными отверстиями, расположенными по образующей и направленными к сетке. Имеются конструкции как стационарных, так и подвижных промывных устройств (ПУ).

В большинстве случаев промывка сеток РЗС осуществляется гидравлическими струями, что, как показывает опыт эксплуатации больших РЗС, обеспечивает очистку сеток в периоды, когда в водоисточнике сравнительно чистая вода. Однако даже при таких благоприятных гидрологических условиях возникает значительная неравномерность засорения сетки, увеличивающаяся вниз по течению к рыбоотводу [70]. На таких сильно засорённых участках обычные гидравлические промывные устройства не всегда обеспечивают надлежащее состояние сетчатого полотна, снижая тем самым эффективность защиты рыб.

В то же время известно, что водовоздушные струи лучше очищают сетку, значительно превосходя по эффективности гидравлические. В своё время это послужило основанием для разработки промывного устройства нового поколения. Первая модель такого водовоздушного устройства была создана в отраслевой лаборатории НГМА (НИМИ) [2, 20, 105]. В нём промывные водовоздушные струи формируются в специальных насадках, расположенных на боковой поверхности промывателя. Испытания устройства в натуральных условиях подтвердили высокую эффективность промывки сетного полотна. Она оказалась в 1,5-2 раза выше традиционного – гидравлического способа [48-50, 68-69]. Вместе с тем, новая конструкция не обеспечивала равномер-

ности газонасыщения струй по длине флейты, а следовательно, и очистки сетчатого полотна по глубине. Кроме того, струеформирующие насадки быстро забивались мелким мусором.

На сегодняшний день сложилась ситуация, при которой водовоздушные промывные струи, имея реальное инженерно-биологическое обоснование, должного применения на практике не нашли. Причиной этому является отсутствие эффективного конструктивно-технологического решения промывного устройства.

Данная монография посвящена рассмотрению конструктивно-технологического решения и выработке методики расчёта водовоздушных промывных устройств сетчатых рыбозащитных сооружений, является обобщением многолетних результатов, отражённых авторами в ранее опубликованных работах.

**В первой главе** представлен анализ конструкций промывных устройств на действующих рыбозащитных сооружениях и обоснована целесообразность формирования водовоздушных промывных струй с помощью специального аэратора. Выполнен анализ современного состояния промывки сетчатых рыбозащитных сооружений, обзор конструкций промывных устройств и способов формирования водовоздушных струй. На примере РЗС Донского магистрального канала (ДМК) рассмотрена работа промывного устройства в виде гидроструйной флейты.

Критический анализ показал, что использование в составе традиционного промывателя специального аэратора упрощает конструкцию флейты, позволяет управлять процессом газонасыщения струи до оптимального значения.

В этой связи выполнен анализ известных способов аэрирования жидкости и конструкций, их реализующих – гидравлических, капельно-струйных, пневматических, пневмо-гидравлических, воздушно-водяных, эжекторных, инжекторных, кавитационных, комбинированных.

**Вторая глава** посвящена разработке конструкции аэратора на основе анализа механизма аэрации. Установлено, что наибольший напор достигается при наибольшем разрежении, которое, как известно, возникает при кавитации. С другой стороны, в работе обычного водовоздушного эжектора привлекает внимание рациональное использование энергии струи, которая затрачивается на создание напора и аэрирование одновременно.

Предложена конструкция гидродинамического кавитационного аэратора диффузорного типа (ГКА-Д), входящего в состав промывного устройства РЗС. Перфорированный диффузор представляет главный элемент конструкции аэратора – приёмную диффузорную камеру (ПДК).

Для определения конструктивных и технологических параметров ГКА-Д проводились комплексные (теоретические, лабораторные, натурные) ис-

следования, результаты которых представлены в третьей главе.

**Четвертая глава** посвящена определению достижимого коэффициента аэрации аналитическим путём. Для этого выполнен анализ механизма образования кавитационных каверн и структуры течения в диффузоре. Установлена связь формы кавитационных пузырей с волновой поверхностью турбулентной струи. Выполнен гидравлический расчёт параметров аэратора, разработана методика, позволяющая рассчитать характеристики ГКА-Д и моделировать напорную и пьезометрическую линии.

**В пятой главе** дано обоснование параметров экспериментального натурального образца водовоздушного промывного устройства в составе рыбозащитного сооружения ДМК. Для определения гидро-газодинамических характеристик проводились экспериментальные исследования с последующей обработкой результатов по методике лабораторных испытаний.

**В шестой главе** на основе всего комплекса исследований разработаны рекомендации по проектированию, изготовлению и эксплуатации водовоздушного промывного устройства для внедрения в проект реконструкции РЗС Донского магистрального канала.

Использование ГКА-Д возможно не только при промывке РЗС, но и в других устройствах и системах, связанных с очисткой загрязнённых поверхностей: дренажных и канализационных труб, транспортных средств, различных покрытий и т.д. Это требует совершенствования конструкции аэратора и очистного элемента и является перспективой дальнейших исследований.

Авторы благодарят рецензентов работы доктора технических наук, профессора Иваненко Ю.Г. и кандидата технических наук Салиенко С.Н. за полезные замечания и советы, высказанные при подготовке рукописи к изданию.

# 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ОЧИСТКИ ЭКРАНОВ РЫБОЗАЩИТНЫХ СООРУЖЕНИЙ И КОНСТРУКЦИИ ОЧИСТНЫХ УСТРОЙСТВ

Основное условие, определяющее возможность использования проницаемых экранов в рыбозащитных сооружениях, связано, прежде всего, с проблемой удаления мусора, непрерывно засоряющего поверхность экрана в процессе водоподачи. Эта задача решается посредством работы различного рода очистных устройств [21-22, 45-46, 48, 67, 70-71, 74-75; 87, 95, 100, 111-112]. Несмотря на то, что данные устройства относятся к разряду вспомогательного оборудования РЗС, их функциональная роль значительна. Если очистка экрана не будет обеспечиваться должным образом, то применение его в составе РЗС приведёт к большим затруднениям в эффективном использовании сооружения в целом.

## 1.1. Общие вопросы обеспечения очистки рыбозащитных экранов от засорения

Практически на любом водозаборном сооружении из открытого водоёма, предусматриваются мероприятия по защите водоприёмников от плавающего мусора (брёвна, ветки, топляки, пластиковая посуда, пакеты и др.) с использованием сороудерживающих решёток и боновых заграждений, устанавливаемых в зоне водоотбора [86].

При размещении в реке сороудерживающие экраны, как правило, не используют, но в состав конструкции входит боновое заграждение, обеспечивающее защиту экрана от повреждения крупным мусором при поддержании необходимого транзитного потока вблизи берега реки, проходящего параллельно поверхности экрана. Необходимый размер полного отверстия сороудерживающей решётки (открытое пространство между прутьями арматуры сороудерживающей решётки) зависит от критериев, выдвигаемых рыбоохранными агентствами.

Размер данного отверстия определяется на основании месторасположения сороудерживающих решёток (например, в канале или вдоль берега реки), вида и размера рыб, обитающих в данной местности, а также от типа и размеров мусора. По возможности конструкцию сороудерживающей решётки, как правило, располагают выше по течению от вентильного головного сооружения, для того чтобы решётка также обеспечивала защиту и вентилей. Полный размер открытого пространства варьируется от 2 дюймов (50,8 мм) (например, водозабор с сороудерживающей решёткой, расположенный вдоль берега реки, при наличии достаточной скорости транзитного потока параллельно решётке при необходимости препятствовать попаданию рыб в водозаборное сооружение) до размера открытого пространства в пределах от 3 до 9 дюймов (76,2–228,6 мм) (например, при расположении сороудерживающей решётки в канале ниже по течению от головного сооружения – размер отверстия определён с целью обеспечения прохода рыб через сороудерживающую

решётку и далее вниз по течению к экрану и конструкции рыбоотвода).

Компоновка рыбозащитного сооружения принимается исходя из требования расположения защитного экрана под углом к транзитному потоку таким образом, чтобы вдоль экрана создавался поток, способный перемещать рыб и мусор за его пределы в рыбоотвод при любых режимах водоисточника.

Одним из принципов организации очистки рыбозащитных экранов является обеспечение перемещения мусора и защищённых рыб с сохранением их жизнеспособности.

Выбор системы очистки зависит от конструкции рыбозаградительного экрана, а также от его параметров и компоновки. Как правило, для управления автоматической системой очистки используют различные датчики, регулирующие реле и таймеры, осуществляющие запуск и функционирование цикла очистки при достижении установленного интервала времени. В состав конструкции входят датчики измерения перепада уровней воды на экране, обеспечивающие оповещение персонала о необходимости проведения очистки или технического обслуживания экранов. Процесс очистки экрана предполагает использование как непрерывной, так и периодической технологии.

В отечественной и зарубежной практике широкое распространение получили следующие способы очистки рабочего органа РЗС [21-22, 67, 70-71, 75; 87, 100, 111-112]:

- промывка струями (гидравлическими, воздушными, водовоздушными) с использованием промывных устройств различной конструкции;
- промывка обратным током воды, подаваемым под высоким давлением;
- механическая очистка с использованием горизонтально или вертикально движущихся щёток, а также перемешиванием фильтрующего субстрата;
- ручная промывка (после подъёма экрана на специальную площадку) с помощью брандспойта или промывных флейт.

Рассмотрим существующие способы очистки рыбозащитных экранов и конструкции очистных устройств.

## **1.2. Анализ отечественного и зарубежного опыта очистки защитных экранов РЗС и конструкции очистных устройств**

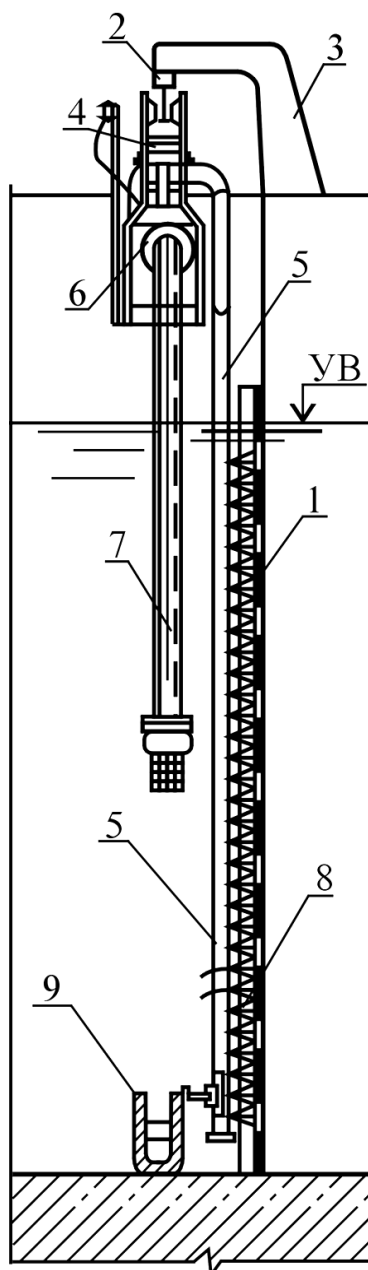
Промывные устройства работают по принципу подачи рабочей жидкости в виде системы струй на сетчатое полотно с целью смыва мусора, наносов, молоди рыб с последующим их переводом в рыбоотвод.

Промывное устройство состоит из тележки с приводом перемещения, насосной установки и промывной «флейты».

Основным элементом водоструйного промывного устройства является промывная «флейта», представляющая собой трубу, по образующей которой просверлены отверстия, обращённые в сторону сетчатого полотна и навстречу потоку, проходящему через сетку. Вытекающая из отверстий «флейты» вода создаёт сплошной фронт струй, направленных на сетку и отбрасывающих от неё мусор и прижатую молодь рыб. Конструктивно промывная



«флейта» может выполняться с двух- и односторонним подводом воды, во втором случае нижний конец «флейты» заглушён. Классическая схема промывного устройства в виде водоструйной «флейты» в составе сетчатого рыбозащитного сооружения представлена на рисунке 1.1.



1 – сетчатый экран; 2 – монорельс-двухтавр; 3 – опора; 4 – тележка; 5 – промывная «флейта»; 6 – насос; 7 – всасывающая труба; 8 – струи промывной «флейты»; 9 – направляющая опора

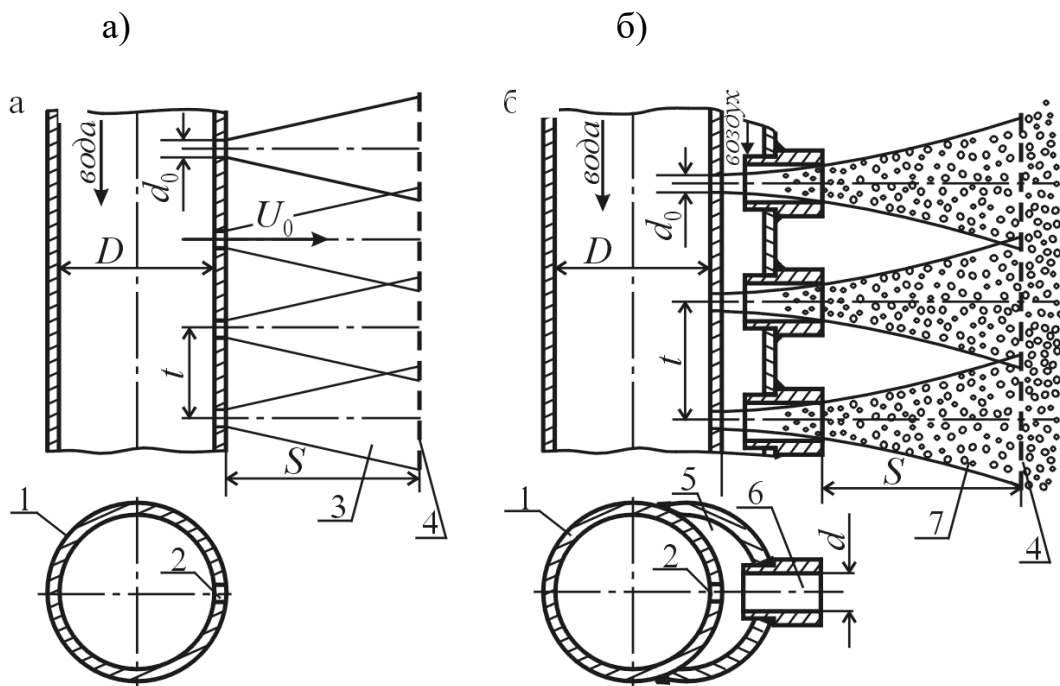
Рисунок 1.1 – Конструкция промывного устройства типа «флейта» РЗС типа плоская сетка

В отраслевой лаборатории НГМА (НИМИ) разработаны и исследованы конструкции водовоздушных промывных устройств, создающих в качестве рабочей жидкости водовоздушную смесь [2, 18-20, 80, 83].

Отличительной особенностью предложенных устройств является конструкция промывной «флейты», в которой предусматривается воздуховод, представляющий собой полутрубу с системой насадок, герметически скрепленную с коллектором (трубой-водоводом). Насадки устанавливаются коаксиально с отверстиями коллектора, а сам воздуховод в верхней части имеет отверстие для соединения с атмосферным воздухом.

Эффективность водовоздушной промывки объясняется механизмом воздействия струи на сетное полотно, который заключается в том, что при ударе воздушного пузырька о сетку происходит его разрыв, в результате резко возрастает гидродинамическая нагрузка на частицу, при этом частица отрывается от элементов сетки.

Конструкции рабочих элементов водоструйного и водовоздушного промывных устройств представлены на рисунке 1.2.



а – водоструйное устройство; б – водовоздушное устройство;  
1 – коллектор (труба-водовод); 2 – раздаточные отверстия; 3 – гидравлические струи; 4 – сетное полотно; 5 – воздуховод; 6 – насадка (камера смешения); 7 – водовоздушная струя

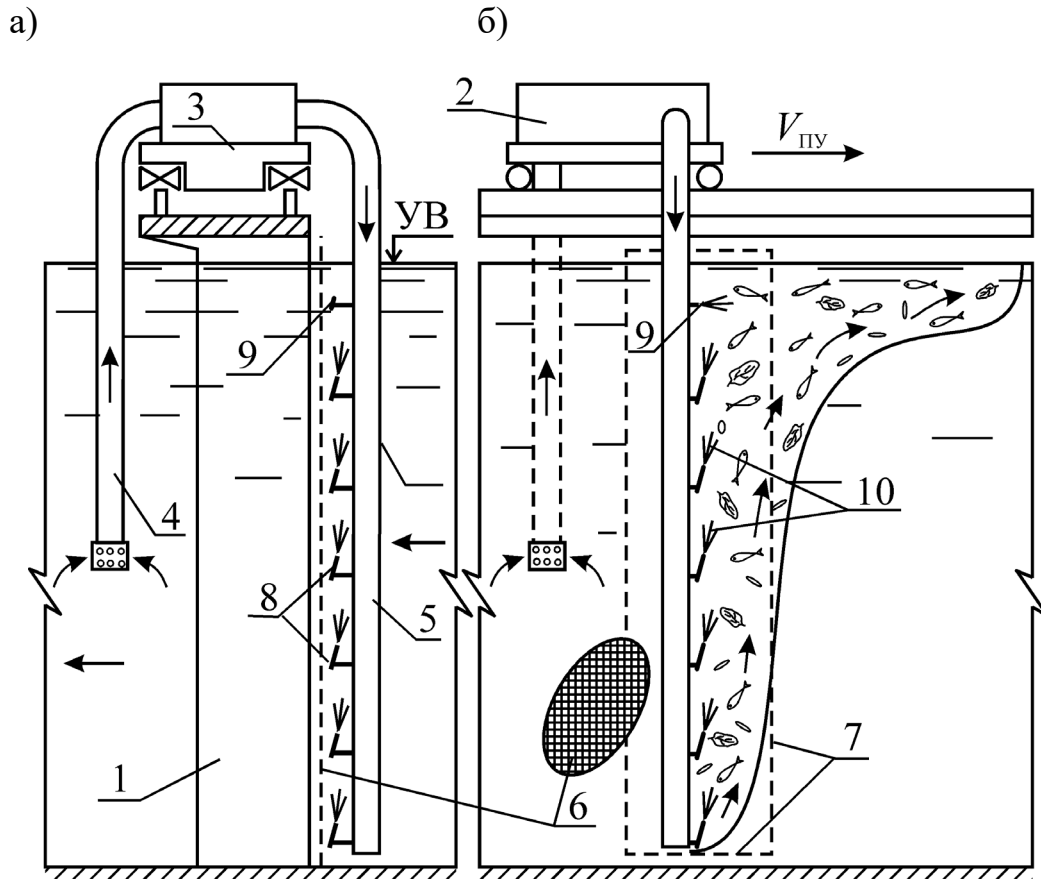
Рисунок 1.2 – Конструкции рабочих элементов промывных устройств

К достоинствам водовоздушных промывных устройств следует отнести и то, что в результате подъёма воздушных пузырьков мусор перемещается в верхние слои потока, способствуя дальнейшему поступлению в рыбоотвод [48-50, 67].

Привлекает своей оригинальностью промывка сетки настильными (скользящими) струями [91] по схеме, представленной на рисунке 1.3.

Промывное устройство, в отличие от «флейты», устанавливается с напорной стороны сетчатого полотна, имеет формирующие струи насадки,

которые располагаются вблизи фильтрующего полотна под острым к нему углом.



а) вид сбоку; б) вид со стороны водоёма;

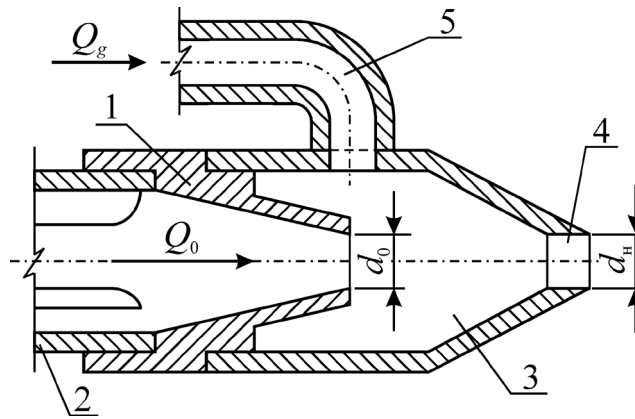
1 – опора; 2 – насосная установка; 3 – тележка с приводом перемещения; 4 – всасывающая труба; 5 – промыватель; 6 – сетка РЗС; 7 – водонепроницаемый экран; 8 – струеформирующие насадки; 9 – верхний затопленный насадок; 10 – промывные струи

Рисунок 1.3 – Схема работы промывного устройства

Созданная система настильных полуограниченных струй осуществляет очистку сетки с её загрязнённой стороны. При этом мусор и молодь рыб, снятые с полотна, благодаря эжекционным свойствам настильных струй, транспортируются к поверхности воды и в сторону рыбоотводящего тракта в процессе поступательного движения промывного устройства и благодаря изменению угла наклона верхнего затопленного насадка.

В зависимости от режима работы промывного устройства насадки могут иметь разный угол наклона как относительно поверхности полотна, так и вертикали. Верхний насадок может использоваться, помимо очистки фильтрующего полотна, для транспортирования взвесей, поднятых снизу, в сторону мусоро-рыбоотводящего тракта, расположенного в конце рыбозащитного экрана, для чего он устанавливается под углом  $90^\circ$  к сетке.

В этой конструкции для формирования водовоздушных струй предлагается использовать специальные насадки (рисунок 1.4).



1 – насадок гидравлической струи; 2 – водоподводящая труба; 3 – камера смешения;  
4 – цилиндрическая часть насадки; 5 – воздухоподводящая труба

Рисунок 1.4 – Конструкция насадка для формирования водовоздушной струи

Использование водовоздушных струй в конструкции промывного устройства с настильными струями в этом случае будет способствовать улучшению очистки фильтрующего полотна и процесса мусоро-рыбоотведения.

Наряду с проблемами сетчатого экрана, сложную задачу представляет и промывка материала фильтрующих рыбозащитных устройств. В настоящее время в практике применения фильтрующих рыбозащитных сооружений известно несколько способов промывки фильтрующих кассет:

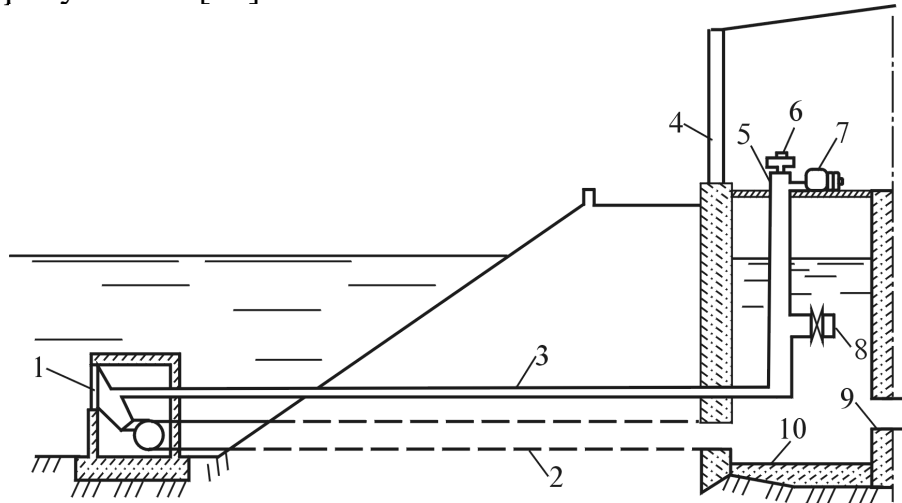
- обратным током воды, когда после отключения насоса с помощью специальных устройств (водонапорных колонн) или напорных водоводов насосной станции создаётся обратное движение воды, при котором во всасывающей линии и кассетах происходит промывка;
- вручную, из брандспойта или с помощью промывных флейт после подъёма на специальную площадку;
- с помощью воздуха, при горизонтальном или наклонном размещении кассет и подаче сжатого воздуха под кассеты;
- механически, путём перемешивания фильтрующего субстрата за счёт наличия резервных полостей в конструкции кассеты [21].

Промывка фильтрующих кассет выполняется в следующей последовательности:

- подача воды в насосные агрегаты отключается;
- задвижкой 8 открывается линия питания промывки, клапан срыва вакуума 6 закрыт, включается вакуум-насос 7 и создаётся вакуум в водонапорной колонне 5, при этом уровень воды в колонне через водовод с задвижкой 8 поднимается до отметки выше уровня воды в водоисточнике;
- вакуум-насос отключается, и с помощью клапана 6 вакуум в водонапорной колонне срывается;

– вода по водоводу промывки 3 в обратном направлении (обратным током) поступает к фильтрующей кассете, создавая перепад промывки (импульс давления) в кассете от внутренней грани к внешней.

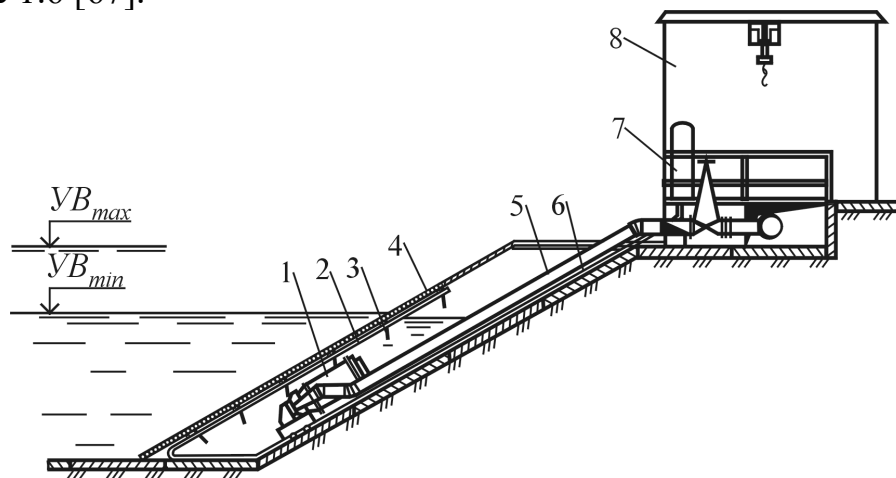
Для импульсной промывки фильтрующих кассет, например, обратным током воды при наличии водонапорных колонн используется схема, приведённая на рисунке 1.5 [67].



- 1 – фильтрующая кассета; 2 – всасывающий водовод; 3 – водовод обратной промывки; 4 – здание насосной станции; 5 – водонапорная колонна; 6 – клапан срыва вакуума; 7 – вакуум-насос; 8 – водовод питания промывочной системы; 9 – приёмное окно; 10 – грязевый колодец насосной станции

Рисунок 1.5 – Схема промывки фильтрующих кассет обратным током

Принципиальная схема очистки фильтрующих кассет с помощью сжатого воздуха на примере водоприёмника с погружными насосами приведена на рисунке 1.6 [67].

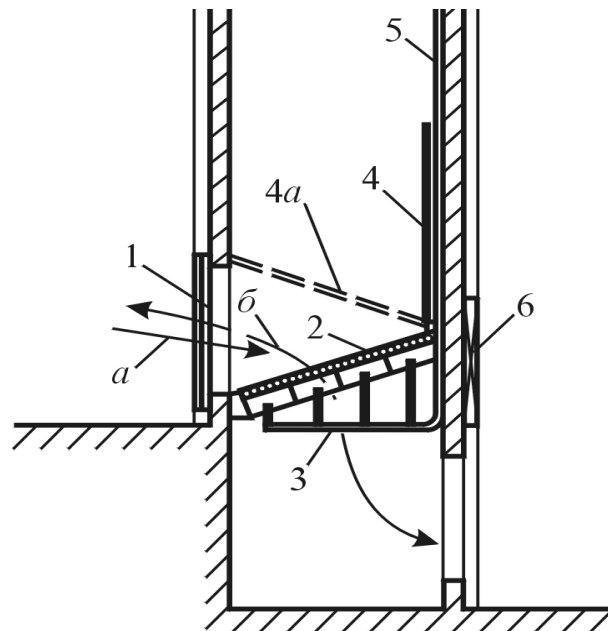


- 1 – насос; 2 – отсек с воздухопроводом продувки; 3 – перегородки; 4 – фильтрующие кассеты; 5 – напорный водовод; 6 – лоток; 7 – воздушный бак компрессора; 8 – блок-бокс станции

Рисунок 1.6 – Схема воздушной очистки фильтрующих кассет с погружными насосами

Фильтрующий экран устанавливается в плоскости откоса канала, а погружной насос с водоводом и оборудованием промывки располагается в железобетонном лотке. Воздух под кассеты подаётся с помощью системы воздухопроводов, для распределения воздуха под всей поверхностью наклонного фильтрующего экрана снизу устраиваются специальные перегородки, разделяющие экран на отсеки.

Вариант конструкции фильтрующего РЗУ с использованием воздушной продувки для очистки кассет в условиях водоприёмника колодезного типа приведён на рисунке 1.7 [67]. Данная схема возможна в сочетании с промывкой обратным током воды.



1 – водоприёмник; 2 – фильтрующая кассета с системой перегородок; 3 – система воздушной продувки; 4 – отклоняющий экран; 5 – воздухопровод от компрессора; 6 – затвор

Рисунок 1.7 – Воздушная продувка фильтрующих кассет на водозаборе колодезного типа

В рассматриваемой конструкции для кассет сохранен принцип предыдущей схемы с перегородками, создающими промывные отсеки, однако для повышения эффективности отвода продуктов продувки предусмотрено устройство отклоняющего экрана.

Пунктирной линией (4а) на рисунке показано положение экрана в процессе продувки кассет. При использовании для промывки обратных токов воды движение потока в пределах водоприёмника показано стрелками: а – при заборе воды, б – при промывке.

Механическая очистка защитных экранов с использованием горизонтально или вертикально движущихся щёток широко распространена в зарубежной практике [111-112].

Так горизонтальная щёточная система очистки представляет собой один из наиболее распространённых в США способов очистки плоских рыбозаградительных экранов. Данная система, приводимая в движение при помощи троса, может осуществлять очистку при движении вверх-вниз вдоль экрана.

В качестве примера на рисунке 1.8 приведена конструкция щёточного очистителя плоского рыбозащитного экрана водозабора плотины Рэд Блаф с расходом  $2,8 \text{ м}^3/\text{с}$ .

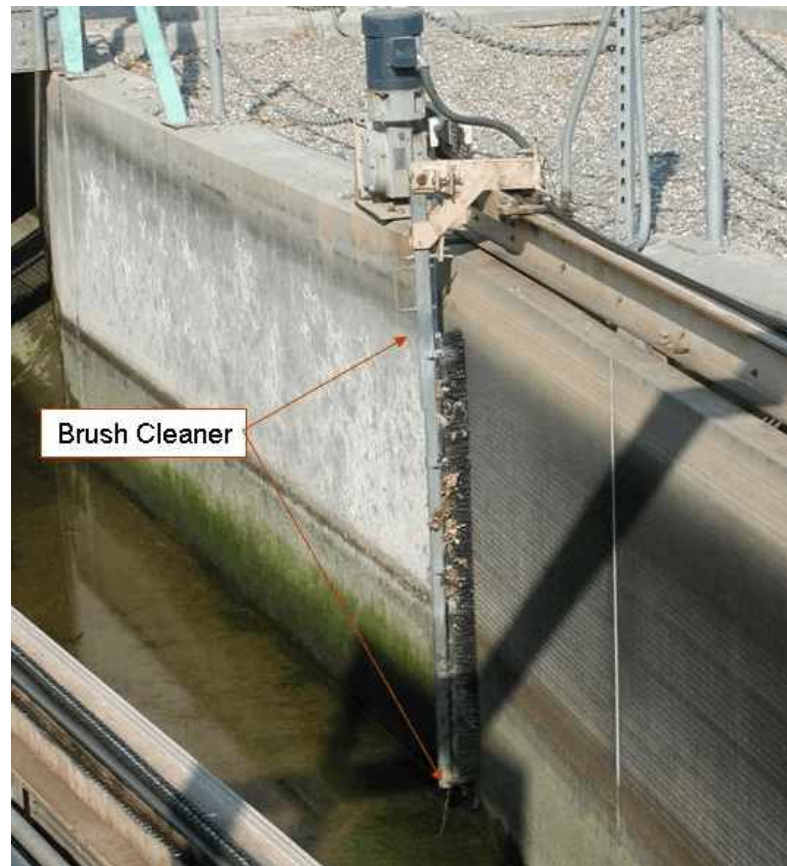


Рисунок 1.8 – Щёточный очиститель и приводной механизм плоского экрана на водозаборе плотины Рэд Блаф, штат Калифорния

В состав системы входит держатель щёточного очистителя, передвижной блок и движущаяся балка (монорельс), трос и приводное оборудование, система натяжения и регулирования троса, направляющий шкив и шкив обратного хода, противовес, а также опорные части. Система привода может быть использована одновременно для нескольких держателей щёточного очистителя, в зависимости от протяжённости и конфигурации экрана. Как правило, привод с регулируемой скоростью является частью системы очистки, приводимой в движение при помощи троса с целью регулирования скорости горизонтального перемещения держателя (держателей) щёточного очистителя.

На РЭС водозабора на р. Якима в основании горизонтального держателя щёточного очистителя осуществляется подача воздуха (рисунок 1.9).



Рисунок 1.9 – Щёточный очиститель плоского экрана с подачей воздуха в нижнюю часть щёткодержателя (р. Якима, США)

Данное решение обеспечивает очистку от мусора и отложений вдоль поверхности экрана, а также наносов, образующихся в пространстве ниже щёткодержателя. В состав системы подачи воздуха входит компрессор, система воздухопроводов, гибкие воздушные шланги, задвижки и клапаны, система контроля и регулирования давления, а также опорные элементы.

Одним из условий использования щёточных систем очистки рыбозащитных экранов является высокое качество изготовления и прочность самого защитного экрана.

Технологический процесс всех видов систем очистки экранов может запускаться в действие вручную или автоматически. Цикл очистки, как правило, начинается сверху вниз по течению для предотвращения возврата мусора. При использовании циклической автоматизированной системы очистки, как правило, применяют реле времени, осуществляющее запуск цикла очистки с соблюдением установленного временного интервала. Датчики уровней воды (установленные в верхней и нижней части экрана), как правило, входят в состав системы контроля очистки и используются для обеспечения системы оповещения оператора или автоматической системы очистки о необходимости проведения дополнительной очистки и технического обслуживания экранов.

Вместе с тем, несмотря на многообразие технических решений, про-

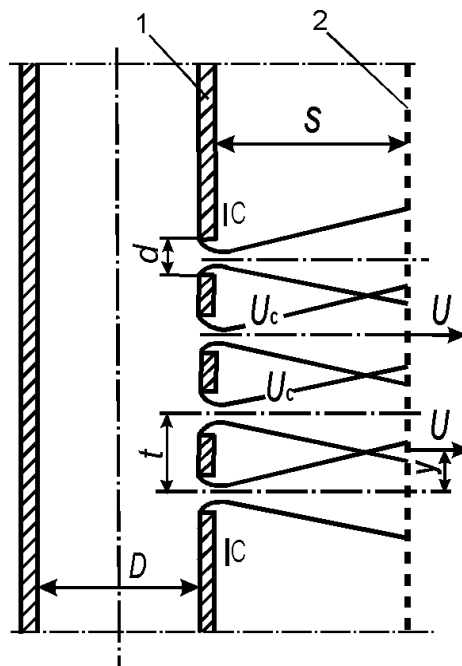


блема очистки приёмных экранов рыбозащитных сооружений для некоторых типов РЗС остаётся нерешённой, в большинстве своём она осложняется необходимостью борьбы с мелким мусором, заилением и обрастанием дрейссеной.

### 1.3. Сравнительный анализ промывной способности гидравлических и водовоздушных струй

Как уже отмечено, применяемые конструктивные решения промывных устройств сетчатых рыбозащитных сооружений работают по принципу подачи рабочей жидкости в виде системы струй посредством водоструйной флейты на сетное полотно с целью смыва мусора, наносов, молоди рыб с последующим их переводом в рыбоотвод. Вытекающая из отверстий флейты вода создаёт сплошной фронт струй, направленных на сетку и отбрасывающих от неё мусор и прижатую молодь рыб. Конструктивно флейта может выполняться как с двух-, так и с односторонним подводом воды, во втором случае один её конец заглушён. Методика расчёта и проектирования таких водоструйных промывных устройств разработана и приведена в работах [87, 100].

Установлено, что взаимное влияние струй увеличивает скорость течения воды в них примерно на 12% по сравнению с одиночной струёй [23]. Продольные составляющие скоростей течения воды по фронту водоструйной очистки распределяются неравномерно. На осях струй ( $y = 0$ ) продольные составляющие в створе сетки достигают максимальной величины –  $U_{\max}$ , а между отверстиями в плоскости соприкосновения двух соседних струй ( $y = t/2$ ) – минимальной  $U_{\min}$  (рисунок 1.10).

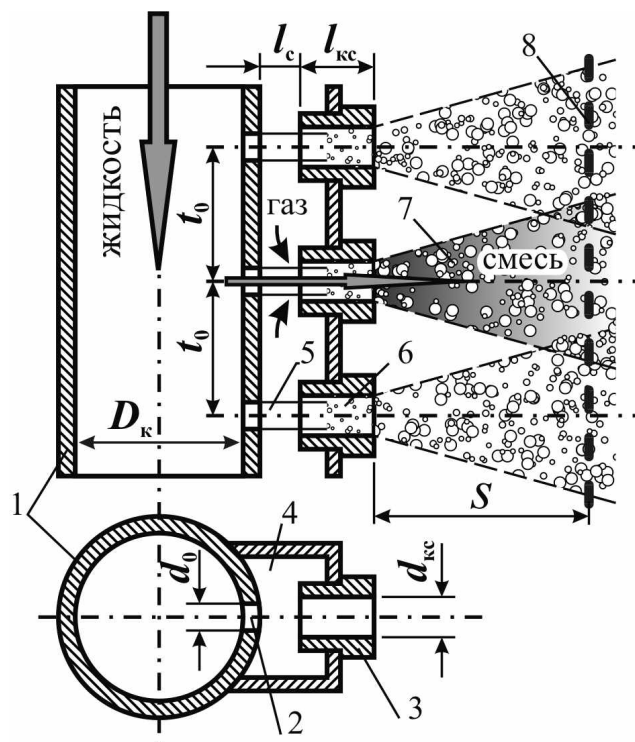


1 – корпус промывной флейты; 2 – промывной экран

Рисунок 1.10 – Схема истечения струй воды из флейты

Опыт генерирования затопленных водовоздушных струй с помощью водовоздушных промывных устройств и изучение их динамических свойств свидетельствует о том, что с их помощью может быть значительно повышена производительность гидромеханического оборудования РЗС.

В конструкциях водовоздушные промывные струи формируются в специальных струеформирующих насадках, расположенных на раздаточном коллекторе и связанных с воздухопроводом. Струя жидкости, попадая в струеформирующие насадки, насыщается в них газом, и полученная водовоздушная смесь выбрасывается во внешний поток, формируя затопленную водовоздушную струю (рисунок 1.11).



1 – коллектор; 2 – раздаточные отверстия; 3 – водовоздушные струи; 4 – воздухопровод; 5 – гидравлическая струя; 6 – насадка; 7 – водовоздушная струя; 8 – сетка

Рисунок 1.11 – Конструкция водовоздушного промывного устройства и схема формирования водовоздушной струи

При водовоздушной промывке сетки в натуральных условиях от неё отрывались даже минеральные и органические частицы, которые не очищаются обычными водяными струями. К достоинствам водовоздушного промывного устройства также следует отнести и тот факт, что в результате подъёма воздушных пузырьков мусор тоже перемещается в верхние слои потока, способствуя дальнейшему поступлению в мусоро-рыбоотвод.

Исследованию гидродинамических свойств водовоздушных струй посвящено сравнительно немного работ [32-33, 48-50, 69, 74, 94].

В опытах с водовоздушной затопленной струей были выявлены следующие основные её отличия от гидравлической (водяной) струи:

– угол конусности у водовоздушной струи несколько больше, чем у водяной [49];

– наличие воздуха в струе приводит к отклонению её оси в сторону поверхности водоёма, дальность действия водовоздушной струи меньше, чем водяной [33];

– горизонтальная составляющая силы давления водовоздушной струи на некотором участке от среза пневмогидравлического насадка больше силы давления водяной струи на преграду [69].

На наш взгляд, это свойство объясняется созданием при выходе из струеформирующих насадков водовоздушной смеси своеобразного скачка уплотнения. Так как в рабочей двухфазной жидкости (в камере смешения) пузырьки воздуха находятся в сжатом состоянии, то, выходя из насадка и попадая в область с низким давлением (в открытом потоке), пузырьки резко расширяются и этим ускоряют течение в водовоздушной струе, дополнительно разгоняя её на начальном участке. Этот процесс происходит резкими импульсами.

Эффект пневмоудара иногда проявляет себя в качестве негативного явления, например, при эксплуатации гидромониторов [41, 52, 66, 76-77]. В этих устройствах потоком, выходящим из верхнего колена в ствол, в расширенной области создаётся разрежение, что может вызвать подсосывание воздуха (эжектирующий эффект) в том случае, если сальниковое устройство шарового шарнира негерметично. Возникновение такого явления в гидромониторе нежелательно, так как находящийся в аппарате сильно сжатый воздух при вылете струи из насадка интенсивно расширяется (взрывается) и разрушает компактную часть рабочей струи с характерным сухим треском [108].

В отличие от свободной (незатопленной) мониторной струи, водовоздушная струя промывного устройства затоплена и эффект пневмоудара в ней является действием положительным, так как способствует ускорению течения, а следовательно, улучшению промывной способности струи. Вместе с тем, область влияния эффекта в затопленной струе ограничена небольшим расстоянием, соизмеримым с размерами ядра струи, которое может быть значительно меньше расстояния до сетки. Несмотря на это, результаты исследований водовоздушного промывного устройства, опубликованные в работах [48-50, 69], свидетельствуют о высокой промывной способности водовоздушной струи (в 1,5-2 раза выше гидравлической) на расстояниях, выходящих за пределы области влияния пневмоудара, и сопоставимы с размерами компактной части воздушно-пузырькового ядра струи.

Эффект очевиден, и он связан с механизмом взаимодействия водовоздушной струи и сетки. Прохождение сквозь сетку двухфазной (дискретной) газожидкостной среды сопровождается возникновением множества микропульсаций, природа которых разными исследователями описывается по-разному.

На наш взгляд, это связано с наличием именно дискретной (неплошной) свободной поверхности жидкости вокруг пузырьков воздуха. Эта поверхность сферическая, она соответствует форме пузырьков и представляет

внутреннюю границу раздела фаз.

Условия прохождения воды и воздуха (в пузырьке) сквозь пористую преграду (сетку) отличаются. Это проявляется в том, что газ испытывает значительно меньшее сопротивление, чем жидкость. Элементарная струйка жидкости в объёме водовоздушной смеси, следуя за пузырьком газа в его живом сечении, *вначале ударяется своей открытой (в пузырьке) лобовой поверхностью о сетку*, а затем уже начинает перестраиваться под стационарное течение, свойственное обтеканию сетки. Установившееся на некоторое время течение жидкой фазы через сетку прекращается на время прохождения сквозь неё очередной газожидкостной пары (пузырёк-жидкость), и процесс повторяется снова и снова.

Подобный эффект импульсного воздействия на преграду в принципе известен и нашёл применение в гидромеханизации в работе гидромониторов ударного (пульсационного) действия [108]. Установлено, что *давление гидравлической струи на преграду в первый момент её соприкосновения с поверхностью примерно в два раза превышает её стационарное давление в последующее время*, поэтому в тех случаях, когда необходимо струей производить дробящее действие, например, при разрушении крепких горных пород, применяют пульсирующие гидравлические струи. Такие гидромониторы создают ударное действие гидравлических струй. В них пульсирующая подача воды обеспечивается специальным распределительным устройством, приводимым в действие той же напорной водой.

В разработанных конструкциях водовоздушных промывных устройств рабочая водовоздушная смесь формируется на выходе из струеформирующих насадков и обладает высокими кинематическими и динамическими характеристиками и это повышает качество промывки сетки. Этот класс родственных конструкций, по всей видимости, можно отнести к первому поколению водовоздушных промывных устройств.

Результаты исследований водовоздушных струй, опубликованные в работах [48-50, 69], подтверждают правомерность приведённых ниже зависимостей между геометрическими и её гидравлическими параметрами, где расход воды  $Q_0$ , проходящий через сопло при напоре  $H_0$ , определяется по формуле [94]

$$Q_0 = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{2gH_0},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода сопла. Получены зависимости для определения оптимального значения диаметра  $d_{\text{кс}}$  (см. рисунок 1.11) выходного отверстия сопла, который должен составлять  $d_{\text{кс}} = (3 \div 3,5)d_0$ .

Наряду с очевидными достоинствами водовоздушного промывного устройства, испытания в натуральных условиях выявили наличие существенной неравномерности в газонасыщении промывных струй по глубине воды, а попадание мелкого мусора во внутреннюю полость устройства и воздухопровод блокировало насадки, формирующие струи, выводя их один за другим из строя.

В целом конструкция промывного устройства представляет собой мо-

дификацию многосоплового водовоздушного эжектора, является достаточно сложной и неудобной в эксплуатации.

#### 1.4. Способы формирования водовоздушных струй и конструкции, их реализующие

Для совершенствования конструкции предлагается изменить конструктивно-технологическую схему очистки сеток РЗС путём включения в состав промывного устройства специального аэратора, как это рекомендуется, например, при создании водовоздушной дренапромывной системы [35] или организации микропузырьковой рыбозащиты [81].

Отличительной особенностью этих технологий является централизованное создание газожидкостного рабочего агента с помощью специального аэратора. Подача уже готового агента в виде водовоздушной смеси осуществляется через напорную линию к очистному элементу – флейте.

К очевидным достоинствам этого способа (технологии) следует отнести следующие позиции:

- простота конструкции очистного элемента (флейты);
- наличие возможности совершенствовать конструкцию аэратора как автономного блока промывателя;
- экономное расходование потребляемой жидкости за счёт более высокой очистной способности водовоздушных струй;
- наличие возможности управления степенью газонасыщения рабочей жидкости.

В данной конструктивно-технологической схеме ключевым элементом является аэратор. По своим техническим характеристикам он должен создавать необходимое давление газа в рабочей жидкости на выходе при минимальных потерях напора, регулировать процесс газонасыщения жидкости.

Создавать высокий напор на выходе из аэратора при минимальных затратах энергии способен далеко не каждый аэратор. Эта проблема является главной при создании водовоздушного промывного устройства и нуждается в серьёзном рассмотрении. Для этого выполним анализ существующих способов аэрирования жидкости и конструкций, их реализующих.

**Самоаэрация.** Наиболее естественным процессом газонасыщения жидкости в природных условиях является самоаэрация водных открытых потоков и свободных струй. Механизм такой аэрации и структура аэрированного открытого потока наиболее полно описываются в работах [39-40, 42, 47, 55-56, 72, 88-91, 96, 99, 103, 121, 122] и др. Остановимся на рассмотрении этого явления.

При равномерном, плавно изменяющемся течении проникновение в жидкость воздуха происходит через свободную поверхность в результате разрушения её турбулентными возмущениями. Проникновение воздуха через свободную поверхность открытого потока называется самоаэрацией.

При резко изменяющемся течении поток аэрируется за счёт действия поверхностных водоворотов (в вальце гидравлического прыжка, водоворо-

тах, образующихся при отрыве потока от поверхностей конструкции – быков, пазов и пр.). Захват воздуха свободной отброшенной или падающей струей происходит вследствие защемления воздуха при распаде струи в результате потери устойчивости волн на её поверхности, при этом первоначально по внешнему контуру струи образуются воздушные полости с последующим разрушением и потерей сплошности струи. Турбулентные возмущения в равномерном, плавно изменяющемся потоке зарождаются у дна и боковых стенок русла [91]. В потоке на водосливе или быстротоке выделяется несколько характерных участков (рисунок 1.12).

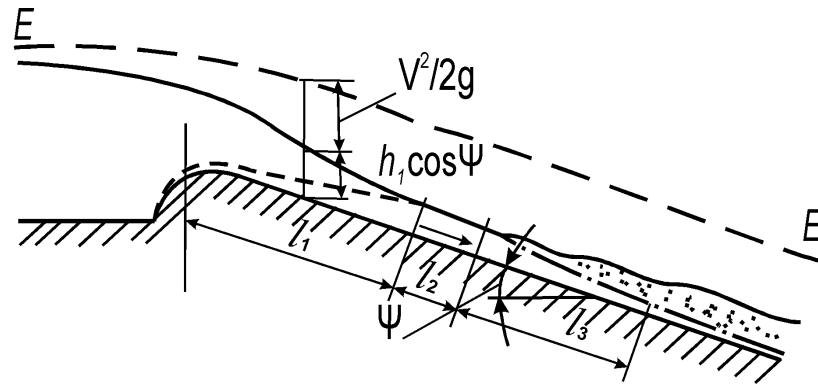


Рисунок 1.12 – Изменение структуры потока по длине быстротока

*Начальный участок  $l_1$* , в пределах которого имеется ядро невозмущённого потока и остаётся невозмущённой свободная поверхность воды. В вертикальной плоскости ширина ядра по направлению течения уменьшается за счёт развития зарождающегося на дне быстротока или водослива пограничного турбулентного слоя. Он оканчивается в створе выхода турбулентных возмущений на поверхность. Начальный участок  $l_1$  тем длиннее, чем больше глубина потока.

*Начальный участок волнообразования  $l_2$* , в пределах которого на свободной поверхности зарождаются и нарастают волны ряби, скорость распространения которых не зависит от силы тяжести.

*Участок неравномерного движения аэрированного потока  $l_3$* , в начале которого начинается проникновение воздуха в поток; насыщение потока воздухом по длине участка увеличивается до некоторого предела.

*Участок равномерного движения аэрированного потока  $l_4$* , на котором степень аэрации и его водовоздушная структура стабилизируются. Течение на этом участке равномерное.

Аэрация потока у стенок быков начинается раньше, чем в пролете, в результате возмущения свободной поверхности боковыми стенками.

Для количественной характеристики аэрированного потока используются безразмерные коэффициенты, характеризующие воздухо- или водосодержание в объёме жидкости в данной точке или в пределах определённого слоя жидкости.

*Местная концентрация воздуха аэрированного потока (коэффициент*

воздухосодержания  $S_a$ ) – отношение объёма воздуха  $dW_a$  к объёму водовоздушной смеси  $dW_{см}$  в элементарном объёме

$$S_a = \frac{dW_a}{dW_{см}} = \frac{dW_a}{dW_a + dW_B}, \quad (1.1)$$

где  $dW_B$  – объём воды в элементарном объёме.

*Местная концентрация жидкости* (коэффициент водосодержания  $S_B$ ) – отношение объёма воды  $dW_B$  к объёму водовоздушной смеси  $dW_{см}$  в элементарном объёме

$$S_B = \frac{dW_B}{dW_{см}}. \quad (1.2)$$

*Коэффициент аэрации*  $\beta_a$  – отношение объёма воздуха  $dW_a$  к объёму воды  $dW_B$  в элементарном объёме

$$\beta_a = \frac{dW_a}{dW_B}. \quad (1.3)$$

Коэффициенты  $S_a$ ,  $S_B$  и  $\beta_a$  являются локальными характеристиками потока.

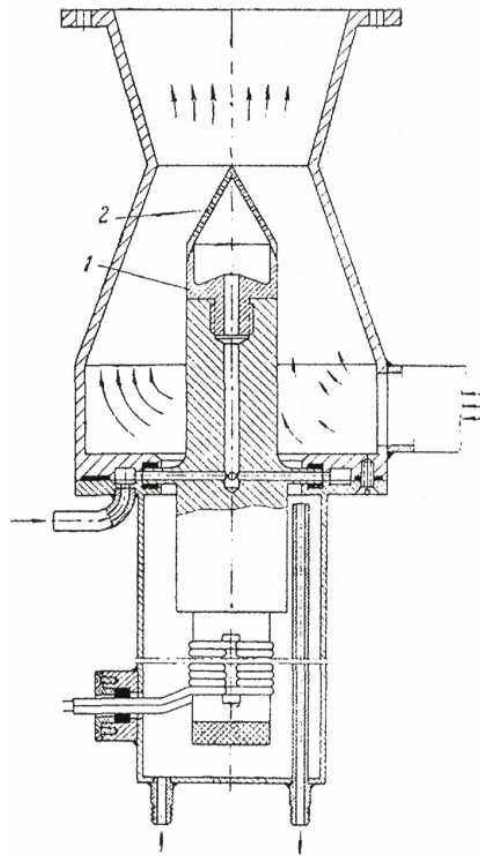
**Устройства для принудительного газонасыщения жидкостей.** Для принудительного газонасыщения жидкостей используется большое количество различных конструкций аппаратов и устройств. Характеристики наиболее распространённых из них опубликованы в следующих работах: [1, 3-17, 53, 81, 90] и др. Анализируя их по способу поступления (подачи) воздуха в жидкость можно выделить следующие группы аэраторов: *гидравлические (капельно-струйные), пневматические, пневмо-гидравлические (воздушно-водяные), механические (роторные), эжекторные, инжекторные, кавитационные.*

**Гидравлические (капельно-струйные) аэраторы.** В этом способе поступление воздуха в жидкость происходит через открытую свободную поверхность за счёт нарушения её сплошности при падении каплей или струек в жидкости с определённой высоты. Воздух, увлекаясь вслед за падающей каплей или струйкой воды, проникает с ней на некоторую глубину в жидкость, аэрируя таким образом поверхностный слой. Этот способ наиболее приближен к естественной поверхностной аэрации водоёмов, которая происходит, например, во время выпадения дождя.

Применить этот способ в промывном устройстве РЗС не представляется возможным. Для доведения аэрированной жидкости до рабочего состояния потребуются дополнительные дорогостоящие мероприятия, направленные на повышение давления в смеси и обеспечение подачи её во флейту.

**Пневматические аэраторы.** В пневмоаэраторах воздух в жидкость подаётся под давлением, создаваемым компрессором. Для измельчения пузырьков воздуха, вводимого в жидкость, используются распределительные устройства – диспергаторы, форсунки, концентраторы. К такому типу относятся аэраторы, применяемые во флотационных машинах. На рисунке 1.13. представлена типичная конструкция пневмоаэратора для эжекторной флота-

ционной машины [3].



1 – наконечник концентратора; 2 – конусный колпачок из микропористого материала

Рисунок 1.13 – Аэратор эжекторных флотационных машин [3]

Аэратор снабжён ультразвуковым вибратором и концентратором. Вибратор получает питание от ультразвукового магнитострикционного генератора и сообщает акустические колебания струе пульпы. В нём на наконечник концентратора насажен конусный колпачок, выполненный из микропористого материала.

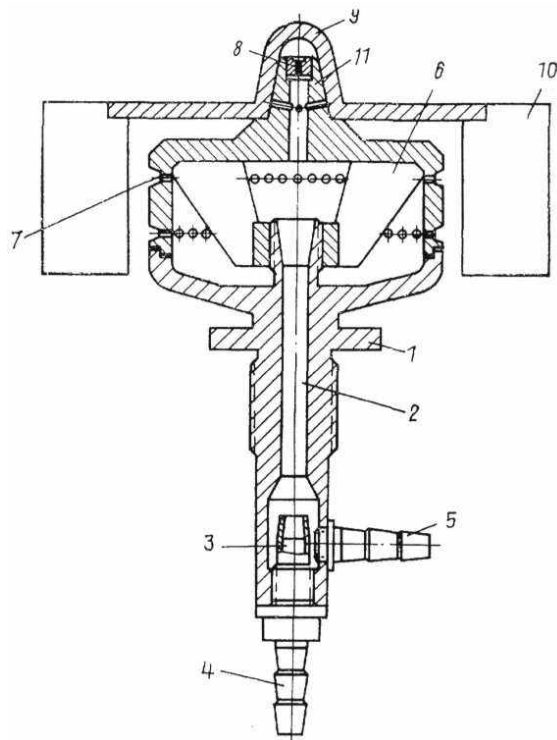
Высокочастотные возвратно-поступательные колебания колпачка способствуют размельчению струек воздуха (диспергации), истекающих из каждого отверстия (микропоры), на мелкие пузырьки одинакового размера.

Недостатком этого способа является необходимость использования дорогих, требующих специального обслуживания компрессоров или воздуходувок, а также распределительного устройства сложной конструкции.

**Воздушно-водяные аэраторы.** Подобный приведённому выше принцип действия используется и в воздушно-водяных аэраторах, пример конструкции которого [12] представлен на рисунке 1.14.

Отличительной особенностью этого аэратора является наличие турбинки, установленной на верхней конической части диффузора. Это отличие позволяет обеспечить насыщение пульпы диспергированным воздухом одновременно с перемешиванием пульпо-воздушной смеси.





- 1 – корпус; 2 – смесительная камера; 3 – рабочее сопло; 4 – штуцер для подвода воздуха;  
 5 – штуцер для подвода воды; 6 – диффузор; 7 и 8 – отверстия; 9 – турбинка;  
 10 – лопатки; 11 – верхняя коническая часть диффузора

Рисунок 1.14 – Воздушно-водяной аэратор для пневматической флотационной машины

Аэрация пульпы осуществляется за счёт воздушно-водяной смеси, образующейся в смесительной камере 2 аэратора и истекающей из отверстий 7 и 8 диффузора 6 со скоростью, позволяющей осуществлять вращение турбинки 9, что способствует ещё более мелкому дроблению пузырьков воздуха.

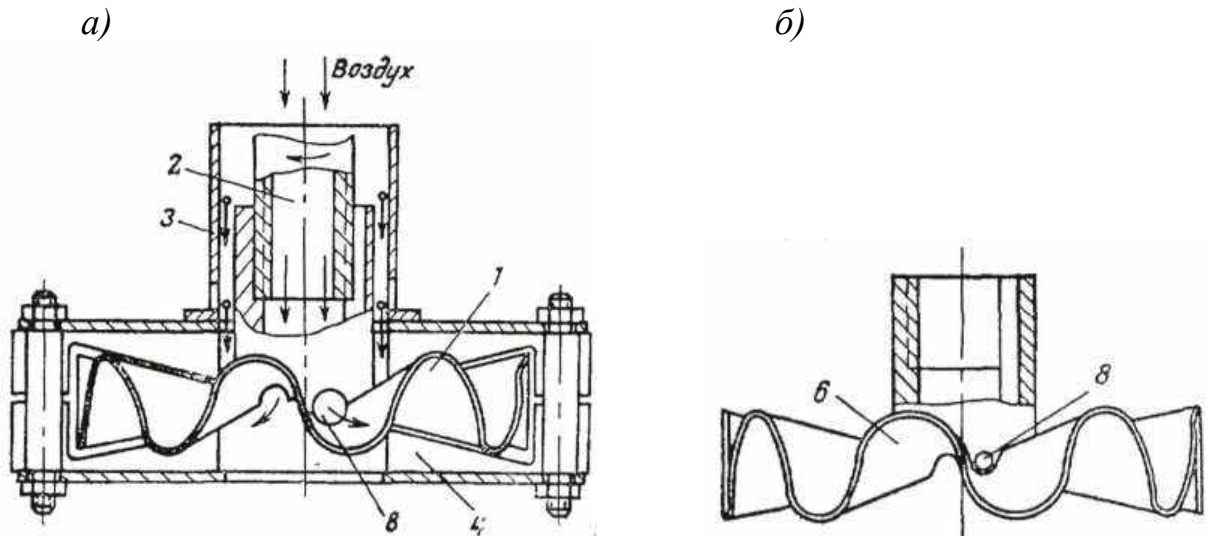
Недостатком этого способа является необходимость использования дорогого пневмооборудования, а также наличие подвижного распределительного устройства (турбинки), что повышает требования к эксплуатации.

**Механические (роторные) аэраторы.** На рисунке 1.15 изображён аэратор механической флотационной машины [5], включающий импеллер, закреплённый на полом валу.

Аэратор работает следующим образом. Воздух через полый вал, воздушную трубу, каналы в ступице импеллера и отверстия поступает во впадины нижней и верхней поверхностей диска благодаря эжекционному действию пульпы, проявляющемуся при вращении импеллера.

Таким образом, кроме воздействия центробежных сил, возникающих при вращении импеллера и выбрасывающих в камеру флотационной машины пульпу вместе с большим количеством засасываемого при этом воздуха, образующаяся пульпо-воздушная смесь на пути от центра к периферии аэратора, благодаря волнообразной форме диска импеллера, многократно сжимает-

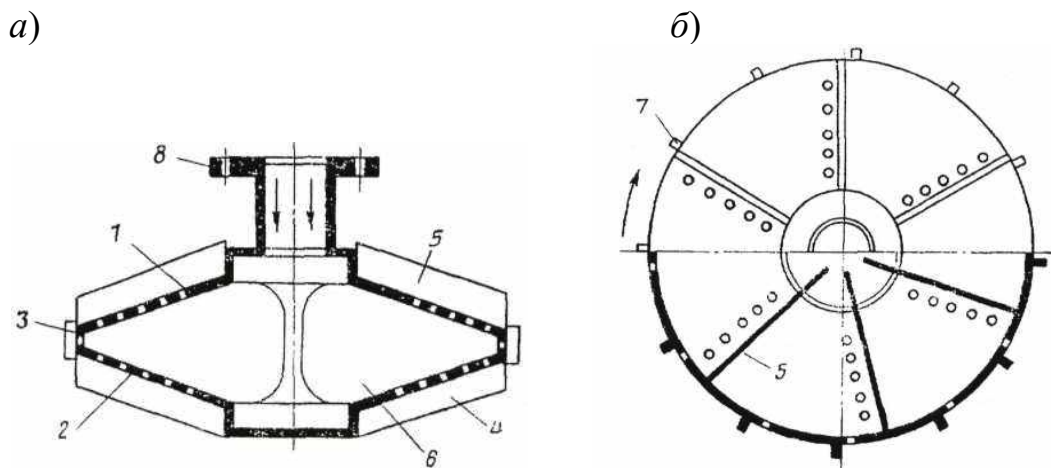
ся и активно перемешивается по всему объёму в межлопастном пространстве верхнего и нижнего дисков статора. При этом достигается лучшее дробление воздушных пузырьков и оптимальное распределение раздробленного воздуха в пульпе.



а – общий вид в разрезе; б – общий вид импеллера;  
 1 – импеллер; 2 – полый вал; 3 – воздушная труба; 4 – статор; 5 – ступица;  
 6 – диск с конусообразными лопастями; 7 – воздухоподводящие каналы;  
 8 – отверстие для поступления воздуха

Рисунок 1.15 – Аэратор механической флотационной машины

На рисунке 1.16 представлен центробежно-осевой аэратор для флотационной машины [8].

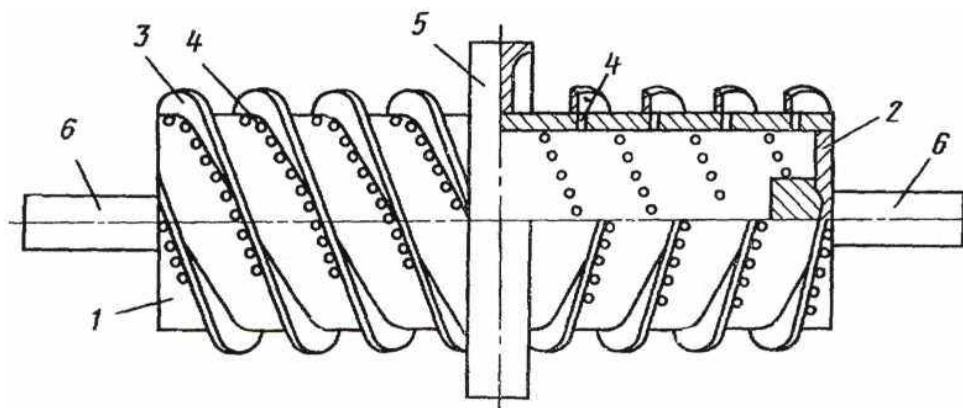


а – разрез; б – вид сверху;  
 1, 2 – усечённые полые конуса; 3 – цилиндрический пояс; 4, 5 – наружные лопасти;  
 6 – внутренние лопасти; 7 – отбойники; 8 – фланец

Рисунок 1.16 – Аэратор для флотационной машины

Особенностью этого аэратора является выполнение дисков в виде усечённых конусов, соединённых цилиндрическим поясом, и наличие наружных лопастей и периферических отбойников, смещённых относительно внутренних лопастей. Это позволяет насыщать пульпу тонкодисперсным воздухом.

На рисунке 1.17 представлен горизонтальный аэратор для пневмомеханической флотационной машины [16], включающий полый перфорированный вал, на котором закреплены импеллер и рассекатель. С целью увеличения количества засасываемого воздуха и более равномерного распределения его в объёме камеры в этой конструкции аэратора импеллер выполнен в виде винтообразной поверхности правой и левой навивки, начинающейся от середины вала, где установлен рассекатель.



1 – полый вал; 2 – входной канал для воздуха; 3 – импеллер; 4 – отверстия;  
5 – рассекатель; 6 – цапфы

Рисунок 1.17 – Горизонтальный аэратор для пневмомеханической флотационной машины

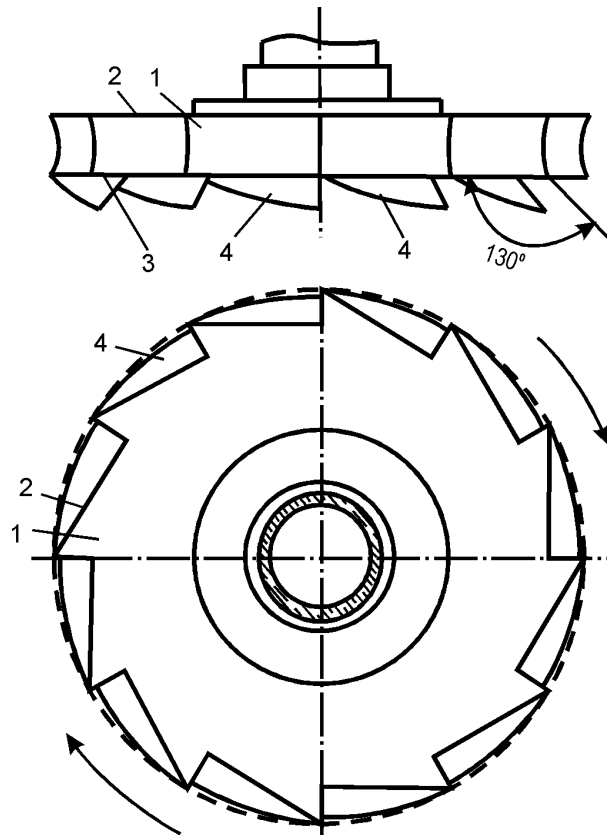
Аэратор работает следующим образом. При вращении аэратора за каждым витком винтовой поверхности образуются зоны разрежения, куда через входные каналы 2 и отверстия 4 подсасывается воздух. Благодаря винтовой поверхности импеллера 3 правой и левой навивкой от середины вала каждая половина аэратора омывается потоками свежей пульпы, усиливая вакуумную зону за каждым витком. Поток пульпы, перекачиваемый винтообразной поверхностью к центру аэратора, встречаясь с рассекателем 5, изменяет своё направление на противоположное. При этом основной поток аэрируемой жидкости находится в зоне максимального насыщения её всплывающими пузырьками воздуха и способствует более равномерному распределению воздуха в объёме камеры, а также дополнительной диспергации. При работе аэратора создаются спокойные восходящие циркулирующие потоки, направленные от центра камеры к периферии, способствующие процессу флотации.

Очевидным достоинством роторных аэраторов является высокая производительность, выражаемая в способности создавать высокоаэрированную смесь. Однако это обеспечивается за счёт дорогостоящего оборудования.

**Кавитационные аэраторы.** По способу создания кавитации кавитаци-

онные аэраторы можно подразделить на механические (роторные) и водо-струйные (эжекторные).

Известен кавитационный аэратор роторного типа для насыщения жидкости кислородом, состоящий из полого вала и укрепленных на нём верхнего и нижнего дисков, между которыми расположены лопасти. На рисунке 1.18 представлена одна из модификаций кавитационного аэратора роторного типа, вид сбоку и в плане [11].



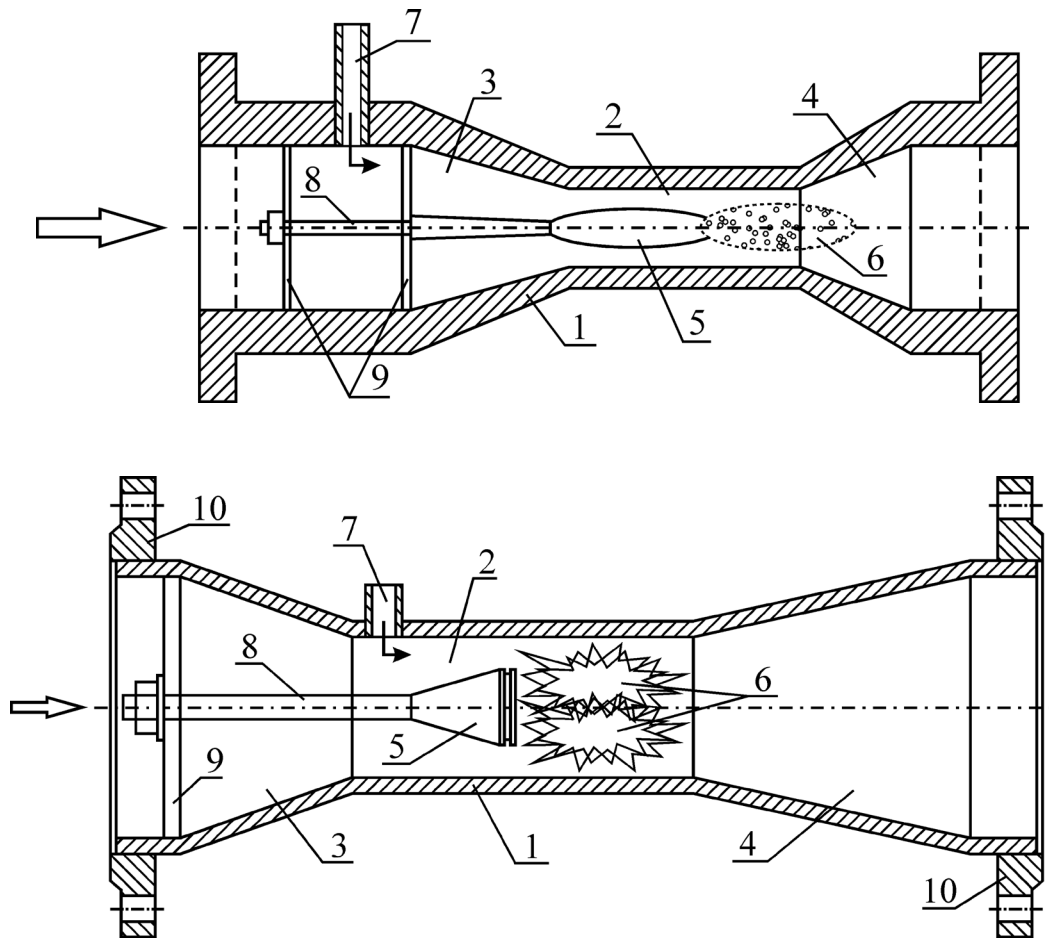
1 – ротор; 2, 3 – верхний и нижний диски; 4 – лопасти

Рисунок 1.18 – Кавитационный аэратор роторного типа

В этой конструкции повышение эффекта аэрации достигается устройством на периферии наружной поверхности нижнего диска под углом  $120-130^\circ$  к ней лопастей, имеющих форму полусегмента.

При вращении ротора 1 в направлении, указанном стрелками, лопасти 4 отбрасывают жидкость в направлении, близком к касательной диска 3. Благодаря наклону лопастей создаётся движение жидкости в вертикальном направлении. В итоге вокруг ротора образуется интенсивный восходящий винтообразный циркуляционный поток жидкости и действие ротора аналогично действию элементарного насоса.

В способе гидродинамической микропузырьковой рыбозащиты [81] для получения воздушно-водяной микропузырьковой завесы используется гидродинамический кавитационный смеситель. На рисунке 1.19 представлены два варианта его исполнения.



1 – корпус; 2 – проточная камера; 3, 4 – конфузор и диффузор; 5 – тело кавитации;  
 6 – зона кавитации; 7 – патрубок для подачи воздуха; 8 – кронштейн; 9 – рамки;  
 10 – присоединительные фланцы

Рисунок 1.19 – Гидродинамический кавитационный смеситель (варианты)

В кавитационных аэраторах газонасыщение создаётся за счёт создаваемого высокого разрежения в кавитационных областях. В аэраторе роторного типа (см. рисунок 1.18) для достижения этого эффекта скорость вращения ротора должна значительно превосходить скорость вращения обычного роторного аэратора. Для этого требуется высокоскоростной привод. В гидродинамическом кавитационном смесителе разрежение создаётся за преградой (телом кавитации) при обтекании её высокоскоростным потоком. Очевидным достоинством этого способа является простота конструкции в сравнении с кавитационным аэратором роторного типа. Эффект достигается гидравлическим способом, в котором подача жидкости и её аэрирование связаны наиболее рациональным способом в единый технологический процесс. Для этого используется только энергия насосного агрегата и, в отличие от кавитационного аэратора роторного типа, здесь не требуется дополнительный привод и сложное оборудование.

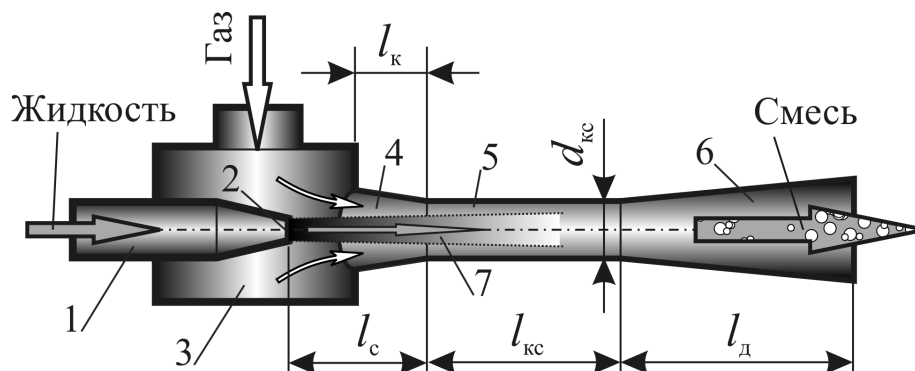
К недостатку этой конструкции следует отнести наличие большого гидравлического сопротивления, возникающего при обтекании тела кавита-

ции и приспособлений для его крепления в центральной части потока (рамки, кронштейн и т.п.). Кроме того, организация подачи воздуха в область кавитации (судя по вариантам на рисунке 1.19) является нерациональной.

**Водовоздушные эжекторы, инжекторы.** Водовоздушные эжекторы являются струйными аппаратами, в которых происходит процесс инжекции, заключающийся в передаче кинетической энергии от одного потока другому путём непосредственного контакта (смешения). Так как смешиваемые потоки находятся в разных агрегатных состояниях (воздух и жидкость), то эти устройства относятся к группе разнофазных жидкостно-газовых струйных аппаратов. В процессе смешения фазовое состояние смешиваемых потоков может оставаться неизменным или же изменяться (например, пар может превратиться в жидкость). Поток, вступающий в процесс смешения с большей скоростью, называется рабочим, а с меньшей скоростью – инжектируемым. В том случае, когда рабочей жидкостью является вода, а инжектируемой средой воздух, в аппарате происходит перемешивание и эжектор выполняет функцию аэратора.

Основные элементы аппарата: рабочее сопло, приёмная камера, камера смешения, диффузор. Главным геометрическим параметром устройства является отношение площадей живого сечения камеры смешения и рабочего сопла  $\omega_{\text{кс}}/\omega_0$ .

Вода в аппарат подаётся под давлением к суживающемуся соплу, на выходе из которого она разгоняется, и тогда в приёмной камере формируется свободная гидравлическая струя (рисунок 1.20).



1 – напорная труба; 2 – сопло; 3 – приёмная камера; 4, 5 – приёмный конфузор и камера смешения; 6 – диффузор; 7 – незатопленная гидравлическая струя

Рисунок 1.20 – Схема работы водовоздушного эжектора

Потоки рабочей и инжектируемой сред поступают в камеру смешения, где происходит выравнивание скоростей, сопровождаемое повышением давления и смешением двух сред – барботированием. Из камеры смешения поток водовоздушной смеси поступает в диффузор, где происходит дальнейший рост давления. Далее в диффузоре кинетическая энергия аэрированного

потока плавно переходит в потенциальную, что выражается повышением давления. На выходе из диффузора давление смешанного потока выше давления инжестируемого потока, поступающего в приёмную камеру.

В таких аппаратах повышение давления инжестируемого потока без непосредственной затраты механической энергии является основным, принципиальным качеством струйных аппаратов. Благодаря этому качеству использование струйных аппаратов во многих отраслях техники позволяет получать более простые и надёжные технические решения по сравнению с применением механических нагнетателей (компрессоров, насосов, газодувок, вентиляторов и др.). Они получили широкое распространение в энергетике, где применяются в качестве воздухоотсасывающих устройств конденсационных установок, в схемах вакуумной деаэрации воды, для создания вакуума в различных ёмкостях и т.д. [39-40, 57-58, 97, 101, 104].

Для всех типов струйных аппаратов при работе их в оптимальном режиме с увеличением величины основного геометрического параметра увеличивается коэффициент инжестии и снижается создаваемый аппаратом напор.

Одним из условий работы водовоздушного эжектора в оптимальном режиме является образование в камере смешения однородной по сечению водовоздушной эмульсии. Этому способствует увеличение длины камеры смешения и числа струй рабочей среды, поступающих в камеру смешения. Для создания в водовоздушном эжекторе малых перепадов давлений, измеряемых миллиметрами или десятками миллиметров водяного столба, и получения объёмных коэффициентов инжестии, измеряемых десятками и сотнями единиц, требуются большие значения соотношения  $\omega_{\text{кс}}/\omega_0$ . При этом однородная эмульсия с помощью обычных сопел, создающих сплошные струи, не может быть получена. Для этой цели применяются форсунки, позволяющие получить диспергированную струю, то есть струю в виде факела, состоящего из мелких капель. Струйные аппараты, работающие в этом диапазоне параметров, называются водовоздушными инжесторами.

Главным преимуществом водовоздушных эжекторов (аэраторов) является исключительная простота конструкций, а также простота схем включения в различные установки, в том числе и в состав промывного устройства РЗС, а недостатком – сравнительно небольшое давление на выходе.

Выполненный анализ характеристик энергосберегающей конструкции высоконапорного аэратора для промывного устройства рыбозащитного сооружения не выявил, и это даёт основание принять в качестве приоритетной задачи разработку специальной конструкции аэратора для промывного устройства сетчатых рыбозащитных сооружений.

## 2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВОДОВОЗДУШНОГО ПРОМЫВНОГО УСТРОЙСТВА

Для разработки новой конструкции водовоздушного промывного устройства необходимо знать основные закономерности и механизм насыщения потока воды воздухом – аэрации, а также возможностей реализации технического решения дополнительного рабочего органа применительно к условиям и параметрам существующих промывных устройств.

### 2.1. Механизм насыщения гидравлической струи воздухом

Проведённый выше анализ способов создания газожидкостной смеси даёт возможность выявить основные технологии насыщения жидкости газом в процессе аэрирования, которые реализуются путём: нагнетания газа под давлением сквозь жидкость и его диспергирования; образования в жидкости воздушных каверн; создания кавитации.

В механике жидкости и газа термин "барботаж" (перемешивание) отождествляется с процессом образования двухфазной газожидкостной смеси [64]. Если термин "аэрация" отражает процесс насыщения воды воздухом как процесс физико-химический, то термин "барботаж" отражает физическую сторону явления. Во всех рассматриваемых технологиях в результате барботажа образуется двухфазная смесь, которая затем транспортируется при необходимом давлении. В качестве критерия, количественно характеризующего технологию, принято начальное (инициирующее) давление в пузырьке или каверне ( $p_{\text{гнач}}$ ).

По *первой технологии* газ под давлением подаётся в жидкость. В этом случае величина начального давления в пузырьке газа ( $p_{\text{гнач}}$ ) должна превосходить величину давления в жидкости ( $p_w = \text{const}$ ), то есть:  $p_{\text{гнач}} > p_w$ . Для этой цели обычно используются компрессоры.

Суть *второй технологии* наиболее наглядно демонстрируется на примере падения твёрдого шарика в воду. На рисунке 2.1 приведены последовательность стадий образования воздушной каверны за шариком в зоне пониженного давления [65].

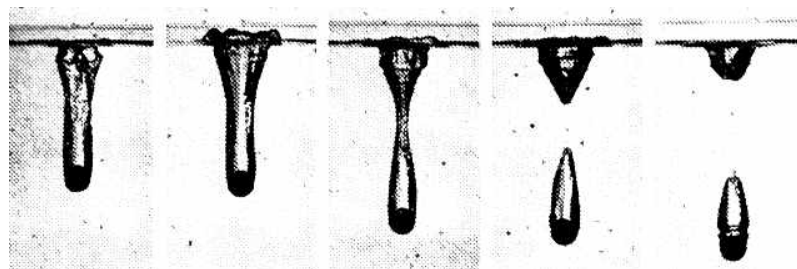


Рисунок 2.1 – Последовательные стадии образования воздушной каверны за твёрдым шариком при его падении в воду



Образование воздушных каверн имеет место при самоаэрации потоков с открытой поверхностью, обтекании стоек быстроходных судов, подводных крыльев, гребных винтов, рулей и других выступающих частей. В этом случае зачастую происходит прорыв воздуха со свободной поверхности, ведущий к образованию воздушных каверн. Указанный режим искусственной кавитации в теории корабля часто называют "вентиляцией" [93]. При этом подсос воздуха из атмосферы с давлением  $p_a$  уменьшает степень разрежения в каверне  $p_{2\text{гнач}}$ , восполняя его до атмосферного, то есть:

$$p_{2\text{гнач}} \approx p_a < p_w.$$

По *третьей технологии* кавитационные каверны создаются искусственно, и к ним обеспечивается подведение воздуха. Так как давление в кавитационной каверне значительно ниже атмосферного, то воздух из атмосферы сам устремляется в эти "пустоты", заполняя их. Так в потоке появляются воздушные пузырьки. В этой технологии начальное давление в каверне может достигать давления насыщенного пара жидкости  $p_{\text{нп}}$ , которое значительно ниже атмосферного, то есть:  $p_{3\text{гнач}} \approx p_{\text{нп}} < p_a < p_w$ .

Следует отметить, что искусственная кавитация нашла практическое применение в различных технических устройствах, в том числе и для снижения гидродинамического сопротивления судов. Это достигается путём установки на корпус судна специальных кавитаторов, к которым обеспечивается подача воздуха. Созданные таким образом воздушные каверны частично изолируют смачиваемую поверхность корпуса судна от контакта с потоком воды [93]. Этот способ лежит в основе класса аэрирующих устройств, в которых кавитатор может быть как стационарным (гидродинамический кавитационный аэратор [81]), так и подвижным (аэратор роторного типа [11]).

Сопоставляя технологии по указанному выше критерию ( $p_{\text{гнач}}$ ) при условии постоянства давления в жидкости ( $p_w = \text{const}$ ), получаем их сравнительную оценку в виде соотношения  $\min \leftarrow p_{3\text{гнач}} < p_{2\text{гнач}} < p_{1\text{гнач}} \rightarrow \max$ .

Сравнение показывает, что наибольший напор на выходе из аэратора достигается при наибольшем разрежении в нём, то есть при  $p_{\text{гнач}} = p_{\text{нп}} \rightarrow \min$ . Следовательно, технология аэрирования жидкости путём создания кавитационных каверн является более эффективной, а следовательно, приоритетной и принята за основу при разработке конструкции аэратора для промывных устройств РЗС.

Для выявления наиболее приемлемого способа создания кавитационных каверн, при котором вышеуказанные условия выполняются, более подробно рассмотрим механизм самоаэрации открытых потоков и принудительную аэрацию в водовоздушных эжекторах.

Для возникновения самоаэрации необходимым условием является выход пограничного слоя на поверхность, но выполнение только этого условия недостаточно, так как аэрация возникает лишь после разрушения поверхно-

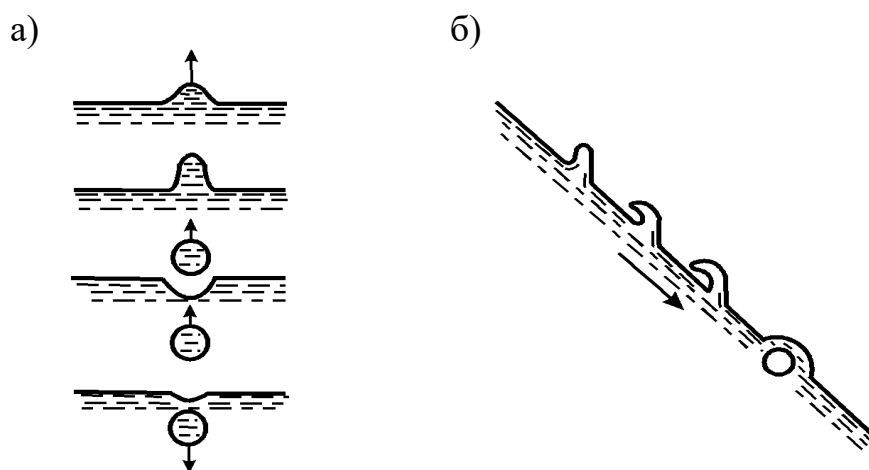
сти воды, находящейся под стабилизирующим действием сил поверхностного натяжения и гравитации.

Имеется две точки зрения на механизм захвата воздуха потоком через свободную поверхность, в соответствии с которыми созданы расчётные схемы аэрации [88, 91].

1. Захват потоком воздуха происходит при выбросе со свободной поверхности под влиянием поперечной составляющей пульсационной скорости каплей воды, что сопровождается защемлением воздуха в образующихся на поверхности воды кавернах (рисунок 2.2, *а*).

Это возможно тогда, когда кинетическая энергия выбрасываемой капли воды становится больше работы на некотором пути сил поверхностного натяжения и тяжести.

2. Захват потоком воздуха происходит при разрушении под влиянием воздушной среды волн на свободной поверхности потока (рисунок 2.2, *б*).



*а* – защемлением воздуха; *б* – при разрушении волн

Рисунок 2.2 – Механизм захвата воздуха потоком через свободную поверхность

По-видимому, в действительности происходит и захлопывание каверн, и разрушение волн. Чем больше скорость течения, тем интенсивнее захват воздуха и проникновение его в поток, а капля воды – в воздух.

Теперь рассмотрим механизм аэрации жидкости в водовоздушном эжекторе, выполненном с традиционной формой его проточной части (см. рисунок 1.20).

В данном аппарате аэрация происходит в процессе динамического взаимодействия двух разнофазных и разноскоростных потоков – барботаж. Механизм барботаж сложен и до конца ещё не изучен. Для прояснения физической картины этого явления рассмотрим гидродинамические процессы, происходящие в камере смешения.

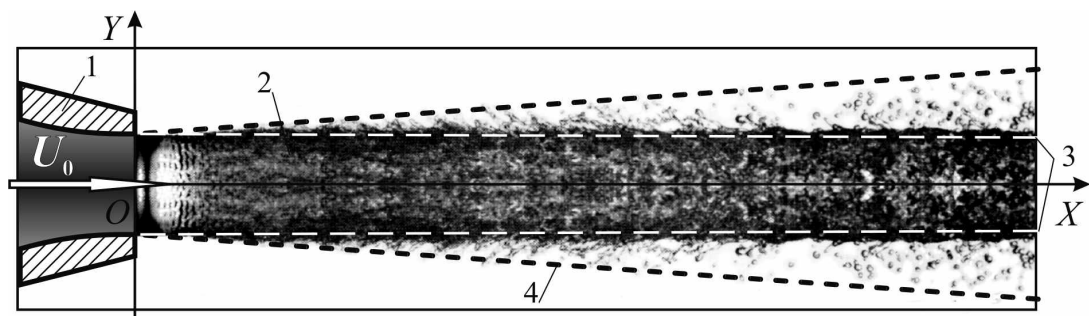
В формировании течения в водовоздушном эжекторе можно выделить следующие наиболее характерные участки:

- 1) со свободной незатопленной гидравлической струёй;
- 2) перехода течения от свободной струи (не ограниченной стенками камеры смешения) в газожидкостный двухфазный поток (ограниченный стенками камеры смешения);
- 3) повышения давления газожидкостного потока в диффузоре.

Процесс вовлечения газа в жидкость происходит в зоне сопряжения первых двух участков. В диффузоре кинетическая энергия потока плавно переходит в потенциальную, чем обеспечивается повышение статической доли давления на выходе из устройства.

В данном устройстве струя жидкости выполняет роль рабочего потока, создающего значительные скорости и понижение давления. Её энергия затрачивается на создание напора, необходимого для перемещения жидкости по его проточной части и на аэрирование. Такое рациональное использование потенциала рабочей струи в водовоздушном эжекторе, естественно, делает этот способ аэрирования жидкости наиболее привлекательным для использования в промывном устройстве рыбозащитного сооружения.

На первом участке струя при контакте с воздухом изменяет свою структуру. Особенно это заметно при высоких скоростях – обмен между воздушной средой и жидкостью становится активным. Окружающий струю воздух вовлекается в движение вслед за жидкостью. Капли начинают выпадать из ядра струи, и она постепенно разрушается. Это явление наглядно представлено на рисунке 2.3. [28].



1 – сопло; 2 – гидравлическая свободная струя; 3 – граница невозмущённого ядра струи; 4 – наружная граница воздушно-капельного (диффузионного) слоя

Рисунок 2.3 – Свободная гидравлическая струя

В данном конкретном опыте вода вытекает из сопла диаметром 6 мм со скоростью 25 м/с. На расстоянии, равном диаметру струи, появляются осесимметричные волны неустойчивости. В дальнейшем эти волны хаотично разрастаются, и процесс завершается выбросом мелких капель. Так вокруг невозмущённого ядра струи формируется воздушно-капельный (диффузионный) слой смешения. По мере развития этого процесса ядро струи уменьшается и, в конце концов, исчезает.

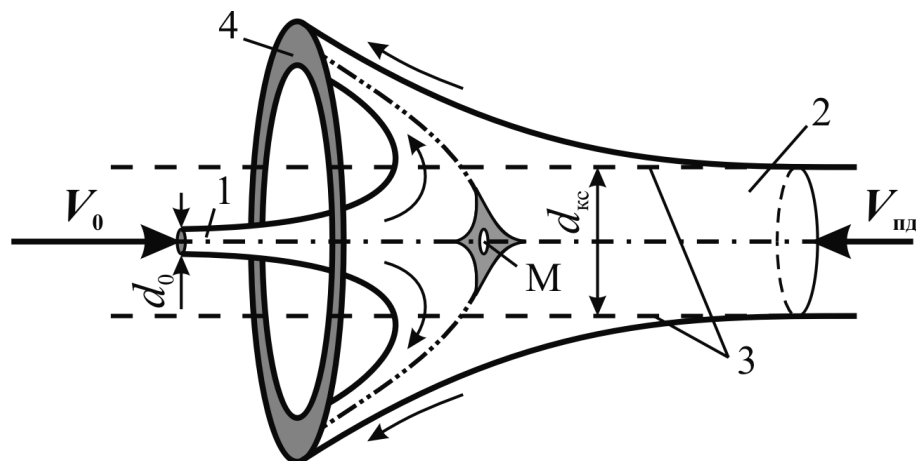
Если такая струя подаётся в жидкость со стороны свободной поверхности, то увлекаемый ею воздух из атмосферы будет проникать в покоящуюся

жидкость на определённую глубину. В этом случае аэрирование происходит с образованием воздушных каверн и относится ко второй технологии аэрирования. Как уже отмечалось в первой главе, такой капельно-струйный способ часто используется для аэрации поверхностных слоёв открытых водоёмов.

Барботирование жидкости, происходящее в камере смешения эжектора, представляет собой более сложный, комбинированный процесс. Здесь аэрация жидкости осуществляется одновременно по двум технологиям. Прежде всего, происходит взаимодействие свободной струи с жидкостью, имеющей свободную поверхность. Воздух из атмосферы вносится струёй в жидкость, находящуюся в камере смешения. Этот процесс подобен аэрированию воды в гидравлическом прыжке. Примечательно, что все элементы гидравлического прыжка здесь присутствуют: перепад давления, водообменная область течения (в виде кольцевого вальца), воздушные каверны. Этот процесс соответствует второй технологии аэрирования жидкости и, как уже отмечалось, не обеспечивает высокого уровня разрежения.

Третья технология явно не проявляется в водовоздушном эжекторе, так как кавитационные каверны не образуются. Однако именно по этой технологии в области скачка давления происходит формирование динамической (подвижной) зоны разрежения – "зародыша" будущего кавитационного ядра. Образование зоны пониженного давления в области резкого его повышения на первый взгляд является парадоксальным. Но этот "*парадокс давлений*" имеет своё логическое объяснение, суть которого в общих чертах сводится к следующему.

Структура течения в камере смешения латентно обусловлена взаимодействием двух встречных струй (поток) – рабочей гидравлической (диаметром  $d_0$ ) и той, которая формируется под влиянием противодействия в камере смешения (диаметром  $d_{кc}$ ). Если убрать камеру смешения, то этот процесс будет выглядеть как столкновение двух неодинаковых по размеру и скоростям течения струй (рисунок 2.4).



1, 2 – осесимметричные струи, соответственно рабочая и образованная противодействием; 3 – граница камеры смешения; 4 – пелена

Рисунок 2.4 – Схема соосного взаимодействия встречных струй

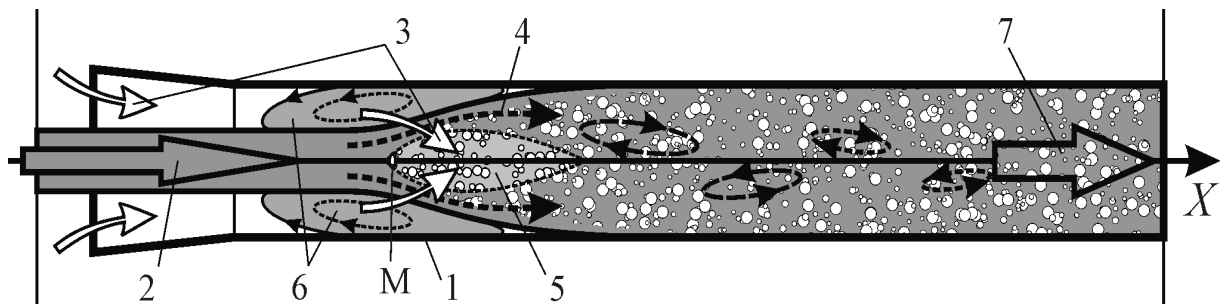
После соударения струй образуется пелена, которая по своей форме приближается к некоторому круговому конусу [62]. Развал струй происходит в точке “М”. Здесь давление имеет максимальную величину, поэтому назовём её точкой максимального давления. Очевидно, что положение её в пространстве нестабильно из-за неустойчивого равновесия. Малейшие отклонения в сторону от оси генерирует поперечные пульсации.

В этом же явлении, но в камере смешения кинематическая структура потока коренным образом изменяется. Наличие стенок переориентирует течение пелены на поступательное направление, и у стенок камеры смешения возникают обратные токи водовоздушной эмульсии. Как показывает опыт, на расстоянии нескольких диаметров  $d_0$  от начала камера смешения оказывается заполненной молочно-белой водовоздушной эмульсией (пенной) [92]. При низких противодавлениях или высоких давлениях всасывания струя может не касаться стенок по всей длине камеры смешения. Наличие резко выраженного скачка давления, а также наблюдающаяся при определённых условиях независимость коэффициента эжекции от противодавления дали основание рассматривать течение газожидкостной эмульсии в камере смешения как сверхзвуковое течение газа и на этой основе разрабатывать теорию газожидкостного эжектора [39].

*Область с молочно-белой эмульсией в рабочей камере представляет особый интерес. Её возникновение нельзя объяснить простым перемешиванием газа и жидкости, подобным тому, которое происходит в гидравлическом прыжке.* На наш взгляд, это явление имеет следующую физическую природу.

Наличие вышеупомянутой точки максимального давления “М” с её нестабильным динамическим состоянием обеспечивает периодическое отклонение рабочей струи в живом сечении камеры смешения из стороны в сторону. Отклонённая на некоторое время струя жидкости приходит во взаимодействие со стенкой камеры – она прилипает к ней и, растекаясь, становится распластанной. Регулярно повторяющиеся отклонения рабочей струи из одной стороны в другую с периодическим прилипанием к стенке способствуют её расщеплению по динамической оси. Поэтому струя на некотором (переходном) участке из аксиальной превращается в коаксиальную. Здесь, в отличие от предыдущей схемы (см. рисунок 2.4), пелена повёрнута по течению и присоединена к внутренней поверхности камеры смешения, как это показано на рисунке 2.5.

На переходном участке расширения струи в центральной части потока создаются обратные токи, характерные для областей отрыва с высоким градиентом давления. Здесь при отметках абсолютного давления ниже атмосферного формируется область пониженного давления – “ядро разрежения”, которое начинает всасывать (эжектировать) в себя воздух из приёмной камеры водовоздушного эжектора подобно вакуумному насосу. Поступление воздуха из атмосферы в ядро (инжектирование) происходит сквозь пелену газоводообменной области в виде кольцевого ободочного вальца и относится к третьей технологии.



1 – камера смешения; 2 – гидравлическая рабочая струя; 3 – газ; 4 – пленка жидкости;  
5 – ядро разрежения; 6 – водообменная область течения в виде кольцевого вальца;  
7 – газожидкостная смесь

Рисунок 2.5 – Схема течения в камере смешения ВВЭ с образованием ядра разрежения

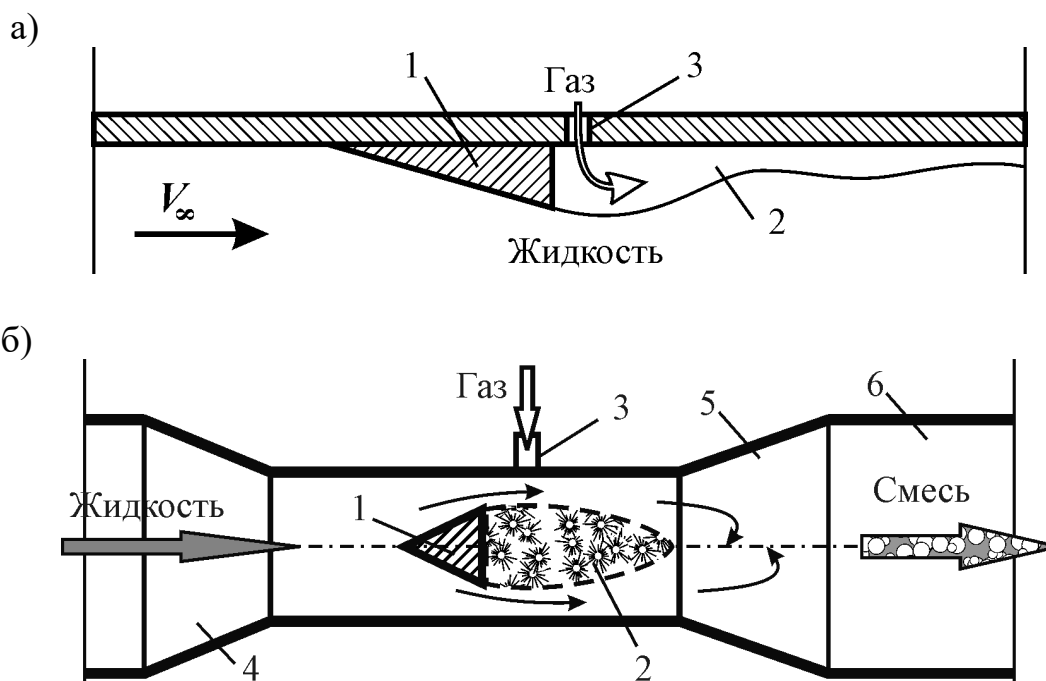
Процессы наполнения разреженного ядра воздухом ("диастола"), его сжатие и отведение в смеси ("систола") образуют своеобразный "систола-диастолический" (пульсирующий) цикл работы, характерный для высоконапорных водовоздушных эжекторов. При наполнении ядра разрежения воздухом ("вдохе") в проточной части эжектора возникает прирост объёма за счёт попадания воздуха. Образованная газожидкостная порция, подобно поршню в цилиндре, проталкивает смесь из области с низким давлением (например, из атмосферы) в область с высоким давлением – к выходу из аэратора.

Здесь следует отметить, что ядро разрежения и скачок давления находятся рядом, но в разных сечениях камеры смешения. Причем область повышенного давления находится сразу же за областью разрежения. Этим, на наш взгляд, объясняется упомянутый выше "парадокс давлений".

Естественно, что длина камеры смешения водовоздушного эжектора должна быть достаточной для завершения такого рода процесса смешения (барботаж). При недостаточной длине камеры смешения зона перемешивания переходит в диффузор, что снижает эффективность работы эжектора [92].

Выполненный анализ явления барботажа позволил выявить механизм возникновения в камере смешения водовоздушного эжектора ядра разрежения. Ясно, что в условиях обычного водовоздушного эжектора трудно создать в ядре глубокое разрежение. В условиях свободного контакта жидкости с атмосферой это становится возможным только при очень сильном увеличении скорости истечения рабочей струи из сопла ( $V_0 \rightarrow \max$ ) и уменьшении сечения камеры смешения до размеров, близких к сечению сопла ( $d_{\text{кс}} \rightarrow d_0$ ). А это большие энергозатраты [92].

Для поиска более подходящего решения рассмотрим способы создания кавитационных каверн в различных устройствах (рисунок 2.6).



- а – с использованием специальных кавитаторов;  
 б – путём обтекания кавитатора коаксиальным потоком;  
 1 – кавитатор; 2 – зона разрежения; 3 – воздуховод; 4 – конфузор;  
 5 – диффузор; 6 – напорная линия

Рисунок 2.6 – Схемы создания разрежения в потоке жидкости

В судостроении для создания искусственной кавитации используются специальные кавитаторы, например, в виде клиньев (рисунок 2.6, а). При обтекании скоростным потоком кавитатора или тела кавитации за ним создаётся зона разрежения. При достижении в этой области давления ниже атмосферного воздух начинает поступать из атмосферы и образуются воздушные каверны.

На рисунке 2,6, б представлена схема гидродинамического кавитационного аэратора (ГКА) [88]. В нём разрежение создаётся путём обтекания кавитатора коаксиальным гидравлическим потоком. Такая схема течения представляется благоприятной для образования каверн, однако значительное стеснение потока из-за внесения в него геометрического тела (кавитатора) является серьёзным недостатком этого способа. Форма кавитатора в принципе может быть самой разнообразной, и в каждом конкретном случае оптимизация её является вопросом отдельных исследований, часто ведущих к усложнению конструкции. В любом случае местное сопротивление, создаваемое кавитатором, будет существенным. Ещё раз отметим, что схема подведения воздуха в конструкции на рисунке 2.6, б не является рациональной.

Проведённый анализ механизма аэрации в камере смешения водовоздушного эжектора (см. рисунок 2.5.) и ГКА (см. рисунок 2.6, б) подсказывает возможность создания кавитационного режима течения в водовоздушном эжекторе без внесения в поток какого-либо тела, в то же время объединяя две технологии.

Отмечаем, что в камере смешения эжектора ядро разрежения как зародыш кавитационной каверны формируется в центральной части потока (на его динамической оси) без внесения какого-либо кавитатора, а только лишь за счёт радиального расширения (расщепления) струи. Гидравлическая струя, расщепляясь в точке "М", на переходном участке расширяется и становится конусообразной. Подобное явление возникает в диффузорах. Известно, что при малых углах конусности в них могут возникать кавитационные каверны. Наглядное представление об этом явлении даёт следующий классический фотоснимок (рисунок 2.7) [28].

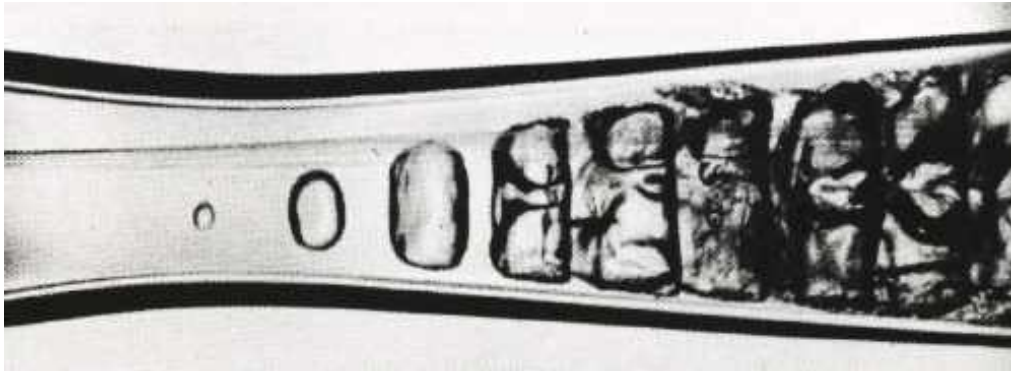


Рисунок 2.7 – Кавитация в высокоскоростном потоке воды в сопле

На примере течения жидкости в сопле видны кавитационные пузыри, возникающие на участке расширения потока в центральной его части. Так как давление в них ниже атмосферного, то в совокупности вся область с пузырями представляет собой своеобразный вакуумный насос, который подобно насадке Вентури осуществляет подсос жидкости. Особо этот эффект заметен при истечении газа из сопла Лавалья со сверхзвуковыми скоростями [64].

Образование кавитационных каверн в диффузоре свидетельствует о достижении в нём предельного разрежения, равного давлению насыщенных паров  $p_{\text{нп}}$ . Тот факт, что кавитационные пузыри формируются в центральной части потока, а не у стенок диффузора, свидетельствует, прежде всего, о том, что силы сцепления жидкости со стенкой в пограничном слое превосходят силы сцепления в самой жидкости в центральной части потока.

Таким образом, в диффузоре при небольших углах его расширения скоростной поток под влиянием эффекта "налипания" к стенке и противодействия расширяется и при определённых условиях в наиболее разреженном участке скачкообразно происходит разрыв сплошности потока и образование кавитационных ядер.

## 2.2. Конструктивное решение гидродинамического кавитационного аппарата

Из рассмотренных выше технологий способ создания искусственной кавитации с помощью диффузора представляет наибольшую практическую

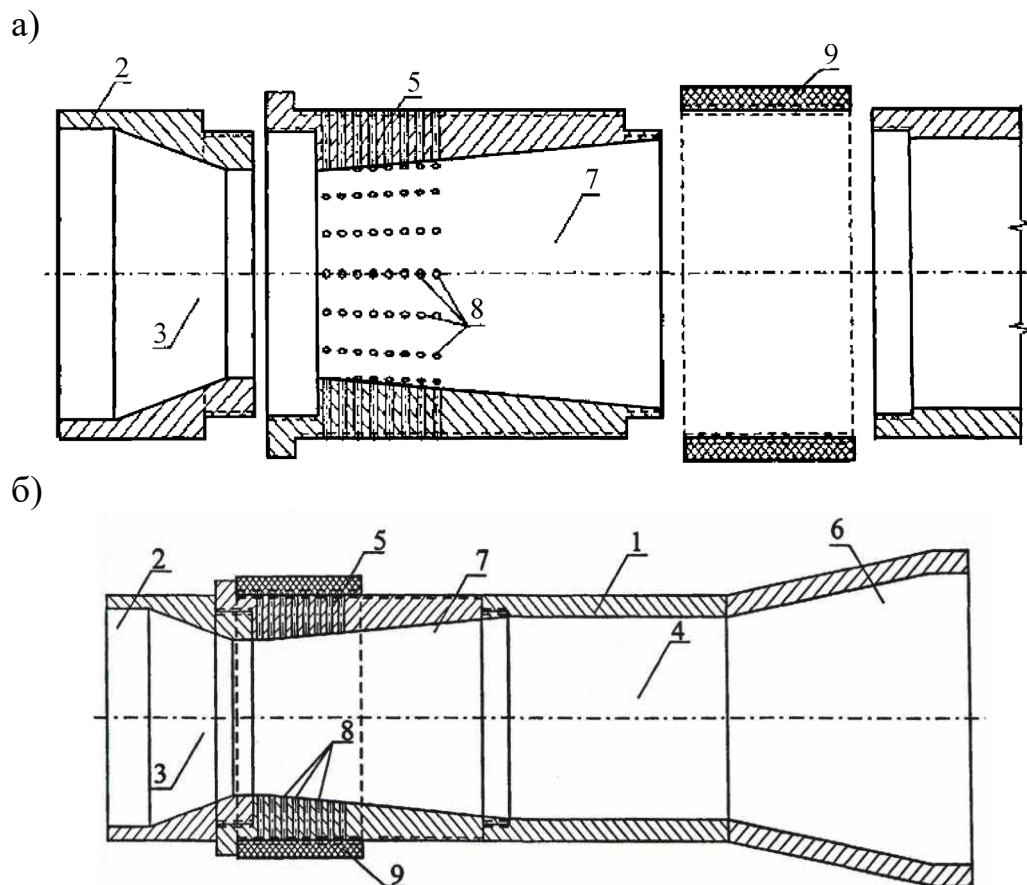


значимость, а поэтому принимается за основу при разработке новой конструкции аэратора и промывного устройства [36].

Для достижения необходимого уровня диспергирования газа его поступление в ядро разрежения рационально осуществлять не локально из одного отверстия, как это предусмотрено в конструкции ГКА (см. рисунок 2.6, б), а через систему малых отверстий, рационально распределённых на его поверхности. Такой перфорированный диффузор представляет собой главный конструктивный элемент аэратора – приёмную диффузорную камеру.

В НГМА (НИМИ) разработан гидродинамический кавитационный аппарат диффузорного типа (ГКА-Д), защищённый патентом РФ [84], на основе которого рассмотрены два варианта конструкции.

На рисунке 2.8 представлена конструкция гидродинамического кавитационного аппарата по варианту 1.



а – составные элементы аппарата; б – общий вид;

- 1 – корпус кавитационного аппарата; 2 – напорный патрубок; 3 – конфузор;  
 4 – камера смешения; 5 – воздухозаборное устройство; 6 – диффузор выходной части;  
 7 – дополнительный диффузор; 8 – радиальные отверстия перфорации; 9 – муфта

Рисунок 2.8 – Гидродинамический кавитационный аппарат, вариант-1

Гидродинамический кавитационный аппарат (вариант-1) включает последовательно соединённые напорный патрубок 2, заканчивающийся конфузором 3, камеру смешения 4, выполненную с воздухозаборным устройством

5, при этом камера смешения 4 соединена с диффузором 6 выходной части гидродинамического кавитационного аппарата 1, и устройство для регулирования режима водовоздушной смеси 9. Радиальные отверстия 8 расположены рядами и равномерно распределены по его внешнему и внутреннему периметру, причём устройство для регулирования режима водовоздушной смеси размещено с внешней цилиндрической поверхности дополнительного диффузора и выполнено в виде муфты 9, имеющей возможность перемещения по резьбе вдоль дополнительного диффузора 7.

Оснащение камеры смешения дополнительным диффузором, входная часть которого соединена с выходной частью конфузора, а боковая поверхность выполнена перфорированной с радиальными отверстиями, расположенными рядами по его длине и равномерно распределёнными по внешнему и внутреннему периметру, позволяет подводить воздух из атмосферы равномерно по всему периметру камеры.

Компоновка устройства для регулирования режима водовоздушной смеси путём размещения на внешней цилиндрической поверхности дополнительного диффузора и выполненным в виде муфты, имеющей возможность перемещения по резьбе вдоль входных отверстий перфорации дополнительного диффузора и камеры смешения, позволяет оперативно изменять режим работы гидродинамического кавитационного аппарата.

Для создания режима работы гидродинамического кавитационного аппарата, при котором вода максимально насыщается воздухом из атмосферы, отверстия перфорации чётных рядов могут быть смещены относительно отверстий нечётных рядов на половину расстояния между соседними отверстиями перфорации в ряду.

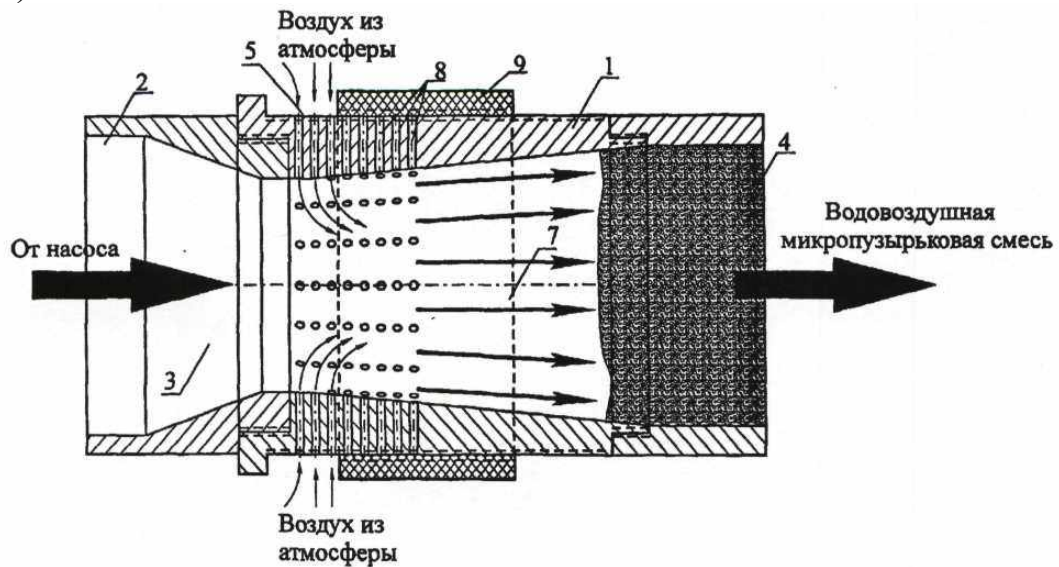
Гидродинамический кавитационный аппарат, в соответствие с рисунком 2.9 работает следующим образом.

Рабочий расход жидкости поступает, от насоса системы питания в напорный патрубок. В месте расположения конфузора 3 поток резко сжимается и формирует высокоскоростную гидравлическую струю, начальный участок которой распространяется вдоль дополнительного диффузора 7 камеры смешения 4. Внутренние боковые стенки дополнительного диффузора 7 выполнены расширяющимися с небольшим углом, обеспечивая тем самым безотрывный режим течения напорного потока и плавное сопряжение с камерой смешения 4. При частично открытых радиальных отверстиях 8 через них из атмосферы активно эжектируется воздух, поскольку в начальной части дополнительного диффузора 7 образуется зона вакуума с отрицательным значением давления.

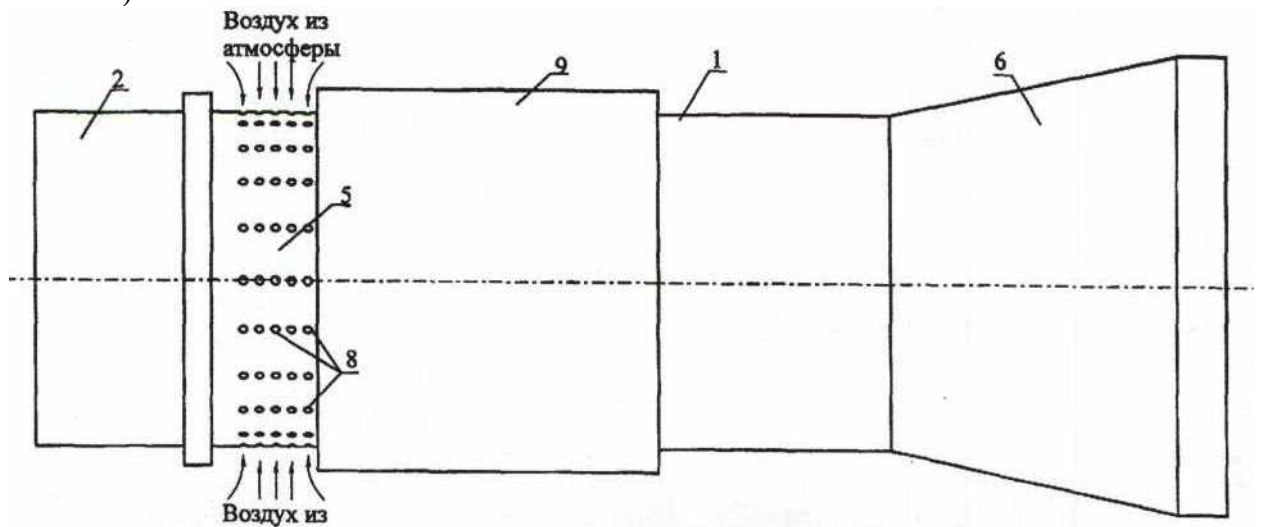
Максимальное значение вакуума приходится на участок дополнительного диффузора 7 с минимальной площадью поперечного сечения. По мере увеличения площади поперечного сечения дополнительного диффузора 7 (в пределах его расширяющихся боковых стенок) степень разрежения уменьшается и эффективность эжекции снижается. В результате на участке потока с пониженным давлением создаётся зона, заполненная движущимися пузырьками, причём воздух эжектируется равномерно, по всему периметру началь-

ного участка, что способствует повышению КПД эжекции воздуха и степени насыщения воды воздухом.

а)



б)



а – продольный разрез режим эксплуатации; б – внешний вид;

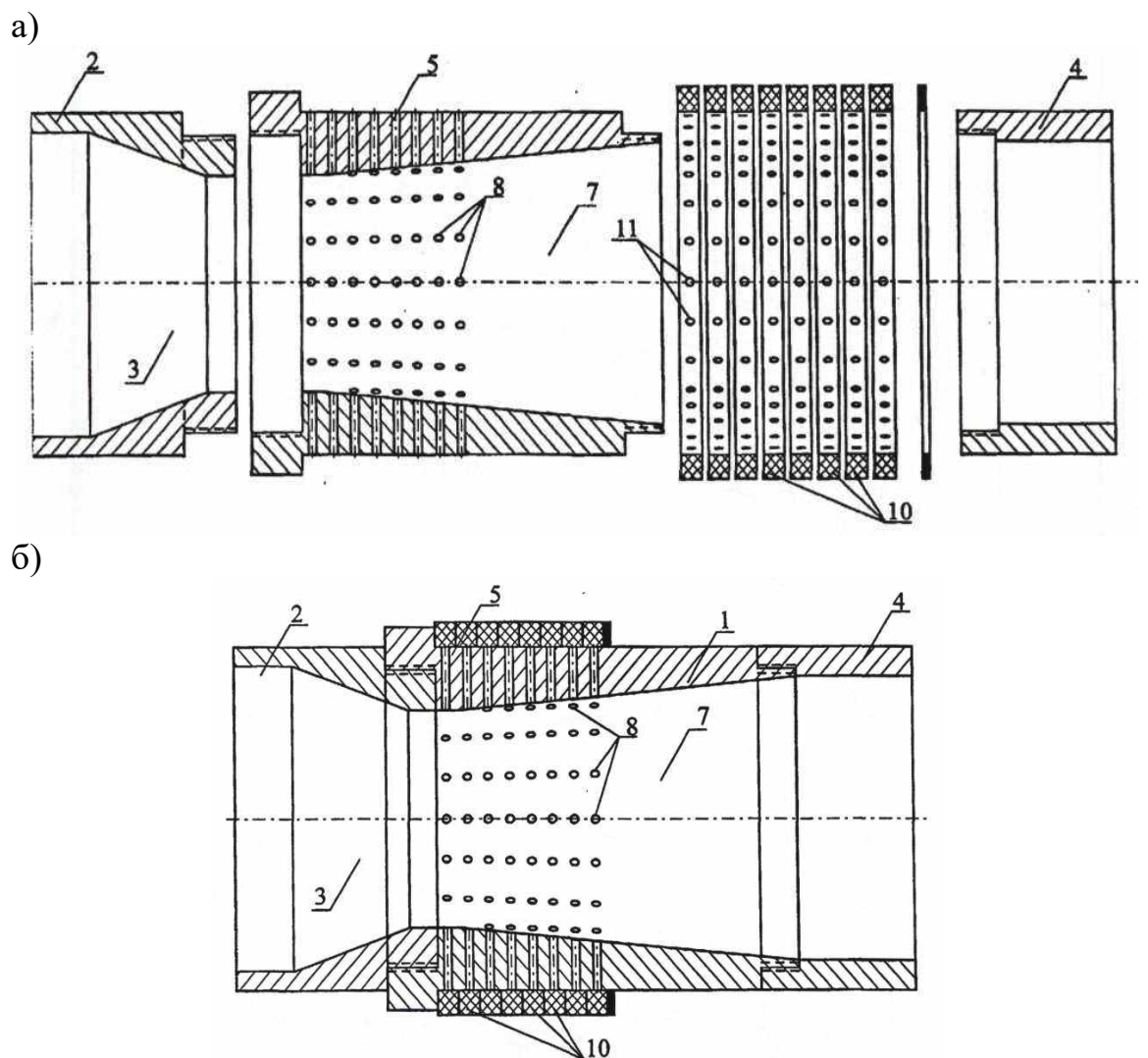
1 – корпус кавитационного аппарата; 2 – напорный патрубок; 3 – конфузор;  
4 – камера смешения; 5 – воздухозаборное устройство; 6 – диффузор выходной части;  
7 – дополнительный диффузор; 8 – радиальные отверстия перфорации; 9 – муфта

Рисунок 2.9 – Принцип работы гидродинамического кавитационного аппарата по варианту-1

За счёт активного смешения воздуха и жидкости на выходе из дополнительного диффузора 7 формируется водовоздушная микропузырьковая смесь (суспензия), характеризующаяся минимальным диаметром микропузырьков воздуха. Таким образом, в переходном участке камеры смешения 4 нагнетается двухфазный поток жидкости, характеризующийся равномерной концентрацией воздуха, содержащегося в объёме воды, полученный в результате активного диффузионного процесса.

Диффузор 6 способствует окончательному формированию напорного режима протекания двухфазной жидкости, которую подают к рабочим элементам рыбозащитных устройств (например, перфорированная труба устройства для промывки сетного полотна или в раздающий коллектор устройства для формирования воздушно-пузырьковой завесы и т.д.).

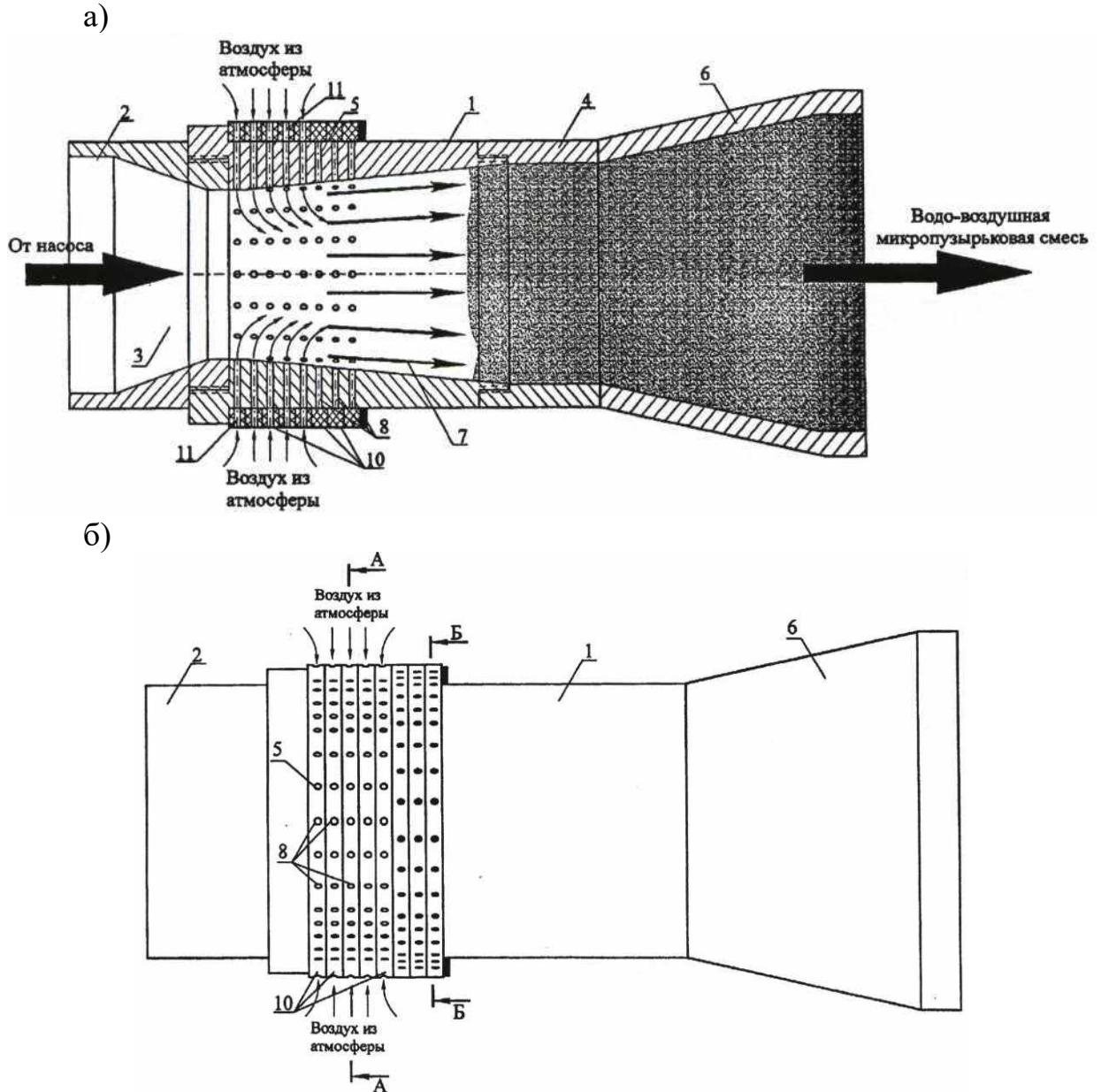
Вариант-2 отличается тем, что конструктивное решение устройства для регулирования режима водовоздушной смеси выполнено в виде автономных муфт, имеющих возможность поворота относительно камеры смешения и входных отверстий перфорации, при этом муфты выполнены со сквозными отверстиями, соосными отверстиям перфорации дополнительного диффузора, что делает конструкцию ГКА-Д более удобной для настройки (рисунок 2.10).



- а – продольный разрез составных элементов; б – в собранном виде;  
 1 – корпус кавитационного аппарата; 2 – напорный патрубок; 3 – конфузор;  
 4 – камера смешения; 5 – воздухозаборное устройство; 6 – диффузор выходной части;  
 7 – дополнительный диффузор; 8 – радиальные отверстия перфорации; 9 – фиксирующее кольцо; 10 – автономные муфты; 10 – сквозные отверстия на автономных муфтах

Рисунок 2.10 – Вариант-2 гидродинамического кавитационного аппарата

Принцип работы гидродинамического кавитационного аппарата по варианту-2 аналогичен рассмотренному порядку для варианта-1. При этом для создания или изменения режима работы гидродинамического кавитационного аппарата достаточно повернуть одну или несколько автономных муфт (плотно насаженных на внешней цилиндрической поверхности дополнительного диффузора), при этом сквозные отверстия автономных муфт совмещаются с отверстиями перфорации дополнительного диффузора. В этом положении через вновь образованные сквозные каналы происходит дополнительный захват (эжекция) воздуха из атмосферы (рисунок 2.11).



а – продольный разрез в режиме эксплуатации; б – общий вид;

1 – корпус кавитационного аппарата; 2 – напорный патрубок; 3 – конфузор;  
4 – камера смешения; 5 – воздухозаборное устройство; 6 – диффузор выходной части;  
7 – дополнительный диффузор; 8 – радиальные отверстия перфорации; 9 – автономные муфты; 10 – сквозные отверстия на автономных муфтах

Рисунок 2.11 – Принцип работы гидродинамического кавитационного аппарата по варианту-2

Кавитация в приёмной диффузорной камере является свидетельством достижения максимального разрежения, которое в свою очередь связано с давлением в газожидкостной рабочей смеси на выходе. Отсутствие в рабочей струе какого-либо кавитатора (тела кавитации) обеспечивает минимизацию потерь напора на аппарате. Очевидные достоинства новой модели гидродинамического кавитационного аэратора диффузорного типа (ГКА-Д) дают основание принять её в качестве базовой (опорной) модели для проведения соответствующих испытаний и включения в состав водовоздушного промывного устройства. В зависимости от требований, предъявляемых к конкретными условиями эксплуатации аэратора в составе конкретного промывного устройства (системы) модель может иметь различные модификации.

### **2.3. Компонувочно-конструктивное решение промывного устройства**

Разработка водовоздушного промывного устройства в составе с гидродинамическим кавитационным аэратором сводится к поиску оптимального компонентувочно-конструктивного решения.

Как уже отмечалось, основным недостатком многосопловой эжекционной системы являются сбои в подводе воздуха к отдельно взятому отверстию перфорированной трубы при засорении отверстия и отсутствии гидравлической струи.

Известно устройство для очистки сетного полотна рыбозащитного сооружения [17], включающее вертикально установленный в направляющих фильтрующий экран, выполненный из сетного полотна, закреплённого на несущих рамах, перекрывающий подводящий канал по всей глубине, промывное устройство в виде перфорированной трубы, сообщённой с эжектором, размещённое перед сетным полотном со стороны подводящего канала, при этом перфорированная труба выполнена U-образной формы.

Недостатком устройства является низкая эффективность очистки поверхности сетного полотна.

Известно устройство для очистки сетного полотна рыбозащитного сооружения [2], включающее вертикально установленный в направляющих фильтрующий экран, выполненный из сетного полотна, закреплённого на несущих рамах, перекрывающий подводящий канал по всей глубине, промывное устройство в виде перфорированной трубы, сообщённой с насосом, размещённое за сетным полотном со стороны водозаборного канала, и средство для подачи воздуха, выполненное в виде воздуховода, соединённого с одной стороны с компрессором, а с дугой – с перфорированным патрубком, размещённым в донной части водотока перед сетным полотном со стороны подводящего канала и непосредственно напротив перфорированной трубы.

Недостатком устройства является низкая эффективность очистки поверхности сетного полотна и сложность конструктивного решения.

Известно устройство для очистки сетного полотна рыбозащитного сооружения [18], включающее вертикально установленный в направляющих

фильтрующий экран, выполненный из сетного полотна, закреплённого на несущих рамах, перекрывающий подводящий канал по всей глубине, промывное устройство в виде перфорированной трубы, сообщённой с насосом, размещённое за сетным полотном со стороны водозаборного канала, средство для подачи воздуха, выполненное в виде герметичной полости, выполненной напротив отверстий перфорации перфорированной трубы, сообщённой с атмосферой, насадки, выполненные соосно отверстиям перфорации, и мусоро-рыбоотводной лоток.

Недостатком устройства является низкая эффективность очистки поверхности сетного полотна и сложность конструктивного решения.

Известно устройство для очистки сетного полотна рыбозащитного сооружения [19], включающее вертикально установленный в направляющих фильтрующий экран, выполненный из сетного полотна, закреплённого на несущих рамах, перекрывающий подводящий канал по всей глубине, промывное устройство в виде перфорированной трубы, сообщённой с насосом, размещённое за сетным полотном со стороны водозаборного канала, средство для подачи воздуха, выполненное в виде герметичной полости, выполненной напротив отверстий перфорации перфорированной трубы, сообщённой с атмосферой, насадки, выполненные соосно отверстиям перфорации, и мусоро-рыбоотводной лоток.

Недостатком устройства является низкая эффективность очистки поверхности сетного полотна.

Известно устройство для очистки сетного полотна рыбозащитного сооружения [82], включающее вертикально установленный в направляющих фильтрующий экран, выполненный из сетного полотна, закреплённого на несущих рамах, перекрывающий подводящий канал по всей глубине, промывное устройство в виде перфорированной трубы с насадками, соединённой с насосом, размещённое перед сетным полотном со стороны подводящего канала, средство для подвода воздуха из атмосферы к насадкам, экранирующее устройство и мусоро-рыбоотводной лоток.

Недостатком устройства является низкая эффективность очистки поверхности сетного полотна и сложность конструктивного решения.

Известно устройство для очистки сетного полотна рыбозащитного сооружения [83], включающее вертикально установленный в направляющих фильтрующий экран, выполненный из сетного полотна, закреплённого на несущих рамах, перекрывающий подводящий канал по всей глубине, промывное устройство в виде перфорированной трубы с насадками, соединёнными с насосом, размещённое перед сетным полотном со стороны подводящего канала, систему эжекторов, экранирующее устройство и мусоро-рыбоотводной лоток.

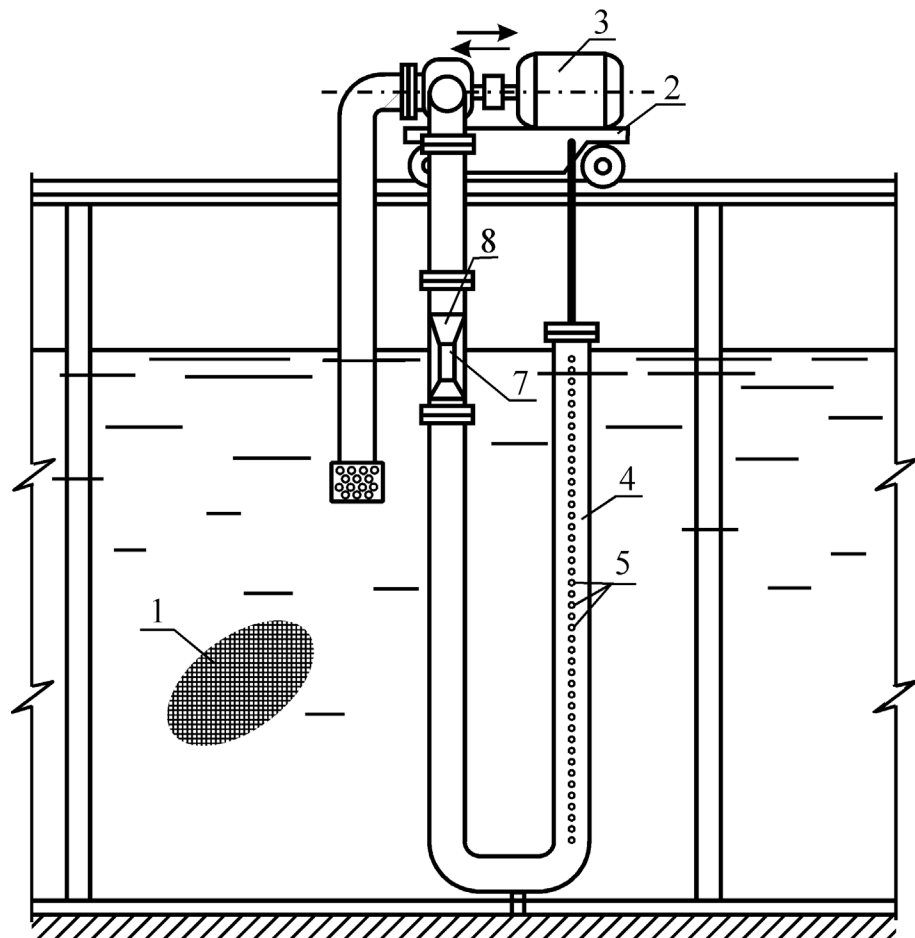
Недостатком устройства является низкая эффективность очистки поверхности сетного полотна и сложность конструктивного решения.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому результату является устройство для промывки сетного полотна рыбозащитного сооружения [20], включающее установленную на тележке систему питания, со-

общённую с насосом и с вертикальной перфорированной трубой, расположенной за сетным полотном и обращённой к нему отверстиями перфорации, рыбоотвод, примыкающий к нижнему по течению концу сетного полотна, и приспособление для насыщения воды воздухом из атмосферы, снабжённое воздухоподводящим патрубком.

Недостатком данного устройства является низкая эффективность очистки сетного полотна.

Выполнение приспособления для насыщения воды воздухом из атмосферы в виде гидродинамического кавитационного аппарата, входная часть которого соединена с напорной линией системы питания, а выходная часть с вертикальной перфорированной трубой, причём воздухоподводящая полость выполнена в виде системы радиальных отверстий, соединённых с камерой смешения гидродинамического кавитационного аппарата, позволяет оптимизировать не только конструкцию промывного устройства в целом, но и повысить надёжность подачи водовоздушной смеси к отверстиям перфорации перфорированной трубы (рисунок 2.12).



1 – сетка; 2 – тележка; 3 – насосный агрегат; 4 – флейта; 5 – отверстия флейты;  
6 – направляющая опора; 7 – гидродинамический кавитационный аппарат;  
8 – напорная труба

Рисунок 2.12 – Устройство для промывки сетного полотна рыбозащитного сооружения, вид со стороны подводящего канала

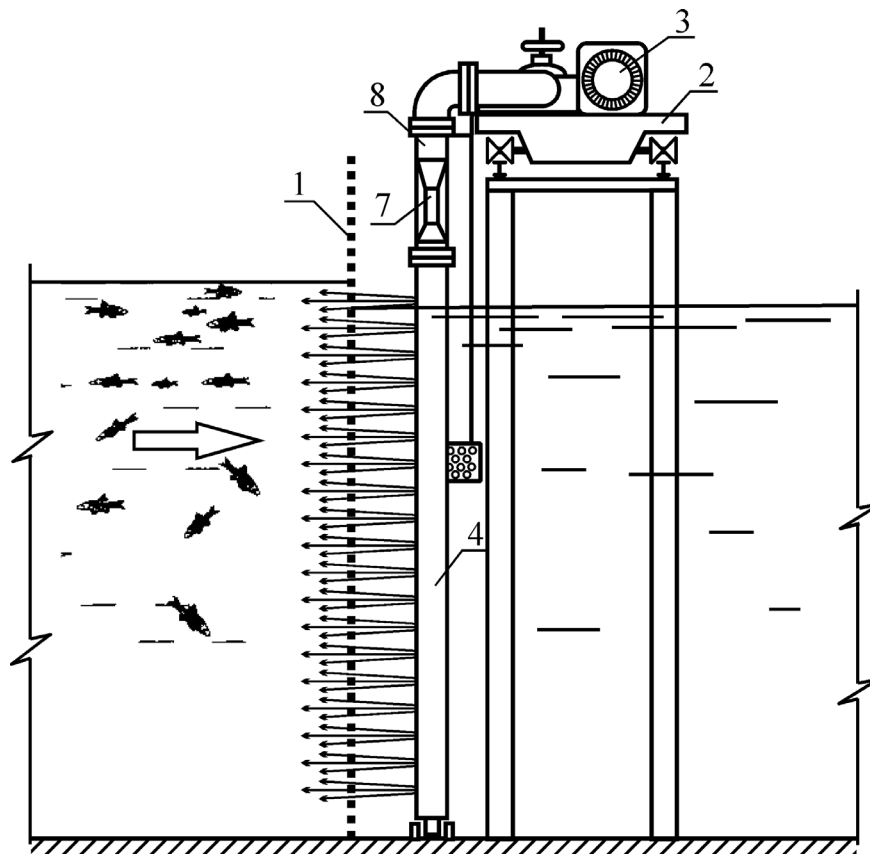


Устройство для промывки сетного полотна рыбозащитного сооружения работает следующим образом.

Расход воды, поступающий по подводящему каналу, проходит створ установки сетного полотна 1, очищается от мусора и молоди рыб и поступает в водозабор. По мере работы рыбозащитного сооружения рабочая поверхность сетного полотна засоряется плавающим мусором, листьями, водорослями и снулой рыбой. При этом сквозность сетного полотна уменьшается, увеличивается напор на его рабочей поверхности и соответственно увеличиваются средние значения скорости в ячейке сетного полотна, что негативно сказывается на эффективности защиты молоди рыбы и снижает надёжность работы конструкции.

Для промывки сетного полотна включается в работу промывное устройство и тележка начинает перемещаться вдоль плоскости установки сетного полотна, при этом соответственно включается насос, подающий в систему питания и напорный патрубок перфорированной трубы рабочий расход воды.

Технология очистки сетного полотна от мусора состоит в следующем. При движении тележки 2 вдоль сетного полотна (рисунок 2.13) его засорённая поверхность подвергается активному воздействию водовоздушных струй, которые формируются выпускными отверстиями перфорации 5.



1 – сетка; 2 – тележка; 3 – насосный агрегат; 4 – флейта; 5 – отверстия флейты;  
6 – направляющая опора; 7 – гидродинамический кавитационный аппарат;  
8 – напорная труба

Рисунок 2.13 – Продольный разрез по сетному полотну

Формирование водовоздушной микропузырьковой смеси обеспечивает приспособление для насыщения воды воздухом из атмосферы, выполненное в виде гидродинамического кавитационного аппарата 1 или его варианта, входная часть которого соединена с напорной линией 8 системы питания, а выходная часть – с вертикальной перфорированной трубой 4. Использование гидродинамического кавитационного аппарата 7 позволяет гарантированно подавать микропузырьковую водовоздушную смесь непосредственно к отверстиям перфорации 5 перфорированной трубы 4.

Вертикальное расположение перфорированной трубы U-образной формы, с размещением гидродинамического кавитационного аппарата 7 в её начальной части, с отверстиями перфорации 5 выполненными на параллельной её концевой части, позволяет гарантированно подвести формируемую микропузырьковую водовоздушную смесь непосредственно ко всем отверстиям перфорации 5 перфорированной трубы 4 промывного устройства.

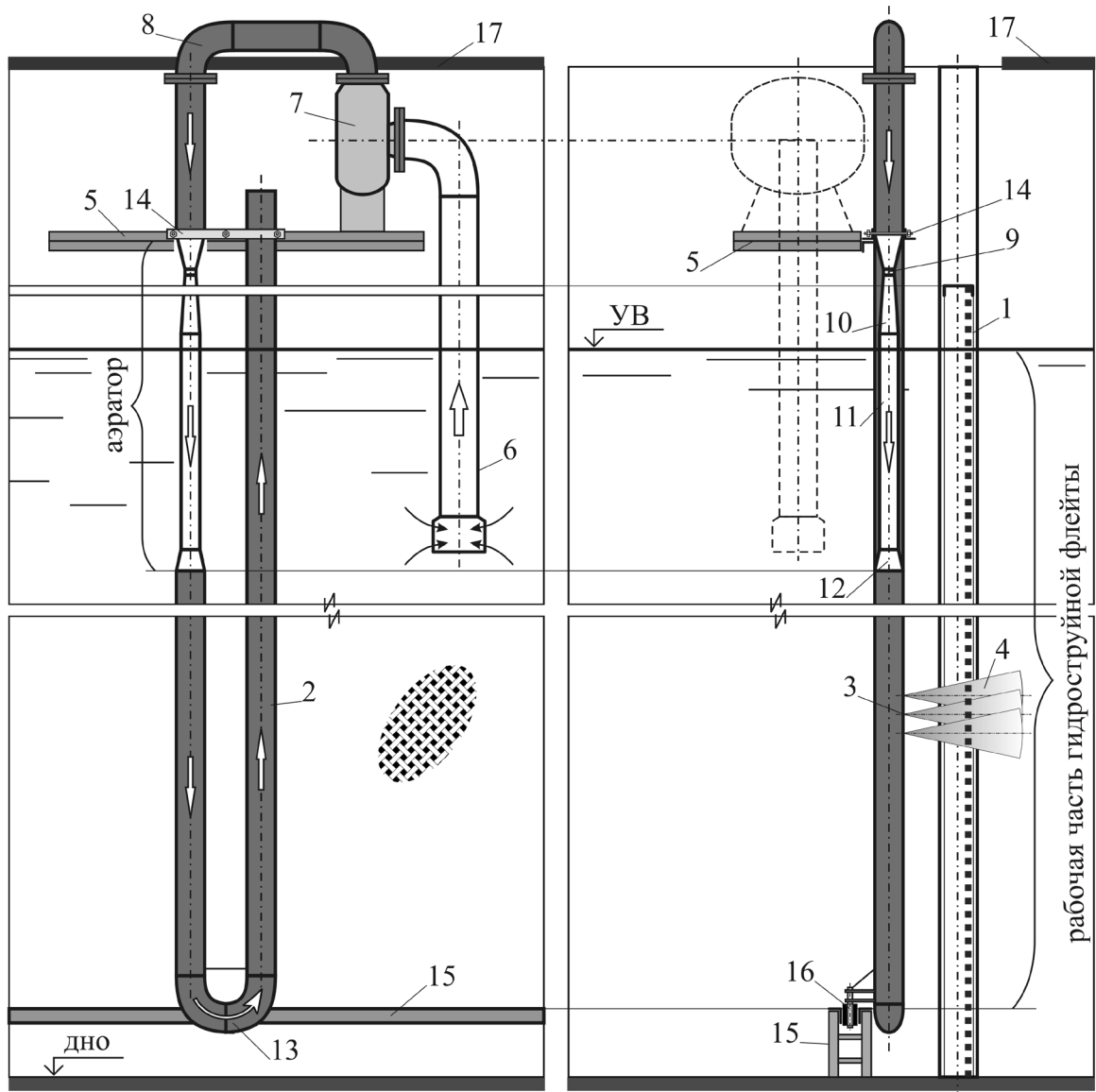
В нынешнем варианте исполнения промывное устройство РЗС Донского магистрального канала представляет собой группу элементов в составе с промывателем, насосным агрегатом и ходовой частью (тележкой) (см. рисунок 1.1). Насосный агрегат промывного устройства смонтирован на общей фундаментной плите. Агрегат установлен на раме, которая посредством тележек подвешена на монорельс-двухтавр. В качестве промывателя используется многосопловое устройство – "гидроструйная флейта" (вертикальная труба с просверленными вдоль её образующей в направлении к сетке промывными отверстиями).

Для преобразования гидравлического промывного устройства в водовоздушное в его состав необходимо вмонтировать разработанный аэратор жидкости. Натурный образец ГКА-Д, являясь разновидностью водовоздушного эжектора, представляет собой систему последовательно соединённых труб общей протяжённостью до двух метров. Такой протяжённый аппарат по своим габаритам затруднительно разместить в верхней части обычной гидроструйной флейты. Кроме того, при существующей ныне схеме подачи рабочей жидкости сверху вниз (см. рисунок 1.1) высока вероятность того, что в нижние отверстия флейты поступление газа будет недостаточным для формирования водовоздушной струи. Это объясняется тем, что в коллекторе гидроструйной флейты происходит непрерывное изменение расхода по длине. Наличие непрерывной раздачи жидкости на формирование промывных струй обуславливает уменьшение скорости в коллекторе гидроструйной флейты, и на определённой глубине её значение достигает скорости всплывания пузырьков воздуха. Этот уровень, являясь критическим для двухфазной рабочей жидкости, характеризует ту границу, ниже которой газа в жидкости не будет, и тогда в отверстиях флейты будут формироваться обычные водяные струи.

Обеспечить поступление газа (в смеси) до самого низа коллектора флейты можно несколькими способами. Один из них заключается в изготовлении коллектора гидроструйной флейты с переменным по длине сечением. В этом случае гидроструйная флейта будет иметь форму достаточно длинно-

го (около 6,0 м) конфузора с нелинейным очертанием образующей боковой поверхности. Технология изготовления такой конструкции достаточно сложна, а уменьшение сечения коллектора приведёт к росту в нём потерь напора по длине и усилению неравномерности истечения струй из раздаточных отверстий.

Другой способ связан с изменением схемы подведения рабочей жидкости к коллектору гидроструйной флейты. Применительно к существующим натурным условиям наиболее простой и приемлемой представляется схема, в которой подача рабочей жидкости в гидроструйную флейту осуществляется не сверху, а снизу, так, как это показано на рисунке 2.14.



- 1 – сетка; 2 – гидроструйная флейта; 3 – раздаточные отверстия; 4 – промывные струи;  
 5 – заборный патрубок; 6 – платформа несущей рамы; 7 – насос; 8 – соединительный  
 патрубок; 9 – сопло аэратора; 10 – диффузная камера; 11 – камера смешения;  
 12 – сопрягающий диффузор; 13 – соединительное колено; 14 – крепление промывателя;  
 15 – направляющая опора; 16 – опорный валик; 17 – служебный мостик

Рисунок 2.14 – Рекомендуемый вариант промывного устройства

В этой компоновочной схеме аэратор и флейта соединены между собой поворотом трубы на  $180^\circ$ . В целом такая компактная трубчатая конструкция представляет U-образный водовоздушный промыватель, который сверху присоединён к насосу и крепится на несущей раме. Нижняя часть устройства упирается в направляющую опору и перемещается вдоль неё. Для уменьшения сил трения здесь предусмотрен опорный валик с вертикальной осью вращения. Находясь в пазе направляющей опоры, он не даёт возможности соприкоснуться трубе промывателя с наружной гранью направляющей опоры, удерживая таким образом нижнюю часть промывателя на одинаковом расстоянии от сетного полотна.

Устройство работает следующим образом. Жидкость, выходя из насоса под давлением, попадает в аэратор, в котором происходит её газонасыщение. На выходе из аэратора уже готовая водовоздушная смесь опускается вниз по трубе к нижнему основанию гидроструйной флейты. В отличие от предыдущего варианта, в этой конструкции замедление скорости в конце коллектора флейты (то есть наверху) не мешает поступлению газа к верхним раздаточным отверстиям, а следовательно, газ может беспрепятственно поступать во все отверстия флейты.

Таким образом, данная конструкция промывного устройства предположительно будет обеспечивать более равномерное газонасыщение промывных струй на всем протяжении флейты, а следовательно, и по глубине воды, и тем самым способствовать повышению качества очистки сетного полотна РЗС.

В ходе комплексного анализа разработана конструкция водовоздушного промывного устройства нового поколения, в которой создание рабочей водовоздушной смеси осуществляется централизованно благодаря включению в состав промывного устройства специально разработанного для этой цели гидродинамического кавитационного аэратора диффузорного типа (ГКА-Д).

### **3. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА АЭРАТОРА**

Принцип работы кавитационного аэратора диффузорного типа во многом подобен водовоздушному эжектору. Ускоренный в сопле рабочий поток жидкости, попадая в приёмную диффузорную камеру, создаёт в ней глубокое разрежение, которое используется для забора воздуха из атмосферы через систему газозаборных отверстий.

Опыт эксплуатации гидротехнических сооружений свидетельствует о том, что чрезмерное газонасыщение жидкости, возникающее, например, при самоаэрации высокоскоростных открытых потоков, снижает их размывающую способность [91]. Из чего следует, что размывающий эффект возникает только при сравнительно небольших концентрациях газа в жидкости.

Поэтому требования, предъявляемые к аэратору промывного устройства, сводятся к обеспечению на выходе достаточно высокого (для обычных аэраторов) давления в рабочей смеси при небольшом газонасыщении жидкости.

Указанным требованиям потенциально отвечает разработанная конструкция гидродинамического кавитационного аэратора диффузорного типа (ГКА-Д), приведённая во второй главе (см. рисунки 2.8-2.11). Но требуемая эффективность её работы может быть обеспечена при оптимальных конструктивных и технологических параметрах.

Для выяснения технических характеристик предложенной конструкции аэратора ГКА-Д и оптимизации её геометрических параметров необходимо изготовить опорную экспериментальную модель в качестве базы для дальнейшего совершенствования конструкции аэратора промывного устройства РЗС. Для этого необходимо установить все геометрические размеры. Оптимальные параметры могут быть установлены в результате теоретических и экспериментальных исследований.

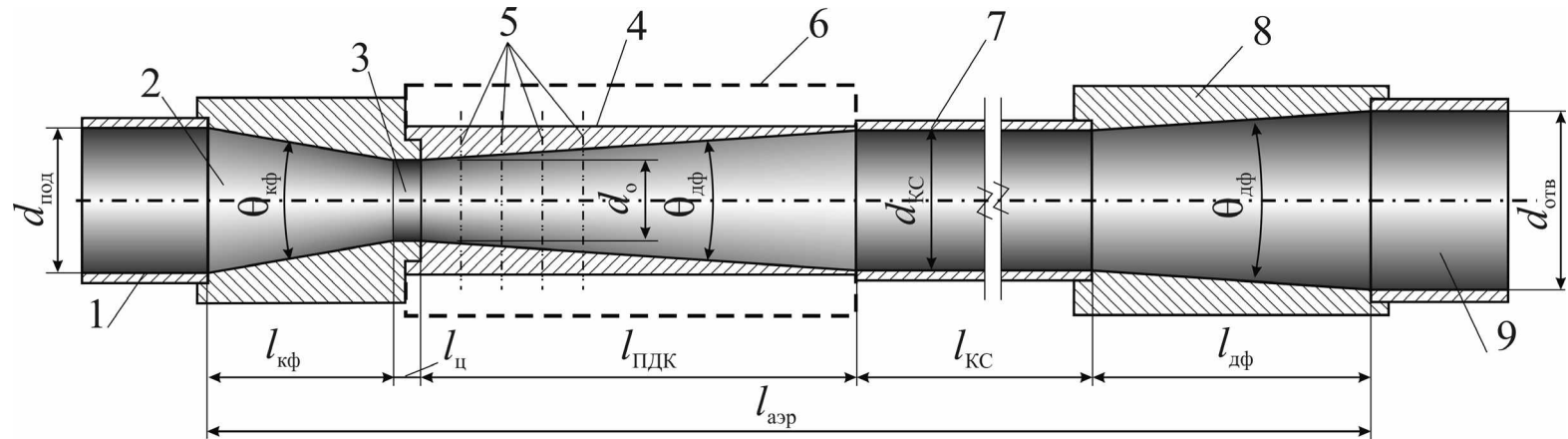
В соответствии с этим целью настоящей главы является обоснование геометрических параметров экспериментального образца ГКА-Д и определение технических характеристик для оценки эффективности работы аэратора.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: обосновать геометрические параметры; выяснить функциональное назначение камеры смешения в составе с ГКА-Д; получить технические характеристики; установить оптимальную схему открытия газозаборных отверстий на приёмной диффузорной камере.

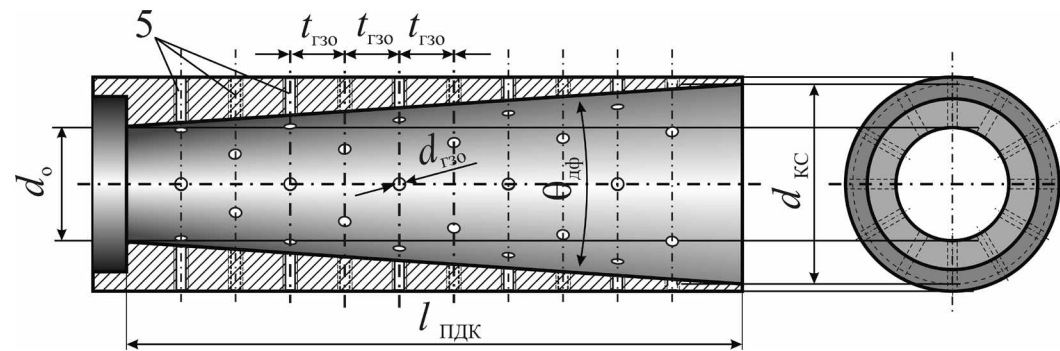
#### **3.1. Обоснование геометрических параметров опорной модели экспериментального образца ГКА-Д**

Для изготовления экспериментальной опорной модели ГКА-Д необходимо обосновать её параметры. Схема аэратора с обозначением размеров представлена на рисунке 3.1.

а)



б)



а – продольный разрез, сборка; б – приёмная диффузная камера;  
 1 – подводящая труба; 2 – конфузор; 3 – цилиндрическая часть рабочего сопла; 4 – приёмная диффузная камера; 5 – ряды газозаборных отверстий; 6 – газозаборная камера; 7 – камера смешения; 8 – сопрягающий диффузор; 9 – отводящая труба

Рисунок 3.1 – Конструктивная схема и геометрические параметры ГКА-Д

Основными геометрическими параметрами аэратора являются: диаметр рабочего сопла –  $d_0$ , угол конусности приёмной диффузорной камеры –  $\theta_{\text{пдк}}$  и сопрягающего диффузора –  $\theta_{\text{дф}}$ , диаметр камеры смешения –  $d_{\text{кс}}$  и её длина –  $l_{\text{кс}}$ , диаметр и количество газозаборных отверстий –  $d_{\text{гзо}}$ ,  $n_{\text{гзо}}$ .

На данном этапе исследований некоторые из параметров аэратора могут быть приняты конструктивно исходя из имеющегося в наличии лабораторного оборудования, в частности насосного агрегата.

### 3.1.1. Обоснование диаметров конструктивных элементов аэратора

Имеющийся в наличии насосный агрегат обеспечивает подачу расхода  $Q_{\text{НА}} = 45 \text{ м}^3/\text{ч}$  и напор  $H_{\text{НА}} = 30 \text{ м}$ . Исходя из этого для обеспечения необходимого скоростного режима в приёмной диффузорной камере (порядка 20-25 м/с), диаметр рабочего сопла принимается равным 10 мм.

В соответствии с теорией струйных аппаратов их основной характеристикой является связь объёмного коэффициента инжекции (аэрации) с относительным перепадом давлений, то есть  $\beta_{\text{ин}} = f(\Delta p_{\text{с}}/\Delta p_{\text{р}})$ . Здесь  $\Delta p_{\text{р}} = p_{\text{НА}} - p_{\text{н}}$  и  $\Delta p_{\text{с}} = p_{\text{пв}} - p_{\text{н}}$  – перепады давлений для рабочей жидкости и смеси на выходе из аэратора или на входе в промывную флейту РЗС.

Главным геометрическим параметром водовоздушного эжектора является отношение площадей живого сечения камеры смешения и рабочего сопла  $\omega_{\text{кс}}/\omega_0$ . Из [92] известна следующая связь геометрического параметра с относительным перепадом давления:

$$\omega_{\text{кс}}/\omega_0 \approx \Delta p_{\text{р}}/\Delta p_{\text{с}}. \quad (3.1)$$

Для случая, когда поступление воздуха в камеру смешения ВВЭ происходит свободно из атмосферы, выражение (3.1) примет следующий вид:

$$\omega_{\text{кс}}/\omega_0 \approx p_{\text{р}}/p_{\text{с}}$$

или, переходя к напору

$$\omega_{\text{кс}}/\omega_0 \approx H_{\text{НА}}/H_{\text{с}}, \quad (3.2)$$

где  $H_{\text{с}}$  – напор в водовоздушной смеси на выходе из аэратора, равный напору на входе во флейту промывного устройства. Он должен быть достаточным для формирования промывных струй при истечении жидкости из раздаточных отверстий.

В соответствии с существующими методиками, приведёнными в работах [67, 87, 100], скорость истечения струи из отверстий флейты не должна быть меньше  $U_0 \geq 10 \div 14 \text{ м/с}$ . Приняв в качестве расчётной (нижней) границы минимальное значение промывных струй  $U_{0\text{min}} \approx 12 \text{ м/с}$  и полагая, что истечение жидкости из раздаточных отверстий флейты происходит подобно истечению из малых отверстий в тонкой стенке [121], определим необходимый для этого напор по следующей формуле:

$$H_{0\min} = (1 + \zeta) \frac{U_{0\min}^2}{2g}. \quad (3.3)$$

Для значения коэффициента сопротивления  $\zeta = 0,06$ ,  $H_{0\min} = 7,8$  м [120], что приблизительно соответствует четверти напора, создаваемого имеющимся в наличии насосным агрегатом, то есть

$$\omega_{\text{кс}}/\omega_0 \approx N_{\text{НА}}/N_{\text{с}} \approx 4. \quad (3.4)$$

Это значение характеризует верхнюю границу главного геометрического параметра и, согласно теории водовоздушных эжекторов [30-31, 92], соответствует максимальному газонасыщению смеси. Его изменение в сторону уменьшения будет способствовать увеличению давления в рабочей смеси, а, следовательно, и скорости истечения из раздаточных отверстий флейты.

Вышесказанное даёт основание принять для изготовления опорной модели экспериментального образца ГКА-Д геометрический параметр

$$\omega_{\text{кс}}/\omega_0 = 4.$$

По известным значениям диаметра рабочего сопла ( $d_0 = 10$  мм) и главного геометрического параметра из геометрических соображений определяется диаметр камеры смешения, который принимается равным  $d_{\text{кс}} = 20$  мм.

Диаметр отводящей трубы принимается равным  $d_{\text{вых}} = 50$  мм. Угол конусности диффузора, соединяющего камеру смешения с отводящей трубой, принимается в соответствии с имеющимися в литературе на этот счёт рекомендациями [92] равным  $\theta_{\text{диф}} = 8^\circ$ .

Длина камеры смешения, как уже отмечалось во второй главе, должна быть достаточной для завершения процесса смешения (барботажа).

При недостаточной её длине зона перемешивания переходит в диффузор, и это ведёт к снижению эффективности эжектора. Так как функциональное назначение камеры смешения в составе ГКА-Д пока ещё чётко не установлено, её длину назначаем исходя из существующих на данный момент времени рекомендаций для водовоздушных эжекторов и принимаем равной двенадцати калибрам  $l_{\text{кс}} = 12 d_{\text{кс}} = 240$  мм.

### 3.1.2. Обоснование параметров газозаборных отверстий

Обоснование угла конусности приёмной диффузорной камеры  $\theta_{\text{пдк}}$ , диаметра газозаборных отверстий  $d_{\text{гзо}}$ , их количества  $n_{\text{гзо}}$  и схемы размещения на поверхности приёмной диффузорной камеры относятся к разряду отдельных исследований. Но уже и на этой стадии исследований становится ясным, что диаметр газозаборных отверстий и их количество следует назначать из условия минимизации общей площади отверстий, что объясняется необходимостью обеспечения и поддержания кавитационного режима в приёмной диффузорной камере.

При большой общей площади газозаборных отверстий, как например, в обычных водовоздушных эжекторах, кавитация в приёмной диффузорной



камере возникать не будет, а следовательно, необходимая эффективность аэратора, мощность всасывания (эжекция) не будет достигаться. Поэтому в предложенной конструкции аэратора (см. рисунок 2.8) предусмотрена возможность регулирования количества открытых газозаборных отверстий подвижным кольцевым затвором или путём выборочного блокирования отверстий. Из сказанного следует, что газозаборные отверстия должны иметь небольшой диаметр, который принимается равным  $d_{гзо} = 2,5$  мм. Отверстия располагаются на одинаковом радиальном расстоянии друг от друга по шесть в каждом из рядов на приёмной диффузорной камере (см. рисунок 3.1).

### 3.1.3. Обоснование угла конусности приёмной диффузорной камеры

В предложенной конструкции аэратора важнейшей геометрической характеристикой является угол конусности приёмной диффузорной камеры. От правильности его назначения во многом будет зависеть величина разрежения, степень аэрации и диспергирования жидкости, а главное – степень сжатия газа в смеси на выходе. Эффективность работы аэратора и всего промывного устройства очень сильно зависит от величины угла конусности приёмной диффузорной камеры  $\theta_{пдк}$ .

Для его обоснования проведём специальный анализ, направленный на выяснение физических процессов, происходящих с гидравлической струёй во время её протекания в диффузоре.

*Анализ течения в диффузоре.* Из теории пограничного слоя можно сделать некоторые существенные выводы о физических свойствах пограничного слоя в расширяющихся каналах. Прежде всего, можно выяснить, при каких обстоятельствах происходит перенос жидкости, заторможенной в пограничном слое, во внешнее течение, или иными словами, при каких обстоятельствах возникает отрыв течения от стенки. Если вдоль контура тела имеется область возрастающего давления, то в общем случае жидкость, заторможенная в пограничном слое и обладающая поэтому небольшой кинетической энергией, не в состоянии слишком далеко продвинуться в область высокого давления. Вместо этого она отклоняется в сторону от области высокого давления, отрывается при этом от тела и оттесняется от стенки во внешнее течение [106]. Кроме того, вблизи стенки заторможенные частицы жидкости под воздействием градиента давления обычно начинают двигаться в сторону, противоположную направлению внешнего течения. Точка отрыва определяется как граница между прямым и возвратным течениями в прилегающем к стенке слое, следовательно, в точке отрыва должно соблюдаться равенство  $(du/dy)_{y=0} = 0$ .

Это означает, что профиль скоростей течений имеет в точке отрыва пограничного слоя касательную, образующую нулевой угол с нормалью к стенке в точке отрыва. Профили же скоростей ниже по течению точки отрыва имеют вблизи стенки участки с направлением скорости против основного те-

чения.

В том, что при стационарном течении отрыв пограничного слоя может возникнуть только в зоне замедленного течения ( $dp/dx > 0$ ), легко убедиться также путём рассмотрения связи между градиентом давления  $dp/dx$  и распределением скоростей  $u(y)$ , вытекающей из уравнений пограничного слоя.

В непосредственной близости от стенки кривизна профиля скоростей определяется исключительно перепадом давления, а потому вместе с переменной знака градиента давления меняет свой знак вблизи стенки и кривизна профиля скоростей. Для области течения, в которой давление повышается в направлении движения ( $dp/dx > 0$ ), величина  $d^2u/dy^2$  на стенке больше нуля, но так как на некотором расстоянии от стенки всегда  $d^2u/dy^2 < 0$ , то в этом случае внутри пограничного слоя должно быть место, в котором

$$\frac{d^2u}{dy^2} = 0.$$

Это место есть точка перегиба профиля скоростей в пограничном слое (рисунок 3.2).

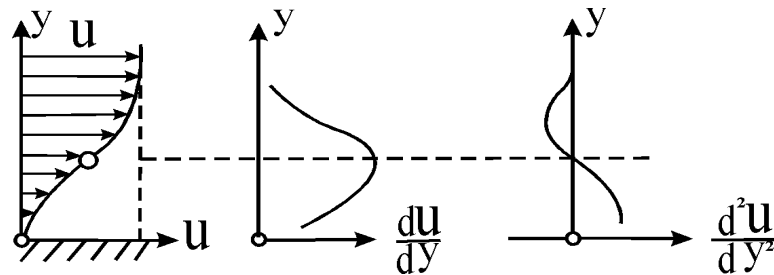


Рисунок 3.2 – Распределение скоростей в пограничном слое при возрастании давления в направлении течения

Таким образом, в области замедленного внешнего течения профиль скоростей в пограничном слое всегда имеет точку перегиба. С другой стороны, профиль скоростей в точке отрыва, имея здесь касательную, образующую нулевой угол с нормалью к стенке, обязательно должен обладать точкой перегиба. Отсюда следует, что отрыв пограничного слоя может наступить только в том случае, если скорость внешнего течения при обтекании тела уменьшается [106].

При ламинарном течении жидкости в расширяющемся канале с плоскими стенками отрыв пограничного слоя возникает при любом угле раствора канала (рисунок 3.3).

Этот пример наглядно показывает незначительную способность ламинарного течения преодолевать возрастание давления без отрыва. Как показали расчёты [106, 116], точка отрыва ламинарного потока находится при  $x_0/a = 1,21$  и, таким образом, не зависит от угла раствора канала.

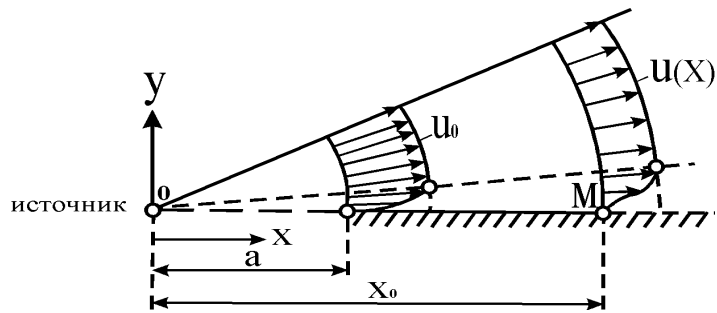


Рисунок 3.3 – Ламинарный пограничный слой в расширяющемся канале

Полученный результат справедлив, однако, только до тех пор, пока вытесняющее действие пограничных слоёв на стенках канала пренебрежимо мало. Между тем, при очень малых углах раствора этого не происходит. В этом случае пограничные слои, преодолев определённый начальный участок, заполняют всё поперечное сечение канала, и если угол не превышает критического значения, зависящего от числа Рейнольдса, отрыв не возникает.

Таким образом, при ламинарном режиме имеет место угол безотрывного течения в расширяющемся канале, но он очень маленький в сравнении с турбулентным режимом.

Измерения плоских течений с понижением и повышением давления в суживающихся и расширяющихся каналах с плоскими стенками выполнены [109-110, 113-115, 117, 120]. Данные об измерениях в круглых диффузорах содержатся в работах [118, 123]. Все эти измерения показали, что форма профиля скоростей очень сильно зависит от градиента давления.

На рисунке 3.4 изображены кривые, распределения скоростей в слабо расширяющихся каналах полученные И. Никурадзе, где  $\alpha$  – половина угла раствора;  $H$  – ширина канала, для которых  $\alpha$  равен  $0^\circ, 1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$ .

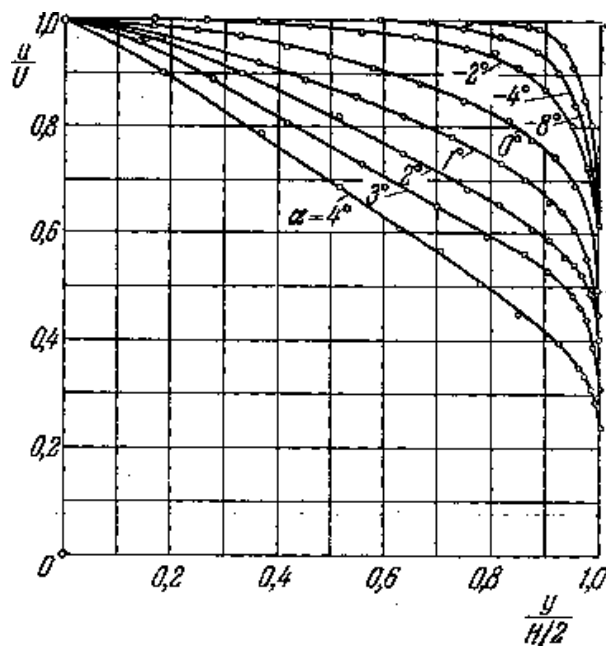


Рисунок 3.4 – Распределение скоростей в расширяющемся канале с плоскими стенками (по измерениям И. Никурадзе)

В расширяющихся каналах пограничный слой значительно толще, чем на пластине, и при этом он достигает середины канала. До тех пор, пока полуугол  $\alpha$  расширяющегося канала не превышает  $4^\circ$ , распределение скоростей по ширине канала совершенно симметрично и не обнаруживает никаких признаков отрыва пограничного слоя. Но как только угол  $\alpha$  расширяющегося канала становится больше  $4^\circ$ , распределение скоростей существенно изменяется.

При  $\alpha = 5^\circ$  и больше распределение скоростей становится несимметричным относительно оси канала. При  $\alpha = 5^\circ$  (рисунок 3.5) возвратное течение ещё не возникает, но зато на одной из стенок уже начинается отрыв.

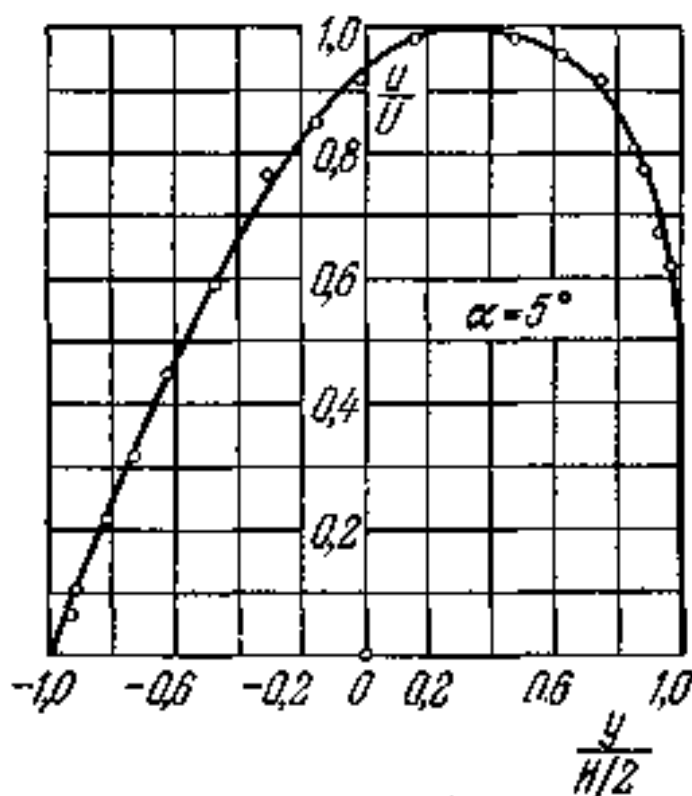


Рисунок 3.5 – Распределение скоростей в расширяющемся канале, для которого  $\alpha = 5^\circ$

Течение становится неустойчивым. Случайные возмущения приводят к попеременному прижиманию течения то к одной, то к другой стенке. Эта неустойчивость является признаком начинающегося отрыва. Впервые отрыв происходит, как показывают измерения И. Никурадзе, между углами  $\alpha = 4,8^\circ$  и  $5,1^\circ$ .

При угле  $\alpha = 6^\circ$  асимметрия течения становится чётко выраженной и на одной из стенок происходит полный отрыв (рисунок 3.6).

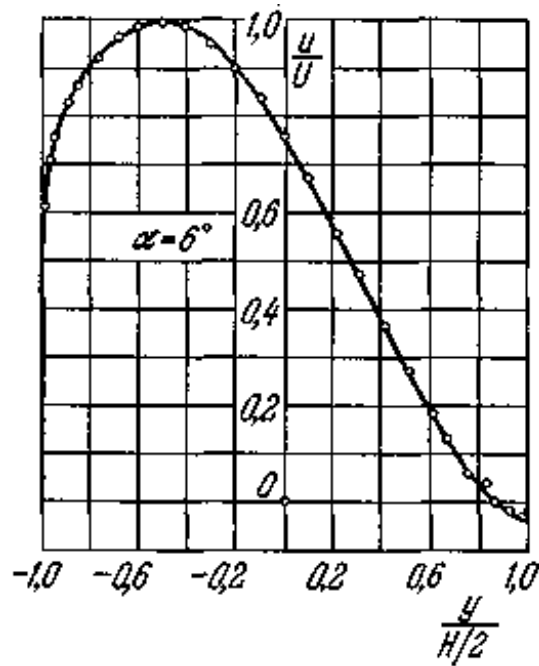


Рисунок 3.6 – Распределение скоростей в расширяющемся канале с  $\alpha = 6^\circ$ , на правой стенке канала начинается возвратное течение и отрыв

При угле  $\alpha = 8^\circ$  (рисунок 3.7) область возвратного течения значительно шире, чем при  $\alpha = 6^\circ$ , и, кроме того, происходит частое перебрасывание течения от одной стенки к другой, которое при углах  $\alpha = 5^\circ$  и  $6^\circ$  не наблюдается.

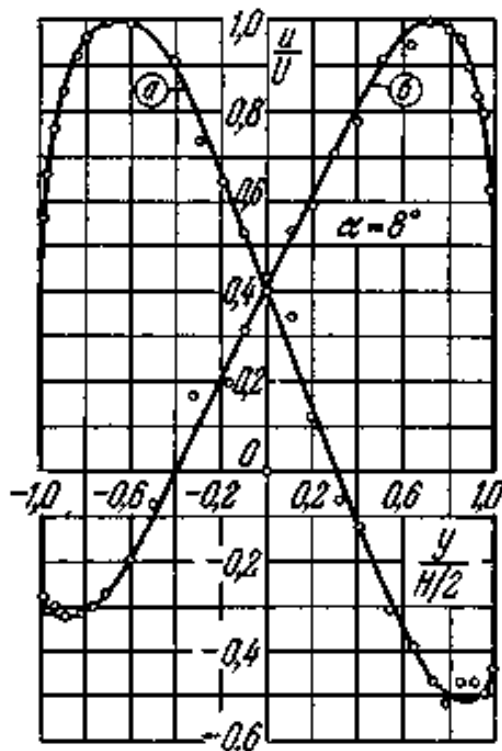


Рисунок 3.7 – Распределение скоростей в расширяющемся канале с  $\alpha = 8^\circ$

При дальнейшем увеличении угла раствора область возвратного течения становится всё шире, а перебрасывание течения от одной стенки к другой всё чаще. При каком-то значении угла частота перебрасывания становится наибольшей, но при дальнейшем увеличении угла процесс перебрасывания замедляется и налипание струи к стенке диффузора происходит на всё большее время. Формирование отрывного течения в диффузоре наглядно демонстрируется на фотоснимке из работы [28] (рисунок 3.8).

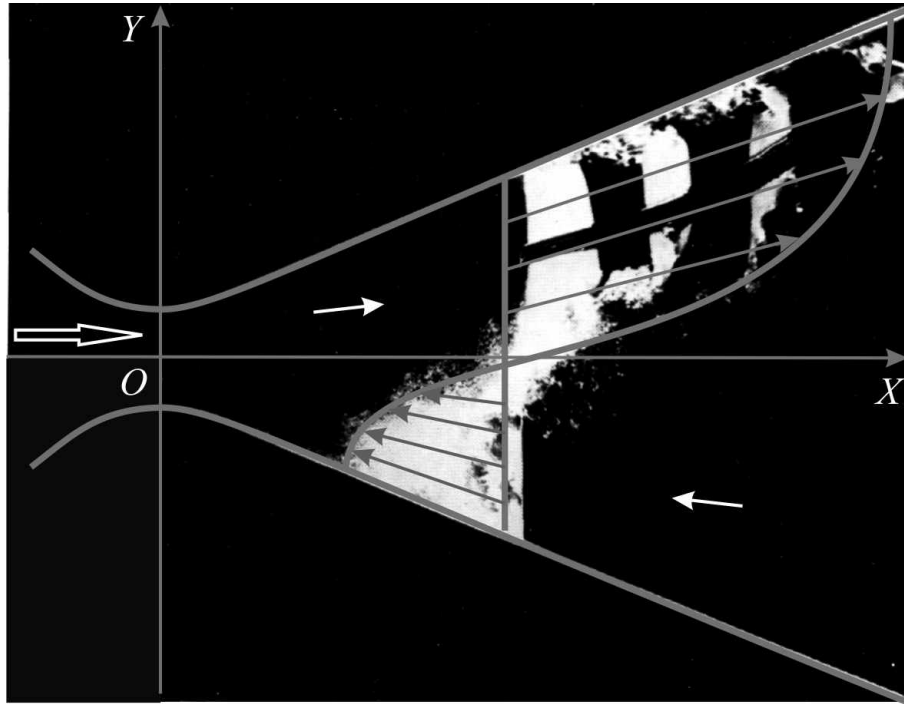


Рисунок 3.8 – Отрывное течение в диффузоре при угле  $\alpha = 22,5^\circ$  [106]

Проволочка, протянутая поперёк диффузора в воде, импульсивно выпускает водородные пузырьки, визуализируя таким образом течение. Виден турбулентный пограничный слой, присоединённый к верхней стенке. На нижней стенке имеет место отрыв и возникает рециркуляционная зона.

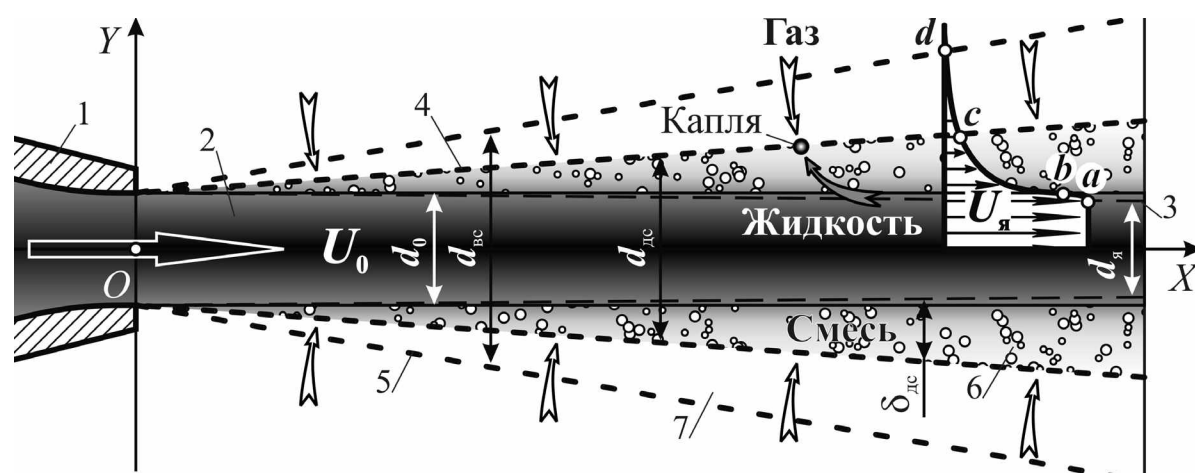
*Анализ течения в свободной струе.* Отметим, что в основе явления аэрации в конструкции, представленной на рисунке 2.17, лежит взаимодействие свободной осесимметричной струи с внутренней поверхностью диффузора. Из двух взаимодействующих объектов (струя и диффузор) изменению подвергается только струя, поэтому рассмотрим особенности её формирования.

Как уже отмечалось, при контакте с воздухом струя изменяет свою структуру. Воздух вовлекается за жидкостью в движение, на поверхности струи образуются вначале волны, а затем из ядра струи начинают выпадать капли и вокруг неё формируется воздушно-капельный (диффузионный) слой (рисунок 3.9).

Прежде всего, отмечаем, что течение, формирующееся в окрестности свободной гидравлической струи, является двухфазным. В нём отчётливо

выделяются зоны, характеризующиеся различным соотношением жидкой и газовой фаз, а именно – невозмущённого гидравлического ядра струи, воздушно-капельного (диффузионного) и воздухообменного слоёв. Наличие газообменного слоя вокруг струи и прежде всего воздушно-капельного обуславливает образование невозмущённого ядра струи. В соответствии с этим профиль скоростей двухфазного обменного слоя представлен комбинацией слоёв и характеризуется следующими точками: "a" – граница ядра струи; "b" – граница струи в начальном створе; "c" – наружная граница воздушно-капельного (диффузионного) слоя; "d" – наружная граница воздушного слоя.

На начальном безволновом участке струи в ходе движения жидкости вокруг её поверхности создаётся слой разрежения. Его возникновение связано с перемещением вслед за поверхностью струи прижатого к ней атмосферным давлением поверхностного слоя воздуха. Созданный здесь дефицит воздуха создаёт разрежение, которое тут же выравнивается поступлением новых порций газа из окружающей атмосферы. Газ, имея определённую плотность и вязкость, оказывает определённое сопротивление движущейся струе через её водную поверхность.



- 1 – сопло; 2 – невозмущённое ядро струи; 3 – граница невозмущённого ядра струи;  
4 – наружная граница воздушно-капельного (диффузионного) слоя; 5 – наружная граница  
воздушного слоя; 6 – воздушно-капельный обменный слой; 7 – воздухообменный слой

Рисунок 3.9 – Свободная гидравлическая струя

В ходе этого взаимодействия поверхностные слои жидкости начинают тормозиться, отставая от течения в ядре, и в результате образуются волны, гребни которых отрываются в виде отдельных капель, формируя воздушно-капельный (диффузионный) слой. Расстояние, на котором происходит разрушение струи, считается зоной перемешивания, в которой сплошной средой является инжектируемый газ.

При сопоставлении течений в диффузоре (см. рисунок 3.4 и 3.8) и свободной струе (см. рисунок 2.3 и 3.9) обращает на себя внимание совпадение значения угла раствора диффузора, при котором начинает возникать отрыв (

$7 \div 9^\circ$ ) со значением угла расширения воздушно-капельного (диффузионного) слоя ( $\approx 8^\circ$ ). Судя по такому явному совпадению, наилучшие условия для расщепления струи в диффузоре без нарушения сплошности пелены, то есть подобно тому, как это происходит при образовании ядра разрежения в камере смешения эжектора (см. рисунок 2.14), будут иметь место при половине угла конусности  $\theta \approx 8^\circ$ .

Это является убедительным аргументом, обосновывающим угол конусности приёмной диффузорной камеры ГКА-Д, поэтому при изготовлении аэратора принимается полуугол конусности приёмной диффузорной камеры, равный  $\theta_{\text{пдк}}/2 = \alpha = 8^\circ$  и совпадающим по величине с углом расширения сопрягающего диффузора.

### 3.2. Описание экспериментальной установки, методика проведения исследований

В соответствии с принятыми в предыдущем разделе геометрическими параметрами аэратора был изготовлен опытный (испытательный) образец ГКА-Д. По аналогии со схемой, представленной выше (см. рисунок 3.1), он выполнен разборным. Схема аэратора с обозначением размеров представлена на рисунке 3.10. Размеры вспомогательных элементов, таких, как подводящего и отводящего патрубка, шланга, газозаборной камеры и др., принимались конструктивно исходя из разумной целесообразности компоновки экспериментального образца и удобства проведения его испытаний.

Для выяснения технических характеристик предложенной конструкции аэратора и оптимизации её геометрических параметров проводились лабораторные исследования в гидротехнической лаборатории НИМИ (НГМА) на испытательном стенде. Эти исследования по сути своей являются испытанием образца аэратора на предмет возможности применения в составе новой конструкции промывного устройства РЗС.

Эффективность работы испытательного образца ГКА-Д можно оценить по основной характеристике струйного аппарата, представляющей связь объёмного коэффициента инжекции (аэрации) с относительным перепадом давлений, то есть:

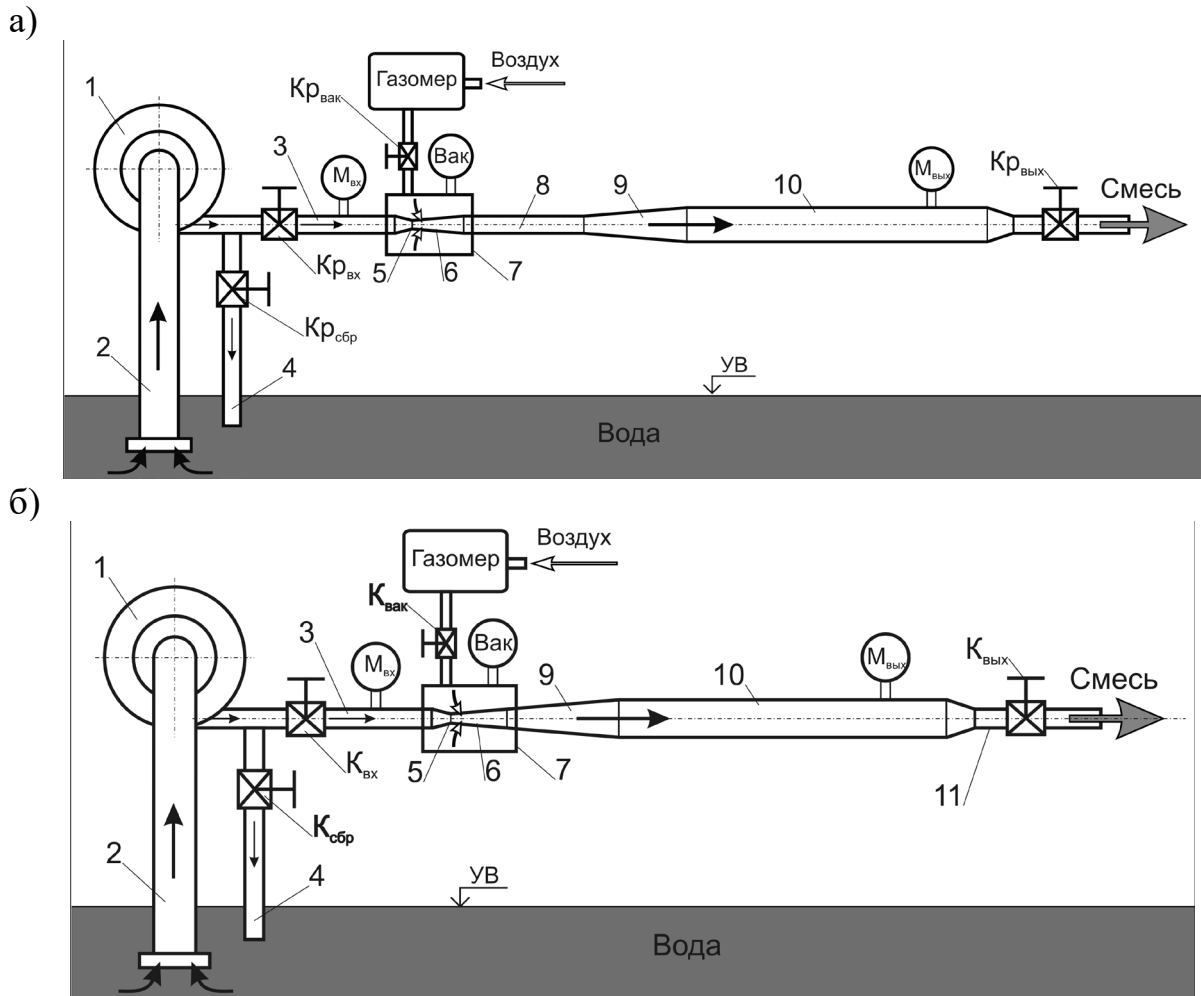
$$\beta_{\text{но}} = f(\Delta p_c / \Delta p_p), \quad (3.5)$$

где  $\Delta p_p = p_{\text{на}} - p_{\text{н}}$  и  $\Delta p_c = p_{\text{пу}} - p_{\text{н}}$  – перепады давлений для рабочей жидкости на входе и смеси – на выходе из аэратора.

Для этого в ходе эксперимента необходимо измерять следующие параметры: расход жидкости и газа, давление на входе в аэратор и выходе, достижимый вакуум в приёмной диффузорной камере.

Схема размещения оборудования и измерительной аппаратуры в составе испытательного стенда для двух вариантов компоновки аэратора представлена на рисунке 3.10 и 3.11.

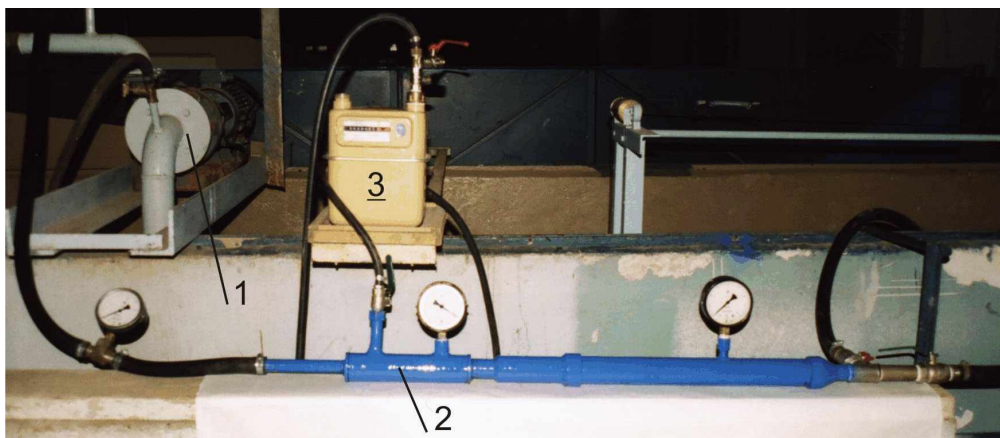




а – в составе с камерой смешения; б – без неё;

1 – насосный агрегат; 2 – всасывающий патрубкок; 3 – напорная линия; 4 – сбросная труба;  
5 – сопло; 6 – приёмная диффузорная камера; 7 – газозаборная камера; 8 – камера смешения; 9 – диффузор; 10 – отводящая напорная труба; 11 – сбросная труба

Рисунок 3.10. Схема лабораторной установки

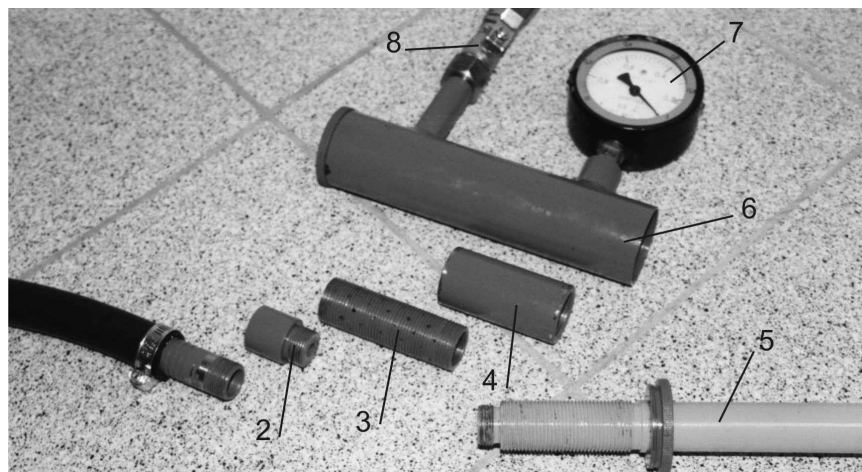


1 – насосный агрегат; 2 – аэратор; 3 – газомер

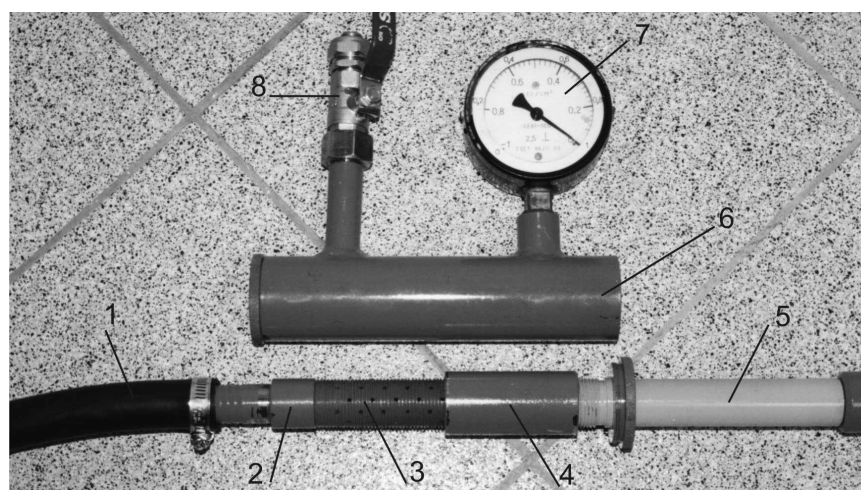
Рисунок 3.11 – Лабораторная установка (вариант без камеры смешения)

Конструкция экспериментального образца ГКА-Д выполнялась из отдельных конструктивных элементов (деталей), скреплённых между собой резьбовыми соединениями. Это давало возможность в ходе проведения исследований изменять компоновку аэратора, подсоединяя или снимая камеру смешения, газозаборную камеру (рисунок 3.12).

а)



б)

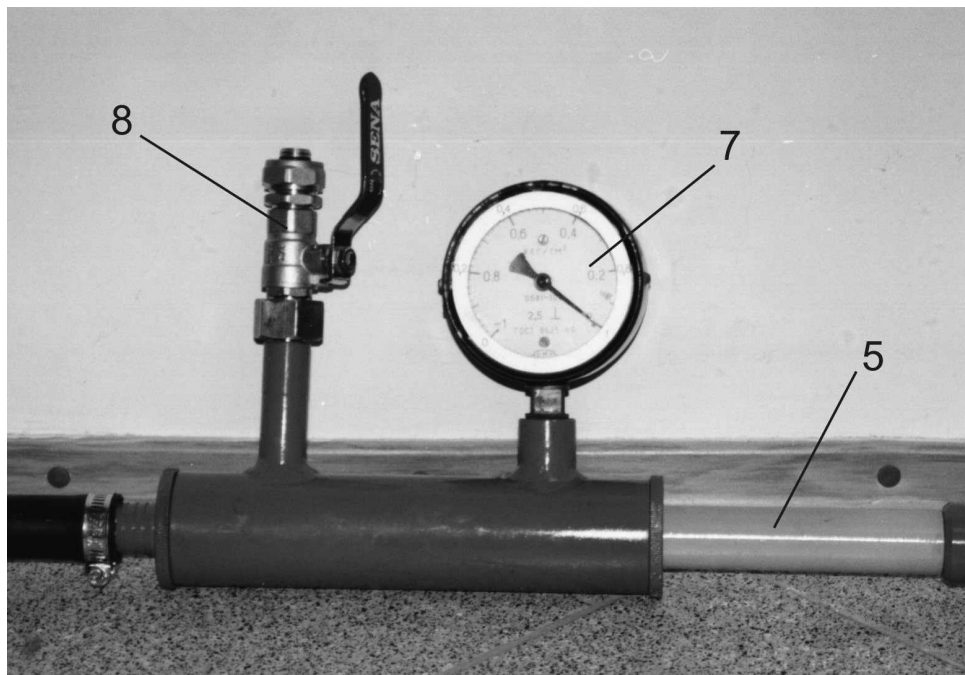


а – с камерой смешения в разобранном; б – собранном виде  
 1 – напорная линия; 2 – струеформирующее сопло; 3 – приёмная диффузорная камера; 4 – кольцевой затвор; 5 – камера смешения; 6 – газозаборная камера; 7 – вакуумметр; 8 – кран газовый

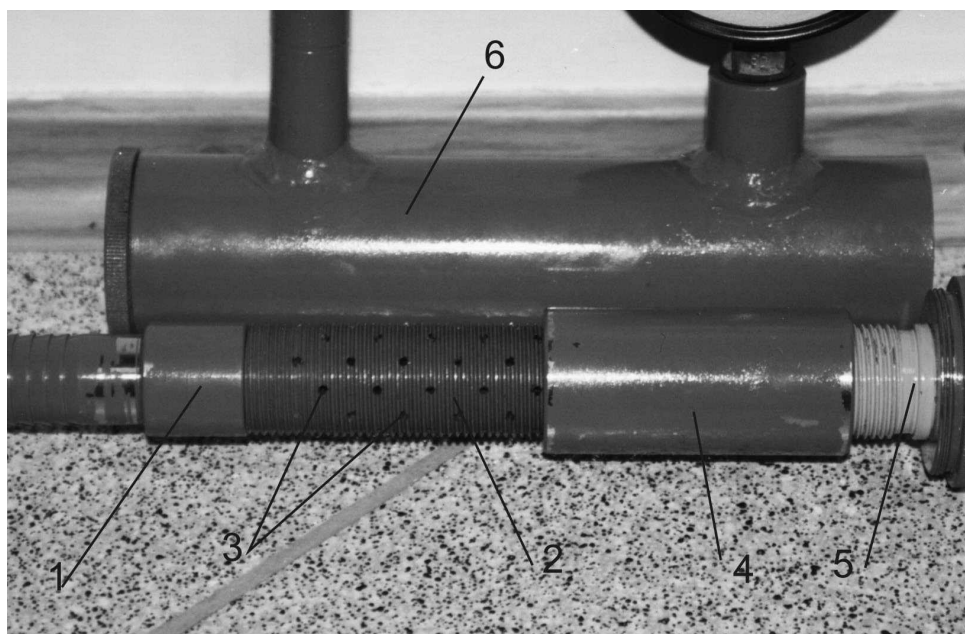
Рисунок 3.12 – Конструкция экспериментального образца ГКА-Д

Для обеспечения возможности измерения объёма газа, поступающего в аэратор, и достижимого разрежения, на приёмную диффузорную камеру надевалась специальная газозаборная камера (рисунок 3.13), в которой с помощью боковых заглушек (шайб с резьбой) и специальных прокладок обеспечивалась необходимая герметичность.

а)



б)

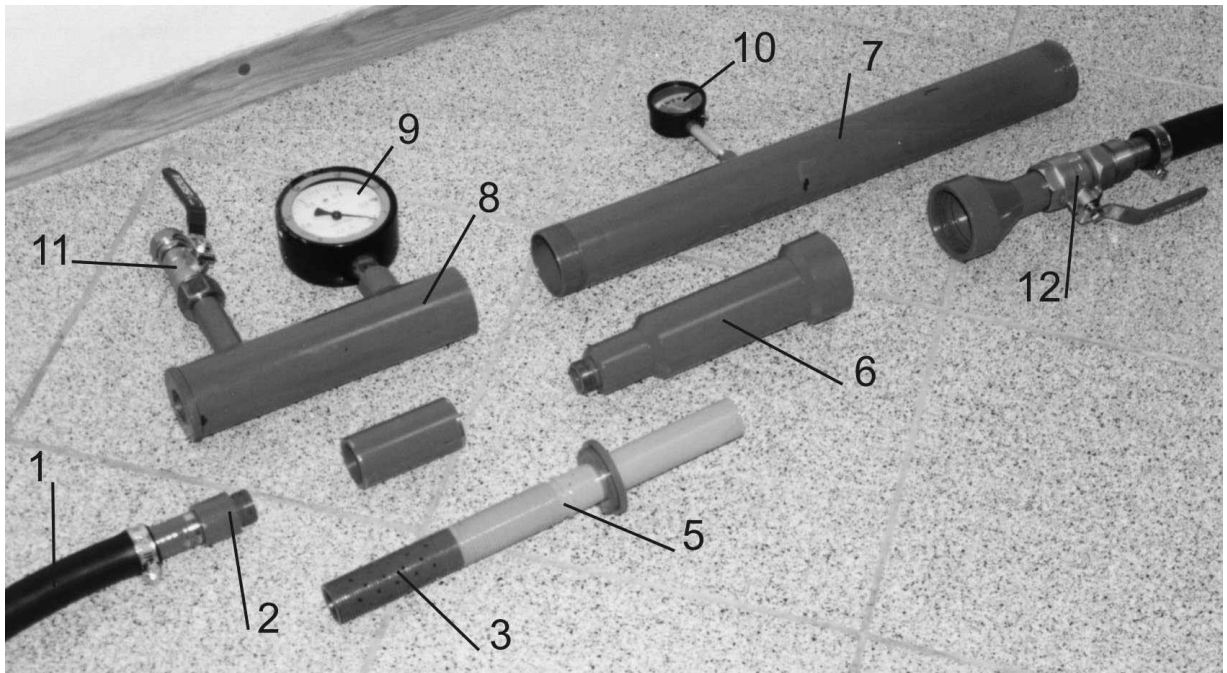


а – с газозаборной камерой; б – без неё;  
 1 – струеформирующее сопло; 2 – приёмная диффузная камера; 3 – газозаборные отверстия; 4 – кольцевой затвор; 5 – камера смешения; 6 – газозаборная камера;  
 7 – вакуумметр; 8 – кран (газовый)

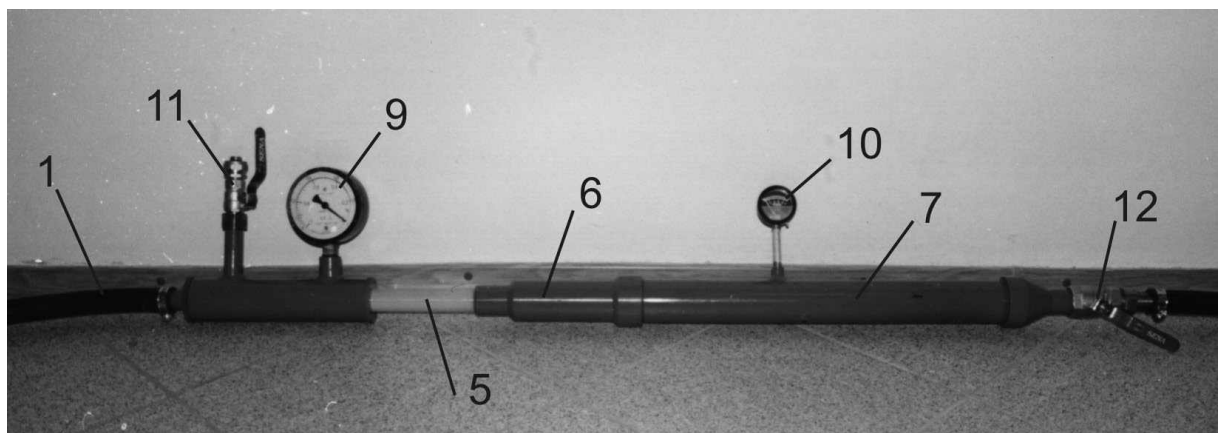
Рисунок 3.13 – Вид экспериментального образца ГКА-Д

Для подключения газомера с краном и вакуумметра на цилиндрическом корпусе газозаборной камеры выполнялись два патрубка с резьбой (рисунок 3.14).

а)



б)



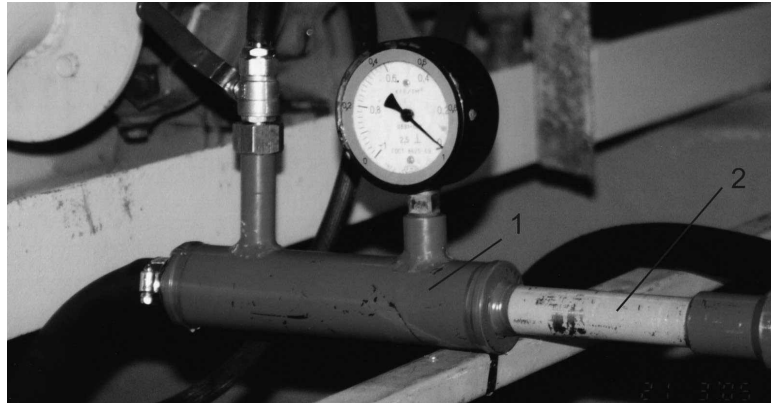
а – в разобранном виде; б – в собранном виде;

1 – подводящая напорная линия; 2 – струеформирующее сопло; 3 – приёмная диффузорная камера; 4 – кольцевой затвор; 5 – камера смешения; 6 – диффузор; 7 – отводящая напорная труба; 8 – газозаборная камера; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11, 12 – краны

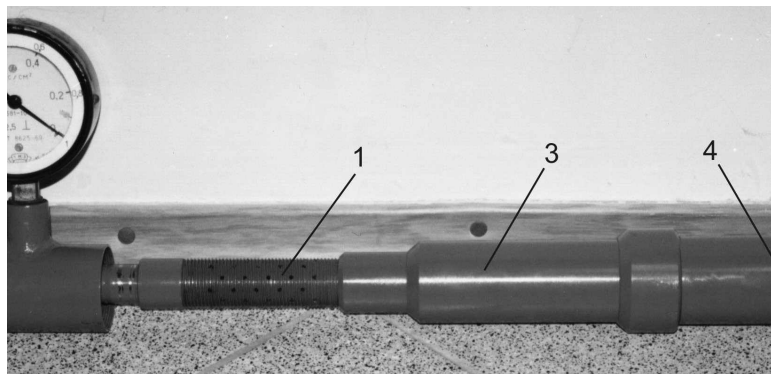
Рисунок 3.14 – Вид экспериментального образца аэратора в составе с камерой смешения и отводящей трубой

Для выявления функционального значения камеры смешения в составе ГКА-Д проводились исследования с двумя компоновочными схемами аэратора – с камерой смешения и без неё (рисунок 3.15).

а)



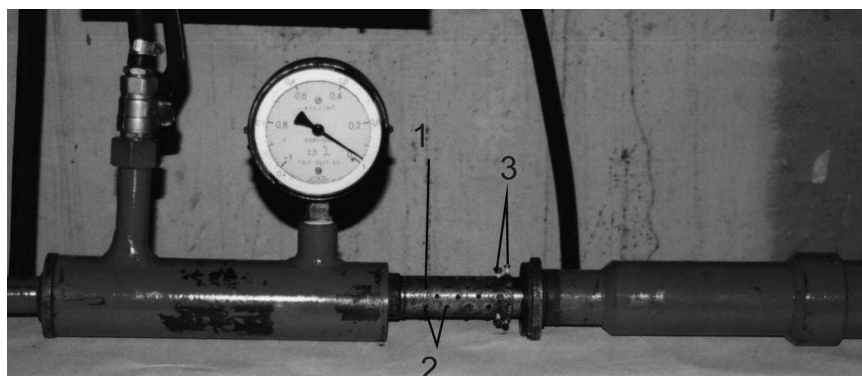
б)



а – с камерой смешения; б – без неё;  
 1 – аэратор; 2 – камера смешения; 3 – диффузор; 4 – отводящая напорная труба

Рисунок 3.15 – Варианты сборки аэратора

Для изучения вариантов схем размещения газозаборных отверстий на приёмной диффузорной камере их блокирование обеспечивалось винтами со специальными уплотнителями (рисунок 3.16). Для этого на внутренней поверхности газозаборных отверстий выполнялась резьба.



1 – приёмная диффузорная камера; 2 – газозаборные отверстия; 3 – блокировочные винты

Рисунок 3.16 – Блокировка газозаборных отверстий с помощью винтов

Насосный агрегат обеспечивал подачу  $Q_{\text{НА}} = 45 \text{ м}^3/\text{ч}$  и напор  $H_{\text{НА}} = 30 \text{ м}$ . Забор жидкости осуществлялся из гидравлического лотка через всасывающий патрубок. Сбрасывание излишков воды осуществлялось по трубе, расположенной непосредственно перед входом в аппарат. Управление подачей жидкости и газа в аэратор осуществлялось регулированием кранов  $Kp_{\text{ВХ}}$ ,  $Kp_{\text{ВЫХ}}$ ,  $Kp_{\text{СБР}}$ ,  $Kp_{\text{ВАК}}$ .

Расход жидкости и газа измерялся объёмным способом, при этом объём инжесктированного воздуха измерялся газометром марки *UGI METERS LTD London (G4)*. Давление на входе в аэратор и выходе из него измерялось манометрами ( $M_{\text{ВХ}}$ ,  $M_{\text{ВЫХ}}$ ), а в газозаборной камере – вакуумметром ( $V_{\text{ак}}$ ).

Исследовались две компоновки экспериментального образца – без камеры смешения и с камерой смешения (см. рисунок 3.10, а и б).

Эксперименты проводились по нескольким сериям, каждая из которых характеризовалась различной степенью открытия крана на сбросной трубе. В каждой из серий для заданного количества открытых газозаборных отверстий противодействие регулировалось с помощью крана  $Kp_{\text{ВЫХ}}$ . Степень его закрытия ограничивалась условием прекращения аэрации жидкости.

Открытие газозаборных отверстий в опытах осуществлялось по рядам (см. рисунок 3.1), начиная с 1 ряда (6 отверстий) и заканчивая максимально возможным их количеством. Дополнительное открытие рядов отверстий ограничивалось условием начала вытекания жидкости из отверстий последнего ряда.

Измерение объёма инжесктируемого воздуха осуществлялось с помощью съёмной газозаборной камеры, которая устанавливалась на приёмную диффузорную камеру (см. рисунок 3.12 – 3.15). Достижимый в опыте вакуум измерялся вакуумметром при полностью закрытом кране  $Kp_{\text{ВАК}}$  (см. рисунки 3.10 и 3.12). Данные экспериментов записывались в табличной форме в рабочий бланк.

### 3.3. Результаты экспериментальных исследований по оптимизации параметров водовоздушного промывного устройства

В ходе проведения экспериментов измерялись следующие показатели: манометрическое давление на входе в аэратор  $p_{\text{ВХМ}}$  и выходе  $p_{\text{ВЫХМ}}$ ; вакуум, создаваемый в газозаборной камере  $p_{\text{ВАК}}$ ; расходы газа  $Q_{\text{Г}}$  и жидкости  $Q_{\text{Ж}}$ . Последующая обработка этих сведений позволяла получать следующие, необходимые для анализа параметры: скорость течения в характерных сечениях устройства (на входе –  $v_{\text{ВХ}}$ , в сопле –  $u_0$ , в камере смешения –  $v_{\text{КС}}$  и на выходе –  $v_{\text{ВЫХ}}$ ); полное избыточное давление на входе  $p_{\text{ВХ}}$  и выходе  $p_{\text{ВЫХ}}$ ; потери напора на аэраторе  $\Delta p_{\text{аэр}} = p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВЫХ}}$ ; перепады давлений для рабочей жидкости  $\Delta p_{\text{р}} = p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВАК}}$  и смеси  $\Delta p_{\text{с}} = p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВАК}}$ ; относительный перепад давлений  $\Delta p_{\text{с}}/\Delta p_{\text{р}}$ ; коэффициент аэрации  $\beta_{\text{а}}$ ; массовый  $\beta_{\text{им}}$  и объёмный

$\beta_{\text{ио}}$  коэффициенты инжекции.

Для получения главной характеристики струйного аппарата  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(\beta_{\text{ио}})$  определялся объёмный коэффициент инжекции

$$\beta_{\text{ио}} = \frac{\rho R T_{\text{гс}}}{p_{\text{н}} + p_{\text{гс}}} \beta_{\text{им}}, \quad (3.6)$$

где  $\rho$  – плотность воды;  $R$  – газовая постоянная;  $T_{\text{гс}}$  – абсолютная температура газа в смеси;  $p_{\text{н}}$  – нормальное атмосферное давление;  $p_{\text{гс}}$  – избыточное давление в смеси.

Входящий в формулу массовый коэффициент инжекции определялся по известному коэффициенту аэрации и отношению плотностей воздуха при нормальном атмосферном давлении ( $\rho_{\text{гн}}$ ) и воды

$$\beta_{\text{им}} = \frac{\rho_{\text{гн}}}{\rho} \beta_{\text{а}}, \quad (3.7)$$

а абсолютное давление газа в смеси вычислялось по формуле

$$p_{\text{гс}} = \frac{p_{\text{н}} + p_{\text{гс}}}{R T_{\text{гс}}}. \quad (3.8)$$

Средняя плотность водовоздушной смеси  $\rho_c$  и коэффициенты инжекции связаны между собой пропорцией

$$\rho_c = \rho (1 + \beta_{\text{им}}) / (1 + \beta_{\text{ио}}). \quad (3.9)$$

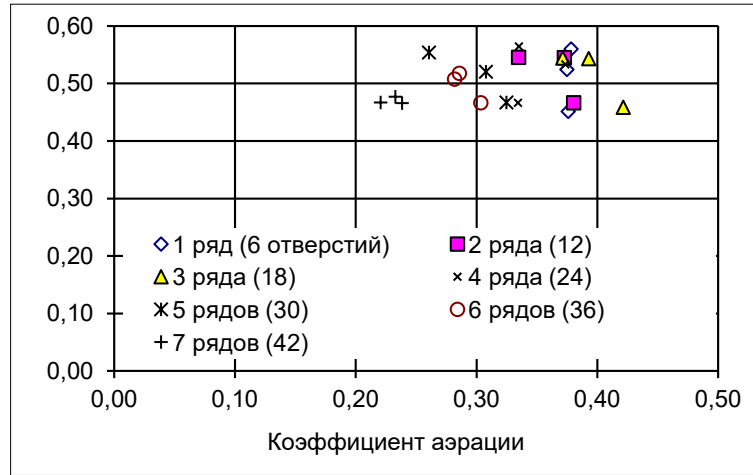
В полном объёме результаты лабораторных исследований экспериментальных образцов ГКА-Д представлены в работах [37, 45].

Применительно к экспериментальному образцу ГКА-Д, собранного без камеры смешения (см. рисунки 3.10 б), главный геометрический параметр (степень расширения диффузора) ГКА-Д составляет  $\omega_{\text{кс}} / \omega_0 = 25$ . Отметим, что для обычного водовоздушного эжектора такое расширение считается очень большим [92] и при значении относительного перепада давлений равном 0,5 он перестаёт работать.

В испытуемом образце ГКА-Д инжекция воздуха происходит и газонасыщение достигает существенной величины ( $\beta_{\text{а}} = 0,4$ ). Данный факт свидетельствует о явном преимуществе предложенной конструкции аэратора над водовоздушным эжектором. Эффект становится возможным благодаря возникновению в приёмной диффузорной камере кавитации. Однако при открытии на камере свыше пяти рядов газозаборных отверстий вакуум снижается и эффективность падает. Обработанные по формулам (3.6-3.9) результаты испытаний аэратора представлены в [37, 46]. Степень газонасыщения жидкости оценивалась как при атмосферном давлении – коэффициентом аэрации  $\beta_{\text{а}}$ , так и при давлении, создаваемом в рабочей смеси, – коэффициентом инжекции  $\beta_{\text{ио}}$ .

О характере изменения этих параметров можно судить по результатам испытаний аэратора, представленным в графическом виде на рисунке 3.17.

а)



б)

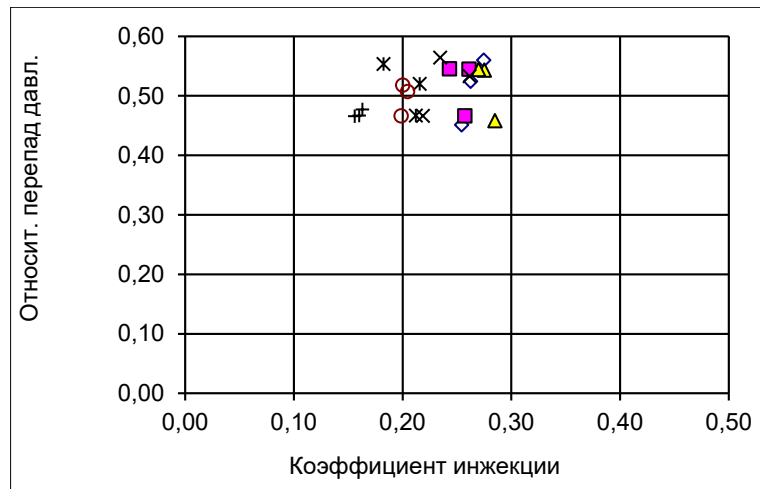


Рисунок 3.17 – Характеристики  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(\beta_a)$  и  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(\beta_{но})$ ,  
ГКА-Д без камеры смешения ( $\omega_{кс} / \omega_0 = 25$ )

Достижимый коэффициент объёмной инжекции экспериментального образца ГКА-Д без камеры смешения изменяется в диапазоне  $\beta_{но} = 0,16 \div 0,29$  и зависит от количества открытых газозаборных отверстий. Сравнение расходов неаэрированной и аэрированной жидкости свидетельствует об уменьшении расхода жидкости при её газонасыщении на 6-15%, что является вполне естественным для водовоздушных эжекторов [88]. Для определения функционального назначения камеры смешения проводились испытания конструкции в составе с камерой смешения (см. рисунок 3.1, 3.10, а, 3.13 и 3.14). Для принятого геометрического параметра  $\omega_{кс} / \omega_0 = 4$  и  $d_0 = 10$  мм диаметр камеры смешения принят равным 20 мм, а её длина 240 мм.

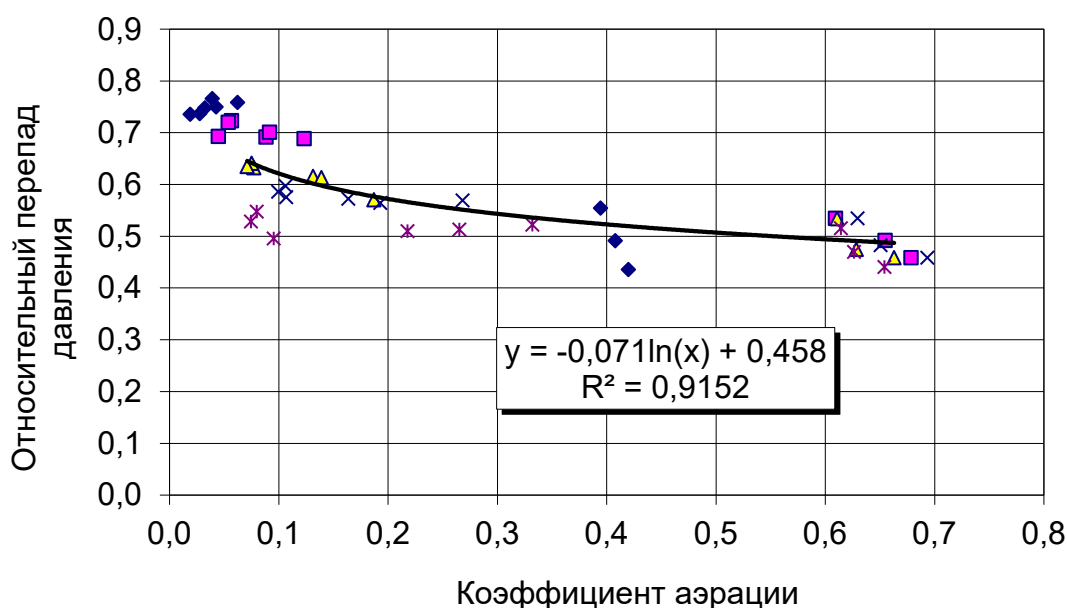
В ГКА-Д в составе с камерой смешения максимальное разрежение достигалось только при закрытом сбросном кране  $Kp_{сбр}$  и полностью открытых кранах на входе  $Kp_{вх}$  и выходе  $Kp_{вых}$  (см. рисунок 3.10, а). В этих же опытах достигалось максимальное газонасыщение жидкости  $\beta_a = 0,4 \div 0,7$ .



Расход жидкости в опытах изменялся в диапазоне 1,4-1,7 л/с. Расход газа сильно зависит от величины разрежения, создаваемого в приёмной диффузорной камере, которое достигает своего предельного значения  $p_{\text{вак}} \rightarrow p_{\text{нп}}$ . При глубоком вакууме расход инжектируемого при атмосферном давлении газа составляет  $Q_{\text{г}} = 0,6 \div 1,15$  л/с.

В ходе обработки опытных данных определялись: относительный перепад давлений –  $\Delta p_c / \Delta p_p$ , массовый –  $\beta_{\text{им}}$  и объёмный –  $\beta_{\text{ио}}$  коэффициенты инжекции, отдельные из которых представлены в графическом виде на рисунке 3.18.

а)



б)

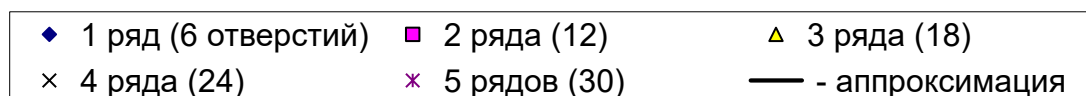
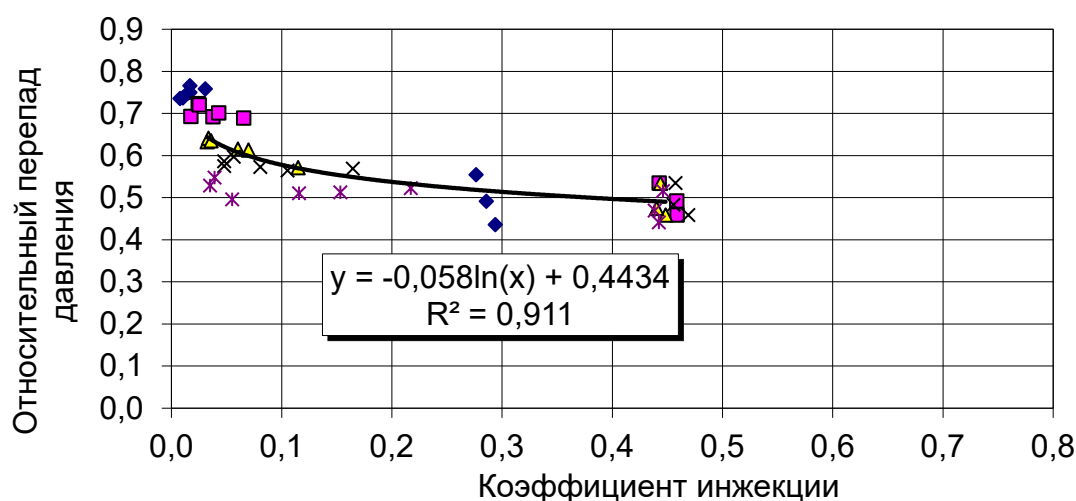
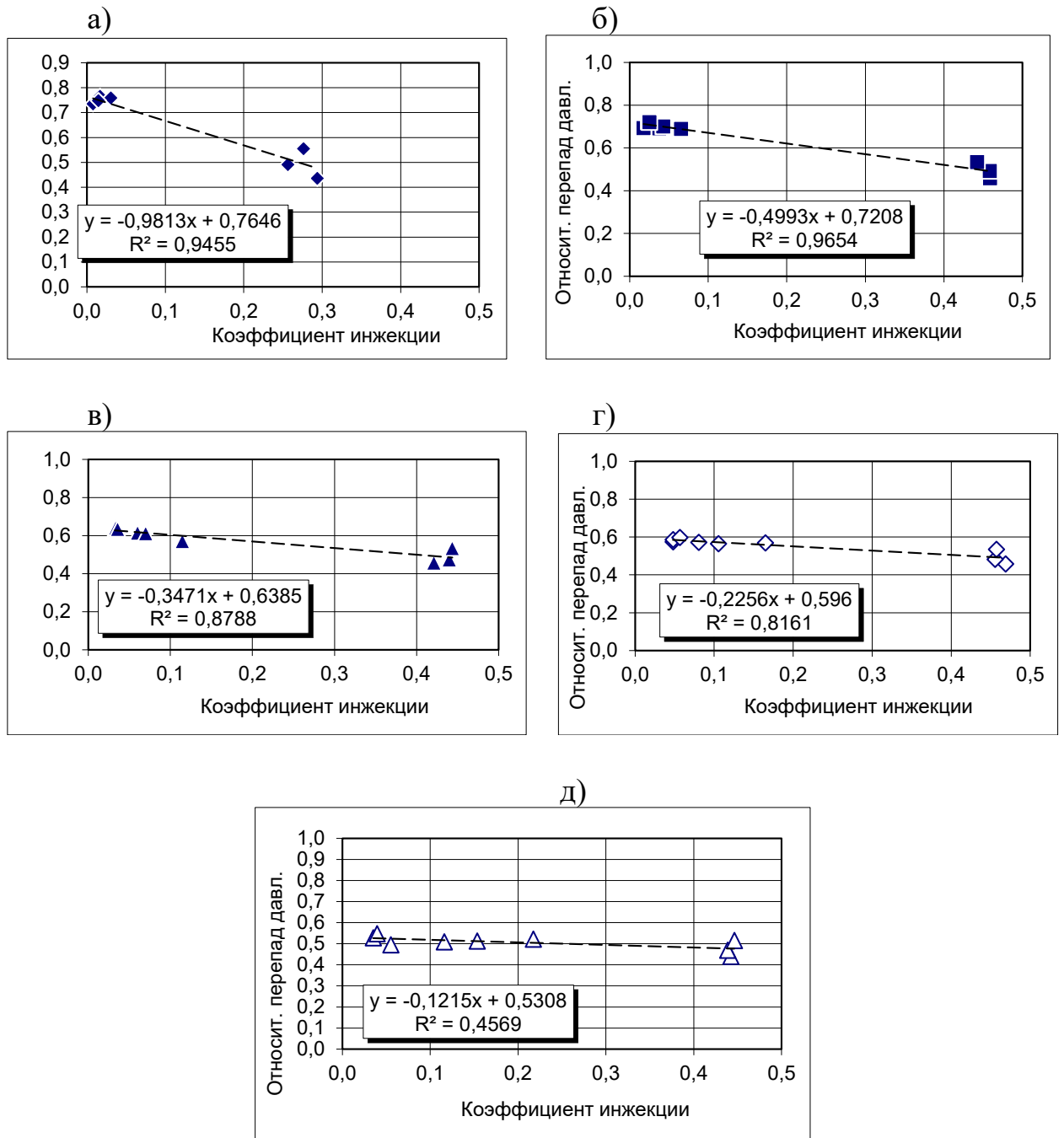


Рисунок 3.18 – Сводный график результатов испытаний экспериментального образца ГКА-Д с камерой смешения

На графике заметен скачок газонасыщения жидкости. Здесь же можно оценить влияние количества открытых газозаборных отверстий на степень газонасыщения. Она снижается как при слишком малом количестве открытых отверстий, так и при слишком большом. Для определения оптимального количества открытых газозаборных отверстий рассмотрим характеристики аэратора отдельно для каждой схемы открытия отверстий (рисунок 3.19).



а – 6 отверстий (1 ряд); б – 12 (2 ряда); в – 18 (3 ряда);  
г – 24 (4 ряда); д – 30 (5 рядов)

Рисунок 3.19 – Характеристики ГКА-Д –  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(\beta_{но})$   
при различном открытии газозаборных отверстий

Скачок газонасыщения жидкости происходит во всех опытах при одном и том же значении относительного перепада давлений  $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,4 \div 0,6$  и объясняется возникновением кавитации в приёмной диффузорной камере.

Видно, что при открытии одного ряда отверстий (6 отверстий), максимальное газонасыщение составляет 0,26-0,29, в то время как при открытии 2-х, 3-х, 4-х и 5-ти рядов оно возрастает до 0,43-0,47. Следовательно, открытие одного ряда отверстий является недостаточным для поступления воздуха в камеру.

Из гидравлики мы знаем, что расширение рабочего потока в приёмной диффузорной камере обуславливает рост пьезометрического давления и снижение вакуума. Ориентировочно в районе четвёртого ряда давление рабочего потока достигает атмосферного давления, а в пятом ряду – вода начинает вытекать из отверстий. Для отсасывания этой "вторичной" жидкости из газозаборной камеры затрачивается определённая энергия вакуума, это ведёт к снижению инъекции (аэрации). Дальнейшее открытие отверстий на приёмной диффузорной камере уже не имеет смысла.

На рисунке 3.20 представлена связь  $\beta_{\text{ио}} = f(p_{\text{вак}})$  для трёх схем открытия кранов на экспериментальной установке.

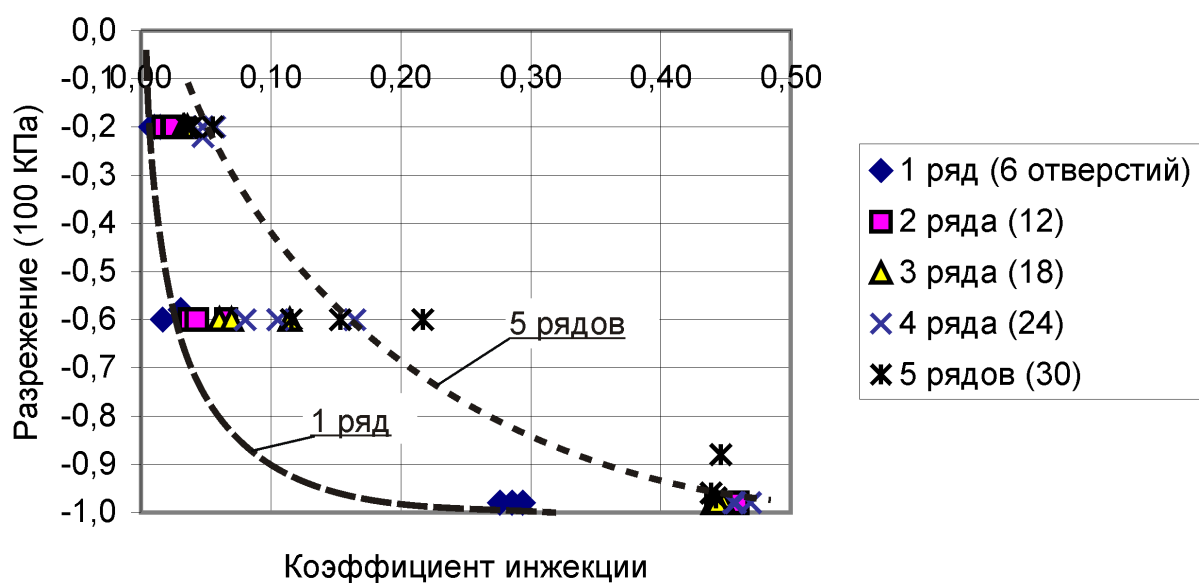


Рисунок 3.20 – Характеристика ГКА-Д  $p_{\text{вак}} = f(\beta_{\text{ио}})$  при различном количестве открытых газозаборных отверстий

На графике наглядно демонстрируется зависимость коэффициента инъекции от величины разрежения – чем глубже вакуум, тем больше инъекция газа.

Несмотря на то, что при открытии 5-ти рядов отверстий газонасыщение достигает максимальной величины, вакуум снижается, об этом свидетель-

ствуют точки на графике, приподнятые при  $\beta_{\text{ио}} \approx 0,45$  над остальными. Обращает на себя внимание также и тот факт, что точки первых трёх рядов отверстий сильнее прижаты к вертикальной шкале при  $p_{\text{вак}} = 0,6 \cdot 10^5$  Па (нижняя кривая). Из чего следует, что переход к кавитационному режиму в этих случаях происходит более резко. Следовательно, открытие 2-3-х рядов отверстий на приёмной диффузорной камере является наиболее оптимальным для испытываемого экспериментального образца аэратора.

Ещё более наглядно это представлено на рисунке 3.21 зависимостью объёмного коэффициента инжекции от количества открытых газозаборных отверстий ( $n_{\text{ГЗО}}$ ).

Видно, что открытие свыше 12 отверстий уже не оказывает существенного влияния на рост газонасыщения жидкости.

Для расширения диапазона исследований проводились дополнительные исследования, в которых открытие рядов газозаборных отверстий на приёмной диффузорной камере осуществлялось попарно и последовательно при малых значениях относительного перепада давлений. Полученные сведения представлены в [37], а в графическом виде на рисунке 3.22.

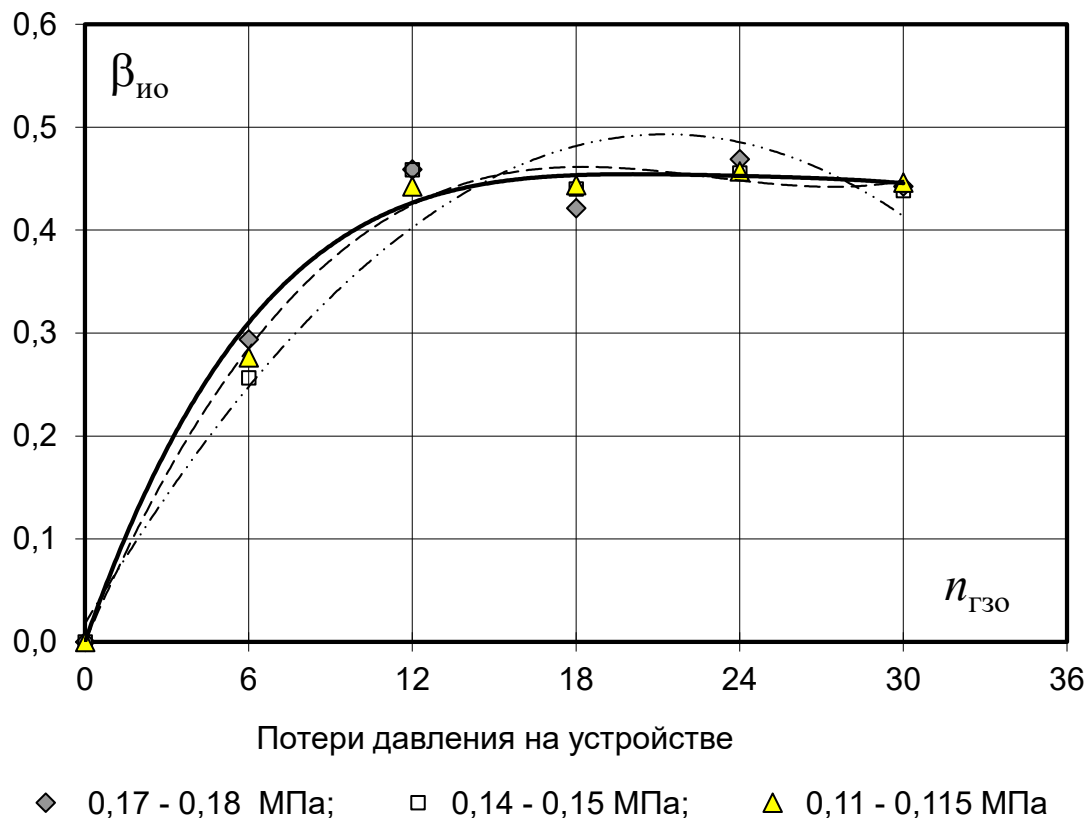


Рисунок 3.21 – К обоснованию оптимального количества открытых газозаборных отверстий

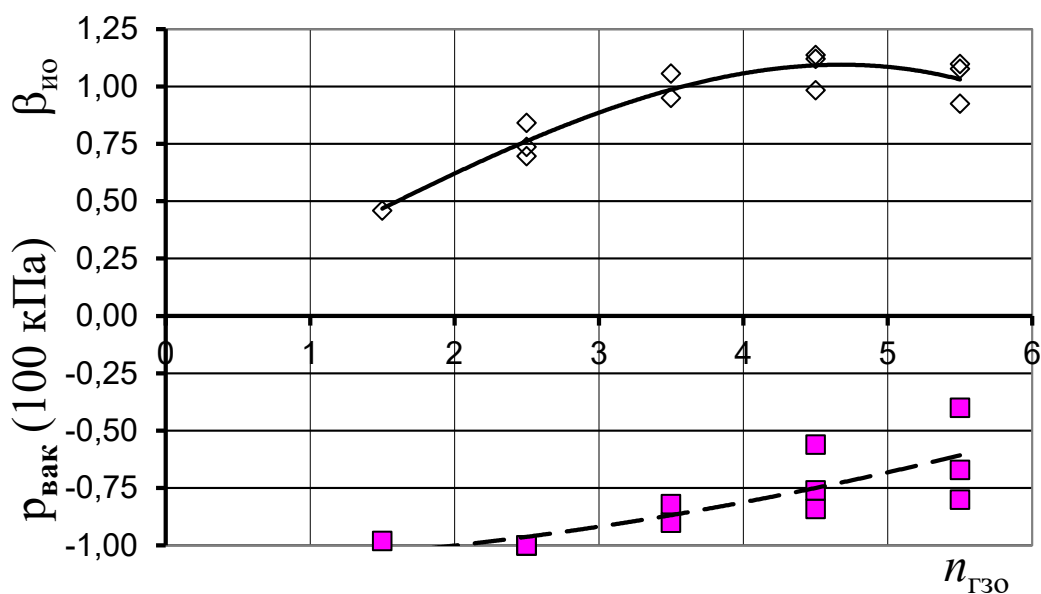


Рисунок 3.22 – Влияние удаления пары открытых рядов газозаборных отверстий от рабочего сопла

По точкам на верхнем графике видно, что удаление пары открытых рядов газозаборных отверстий от рабочего сопла способствует увеличению газонасыщения от 0,48 до 1,2. В то же время это сопровождается снижением вакуума в газозаборной камере, о чём свидетельствует нижний график. Снижение вакуума в газозаборной камере свидетельствует о поступлении в неё жидкости. Наиболее оптимальные условия создаются при открытии 2-го и 3-го рядов, что соответствует  $\beta_{ио} = 0,75$ .

На рисунке 3.23 представлен сводный по всем сериям опытов график результатов испытаний конструкции ГКА-Д.

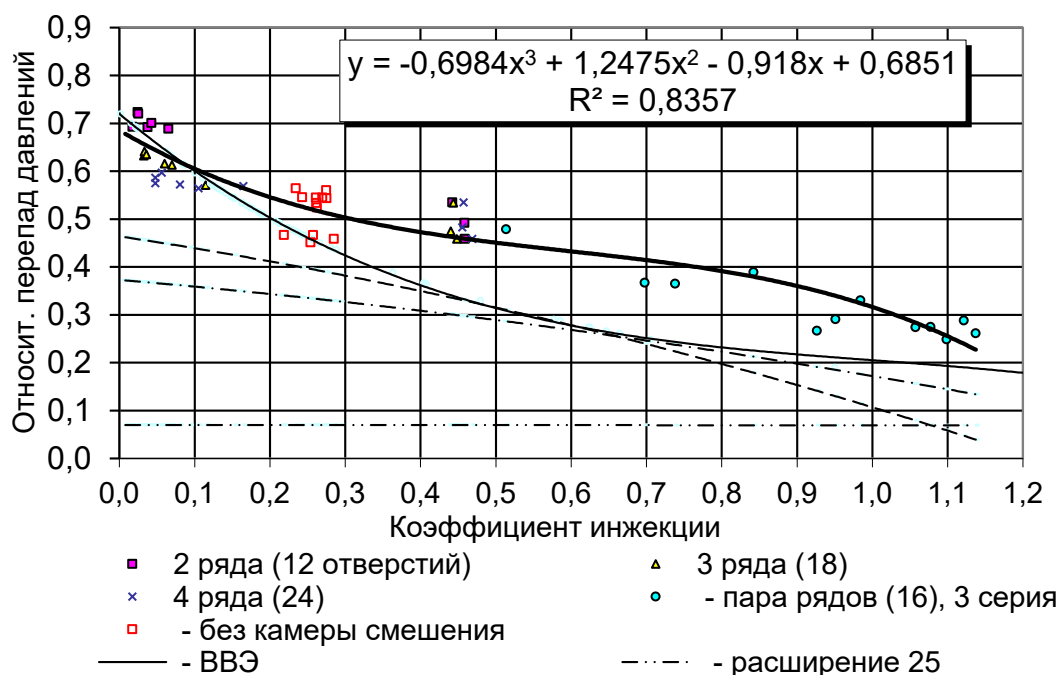


Рисунок 3.23 – Сводный график  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(\beta_{ио})$  по данным комплексных испытаний экспериментального образца ГКА-Д

Главная характеристика разработанной конструкции аэратора представлена в сравнении с расчётными показателями обычного водовоздушного эжектора, выполненного с теми же геометрическими параметрами конструктивных элементов, что и экспериментальный образец ГКА-Д.

Для сопоставления представлены кривые, характеризующие работу обычного водовоздушного эжектора. Они построены по известным классическим зависимостям [92] и в принятых обозначениях имеют следующий вид:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{\omega_0}{\omega_{кc}} \left[ 2\varphi_2 - \left( 2 - \varphi_3^2 \right) \frac{\omega_0}{\omega_{кc}} (1 + \beta_{ио})^2 \right],$$

$$\beta_{ио} = K \sqrt{\Delta p_p / \Delta p_c} - 1,$$

где  $\varphi_{1(2,3)}$  – коэффициенты скорости сопла, камеры смешения и диффузора ( $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,9$ );  $K = 0,85$  – коэффициент пропорциональности.

На графике все экспериментальные точки, соответствующие ГКА-Д, лежат значительно выше характеристик водовоздушного эжектора, и в их расположении можно выделить три характерные области.

Первая из них характеризуется наложением экспериментальных точек на кривую достижимых объёмных коэффициентов инжекции при значениях  $\beta_{ио} = 0 \div 0,12$  и  $\Delta p_c / \Delta p_p > 0,58$ . Вторая область характеризуется скачкообразным увеличением объёмного коэффициента инжекции от значения 0,12 до 0,5 при  $\Delta p_c / \Delta p_p \approx 0,45 \div 0,55$ . И только в третьей области при  $\Delta p_c / \Delta p_p \leq 0,5$  инжекция становится стабильной, достигая своего предельного значения.

Выделенные области характеризуются и различной величиной вакуума в приёмной диффузорной камере. В *первой области* вакуум низкий, что соответствует режиму работы обычного водовоздушного эжектора (см. рисунок 3. 22). *Вторая область* характеризуется переходом к кавитационному режиму и нестабильным газонасыщением ( $\beta_{ио} = 0,12 \div 0,45$ ). В *третьей области* в приёмной диффузорной камере вакуум достигает своего предельного значения  $p_{вак} \approx (0,98 \div 0,99) \cdot 10^5$  Па, близкого к давлению насыщенных паров ( $p_{нас}$ ). Эта область характеризуется развитой кавитацией и стабильным газонасыщением.

На рисунке 3.24 в графической форме представлена выборка экспериментальных данных, соответствующая кавитационному режиму работы, при котором глубокий вакуум достигался не только в приёмной диффузорной камере, но и в газозаборной.

Этот режим достигается при открытии на приёмной диффузорной камере от 2-х до 4-х рядов газозаборных отверстий.

На этом этапе исследований становится ясной функция камеры смешения, её наличие в составе ГКА-Д способствует снижению противодавления на область кавитации в приёмной диффузорной камере, а следовательно, росту кавитационных пузырей. Расширяясь сильнее, они могут вмещать в себя

всё больший объём воздуха из атмосферы.

На основе анализа работы экспериментального образца ГКА-Д можно сделать следующие выводы:

- устойчивое газонасыщение жидкости достигается при кавитационном режиме работы аэратора и составляет  $\beta_{\text{иомакс}} = 0,25 \div 1,15$ ;
- кавитационный режим работы устройства наступает при относительном перепаде давлений  $\Delta p_c / \Delta p_p \leq 0,55$  и является наиболее оптимальным;
- включение в состав ГКА-Д камеры смешения способствует повышению эффективности за счёт снижения противодействия в приёмной диффузорной камере;
- наиболее оптимальным является открытие 2-го и 3-го ряда газозаборных отверстий;
- сравнительная эффективность работы ГКА-Д, оценённая по относительному перепаду давлений, превосходит характеристику обычного водовоздушного эжектора приблизительно в 1,75 раз (при  $\omega_{\text{кв}}/\omega_0 = 4$ ) и в 8 раз (при  $\omega_{\text{кв}}/\omega_0 = 25$ ).

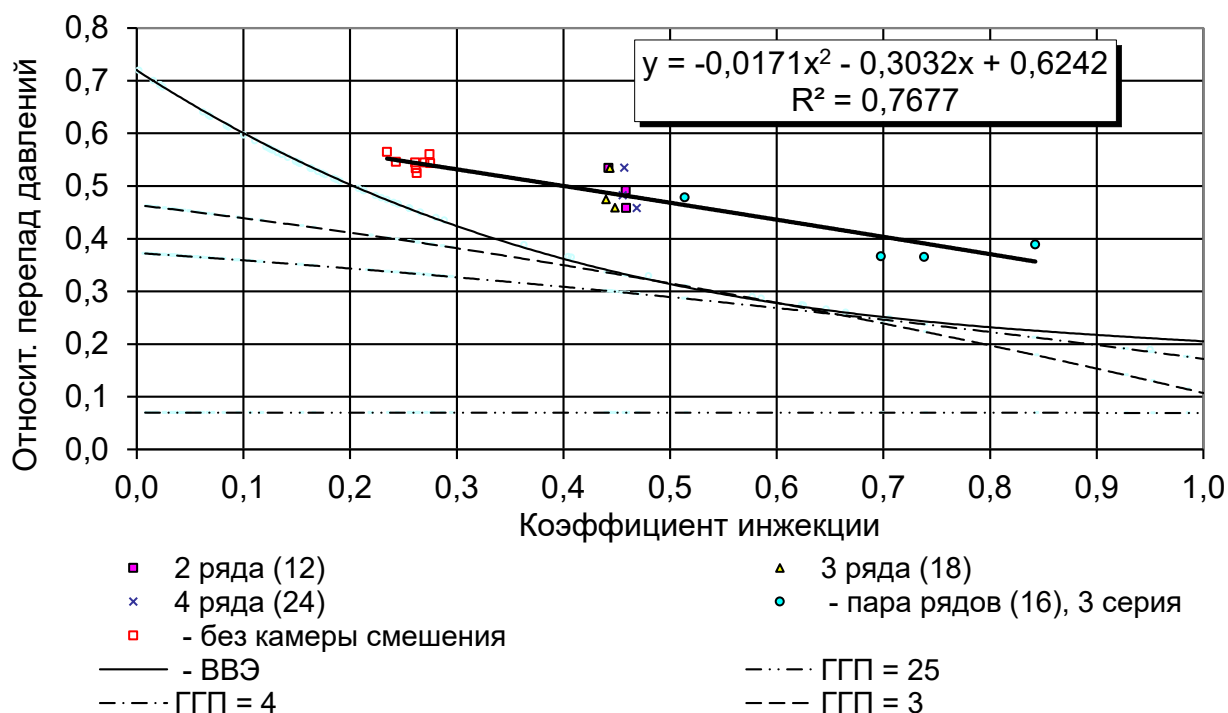


Рисунок 3.24 – Сводный график  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(\beta_{\text{ио}})$  для кавитационного режима работы ГКА-Д

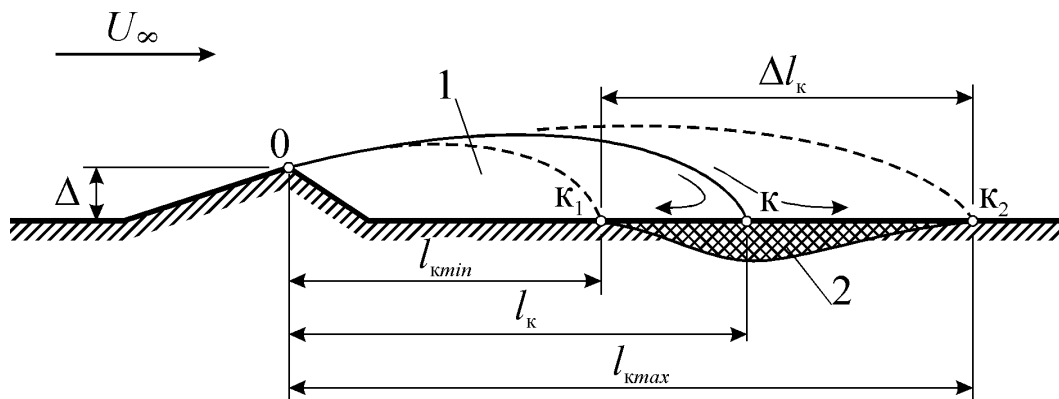
Результаты испытаний экспериментального образца ГКА-Д свидетельствуют о высокой эффективности предлагаемой конструкции аэратора и подтверждают возможность применения его в составе водовоздушного промывного устройства.

#### 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ АЭРАТОРА

Для определения достижимого коэффициента аэрации аналитическим путём необходимо рассмотреть механизм образования кавитационных каверн и структуру течения в диффузоре для двух режимов: при отсутствии забора воздуха и при поступлении его из атмосферы. Изучение явления на глубинном уровне позволит принять рабочую гипотезу, необходимую для теоретического описания процесса аэрации в ГКА-Д.

##### 4.1. Анализ механизма кавитации

Обычно кавитация в потоке возникает за неровностями поверхности, вдоль которой происходит движение. Схема этого явления представлена на рисунке 4.1.



1 – каверна; 2 – очаги кавитационной эрозии

Рисунок 4.1 – Образование кавитационного пузыря (каверны) за неровностью

За выступом высотой  $\Delta$  в горизонтальном потоке возникает область отрыва протяженностью  $l_k$ . Если давление в этой области выше критического, то кавитация в ней не образуется. Течение в этой области является неустановившемся и проявляется в периодическом изменении размеров области  $l_k = l_{kmin} \div l_{kmax}$ . Точка деления потока "к" отклоняется на величину  $\Delta l_k$  и это отклонение может быть существенным.

Опыт эксплуатации высоконапорных гидротехнических сооружений [43-44, 73, 91] свидетельствует об образовании именно в этой области очагов кавитационной эрозии (см. позицию 2 на рисунке 4.1). При увеличении скорости набегающего потока на препятствие  $U_\infty$  давление в области отрыва понижается, и, если оно становится ниже критического, то образуется кавитационное ядро, которое затем в своём росте превращается в каверну.

Объём этой каверны (длина), отражая динамику потока, периодически изменяется от своего минимального значения (при  $l_{kmin}$ ) до максимального



(при  $l_{kmax}$ ).

Судя по интенсивности кавитационной эрозии на участке  $\Delta l_k$ , захлопывание отрывающихся кавитационных каверн происходит в этой области. Так как процесс схлопывания кавитационных каверн достигает максимальной динамики именно в точке "к", она является характерной.

Как известно, число кавитации зависит от геометрической формы неровности. В конструкции ГКА-Д кавитация возникает при очень плавном расширении потока. В этом случае затраты энергии на образование кавитации являются наименьшими, а разрежение наиболее глубоким.

В диффузоре при малых углах конусности образование кавитационных каверн может происходить как в центральной части потока (см. рисунок 2.7), так и на стенках (рисунок 4.2).

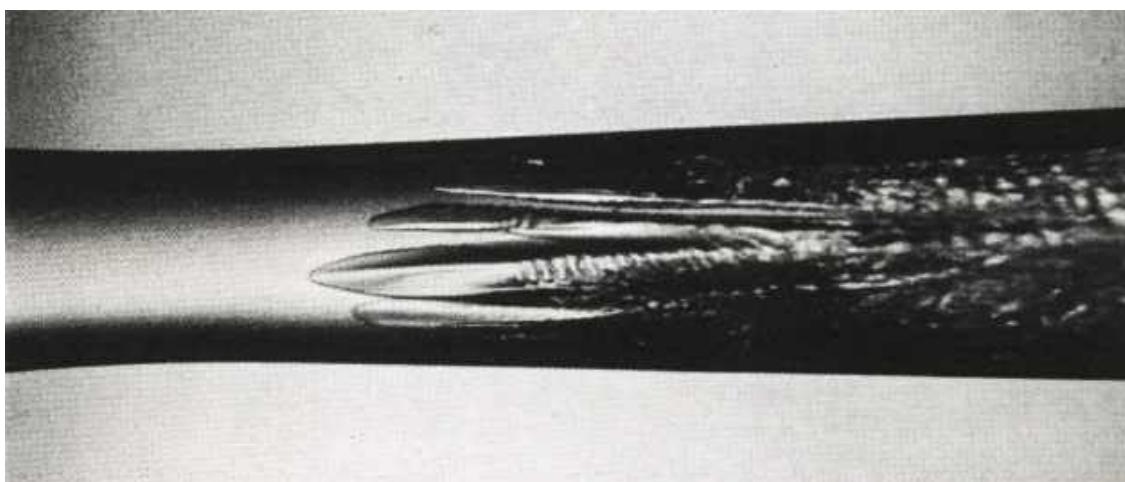


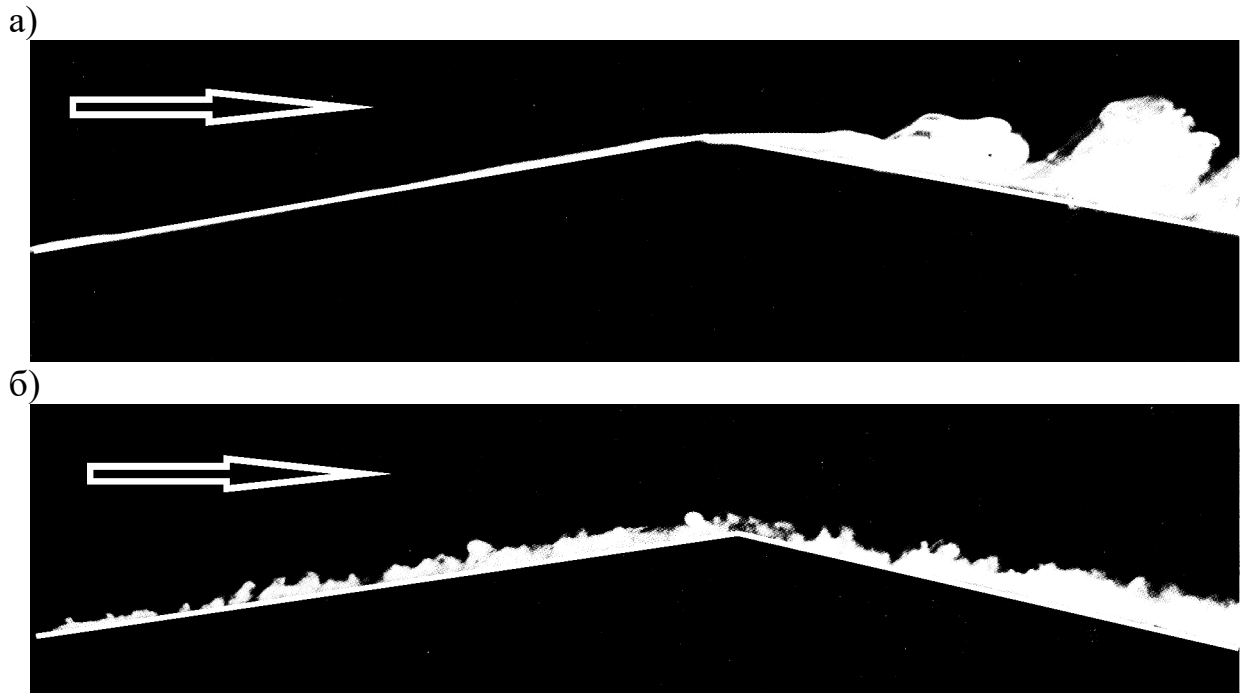
Рисунок 4.2 – Возникновение кавитации в высокоскоростном потоке воды в сопле на стенках при комнатной температуре [28]

Замечаем, что кавитационные пузыри в центральной части потока образуются в диффузоре, имеющем угол раствора  $8 \div 10^\circ$ , в то время как на стенках пузыри образуются в диффузоре с углом раствора в два раза меньше. Если на этом рисунке поток, сопротивляясь расширению, стремится к состоянию свободной струи, то на рисунке 2.7 ядро струи расщепляется под действием сил налипания, возникающих в турбулентном пограничном слое.

Наглядно это явление налипания потока к стенке демонстрируется на рисунке 4.3 [28] для случая обтекания поверхности с ребром.

Видно, что ламинарный пограничный слой отрывается на изломе, а турбулентный остаётся присоединённым даже при угле наклона плоскости на  $14^\circ$ .

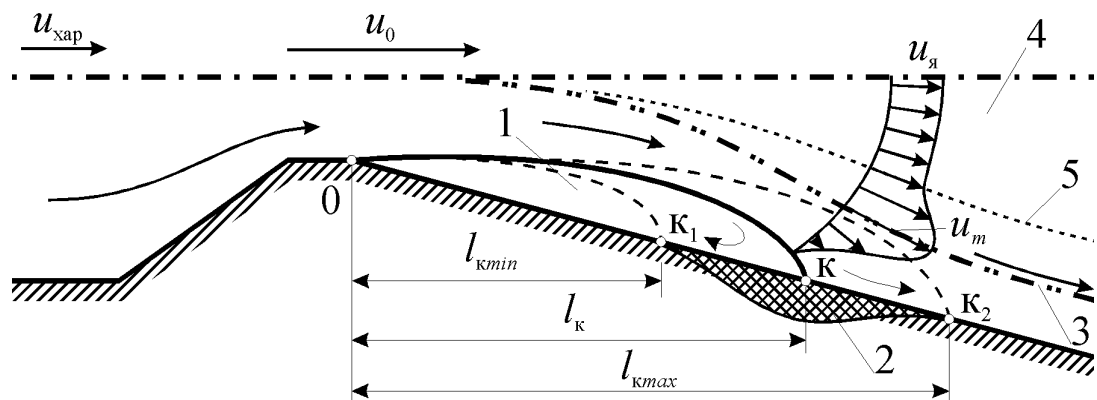
Это явление подтверждает факт наличия присоединяющих сил (налипания) в турбулентном пограничном слое. Этим объясняется феномен расщепления потока в диффузоре с образованием кавитационных каверн в центральной части (см. рисунок 2.7).



а – ламинарным; б – турбулентным потоками

Рисунок 4.3. Сравнение обтекания поверхности с ребром

Также можно сделать вывод и о том, что при угле предельно безотрывного течения потока в диффузоре ( $8 \div 10^\circ$ ) [106] присоединяющая сила имеет наибольшее значение. При этом угле расширения осесимметричного потока течение теряет свою устойчивость по мере увеличения скорости или числа Рейнольдса. Начинают формироваться локальные области отрыва на стенках, изменяющие структуру потока (рисунок 4.4).



1 – область отрыва потока (кавитационная каверна); 2 – область эрозии; 3 – отклонение динамической оси расслоённого потока; 4 – область вторичного разрезания; 5 – граница пристенной струи

Рисунок 4.4 – Изменение структуры течения в диффузоре под влиянием области разрезания (кавитации)

Ниже каверны ядро потока резко расширяется за счёт налипания пограничного слоя к стенке диффузора, что приводит к разделению ядра потока на два рукава с максимальными скоростями на оси  $u_m$ . Такое расщепление потока сопровождается образованием в центральной части диффузора области вторичного разрежения со скоростями потока  $u_{\text{я}} < u_m$ . При наращивании скорости в горловине ( $u_0 \rightarrow \max$ ) давление в области внезапного расширения будет понижаться и при определённых условиях здесь тоже может возникнуть кавитационное ядро.

Дальнейшая динамика процесса связана с перераспределением давления между двумя областями низкого давления – у стенки и в центральной части потока. Это может сопровождаться регулярной сменой места образования кавитации в потоке – от стенки к ядру и наоборот.

Процесс образования кавитационной каверны связан с деформационными процессами, возникающими в пограничном слое. Жидкость из зоны отрыва эжектируется в скоростное ядро потока через водообменный пограничный слой. В ходе этого процесса толщина пограничного слоя уменьшается и при критических условиях происходит разрыв сплошности текучей среды и образуется кавитационное ядро. Пограничный слой как бы выгибается и под ним (как под поршнем при его движении в цилиндре) образуется вакуум.

Форма образующегося в диффузоре кавитационного пузыря подстраивается под волновую форму, которая, как известно, возникает на поверхности струи. Рассмотрим это явление подробнее.

Формирование течения в диффузоре очень сильно зависит от угла конусности. Когда при малых углах раствора диффузора образуются кавитационные каверны, поток сжимается, устремляясь к состоянию свободной незатопленной струи. При угле конусности  $10 \div 12^\circ$  наступает отрыв потока и струя начинает перебрасываться из стороны в сторону [106], и при очень больших углах (до  $180^\circ$ ) поток формируется как обычная затопленная струя. Поток эволюционирует от стадии со свободной поверхностью (над кавернами) до стадии затопленной турбулентной струи.

Из этого можно сделать вывод о латентном проявлении качеств струйных течений в расширяющемся потоке. Иными словами, можно сказать, что течение в диффузоре есть не что иное, как ограниченная стенками (то есть несвободная) струя. В этих условиях отсутствие естественной для затопленной струи возможности эжектировать видоизменяет структуру её течения до типичной для диффузоров [106].

Эжекция затопленной турбулентной струи во многом основана на наличии на её поверхности волн с чередой областей разрежения "-" (впадин) и сжатия "+" (гребней) (рисунок 4.5).

С внешней стороны жидкость вовлекается в суженную часть струи, в то время как тороидальные вихри своей выпуклостью стремятся расширить струю. Обращает на себя внимание наличие зон с пониженным давлением не только на периферии струи, но и в её центральной части на динамической оси. Также заметно то, что зоны разрежения (сжатия) внешние и внутренние

расположены примерно в одних и тех же сечениях в строгой регулярной последовательности по длине струи, характерной для волновых процессов.

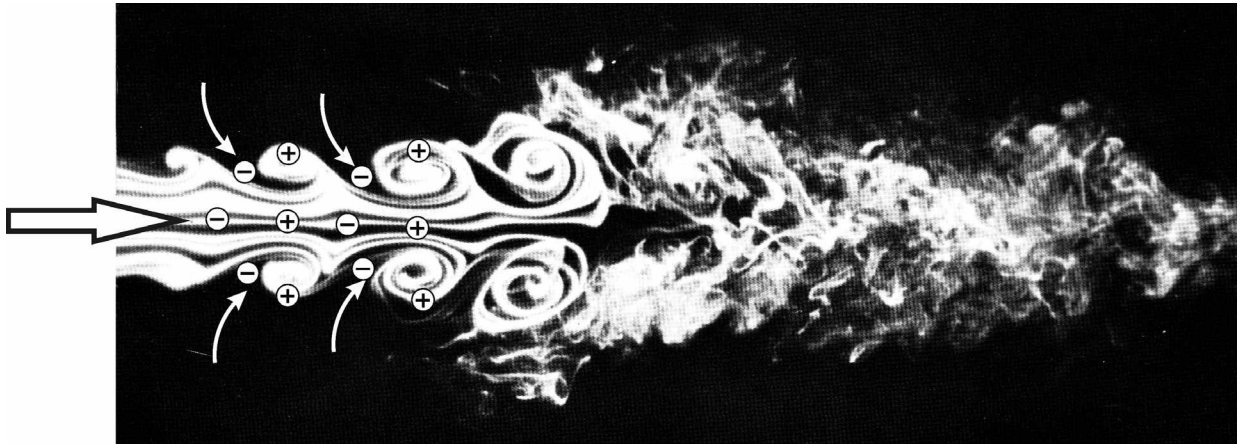


Рисунок 4.5 – Распределение областей низкого и высокого давлений по периметру затопленной струи и в центральной части

Проецируя такое течение на диффузор можно предположить наличие в нём подобной волновой природы с регулярной повторяемостью зон перепада давлений как на стенке, так и в центральной части потока.

В свободном состоянии затопленная турбулентная струя расширяется на угол  $24-26^\circ$ , и он является наиболее характерным. Расширение происходит за счёт вовлечения (инжекции) жидкости из внешнего пространства, а также за счёт утолщения, возникающего в результате продольного сжатия потока при торможении струи.

В ограниченных условиях диффузора подтекание жидкости извне в струю отсутствует, а центральная часть потока не может так быстро расширяться за счёт торможения. Поэтому в диффузоре при угле расширения в пределах  $24-26^\circ$  возникает течение с образованием зон отрыва (см. рисунок 3.8). Испытывая противодействие, струя, подобно упругому стержню, претерпевает продольно-поперечный изгиб, в ходе которого она может укладываться до наиболее компактной укладки в виде конусной винтовой спирали. Оставшееся пространство между винтовым потоком и стенками становится областью отрыва. Эта область имеет большую протяжённость, и для создания в ней давления, необходимого для возникновения кавитации, может потребоваться значительные затраты энергии потока. Отсюда следует, что угол расширения диффузора  $24-26^\circ$ , характерный для затопленной струи, не является оптимальным для ГКА-Д.

Как уже отмечалось, наиболее характерным для аэратора является угол, равный  $8^\circ$ . При истечении жидкости при больших скоростях на поверхности свободной незатопленной струи формируются деформационные волны, которые, теряя устойчивость, разрушаются, образуя по периметру воздушно-капельный (диффузионный) слой (см. рисунок 3.9). При этом происходит самоаэрация струи вследствие защемления воздуха в ходе распада струи.

На начальной стадии развития такой струи можно выделить два наиболее характерных участка I и II (рисунок 4.6).

Если на первом участке на поверхности струи формируются мелкие деформационные волны (1), то на втором участке в диффузионном слое возникают латентные волны более крупного масштаба, которые представлены областями уплотнений-гребней (2) и разрежений-впадин (3) дискретно-капельного слоя.

Угол расширения диффузора, равный  $8^\circ$ , соответствует расширению струи по гребням этих волн, и стенки диффузора соприкасаются с ними, обуславливая тем самым тенденцию к налипанию.

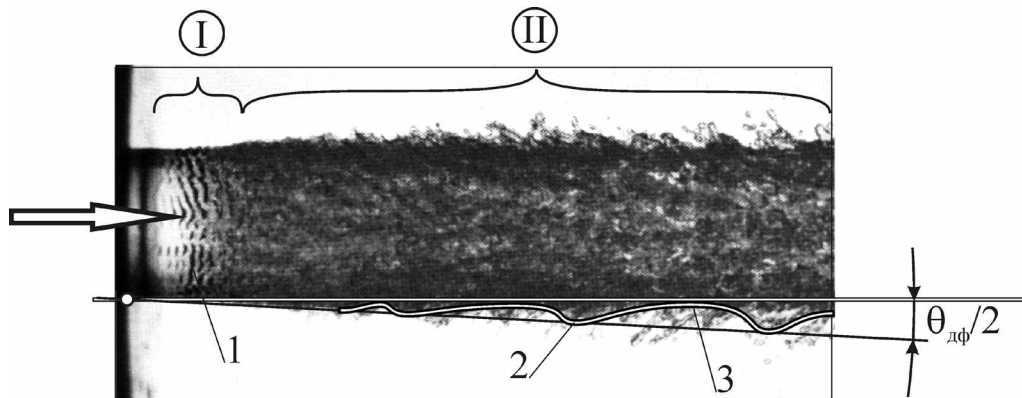
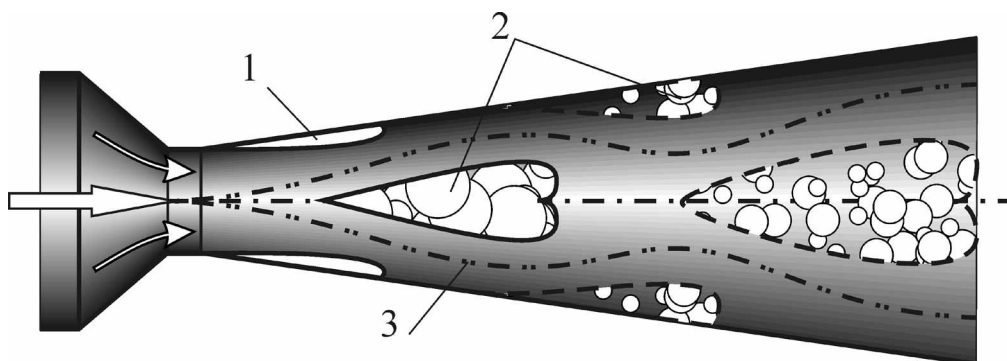


Рисунок 4.6 – Формирование волн (разрежения/сжатия) на поверхности свободной струи

Таким образом, волновая структура течения вблизи поверхности свободной незатопленной струи латентно присутствует в диффузоре, проявляя себя в явном виде только при больших скоростях образованием областей разрежения как в центральной части потока (ядре), так и возле стенок. Примерная схема их размещения в потоке представлена на рисунке 4.7.



1 – область возникновения кавитации; 2 – области вторичного разрежения;  
3 – динамическая ось потока

Рисунок 4.7 – Распределение областей разрежения в диффузоре

Для аэрирования жидкости с помощью диффузора принципиального значения не имеет, в каком месте течения формируются кавитационные каверны (пузырь) – в центре или у стенки. И в том, и в другом случае газ через газозаборные отверстия проникнет в каверну и заполнит её пространство. В случае возникновения каверн на стенках диффузора (см. рисунок 4.2) отрыв происходит одновременно в нескольких очагах отдельными вытянутыми кавернами, не соединёнными между собой в поперечных плоскостях. То есть каждая область формируется автономно, при этом поперечное сечение проходящего потока видоизменяется до "лепестковой" формы (полигонального сечения).

В этом случае объём каверн, формируемых на стенке и в ядре, может быть примерно одинаковым, так как их формирование происходит в одинаковых условиях. Это утверждение принимается в качестве основного допущения, необходимого для осуществления расчёта аэрации жидкости.

Поступление воздуха в эти пустоты следует осуществлять дозировано. Для этого газозаборные отверстия на поверхности диффузора должны иметь небольшой диаметр, а их количество должно быть ограничено. Соблюдение этого правила способствует не только возникновению кавитации, но и росту кавитационных пузырей до максимального объёма. Определение оптимальной схемы размещения отверстий на приёмной диффузорной камере, как в поперечном сечении, так и в продольном направлении, а также их количества, осуществляется в ходе настройки аэратора путём блокирования лишних отверстий. Для этого количество газозаборных отверстий на приёмной диффузорной камере может быть выполнено с некоторым запасом. Очевидно, что заполнение воздухом кавитационного пузыря ведёт к увеличению его размера из-за повышения в нём давления до атмосферного. На рисунке 4.8 представлена схема этого явления для случая, когда кавитационные каверны образуются на стенке диффузора.

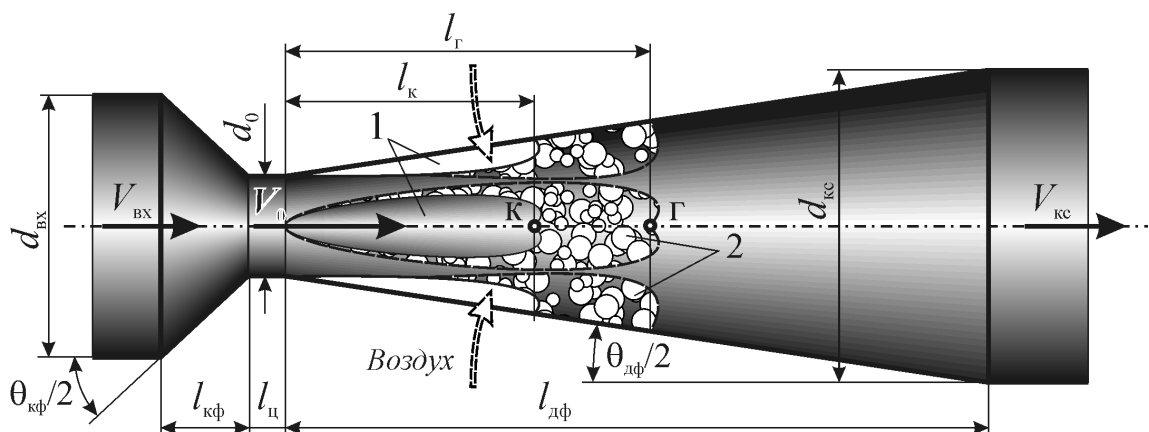


Рисунок 4.8 – Рост кавитационных пузырей при наполнении их воздухом из атмосферы

Кавитационные пузыри при наполнении воздухом из атмосферы изме-

няются в размере от величины  $l_k$  до  $l_r$ . Наполнившись воздухом, пузырь открепляется от стенки и сносится потоком. Так в рабочую жидкость проникает дополнительный (рабочий) объём воздуха. Внезапное появление в расширяющемся потоке "инородных" газовых тел вызывает уменьшение живого сечения жидкой фазы потока и пропускной способности жидкости.

Пузырьки, попадая в область высокого давления, в нижней части диффузора сжимаются. Внезапность сжатия пузырьков создаёт волну уплотнения, которая, распространяясь в водовоздушной смеси со скоростью звука, снижает эффект кавитации, препятствуя на короткое время её возникновению. В это время поступление воздуха в приёмную диффузорную камеру снижается. На этой фазе течения происходит сжатие пузырьков газа в жидкости, и это способствует смягчению распространения колебаний в потоке. Упругие пузырьки воздуха в жидкости выполняют функцию своеобразного демпфера, срезающего пики давлений.

В общем случае образование кавитационных каверн на участке разрежения может происходить последовательно на стенке и в центральной части потока (см. рисунок 4.7). При этом области каверн могут пересекаться по длине, и тогда на этих участках поступление газа будет происходить интенсивней за счёт увеличения "объёма вакуума" в пересекающихся кавернах. Условная схема этого явления представлена на рисунке 4.9.

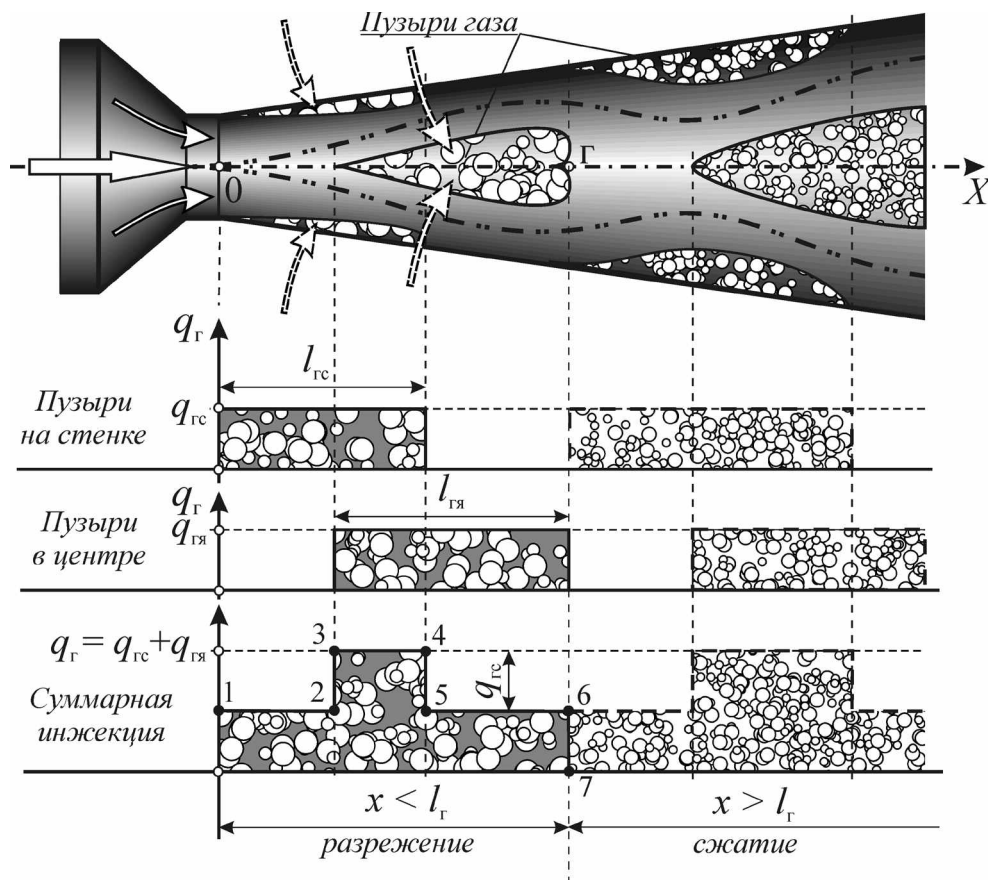


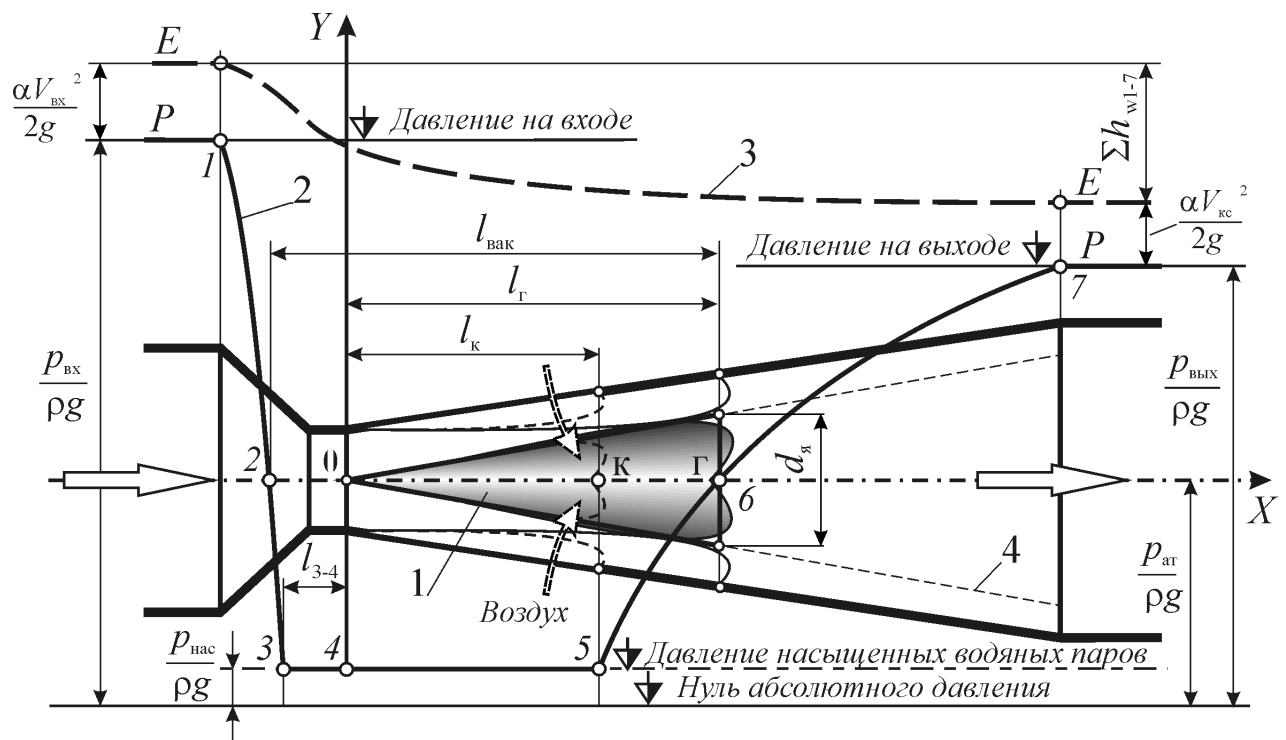
Рисунок 4.9 – К обоснованию расхода инжектируемого газа в приёмной диффузорной камере ГКА-Д

Здесь мы видим, что каверны, образованные на стенке ( $l_{гс}$ ) и в ядре ( $l_{гя}$ ) на участке разрезания  $x < l_{гс}$  вследствие волновых процессов, могут пересекаться в проекции на продольную ось. При открытии газозаборных отверстий на этом участке газ под давлением атмосферы начинает проникать во все каверны. При этом инжекция газа ( $q_{г}$ ) на участках 1-2, 3-4, 5-6, как видно на схеме, будет различной:  $q_{г(1-2)} = q_{гс}$ ;  $q_{г(3-4)} = q_{гс} + q_{гя}$ ;  $q_{г(5-6)} = q_{гя}$ .

Учесть неравномерность поступления газа в приёмную камеру достаточно сложно. Отметим только, что в строгой постановке подобного рода задачи теоретически не решаются, поэтому для упрощения расчёта введём специальный корректив, учитывающий неравномерность инжекции, вызванную колебанием давлений в приёмной диффузорной камере, который назовём *коррективом аэрации*

$$k_{\beta} = \frac{\beta_a}{\beta_{аяц}}. \quad (4.1)$$

Он отражает отношение реального коэффициента аэрации –  $\beta_a$  к тому базовому, который обусловлен действием разрежения в кавитационном пузыре, сформированного в центральной части потока –  $\beta_{аяц}$ .



1 – кавитационный пузырь, заполненный воздухом; 2, 3 – пьезометрическая и напорная линии

Рисунок 4.10 – Расчётная схема

Как уже отмечалось, после наполнения каверны воздухом её размер увеличивается от  $l_k$  до  $l_r$  (см. рисунок 4.8). Сечение в её конце при  $x = l_r$  является характерным, так как именно в нём давление равно атмосферному, а



объёмный коэффициент инжекции равен коэффициенту аэрации ( $\beta_{но} = \beta_a$ ). Расчётная схема представлена на рисунке 4.10.

Для случая, когда кавитационный пузырь возникает очень быстро, со скоростью близкой к скорости звука, его динамическое положение можно считать как бы зафиксированным в одном месте, в нашем случае – в самом начале диффузора в его центральной части. Для этого случая коэффициент аэрации будет равен

$$\beta_{аяц} = \frac{Q_{гяц}}{Q_{ж}}, \quad (4.2)$$

где  $Q_{гяц}$ ,  $Q_{ж}$  – расход соответственно газа и жидкости в характерном сечении (точка "Г").

Очевидно, что движение газа и жидкости в этом сечении диффузора примерно совпадают, и если не учитывать снижение скорости жидкости из-за потерь на трение в пограничном слое на стенке диффузора, то тогда можно принять равенство скоростей движения газа  $V_{гяц}$  и жидкости  $V_{ж}$  в характерном сечении диффузора, то есть:

$$V_{гяц} = V_{ж} \approx V_0 \quad (4.3)$$

и тогда

$$Q_{гяц} = \omega_{я} V_0 = \frac{\pi d_{я}^2}{4} V_0. \quad (4.4)$$

В общем случае расход газа, поступающего через открытые газозаборные отверстия, составляет

$$Q_{Г} = N_{гзо} \omega_{гзо} V_{гзо} = N_{гзо} \frac{\pi d_{гзо}^2}{4} V_{гзо}, \quad (4.5)$$

где  $N_{гзо}$  – количество открытых газозаборных отверстий;  $d_{гзо}$ ,  $V_{гзо}$  – соответственно диаметр отверстий и скорость движения газа в нём.

Анализ скоростей течения в характерном сечении диффузора наводит на мысль о наличии характерной (естественной) скорости поступления газа в приёмную диффузорную камеру  $V_{гзо}$ , которая, по аналогии с (4.3), соотносится со скоростью течения в горловине диффузора  $V_0$ . Уравнение неразрывности, записанное для газа при атмосферном давлении для сечений газозаборных отверстий и ядра, имеет следующий вид:

$$Q_{Г} = \omega_{я} V_0 = N_{гзо} \omega_{гзо} V_{гзо}. \quad (4.6)$$

Отмечаем, что при  $V_{гзо} = V_0$  количество отверстий ставится наиболее характерным (примерным). Следуя этому из (4.6), определяем примерное количество газозаборных отверстий

$$N_{гзо} = \frac{\omega_{я}}{\omega_{гзо}} = \left( \frac{d_{я}}{d_{гзо}} \right)^2. \quad (4.7)$$

По своей форме кавитационное ядро приближено к круговому конусу, диаметр которого (основания конуса) находится из геометрических соображений

$$d_{\text{я}} = \sqrt{d_{\Gamma}^2 - d_0^2}, \quad (4.8)$$

где  $d_{\Gamma}$  – диаметр диффузора в сечении, соответствующем точке "Г", определяется по следующей формуле

$$d_{\Gamma} = d_0 + 2l_{\Gamma} \operatorname{tg}(\theta_{\text{дф}}/2). \quad (4.9)$$

## 4.2. Гидравлический расчёт параметров аэратора

Из формулы (4.1) вытекает зависимость для определения реального значения газонасыщения жидкости

$$\beta_{\text{а}} = k_{\beta} \beta_{\text{аяц}}. \quad (4.10)$$

Нахождение характерного коэффициента аэрации  $\beta_{\text{аяц}}$  связано с необходимостью определения геометрических параметров газового пузыря и, в частности, его длины  $l_{\Gamma}$ , входящей в формулу (4.9). Условием для этого является пересечение пьезометрической линии с осью приёмной диффузорной камеры (см. рисунок 4.10). Для построения пьезометрической линии необходимо выполнить гидравлический расчёт приёмной диффузорной камеры.

Как уже отмечалось, степень аэрации рабочей жидкости, необходимая для нормальной работы аэратора, является небольшой, поэтому расчёт можно вести как для обычной жидкости, без учёта газонасыщения. При заданных значениях геометрических параметров (угол конусности конфузора –  $\theta_{\text{кф}}$  и диффузора –  $\theta_{\text{дф}}$ ; диаметры: горловины –  $d_0$ , камеры смешения –  $d_{\text{кс}}$ , подводящего –  $d_{\text{вх}}$  и отводящего –  $d_{\text{вых}}$  патрубков), давлениях на входе –  $p_{\text{вх}}$  и выходе –  $p_{\text{вых}}$ , расходе жидкости  $Q_{\text{ж}}$  переменной величиной является длина приёмной диффузорной камеры  $l_{\text{пдк}} = \text{var}$  как результат изменения диаметра камеры смешения.

Длина конфузора ( $l_{\text{кф}}$ ) и приёмной диффузорной камеры ( $l_{\text{пдк}}$ ) находятся из геометрических соображений по следующим формулам:

$$l_{\text{кф}} = \frac{d_{\text{вх}} - d_0}{2 \cdot \operatorname{tg}(\theta_{\text{кф}}/2)}, \quad l_{\text{пдк}} = \frac{d_{\text{кс}} - d_0}{2 \cdot \operatorname{tg}(\theta_{\text{пдк}}/2)}. \quad (4.11)$$

Площади живых сечений подводящей трубы  $\omega_{\text{вх}}$ , горловины (сопла)  $\omega_0$ , камеры смешения  $\omega_{\text{кс}}$  и средние скорости в них составляют:

$$\omega_{\text{вх}} = \frac{\pi d_{\text{вх}}^2}{4}; \quad \omega_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}; \quad \omega_{\text{кс}} = \frac{\pi d_{\text{кс}}^2}{4}; \quad (4.12)$$

$$V_{\text{вх}} = \frac{Q_{\text{ж}}}{\omega_{\text{вх}}}; \quad V_0 = \frac{Q_{\text{ж}}}{\omega_0}; \quad V_{\text{кс}} = \frac{Q_{\text{ж}}}{\omega_{\text{кс}}}. \quad (4.13)$$

Наметив плоскость сравнения  $O-O$  на уровне оси аэратора, соединим уравнением Бернулли начальное и конечное сечения трубопровода (в точках 1 и 7, см. рисунок 4.10).

Преобразовав его, получаем для напора зависимость следующего вида:

$$H_{1-7} = H_{\text{кв}} + \frac{\alpha V_{\text{кв}}^2}{2g} + \sum h_{w1-7}, \quad (4.14)$$

где  $H_{\text{кв}}$  – напор на входе в камеру смешения;

$\sum h_{w1-7}$  – суммарные потери напора на длине участка 1-7 включают местные потери  $\sum h_{\text{м}}$  и по длине  $\sum h_l$ , то есть:

$$\sum h_{w1-7} = \sum h_{\text{м}} + \sum h_l. \quad (4.15)$$

Местные потери напора в свою очередь складываются из потерь в конфузоре  $h_{\text{кф}}$  и приёмной диффузорной камере  $h_{\text{пдк}}$ , то есть

$$\sum h_{\text{м}} = h_{\text{кф}} + h_{\text{пдк}}. \quad (4.16)$$

Потери напора по длине определяются только в цилиндрической части горловины  $l_{\text{ц}}$

$$\sum h_l = h_{\text{ц}}. \quad (4.17)$$

В общем случае местные потери напора определяются по формуле Вейсбаха

$$h_{\text{м}} = \zeta \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (4.18)$$

а потери по длине – по формуле Дарси

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (4.19)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения (Дарси). Далее расчёт сводится к определению коэффициентов сопротивлений, найдём их.

Коэффициент сопротивления при постепенном сужении (конфузора –  $\zeta_{\text{кф}}$ ) определяется по формуле [123]

$$\zeta_{\text{кф}} = \frac{\lambda_{\text{ср}}}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{\text{кф}}}{2}} \left[ 1 - \left( \frac{\omega_0}{\omega_{\text{вх}}} \right)^2 \right], \quad (4.20)$$

где  $\theta_{\text{кф}}$  – угол конусности (принимается равным  $20^\circ$ );  $\lambda_{\text{ср}}$  – среднее значение коэффициента Дарси для подводящей и отводящей труб.

При определении потерь напора в диффузорах выделяют потери, вызванные расширением сечения и по длине диффузора. В соответствии с этим коэффициент сопротивлений диффузора  $\zeta_{\text{дф}}$  включают в себя коэффициенты сопротивлений расширения  $\zeta_{\text{р}}$  и по длине  $\zeta_{l\text{дф}}$ :

$$\zeta_{\text{дф}} = \zeta_{\text{р}} + \zeta_{l\text{дф}} = k_{\text{дф}} \zeta_{\text{вр}} + \zeta_{l\text{дф}}, \quad (4.21)$$

где  $k_{\text{дф}}$  – коэффициент, зависящий от величины центрального угла  $\theta_{\text{дф}}$ , который, согласно [107], для  $\theta_{\text{пдк}} = 8^\circ$  составляет  $k_{\text{дф}} \approx 0,15$ ;  $\zeta_{\text{вр}}$  – коэффициент сопротивления на внезапное расширение.

С учётом вышесказанного комплексный коэффициент сопротивления диффузора определяется по следующей формуле [112]:

$$\zeta_{\text{пдк}} = \left(1 - \frac{\omega_0}{\omega_{\text{кс}}}\right)^2 \left[ k_{\text{дф}} + \frac{\lambda_0}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{\text{пдк}}}{2}} \right]; \quad (4.22)$$

где  $\lambda_0$  – коэффициент Дарси для подводящей трубы к приёмной диффузорной камере, то есть в рабочем сопле аэратора.

Зная коэффициенты местных сопротивлений, по формуле Вейсбаха (4.18) определяем местные потери напора:

$$h_{\text{кф}} = \zeta_{\text{кф}} \cdot \frac{V_0^2}{2g}, \quad (4.23)$$

$$h_{\text{пдк}} = \zeta_{\text{пдк}} \cdot \frac{V_0^2}{2g}. \quad (4.24)$$

Подставив (4.18) – (4.22) в формулу (4.16), получаем зависимость для определения местных потерь напора

$$\sum h_{\text{м}} = (\zeta_{\text{кф}} + \zeta_{\text{пдк}}) \frac{V_0^2}{2g}. \quad (4.25)$$

Для определения потерь напора по длине трубы необходимо найти коэффициент гидравлического трения, который входит в формулу (4.19). Для квадратичной области сопротивления воспользуемся формулой Шифринсона [107]

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}, \quad (4.26)$$

где  $\Delta_{\text{э}}$  – эквивалентная шероховатость.

Подставив найденные значения коэффициентов Дарси в формулу (4.19), по зависимости (4.17) определяем потери напора по длине

$$\sum h_l = \lambda_0 \frac{l_{\text{ц}}}{d_0} \frac{V_0^2}{2g}. \quad (4.27)$$

Подставив выражения (4.16) и (4.17) в формулу (4.15) находим суммарные потери  $\sum h_{\text{w1-7}}$ .

Для построения напорной и пьезометрической линий необходимо определить общие потери напора и давлений в базовых (характерных) точках на границах конфузора, сопла и приёмной диффузорной камеры. Для этого запишем уравнение Бернулли. Для сечений, проходящих через точки 1 и 7, относительно плоскости сравнения 0-0, совпадающей с осью устройства (см. рисунок 4.10), оно имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{\alpha V_{\text{вх}}^2}{2g} = z_7 + \frac{p_{\text{кс}}}{\rho g} + \frac{\alpha V_{\text{кс}}^2}{2g} + \sum h_{\text{w1-7}}. \quad (4.28)$$

Для этой схемы  $z_1 = 0$  и  $z_7 = 0$ , поэтому напор на входе в аэратор будет

равен

$$H_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{\alpha V_{\text{вх}}^2}{2g} = \frac{p_{\text{кс}}}{\rho g} + \frac{\alpha V_{\text{кс}}^2}{2g} + \sum h_{\text{w1-7}}. \quad (4.29)$$

Для малых углов конусности ( $\theta_{\text{дф}} \leq 10^\circ$ ) при расчёте течений в диффузорах обычно допускается постоянство коэффициента Кориолиса по длине участка ( $\alpha = 1,05 \div 1,1$ ). Аналогичным образом определяется напор на выходе из приёмной диффузорной камеры или на входе в камеру смешения

$$H_{\text{кс}} = \frac{p_{\text{кс}}}{\rho g} + \frac{\alpha V_{\text{кс}}^2}{2g}. \quad (4.30)$$

Зная потери напора в конфузоре и горловине, можно определить напор на выходе из конфузора и из рабочего сопла аэратора

$$H_{\text{кф}} = H_{\text{вх}} - h_{\text{кф}}, \quad (4.31)$$

$$H_0 = H_{\text{вх}} - h_{\text{кф}} - h_{\text{ц}}. \quad (4.32)$$

По этим опорным точкам напорной линии Е-Е определяются соответствующие точки пьезометрической линии Р-Р:

$$h_{\text{ppвх}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} - \frac{\alpha V_{\text{вх}}^2}{2g}; \quad (4.33)$$

$$h_{\text{ppкф}} = H_{\text{кф}} - \frac{\alpha V_0^2}{2g}; \quad (4.34)$$

$$h_{\text{pp0}} = H_0 - \frac{\alpha V_0^2}{2g}; \quad (4.35)$$

$$h_{\text{ppпдк}} = H_{\text{пдк}} - \frac{\alpha V_{\text{кс}}^2}{2g}. \quad (4.36)$$

Напорная и пьезометрическая линии в системе координат  $XOY$ , связанной с осью аэратора и рабочим соплом (см. рисунок 4.10), в общем случае описываются кусочно-непрерывными функциями  $H(x)$  и  $h_{\text{pp}}(x)$ , которые имеют следующий вид:

$$H(x) = \begin{cases} H_{\text{вх}} - h(x), & \text{если } x \leq -l_{\text{ц}}; \\ H_0 - h(x), & \text{если } x > 0; \\ H_{\text{пдк}} - h(x), & \text{иначе,} \end{cases} \quad (4.37)$$

$$h_{\text{pp}}(x) = H(x) - \frac{\alpha V(x)^2}{2g}, \quad (4.38)$$

где  $h(x)$  – текущее значение потерь напора,  $V(x)$  – текущее значение средней в живом сечении скорости.

Эти функции тоже описываются кусочно-непрерывными функциями, которые, с учётом представленных ранее формул гидравлики, имеют следующий вид:

$$h(x) = \begin{cases} h_{\text{кф}} \cdot \frac{0,055 \cdot \left[ \left( \frac{\Delta_3}{d(x)} \right)^{0,25} + \left( \frac{\Delta_3}{d_0} \right)^{0,25} \right]}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{\text{дф}}}{2}} \times \\ \times \left[ 1 - \left( \frac{\omega_0}{\omega(x)} \right)^2 \right] \cdot \frac{V_0^2}{2g}, & \text{если } x \leq -l_{\text{ц}}; \\ \left( 1 - \frac{\omega_0}{\omega(x)} \right)^2 \left[ k_{\text{дф}} + \frac{\lambda_0}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{\text{пдк}}}{2}} \right] \cdot \frac{V_0^2}{2g}, & \text{если } x > 0; \\ \lambda_0 \left( \frac{l_{\text{ц}} + x}{d_0} \right) \cdot \frac{V_0^2}{2g}, & \text{иначе.} \end{cases} \quad (4.39)$$

Текущее значение скорости в аэраторе  $V(x)$  определяется из уравнения неразрывности

$$V(x) = \frac{Q_{\text{ж}}}{\omega(x)}, \quad (4.40)$$

где

$$\omega(x) = \frac{\pi d(x)^2}{4}, \quad (4.41)$$

$$d(x) = \begin{cases} d_{\text{вх}} - 2(x + l_{\text{кф}} + l_{\text{ц}}) \operatorname{tg} \left( \frac{\theta_{\text{пдк}}}{2} \right), & \text{если } x \leq -l_{\text{ц}}; \\ d_0 + 2x \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\theta_{\text{пдк}}}{2} \right), & \text{если } x \geq 0; \\ d_0, & \text{иначе.} \end{cases} \quad (4.42)$$

С помощью уравнения пьезометрической линии (4.38) определяется местоположение областей разрежения и кавитации и их размеры. Для этого следует вычислить соответствующие значения координат границ:  $x_2$ ,  $x_{6(\Gamma)}$  и  $x_3$ ,  $x_5$ .

Аэрация возникает при условии, когда в приёмной диффузорной камере возникает вакуум. В этом случае давление в устройстве становится ниже атмосферного

$$h_{\text{pp}}(x) < \frac{p_{\text{a}}}{\rho g}. \quad (4.43)$$

Координаты  $x_2$  и  $x_6$  определяются по условию равенства следующими формулами:

$$H_{\text{вх}} - h_{\text{кф}}(x) - \frac{V(x)^2}{2g} = \frac{p_a}{\rho g}, \quad (4.44)$$

$$H_{\text{вх}} - h_{\text{кф}} - h_{\text{ц}} - h_{\text{пдк}}(x) - \frac{V(x)^2}{2g} = \frac{p_a}{\rho g}. \quad (4.45)$$

Для этого напор на входе в устройство должен превышать некое критическое значение, то есть:

$$H_{\text{вх}} \geq \frac{p_a}{\rho g} + h_{\text{кф}} + h_{\text{ц}} + \frac{V_o^2}{2g}. \quad (4.46)$$

Аналогичным образом определяются координаты точек  $x_3$  и  $x_5$ . По ним определяется размер области кавитации. Для данной конструкции аэратора кавитация возникает при условии, когда давление в устройстве опускается ниже давления насыщенных водяных паров, то есть:

$$h_{\text{пп}}(x) = \frac{p(x)}{\rho g} \leq \frac{p_{\text{нас}}}{\rho g}. \quad (4.47)$$

В этом случае вакуум достигает своего предельного значения и дальнейшее понижение давления прекращается, поскольку в области, заполненной водой, оно не может быть меньше давления насыщенных паров  $p_{\text{нас}}$ . В общем случае значения координат  $x_3$  и  $x_5$  находятся с помощью уравнения

$$h_{\text{пп}}(x) = H(x) - \frac{\alpha V(x)^2}{2g} = \frac{p_{\text{нас}}}{\rho g} \quad (4.48)$$

из следующих формул:

$$H_{\text{вх}} - h_{\text{кф}}(x) - \frac{V(x)^2}{2g} = \frac{p_{\text{нас}}}{\rho g}; \quad (4.49)$$

$$H_{\text{вх}} - h_{\text{кф}} - h_{\text{ц}} - h_{\text{пдк}}(x) - \frac{V(x)^2}{2g} = \frac{p_{\text{нас}}}{\rho g}. \quad (4.50)$$

Длина воздушного пузыря, сформированного в центральной части потока,  $l_{\Gamma}$  соответствует координате  $x_{6(\Gamma)}$  (см. рисунок 4.10) и определяется из (4.44) по формуле

$$l_{\Gamma} = \frac{d_6 - d_0}{2\text{tg}(\theta_{\text{пдк}}/2)} = \frac{\sqrt{d_0^2 + d_{\text{я}}^2} - d_0}{2\text{tg}(\theta_{\text{пдк}}/2)}, \quad (4.51)$$

где  $d_6 = d_{\Gamma}$  – диаметр диффузора в сечении  $x_6$ , определяется по его площади

$$d_6 = d_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \omega_6}. \quad (4.52)$$

Площадь поперечного сечения  $\omega_{\Gamma}$  определяется решением уравнения (4.38) при соблюдении условия (4.44) с использованием вышеприведённых зависимостей. После математических преобразований получим

$$\omega_6 = \frac{A\omega_0 - \sqrt{(A\omega_0)^2 - (A-B)(1+A\omega_0^2)}}{A-B}, \quad (4.53)$$

где  $A$  и  $B$  – комплексные параметры, имеющие следующий вид:

$$A = \left( k_{\text{дф}} + \frac{\lambda_0}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{\text{пдк}}}{2}} \right) / \alpha \omega_0^2; \quad B = \frac{2g}{\alpha Q_{\text{ж}}^2} H_0. \quad (4.54)$$

В общем случае, когда аэратор имеет камеру смешения, суммарные потери напора можно определить на основе расчёта всех его элементов, включая камеру смешения и сопрягающий диффузор (см. рисунок 3.1). Основой этому является выполненный расчёт конфузурно-диффузорной части.

Внесение в состав аэратора дополнительных конструктивных элементов (камеры смешения и сопрягающего диффузора) изменяет конфигурацию напорной и пьезометрической линий. Их форма описывается кусочно-непрерывными функциями, подобными (4.37)-(4.42), имеющими следующий вид:

$$H(x) = \begin{cases} H_{\text{вх}} - h(x), & \text{если } x \leq -l_{\text{ц}}; \\ H_{\text{кф}} - h(x), & \text{если } x > -l_{\text{ц}} \text{ и } x < 0; \\ H_0 - h(x), & \text{если } x \geq 0 \text{ и } x \leq l_{\text{пдк}}; \\ H_{\text{пдк}} - h(x), & \text{если } x \geq l_{\text{пдк}} \text{ и } x \leq (l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}}); \\ H_{\text{кс}} - h(x), & \text{если } x > (l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}}) \\ & \text{и } x \leq (l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}} + l_{\text{дф}}); \\ H_{\text{дф}} - h(x), & \text{иначе,} \end{cases} \quad (4.55)$$

Функции  $h_{\text{pp}}(x)$ ,  $V(x)$ ,  $\omega(x)$  определяются по формулам (4.38), (4.40) и (4.41).

$$d(x) = \begin{cases} d_{\text{вх}} - 2(x + l_{\text{кф}} + l_{\text{ц}}) \text{tg} \left( \frac{\theta_{\text{кф}}}{2} \right), & \text{если } x \leq -l_{\text{ц}}; \\ d_0, & \text{если } x > -l_{\text{ц}} \text{ и } x < 0; \\ d_0 + 2x \cdot \text{tg} \left( \frac{\theta_{\text{пдк}}}{2} \right), & \text{если } x \geq 0 \text{ и } x \leq l_{\text{пдк}}; \\ d_{\text{кс}}, & \text{если } x \geq l_{\text{пдк}} \text{ и } x \leq (l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}}); \\ d_{\text{кс}} + 2(x - l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}}) \text{tg} \left( \frac{\theta_{\text{дф}}}{2} \right), & \\ & \text{если } x > (l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}}) \text{ и } x \leq (l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}} + l_{\text{дф}}); \\ d_{\text{вых}}, & \text{иначе.} \end{cases} \quad (4.56)$$



$$h(x) = \begin{cases}
 h_{\text{кф}} \frac{0,055 \cdot \left[ \left( \frac{\Delta_3}{d(x)} \right)^{0,25} + \left( \frac{\Delta_3}{d_0} \right)^{0,25} \right]}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{\text{дф}}}{2}} \times \\
 \times \left[ 1 - \left( \frac{\omega_0}{\omega(x)} \right)^2 \right] \cdot \frac{V_0^2}{2g}, & \text{если } x \leq -l_{\text{ц}}; \\
 \lambda_0 \left( \frac{l_{\text{ц}} + x}{d_0} \right) \cdot \frac{V_0^2}{2g}, & \text{если } x > -l_{\text{ц}} \text{ и } x < 0; \\
 \left( 1 - \frac{\omega_0}{\omega(x)} \right)^2 \left[ k_{\text{дф}} + \frac{\lambda_0}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{\text{пдк}}}{2}} \right] \cdot \frac{V_0^2}{2g}, & \text{если } x \geq 0 \text{ и } x \leq l_{\text{пдк}}; \\
 \lambda_{\text{кс}} \left( \frac{x - l_{\text{пдк}}}{d_{\text{кс}}} \right) \cdot \frac{V_{\text{кс}}^2}{2g}, & \text{если } x \geq l_{\text{пдк}} \text{ и } x \leq (l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}}); \\
 \left( 1 - \frac{\omega_{\text{кс}}}{\omega(x)} \right)^2 \left[ k_{\text{дф}} + \frac{\lambda_{\text{кс}}}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{\text{дф}}}{2}} \right] \cdot \frac{V_{\text{кс}}^2}{2g}, & \text{если } x > (l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}}) \text{ и } x \leq (l_{\text{пдк}} + l_{\text{кс}} + l_{\text{дф}}); \\
 H_{\text{кс}} - h_{\text{дф}} & \text{иначе,}
 \end{cases} \quad (4.57)$$

### 4.3. Методика расчёта характеристик ГКА-Д

Полученные в ходе теоретических изысканий зависимости позволяют аналитическим путём найти коэффициент аэрации  $\beta_a$ , однако для этого необходимо определить входящий в формулу (4.10) корректив аэрации  $k_{\beta}$ .

По сути своей он учитывает неравномерность поступления газа в приёмную диффузорную камеру, вызванную сложной динамикой кавитационных процессов. Кроме того, зарождение кавитационных пузырей может начинаться в горловине сопла и даже в конфузоре (2.7), чему соответствует координата  $x_3$  на рисунке 4.10. А это значит, что действительный размер кавитационной каверны может превосходить размер расчётной модели кавитационного пузыря в виде конуса с вершиной в начале системы координат. Следовательно, величина корректива аэрации может быть не только меньше, но и больше единицы.

Напомним, что для азратора промывного устройства РЗС не требуется

большая степень газонасыщения, поэтому для определения поиска корректива аэрации сфокусируемся на геометрии аппарата с расширением приёмной диффузорной камеры  $\omega_{\text{кс}}/\omega_0 = 4$ . Для этого воспользуемся данными экспериментальных исследований, полученных для ГКА-Д без камеры смешения ( $\omega_{\text{кс}}/\omega_0 = 25$ ) и с ней ( $\omega_{\text{кс}}/\omega_0 = 4$ ).

Так как эффективность работы ГКА-Д напрямую зависит от уровня кавитации и количества открытых газозаборных отверстий, то для обоснования корректива аэрации  $k_{\beta}$  область поиска ограничена выборкой экспериментальных данных, которые соответствуют условиям возникновения кавитации ( $p_{\text{вак}} \approx p_{\text{нас}}$ ), беспрепятственному поступлению воздуха в камеру и отсутствию вытекания жидкости из камеры через газозаборные отверстия.

Соблюдение второго и третьего условий ограничивает область поиска корректива аэрации оптимальным количеством открытых отверстий (см. рисунок 3.20-3.22). В соответствии с этим для определения корректива аэрации и сопоставления расчётных данных с результатами эксперимента принимаются данные для двух вариантов сборки ГКА-Д. В них опытные значения  $k_{\beta}$  определялись по формуле (4.1).

Для варианта ГКА-Д без камеры смешения ( $\omega_{\text{кс}}/\omega_0 = 25$ ) значения корректива не превышают единицы и составляют  $k_{\beta} = 0,57 \div 0,81$ , в то время для аэратора с камерой смешения они превышают единицу  $k_{\beta} = 0,97 \div 1,28$ .

Отчётливо прослеживается связь корректива аэрации с относительным перепадом давлений  $\Delta p_c/\Delta p_p$ , но не на выходе из аэратора (здесь он в обоих случаях примерно одинаков, а на выходе из приёмной диффузорной камеры или перед входом в камеру смешения. Мы видим, какую роль в составе ГКА-Д выполняет камера смешения – она способствует снижению противодавления, а это влияет на рост кавитационных и воздушных пузырей. Более наглядно это представлено на графиках (рисунки 4.11 и 4.12).

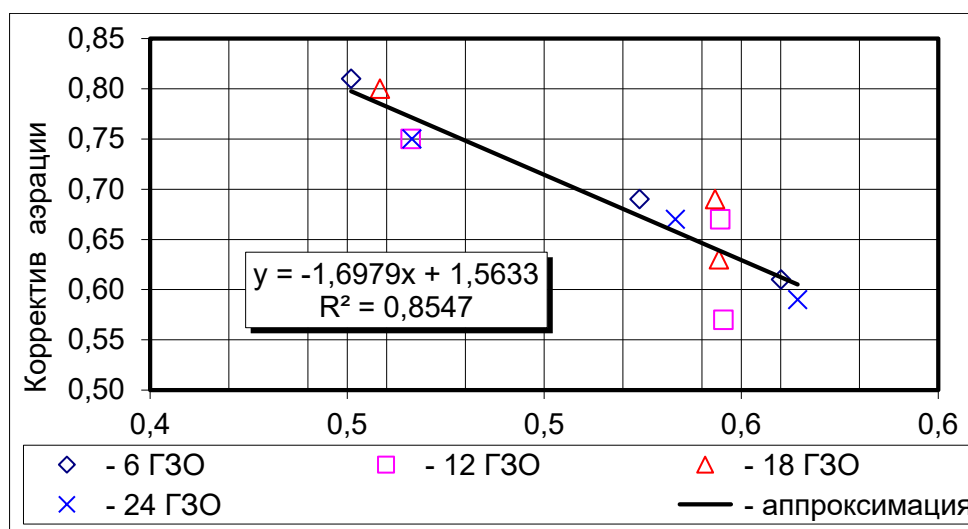


Рисунок 4.11 – Связь  $k_{\beta} = f(\Delta p_c/\Delta p_p)$  для ГКА-Д без камеры смешения

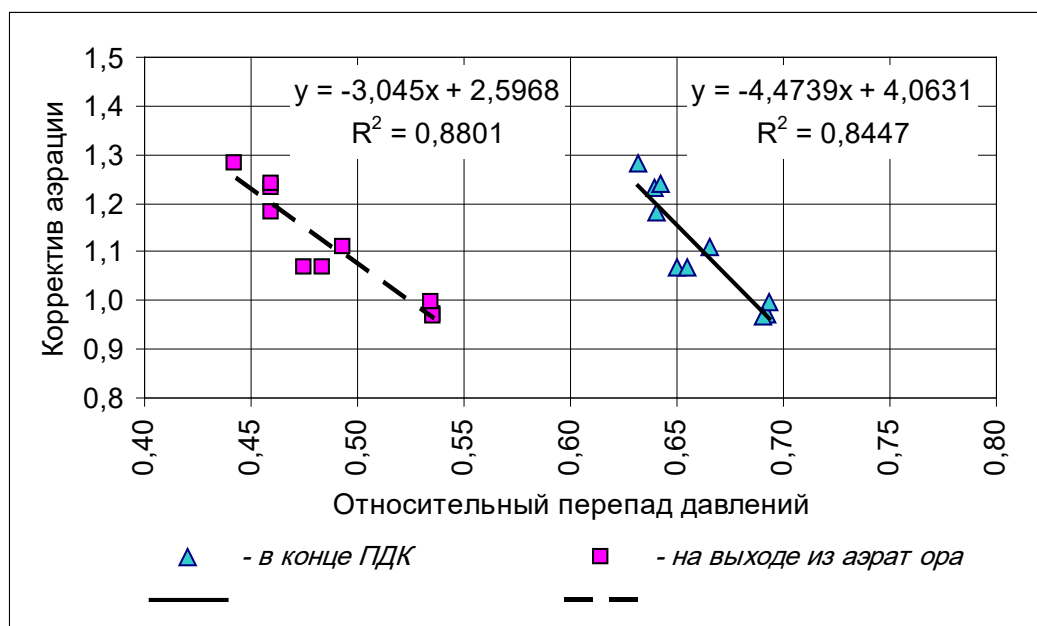


Рисунок 4.12 – Аппроксимация зависимости  $k_{\beta} = f(\Delta p_c / \Delta p_p)$  по экспериментальным точкам для ГКА-Д с камерой смешения

Связь  $k_{\beta} = f(\Delta p_c / \Delta p_p)$  для всех вариантов ГКА-Д (без камеры смешения и с камерой) хорошо описывается следующими линейными уравнениями:

– без камеры смешения

$$k_{\beta} = 1,56 - 1,7(\Delta p_c / \Delta p_p); \quad (4.58)$$

– с камерой смешения

$$k_{\beta} = 4 - 4,5(\Delta p_c / \Delta p_p); \quad (4.59)$$

$$k_{\beta} = 2,6 - 3(\Delta p_c / \Delta p_p). \quad (4.60)$$

Для случаев, когда относительный перепад давлений задан на выходе из приёмной диффузорной камеры, может использоваться формула (4.59), а для заданного перепада давлений на выходе из аэратора (с камерой смешения) применяется формула (4.60).

Разработка методики расчёта аэратора завершается определением коэффициента аэрации. Представленный комплекс зависимостей позволяет определить характеристики аэратора ГКА-Д. Для определения коэффициента аэрации необходимы следующие исходные данные:

- расход жидкости –  $Q_{ж}$ , м<sup>3</sup>/с;
- давление на входе и выходе из аэратора –  $p_{вх}$ ,  $p_{вых}$ , Па;
- диаметры: горловины –  $d_0$ , камеры смешения –  $d_{кс}$ , подводящего –  $d_{вх}$  и отводящего –  $d_{вых}$  патрубков, м;

- длина камеры смешения и цилиндрического участка рабочего сопла –  $l_{\text{кс}}$  и  $l_{\text{ц}}$ , м;
- углы конусности: конфузора –  $\theta_{\text{кф}}$ , приёмной диффузорной камеры –  $\theta_{\text{пдк}}$ , сопрягающего диффузора –  $\theta_{\text{дф}}$ ;
- коэффициенты шероховатости: подводящей трубы –  $\Delta_{\text{эвх}}$ , цилиндрической части горловины –  $\Delta_{\text{эо}}$ , камеры смешения –  $\Delta_{\text{экс}}$ , отводящей трубы –  $\Delta_{\text{эвых}}$ ;
- количество газозаборных отверстий –  $n_{\text{гзо}}$ , шт.;
- абсолютная отметка (положение) аэратора над уровнем моря  $\Delta z$ , м;
- температура воды и воздуха –  $t_{\text{ж}}$ ,  $t_{\text{г}}$ , °C.

Расчёт предлагается вести в следующей логической последовательности:

- определяется длина конфузора и приёмной диффузорной камеры ( $l_{\text{кф}}$ ,  $l_{\text{пдк}}$ ) по формулам (4.11);
- определяются площади характерных живых сечений труб аэратора ( $\omega_{\text{вх}}$ ,  $\omega_0$ ,  $\omega_{\text{кс}}$ ,  $\omega_{\text{вых}}$ ) и скорости в них ( $V_{\text{вх}}$ ,  $V_0$ ,  $V_{\text{кс}}$ ,  $V_{\text{вых}}$ ) по формулам (4.12) и (4.13);
- определяются коэффициенты Дарси ( $\lambda$ ) для всех труб аэратора по формуле (4.26);
- определяются коэффициенты местных сопротивлений: конфузора  $\zeta_{\text{кф}}$ , приёмной диффузорной камеры  $\zeta_{\text{пдк}}$  и сопрягающего диффузора  $\zeta_{\text{дф}}$  по формулам (4.20)–(4.22);
- определяются потери напора на всех участках аэратора ( $h_{\text{кф}}$ ,  $h_{\text{ц}}$ ,  $h_{\text{пдк}}$ ,  $h_{\text{кс}}$ ,  $h_{\text{дф}}$ ) по формулам (4.23), (4.24) и (4.27);
- определяется напоры в характерных сечениях аэратора ( $H_{\text{кф}}$ ,  $h_{\text{ц}}$ ,  $H_{\text{пдк}}$ ,  $H_{\text{кс}}$ ,  $H_{\text{дф}}$ ) по формулам (4.30), (4.31) и (4.32);
- определяются характерные точки пьезометрической линии ( $h_{\text{ррвх}}$ ,  $h_{\text{рркф}}$ ,  $h_{\text{рро}}$ ,  $h_{\text{ррпдк}}$ ,  $h_{\text{рркс}}$ ,  $h_{\text{ррдф}}$ ) по формулам (4.33)–(4.36);
- при необходимости возникновение аэрации и кавитации проверяется по (4.43), (4.46) и (4.47), (4.48);
- определяется диаметр диффузора в конце воздушного пузыря  $d_6 = d_{\text{г}}$  по формуле (4.52), с учётом (4.53) и (4.54);

- определяется длина воздушного пузыря  $l_{\Gamma}$  и диаметр ядра  $d_{\text{я}}$  по формулам (4.51) и (4.8);
- определяется характерный расход газа  $Q_{\text{гяц}}$  по формуле (4.4);
- устанавливается характерное значение коэффициента аэрации  $\beta_{\text{аяц}}$  по формуле (4.2);
- корректив аэрации  $k_{\beta}$  определяется по формуле (4.60);
- коэффициент аэрации  $\beta_a$  определяется по формуле (4.10).

Сопоставление значений коэффициентов аэрации, вычисленных по данной методике, с экспериментальными значениями представлено в [46]. Согласование с результатами экспериментов является вполне удовлетворительным. Коэффициенты корреляции близки к единице и составляют  $R = 0,98$  и  $R = 0,97$ .

Для аэратора, выполненного с камерой смешения, построение напорной и пьезометрической линий по всей длине аппарата можно осуществить на основе зависимостей (4.55) и (4.38) с учётом (4.56) и (4.57), а для ГКА-Д без камеры смешения с помощью формул (4.37) – (4.42).

На рисунках 4.13 и 4.14 представлены примеры моделирования напорной и пьезометрической линий по разработанной выше методике для двух вариантов компоновки ГКА-Д с помощью программы Mathcad [45-46].

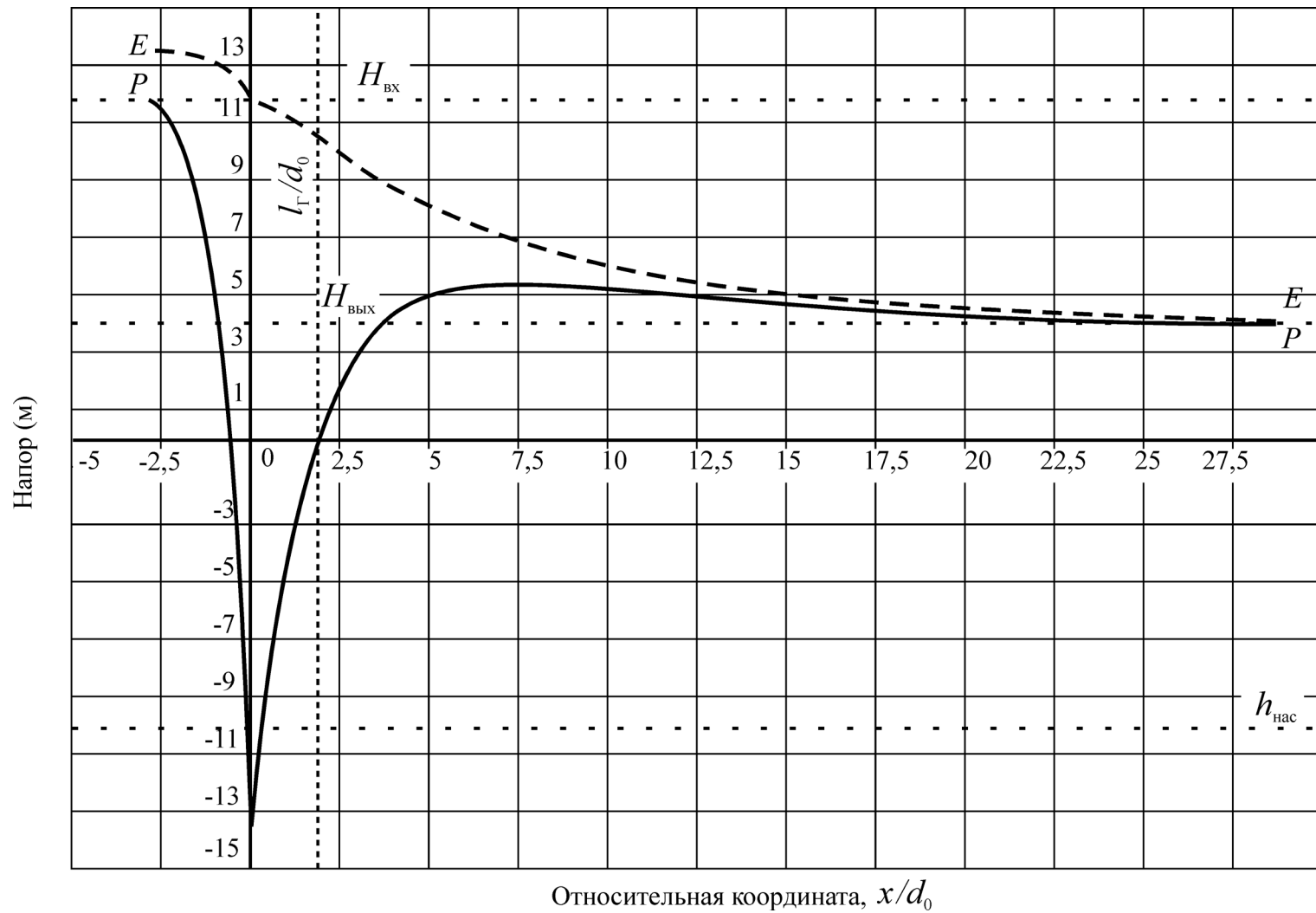


Рисунок 4.13 – Пример моделирования напорной (E-E) и пьезометрической (P-P) линий для варианта компоновки ГКА-Д без камеры смешения

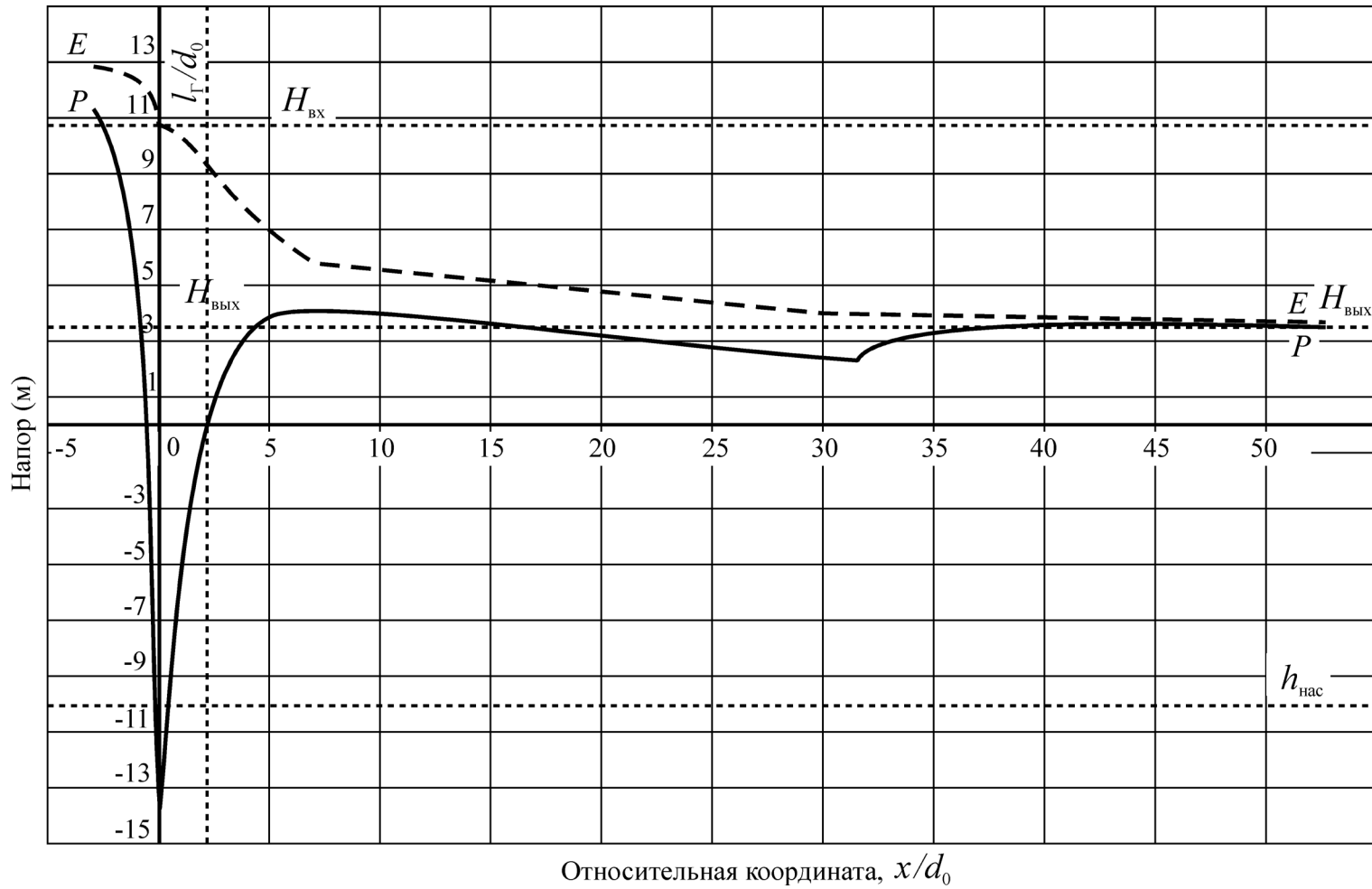


Рисунок 4.14 – Пример моделирования напорной и пьезометрической линий для варианта компоновки ГКА-Д с камерой смещения

## **5. НАТУРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА ВОДОВОЗДУШНОГО ПРОМЫВНОГО УСТРОЙСТВА**

Высокие технические показатели, полученные в результате теоретических и экспериментальных исследований ГКА-Д, свидетельствуют о возможности использования данного аппарата в составе промывного устройства рыбозащитного сооружения. Для всесторонней оценки возможностей водовоздушного промывного устройства, оптимизации его отдельных технических и технологических параметров, а также разработки рекомендаций по проектированию, изготовлению, монтажу и эксплуатации конструкции необходимы всесторонние исследования в производственных условиях.

В качестве объекта натуральных исследований принята промывная система рыбозащитного сооружения Донского магистрального канала.

### **5.1. Характеристика производственного объекта, цели и задачи натуральных исследований**

Водозабор Донского магистрального канала (ДМК) максимальной пропускной способностью 250 м<sup>3</sup>/с осуществляет забор воды для целей орошения из Цимлянского водохранилища круглосуточно в период с апреля по ноябрь.

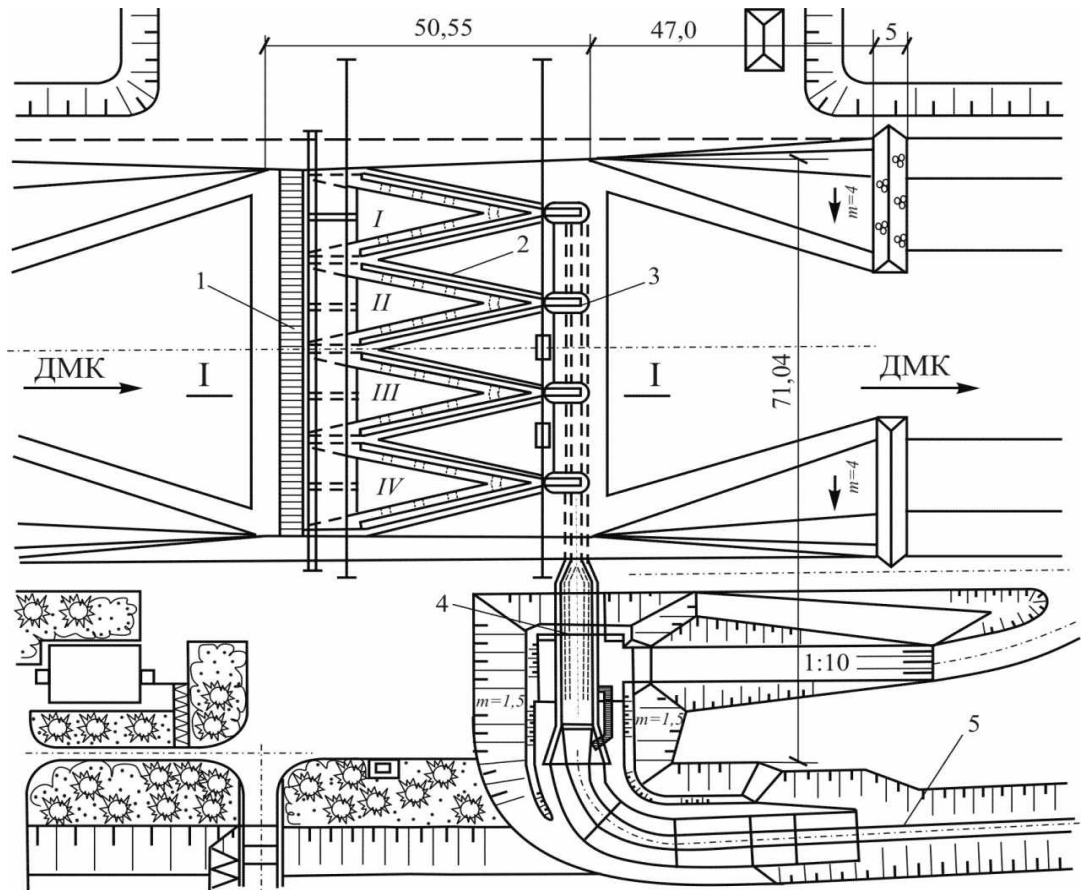
Сооружение состоит из четырёх V-образных сеточных модулей, размещённых в железобетонной камере доковой конструкции. Каждый сеточный модуль своей вершиной сопрягается с быком-рыбоприёмником и имеет отдельный вход в донную рыбоотводящую галерею, разделительные стенки между модулями отсутствуют. Длина одной ветви сеточного экрана равна 32,0 м, угол установки сеток к потоку составляет 14<sup>0</sup>, глубина погружения сеток при расчётном расходе воды 5,4 м, что при площади заграждения (сетки брутто) – 1371,2 м<sup>2</sup> и размерах ячее сеточного экрана (нержавеющая сталь) – 2×2 мм обеспечивает допустимые скорости в ячейе сетки. Максимальный проектный расход рыбоотвода составляет 7,2 м<sup>3</sup>/с [70].

План и разрез по оси сеточного модуля сооружения приведены на рисунках 5.1 и 5.2.

Технологическая схема работы сооружения включает двухступенчатый процесс подготовки воды для дальнейшей подачи потребителю (в Донской магистральный канал).

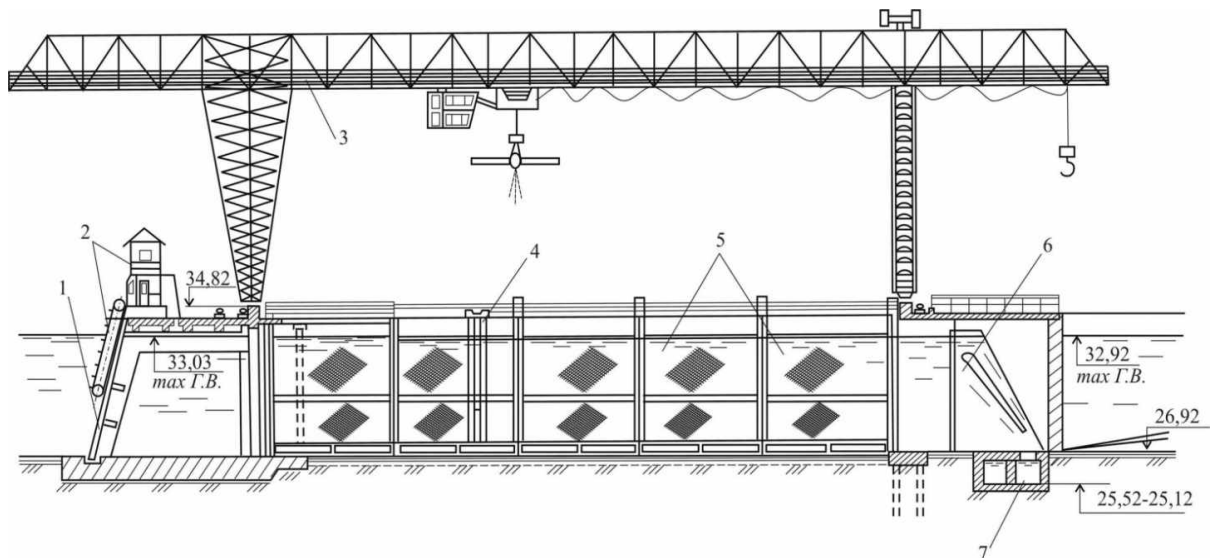
На первой ступени происходит процеживание засорённого потока через грубую сороудерживающую решётку. Осевший на грубой решётке мусор периодически снимается с помощью передвижного механизма специальным скребком (ковшом). На следующей ступени вода уже без крупного мусора проходит через сетное полотно рыбозащитного экрана. Активная молодь рыб отходит от сеточного полотна, сносится потоком к входу в рыбоприёмник, затем переводится в рыбоотводящую галерею и далее выносится в рыбоотводящий канал, по которому отводится в р. Дон ниже Цимлянского гидроузла.





- 1 – сороудерживающая решётка; 2 – рыбозащитная сетка; 3 – опорный бык;  
 4 – узел сопряжения донных галерей с рыбоотводящим лотком;  
 5 – открытый рыбоотводящий канал

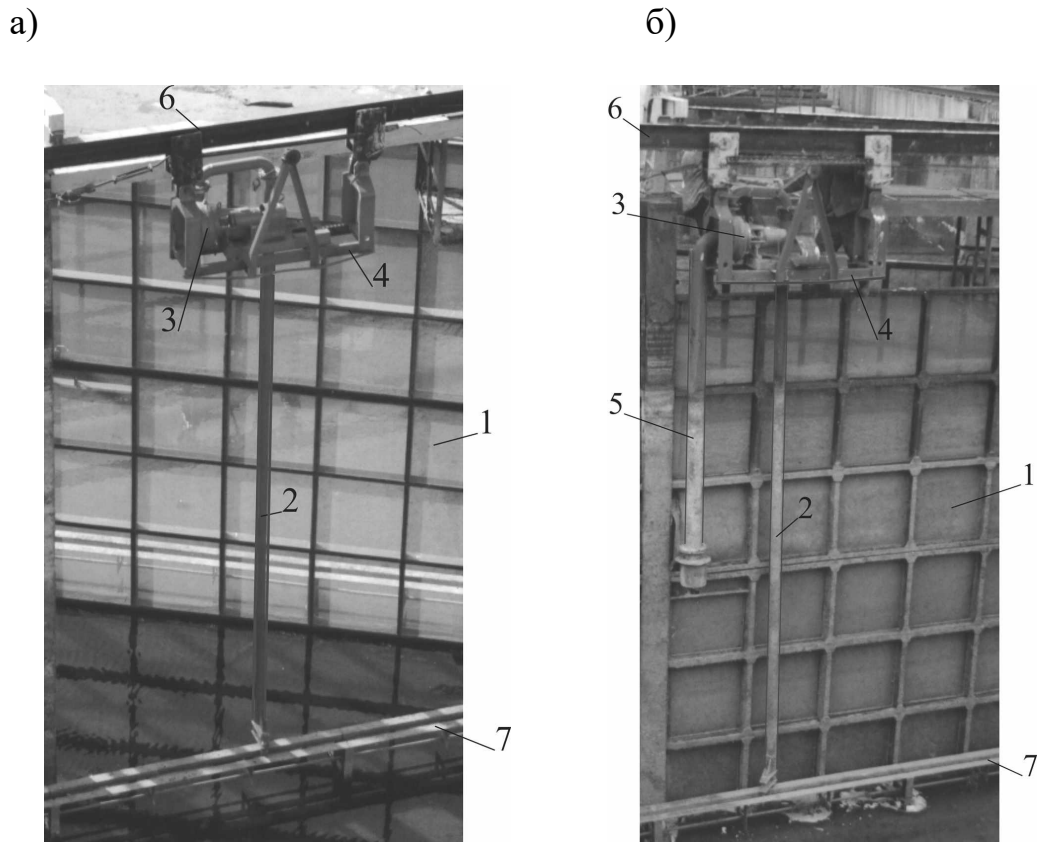
Рисунок 5.1 – План рыбозащитного сооружения ДМК



- 1 – сороудерживающая решётка; 2 – решёткоочистительная машина;  
 3 – козловый кран; 4 – промывное устройство «флейта»; 5 – рыбозащитное сеточное полотно; 6 – байпас; 7 – донные рыбоотводные галереи

Рисунок 5.2 – Разрез по оси рыбозащитного модуля сооружения

Очистка сетчатого полотна от мелкого мусора осуществляется непрерывно гидравлическим способом с помощью специального промывного устройства, которое работает по принципу подачи рабочей жидкости в виде системы струй на фильтрующее полотно (рисунок 5.3).



а – в начале сезона эксплуатации (при монтаже); б – в конце (при демонтаже);  
1 – сетчатое полотно; 2 – гидроструйная флейта; 3 – насос; 4 – тележка;  
5 – заборный патрубок; 6 – монорельс-двухтавр; 7 – направляющая опора

Рисунок 5.3 – Промывное устройство на РЗС  
Донского магистрального канала

Промывное устройство, насос (К 160/30) и электродвигатель смонтированы на тележке, перемещающейся по кран-балке посредством тяговой лебёдки с натяжным устройством.

На каждую V-образную секцию приходится две флейты, которые движутся синхронно навстречу друг другу. Смытый засорённый поток сбрасывается вместе с мальком в рыбоотвод.

Так как основным элементом разработанной конструкции водовоздушного промывного устройства является аэратор [80], то проектирование промывного устройства в основе своей сводится к обоснованию параметров натурального экспериментального образца ГКА-Д – базового для проектирования водовоздушного промывного устройства.

Целью натуральных исследований экспериментального образца ГКА-Д являлась оптимизация параметров и технологии работы устройства для по-

следующей разработки рекомендаций по использованию промывного устройства.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- анализ факторов и обоснование параметров натурального образца устройства;
- разработка, изготовление и монтаж на объекте промывного устройства;
- исследования экспериментального образца в условиях РЗС ДМК.

## **5.2. Обоснование параметров экспериментального образца промывного устройства**

Проектирование аэратора сводится, прежде всего, к обоснованию главного геометрического параметра  $\omega_{\text{кк}}/\omega_0$ . Решение этой задачи представляет наибольшую трудность. Прежде всего это связано с тем, что принцип действия аэратора ГКА-Д существенно отличается от работы обычного эжектора наличием кавитационного режима работы – оптимального для аэратора, но недостижимого в обычных конструкциях водовоздушных эжекторов.

Основой для проектирования натурального образца ГКА-Д являются следующие параметры:

- максимальная (проектная) глубина погружения водовоздушной струи в водоёме –  $h_{\text{max}}$ ;
- коэффициент аэрации рабочего потока (промывной струи) на проектной глубине водоёма –  $\beta_{a(h_{\text{max}})}$ ;
- расход рабочей жидкости –  $Q_{\text{ж}}$ ;
- давление на входе в аэратор –  $p_{\text{вх}}$  и выходе –  $p_{\text{вых}}$ ;
- температура воды –  $T_{\text{ж}}$  и воздуха –  $T_{\text{г}}$ ;
- нормальное атмосферное давление –  $p_{\text{н}}$ .

В соответствии с технической документацией насосный агрегат промывного устройства рыбозащитного сооружения ДМК обеспечивает подачу  $Q_{\text{НА}} = 160 \text{ м}^3/\text{ч}$  при напоре  $H_{\text{НА}} = 30 \text{ м}$ , а максимальная глубина погружения промывной струи составляет  $h_{\text{max}} = 6 \text{ м}$ .

### **5.2.1. Обоснование степени газонасыщения рабочей жидкости промывного устройства**

Отсутствие в литературе каких-либо рекомендаций по газонасыщению промывных струй применительно к очистке сеток РЗС существенно осложняет решение поставленной задачи. При строгом научном подходе изучение этого вопроса представляет отдельное направление исследований, выходящее за рамки данной работы. Для разрешения ситуации попытаемся установить с некоторым запасом ориентировочное значение коэффициента аэрации промывных струй, которое необходимо достигнуть на заданной проектной

глубине ( $\beta_{a(h_{\max})} = \text{const}$ ).

Оптимальную степень аэрации жидкости в условиях эксплуатации можно достигнуть регулированием количества открытых газозаборных отверстий на приёмной диффузорной камере ГКА-Д в ходе его настройки.

Для определения ориентировочного значения коэффициента аэрации промывных струй проанализируем геометрическое строение водовоздушной смеси. Для этого воспользуемся схемой укладки пузырьков воздуха в водовоздушной промывной струе, приняв допущение, что пузырьки-сферы газа в ней, находясь в относительной динамике и имея одинаковый калибр ( $d_{\text{п}} = \text{const}$ ), располагаются на одинаковом удалении друг от друга. В такой изотропной упорядоченной компактной схеме укладки каждый из пузырьков оказывается окружённым двенадцатью смежными пузырьками. Располагаясь равномерно в элементарном объёме водовоздушной смеси, они образуют в своём строении гексагональную симметрию, наиболее типичную для кристаллической решётки.

В момент взаимодействия с засорённой сеткой дискретной водовоздушной среды возникают пневмо-гидродинамические импульсы давления как результат регулярной смены капельной и газовой фаз. Это явление, как известно, лежит в основе работы импульсных водомётов [76-77, 108].

Проводя аналогию между пульсирующими незатопленными (гидромониторными) и затопленными водовоздушными струями в качестве критерия, характеризующего промывную (разрыхляющую) способность водовоздушной струи, примем параметр  $k_{\text{дп}}$ , численно равный отношению диаметра пузыря  $d_{\text{п}}$  к тому его размеру  $d_{\text{пmax}}$ , который достигается при самой плотной укладке пузырьков в смеси, то есть

$$k_{\text{дп}} = d_{\text{п}} / d_{\text{пmax}} . \quad (5.1)$$

При самой плотной укладке пузырьков газа в жидкости их диаметр становится равным расстоянию между одинаковыми пузырьками-сферами, то есть  $d_{\text{пmax}} = a$ .

Объёмная концентрация газа в смеси  $S_{\text{г}}$  характеризует отношение объёма газа к объёму жидкости в элементарном объёме смеси. Так как в основе гексагонального каркаса изотропной водовоздушной смеси лежит тетраэдр, то для её оценки удобно воспользоваться именно этой геометрической фигурой, тогда формула (1.1) примет следующий вид:

$$S_{\text{а}} = 4W_{\text{сфтет}} / W_{\text{смтет}} , \quad (5.2)$$

где  $W_{\text{смтет}}$  – объём тетраэдра;  $W_{\text{сфтет}}$  – объём газа в том секторе пузыря, который приходится на каждую из четырёх вершин тетраэдра и имеет форму сферического тетраэдра.

Указанные объёмы определяются из геометрических соображений по следующим формулам

$$W_{\text{смтет}} = a^3 \frac{\sqrt{2}}{12} ; \quad (5.3)$$

$$W_{\text{сфтет}} = \frac{d_{\text{п}}^3}{24} \left[ \frac{\pi}{2} - 3 \cdot \arcsin\left(\frac{1}{3}\right) \right]. \quad (5.4)$$

Однако для определения объёмной концентрации газа и коэффициента аэрации водовоздушной смеси удобнее пользоваться формулами, выраженными через параметр  $k_{d\text{п}}$ , то есть в виде:

$$S_a = \frac{2 \cdot k_{d\text{п}}^3}{\sqrt{2}} \left[ \frac{\pi}{2} - 3 \cdot \arcsin\left(\frac{1}{3}\right) \right]; \quad \beta_{a(h_{\text{max}})} = \left( \frac{1}{S_a(k_{d\text{п}})} - 1 \right)^{-1}. \quad (5.5)$$

Отметим, что используемый в этих формулах параметр  $k_{d\text{п}}$  характеризует газожидкостную смесь с геометрической точки зрения. Однако, для определения размывающей (разрыхляющей) способности водовоздушной струи необходимо принять критерий, характеризующий динамические свойства потока. Для этого рассмотрим взаимодействие двухфазного потока с преградой во времени. В этом процессе, как уже отмечалось, большое значение отводится импульсному характеру такого взаимодействия.

Жидкая фаза, находясь в промежутке между двумя пузырьками, движется со скоростью

$$u_{\text{ж}} = (a - d_{\text{п}}) / \Delta t_{\text{ж}} = (d_{\text{пmax}} - d_{\text{п}}) / \Delta t_{\text{ж}}, \quad (5.6)$$

а газообразная фаза (пузырь) – со скоростью

$$u_{\text{г}} = d_{\text{п}} / \Delta t_{\text{г}}, \quad (5.7)$$

где  $\Delta t_{\text{ж}}$  и  $\Delta t_{\text{г}}$  – время поочерёдного взаимодействия жидкой и газообразной фаз с преградой.

Так как скорости движения жидкости и газа в элементарном объёме водовоздушной струи примерно одинаковы, то, приравняв правые части равенств, получаем следующую очевидную пропорцию:

$$\frac{\Delta t_{\text{ж}}}{\Delta t_{\text{г}}} = \frac{d_{\text{пmax}} - d_{\text{п}}}{d_{\text{п}}}. \quad (5.8)$$

Левая часть уравнения, являясь безразмерной величиной, характеризует отношение временных промежутков динамических воздействий разных фаз на преграду, а, следовательно, отражает гидродинамическую природу явления, поэтому данное отношение можно принять в качестве критерия, характеризующего динамику импульсного воздействия газожидкостного потока на преграду.

Введя обозначение  $k_{\text{имп}} = \Delta t_{\text{ж}} / \Delta t_{\text{г}}$ , с учётом (5.1) получаем связь динамического критерия с геометрическим, которая имеет следующий вид:

$$k_{\text{имп}} = \frac{1 - k_{d\text{п}}}{k_{d\text{п}}}. \quad (5.9)$$

На рисунке 5.4 представлены графики функций  $\beta_a = f(k_{d\text{п}})$ ,  $S_{\text{г}} = f(k_{d\text{п}})$  и  $k_{\text{имп}} = f(k_{d\text{п}})$ , соответствующие зависимостям (5.5) и (5.9), характеризующие газонасыщение жидкости в зависимости от относительного диаметра пузыря.

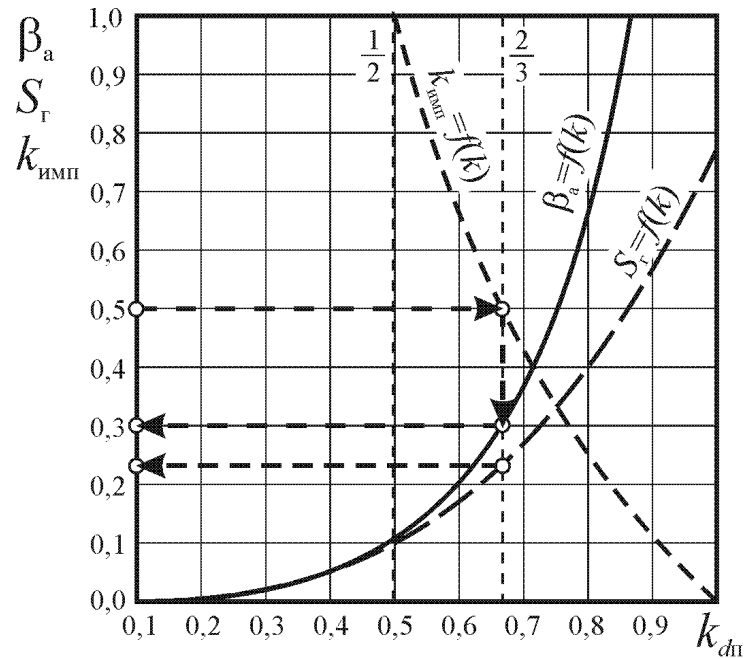


Рисунок 5.4 – К обоснованию коэффициента аэрации рабочей смеси промывного устройства РЗС

Предельное газонасыщение достигается при самой плотной укладке пузырьков ( $k_{дп} = 1$ ) и характеризуется максимальными значениями коэффициентов  $\beta_a = 3,54$  и  $S_a = 0,78$ . Если в начале графика функции  $\beta_a = f(k_{дп})$  кривая является сравнительно полой и характеризуется малыми значениями коэффициента аэрации, то дальше функция резко возрастает. Так при расстоянии между пузырьками, равном двум диаметрам ( $k_{дп} = 1/3$ ), коэффициент аэрации  $\beta_a = 0,03$ , при расстоянии, равном одному диаметру ( $k_{дп} = 1/2$ ) –  $\beta_a = 0,1$ , а при расстоянии, равном половине диаметра пузырька, – ( $k_{дп} = 2/3$ ),  $\beta_a = 0,3$ .

Указанные значения относительного диаметра являются наиболее характерными с геометрической точки зрения и предположительно входят в рабочую область водовоздушного промывного устройства. Верхняя (контрольная) граница аэрирования потока  $\beta_{a(max)} = \beta_{a(h_{max})} = 0,3$  может быть принята за основу при проектировании натурного образца ГКА-Д.

По установленному значению коэффициента аэрации  $\beta_{a(h_{max})}$  можно определить массовый коэффициент аэрации  $\beta_{ам}$  по формуле из работы [97], которая в принятых нами обозначениях имеет следующий вид:

$$\beta_{ам} = \beta_{a(h_{max})} \frac{p_n + \rho g h_{max}}{\rho R T_{гс}}, \quad (5.10)$$

где  $R$  – газовая постоянная;  $T_{гс}$  – температура газа в смеси;  $g$  – ускорение свободного падения.

По массовому коэффициенту аэрации легко определяются объёмные коэффициенты аэрации при любом давлении газа:

– при атмосферном давлении

$$\beta_a = \beta_{ам} \frac{\rho}{\rho_{гн}}, \quad (5.11)$$

– в рабочей смеси на выходе из аэратора

$$\beta_{ас} = \beta_{ам} \frac{\rho R T_{гс}}{p_{н} + p_{вых}}, \quad (5.12)$$

где  $\rho_{гн}$  – плотность газа при нормальном атмосферном давлении.

Таким образом, на основе анализа схемы «укладки» пузырьков газа в промывной водовоздушной струе определяется газонасыщение рабочей смеси на выходе из аэратора.

### 5.2.2. Обоснование геометрических параметров промывного устройства

В проектируемом промывном устройстве рабочее давление на выходе из аэратора равно давлению на входе в коллектор гидроструйной флейты, то есть  $p_{вых} = p_{ф}$ . Оно назначается из условия обеспечения необходимой скорости истечения из раздаточных отверстий флейты ( $u_0$ ), которая в свою очередь назначается из условия безопасного отведения молоди рыб от сетки и зависит от расстояния между флейтой и сеткой. Так, в соответствии с [67], для обеспечения скорости истечения из отверстий флейты порядка  $u_0 = 10 \div 16$  м/с на входе во флейту должно поддерживаться давление, величина которого определяется по следующей формуле [107]:

$$p_{ф} = \frac{\rho}{\varphi^2} \cdot \frac{u_0^2}{2}.$$

Тогда для коэффициента скорости  $\varphi = 0,9$  минимальное значение давления, с учётом запаса на потери напора, составит  $p_{ф} \approx 150$  кПа. Таким образом, в качестве исходных для проектирования величин можно принять следующие значения параметров:

$$p_{вх} = 250 \text{ кПа}, p_{вых} = 150 \text{ кПа}, Q_{ПУ} = Q_{НА} \approx 44,5 \text{ л/с}.$$

Основой для определения геометрических размеров аэратора является, прежде всего, диаметр его сопла  $d_{0а}$ , который определяется из условия создания в нём таких скоростей, при которых аэратор будет работать в оптимальном режиме. Согласно лабораторным исследованиям, для относительного перепада давлений  $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,45 \div 0,55$  такие условия создаются при скоростях течения в рабочем сопле порядка  $u_{0а} \approx 20 \div 25$  м/с. По этой скорости из условия неразрывности потока находится диаметр сопла по формуле:

$$d_{0а} = 2 \sqrt{Q_{ПУ} / \pi / u_{0а}},$$

который для натурального образца принимается равным  $d_{0а} = 47$  мм.

Угол конусности диффузоров принимается таким же, как и в лабора-

торном образце аэратора ( $\theta_{\text{диф}} = 8^\circ$ ). Длина камеры смешения ( $l_{\text{кc}}$ ) назначается в соответствии с рекомендациями по проектированию водовоздушных эжекторов [92]. Обычно она принимается равной  $(10 \div 15)d_{\text{кc}}$ , но рекомендуется большее значение, поэтому принимается  $l_{\text{кc}} = 15d_{\text{кc}}$ .

Определение диаметра камеры смешения  $d_{\text{кc}}$  осложняет отсутствие методик расчёта ГКА-Д. Поэтому для получения опорных сведений рассмотрим изменение основных характеристик обычного водовоздушного эжектора, лежащего в основе аэратора. Для этого проанализируем влияние главного геометрического параметра аэратора ( $\omega_{\text{кc}}/\omega_0$ ) на степень газонасыщения рабочей смеси водовоздушного эжектора.

Для принятых исходных значений параметров  $h_{\text{max}} = 6$  м,  $p_{\text{н}} = 101,325$  кПа,  $\rho_{\text{гн}} = 1,205$  кг/м<sup>3</sup>,  $T_{\text{гсм}} = 288^\circ$  значения коэффициентов аэрации, вычисленные по формулам (5.10) и (5.11), составляют  $\beta_{\text{ам}} = 5,8 \cdot 10^{-4}$ ,  $\beta_{\text{а}} = 0,48$ , а расчётное значение коэффициента аэрации смеси, определённое по формуле (5.12), –  $\beta_{\text{ас}} \approx 0,2$ .

Заметим, что на экспериментальной лабораторной установке ГКА-Д для  $\omega_{\text{кc}}/\omega_0 = 4$  значение коэффициента аэрации значительно больше ( $\beta_{\text{иоmax}} \approx 1,1$ ), а следовательно, главный геометрический параметр натурального образца аэратора может быть уменьшен.

Для водовоздушного эжектора важным фактором является связь относительного перепада давлений ( $\Delta p_{\text{с}}/\Delta p_{\text{р}}$ ) с главным геометрическим параметром и коэффициентом объёмной инжекции, которая, в соответствии с [92], имеет следующий вид:

$$\frac{\Delta p_{\text{с}}}{\Delta p_{\text{р}}} = \varphi_1^2 \frac{\omega_0}{\omega_{\text{кc}}} \left[ 2\varphi_2 - \left( 2 - \varphi_3^2 \right) \frac{\omega_0}{\omega_{\text{кc}}} (1 + \beta_{\text{ио}})^2 \right], \quad (5.13)$$

где  $\varphi_{1(2,3)}$  – коэффициенты скорости сопла, камеры смешения и диффузора

$$(\varphi_1 = 0,95; \varphi_2 = 0,975; \varphi_3 = 0,9).$$

Достижимый объёмный коэффициент инжекции  $\beta_{\text{ио}}$  (аэрации) определяется по следующей формуле:

$$\beta_{\text{ио}} = K \sqrt{\Delta p_{\text{р}}/\Delta p_{\text{с}}} - 1, \quad (5.14)$$

где  $K \approx 0,85$  – коэффициент пропорциональности.

Каждая характеристика соприкасается с кривой максимальных коэффициентов инжекции (аэрации) только в одной точке, и эта точка соответствует расчётному режиму данного эжектора, то есть такому, при котором  $\Delta p_{\text{с}}/\Delta p_{\text{р}} = \omega_0/\omega_{\text{кc}}$ .

Для этого случая формулу (5.14) выразим иначе

$$\beta_{\text{ио}} = K \sqrt{\omega_{\text{кc}}/\omega_0} - 1, \quad (5.15)$$

и тогда, по известному коэффициенту аэрации  $\beta_{\text{ио}} = \beta_{\text{ас}} = 0,2$ , определяется



расчётное значение главного геометрического параметра. Оно составляет  $\omega_{\text{кc}}/\omega_0 = 2$  или  $d_{\text{кc}}/d_0 = \sqrt{\omega_{\text{кc}}/\omega_0} = \sqrt{2} \approx 1,4$  и характеризует верхнюю границу газонасыщения.

Однако чрезмерное уменьшение диаметра камеры смешения ведёт к росту в ней потерь напора. При больших скоростях течения потери напора по длине  $h_{\text{лкс}}$  могут быть существенными, и их необходимо минимизировать при разработке натурального образца аэратора. Потери напора и давления в камере смешения ( $p_{\text{лкс}}$ ) определим по формуле Дарси-Вейсбаха следующим образом [107]:

$$h_{\text{лкс}} = \lambda \frac{l_{\text{кc}}}{d_{\text{кc}}} \frac{v_{\text{кc}}^2}{2g}, \quad p_{\text{лкс}} = \rho \lambda \frac{l_{\text{кc}}}{d_{\text{кc}}} \frac{v_{\text{кc}}^2}{2}, \quad (5.16)$$

где  $l_{\text{кc}}, d_{\text{кc}}, v_{\text{кc}}$  – длина камеры смешения, её диаметр и средняя скорость течения.

Для области квадратичного сопротивления коэффициент Дарси определяется по формуле Б.Л. Шифринсона

$$\lambda = 0,11(\Delta_{\text{э}}/d_{\text{кc}})^{0,25}.$$

Из анализа формул (5.15) и (5.16) следует, что с уменьшением главного геометрического параметра газонасыщение рабочей смеси  $\beta_{\text{и0}} = f(d_{\text{кc}})$  снижается, а потери напора в камере смешения  $h_{\text{лкс}} = f(d_{\text{кc}})$  увеличиваются. В то же время, согласно зависимости (5.13), изменение коэффициента аэрации связано с изменением давления на входе. Это оптимизационная задача, в которой определение оптимального значения главного геометрического параметра связано с необходимостью минимизации потерь напора (давления) в аппарате и, прежде всего, в камере смешения.

Характер изменения потерь напора по длине камеры смешения в зависимости от изменения главного геометрического параметра демонстрирует кривая, приведённая на рисунке 5.5, полученная для принятых параметров натурального образца ГКА-Д ( $Q_{\text{пу}} = 44$  л/с,  $d_{0\text{а}} = 47$  мм,  $\Delta_{\text{э}} = 0,5$  мм).

Из рисунка видно, что при  $\omega_{\text{кc}}/\omega_0 = 2$  потери напора составляют  $h_{\text{лкс}} = 4$  м, что примерно в 2,4 раза больше тех потерь, которые возникают при значении  $\omega_{\text{кc}}/\omega_0 = 3$ , и в 4 раза тех, которые возникают при  $\omega_{\text{кc}}/\omega_0 = 4$ .

С другой стороны к обоснованию диаметра камеры смешения натурального образца ГКА-Д можно подойти, рассматривая приёмную диффузорную камеру как расходящийся конусный насадок с заблокированными газозаборными отверстиями. У такого насадка-диффузора, как известно из гидравлики [103], вакуум, а следовательно, и скорость в сжатом сечении больше, чем у обычного цилиндрического насадка (Вентури). Поэтому его используют, например, в качестве отсасывающей трубы в гидротурбинах для увеличения коэффициента полезного действия. При этом рекомендуется соблюдать следующие ограничения.

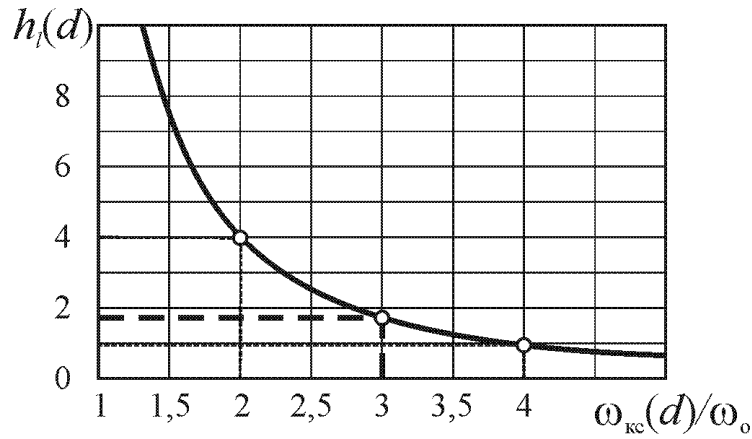


Рисунок 5.5 – Закономерность изменения потерь напора в камере смешения

Поток не должен отрываться от стенок трубы. Это необходимо как для уменьшения потерь напора в потоке, так и для исключения отрицательного воздействия крупномасштабных пульсаций давления, возникающих при образовании отрывных течений, на рабочее колесо турбины. Для этого угол конусности отсасывающей трубы не должен превышать 7-8°.

Кроме этого, вакуум в таких устройствах не должен превышать критического значения, при котором возникает кавитация. Если для гидротурбин это явление является негативным, то для ГКА-Д оно необходимо для улучшения его характеристик.

Известно существующее ограничение длины насадка [108]

$$(3,5 \div 4,0)d_0 \leq l_{\text{ПДК}} \leq (6,0 \div 7,0)d_0.$$

Это ограничение является характерным для приёмной диффузорной камеры азратора. По известной длине насадка (камеры), углу конусности ( $\theta$ ) и диаметру отверстия (рабочего сопла) можно определить диаметр камеры смешения и степень расширения диффузора по следующим формулам:

$$d_{\text{КС}} = d_0 + 2l_{\text{ПДК}} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}; \quad (5.17)$$

$$\frac{\omega_{\text{КС}}}{\omega_0} = \left( \frac{d_{\text{КС}}}{d_0} \right)^2 = \left( 1 + 2 \frac{l_{\text{ПДК}}}{d_0} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right)^2. \quad (5.18)$$

Для наиболее оптимального значения длины насадка

$$l_{\text{ПДК}} = (5,0 \div 5,5)d_0, \quad (5.19)$$

главный геометрический параметр составляет:

$$\frac{\omega_{\text{КС}}}{\omega_0} = \left( 1 + 0,14 \frac{l_{\text{ПДК}}}{d_0} \right)^2 = 2,89 \div 3,13 \approx 3. \quad (5.20)$$

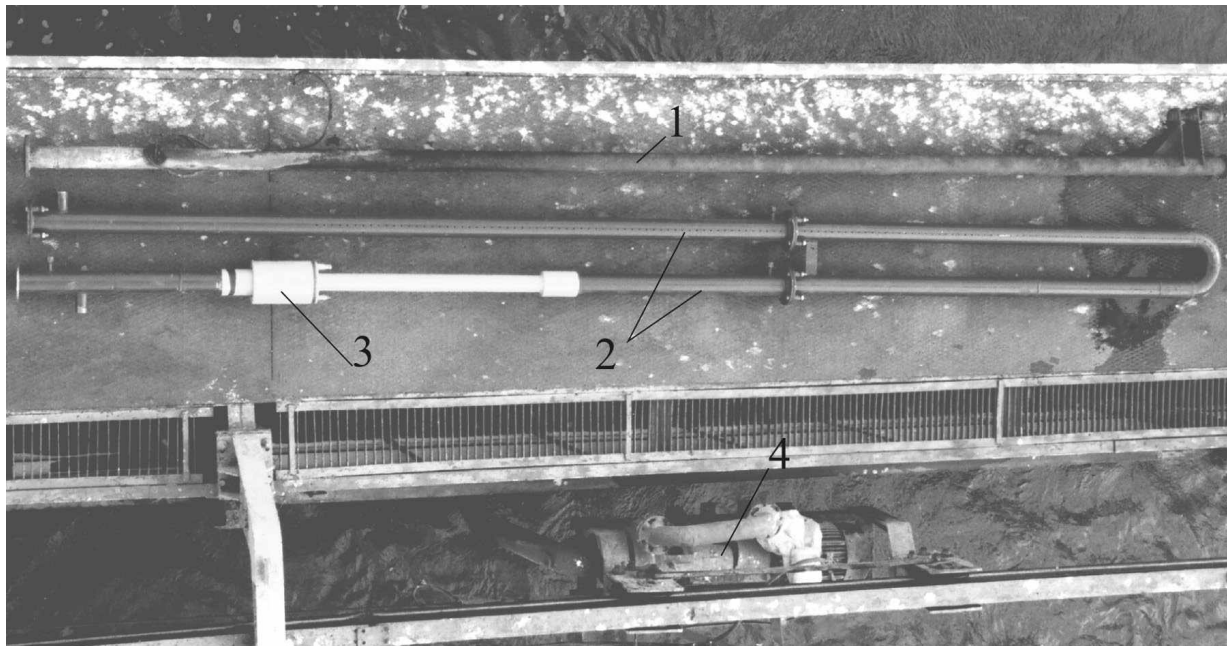
Таким образом, проведённый двухсторонний анализ свидетельствует о том, что значение главного геометрического параметра  $\omega_{\text{КС}}/\omega_0 = 3$  является наиболее оптимальным, а потому принимается в качестве проектного для

натурного образца ГКА-Д.

### 5.3. Конструкция экспериментального натурного образца

Как уже отмечалось, эта конструкция является базовой для внедрения в состав промывной системы рыбозащитного сооружения на ДМК в ходе его предстоящей реконструкции [38], а потому нуждается в детальном обследовании. Для этой цели был изготовлен экспериментальный натуральный образец такого устройства.

На рисунке 5.6 он представлен в сравнении с обычной гидроструйной флейтой.



1 – гидроструйная флейта (обычная); 2 – водовоздушный промыватель;  
3 – газозаборная камера; 4 – насосный агрегат и транспортная тележка (вид сверху)

Рисунок 5.6 – Рабочие органы промывного устройства рыбозащитного сооружения ДМК

Водовоздушный промыватель присоединяется сверху к насосу и крепится на несущей раме транспортной тележки. Внизу он упирается в направляющую опору и перемещается вдоль неё. Для уменьшения сил трения в нижней части промывателя предусмотрен опорный валик с вертикальной осью вращения (рисунок 5.7), который, находясь в пазе направляющей опоры, не позволяет трубе промывателя соприкасаться с наружной гранью опоры, и удерживает нижнюю часть промывателя на одинаковом расстоянии от сетного полотна.

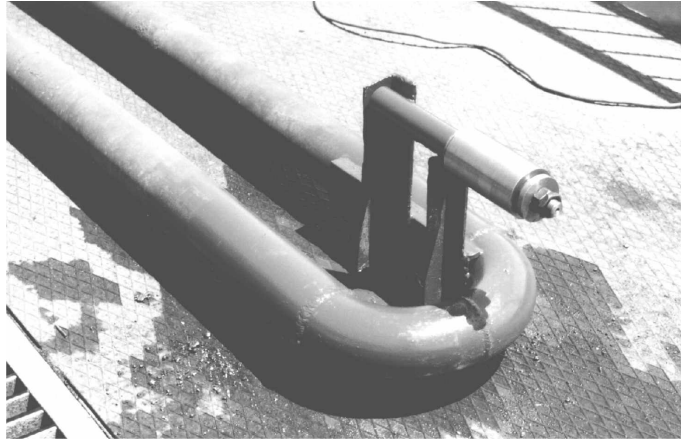


Рисунок 5.7 – Крепление опорного валика на водовоздушном промывателе

Устройство работает подобно водовоздушному эжектору. Жидкость под давлением подаётся в сопло, ускоряется в нём и попадает в приёмную диффузорную камеру. Здесь при определённых условиях создаётся глубокое разрежение, которое втягивает в себя воздух из атмосферы через систему газозаборных отверстий, выполненных в корпусе камеры.

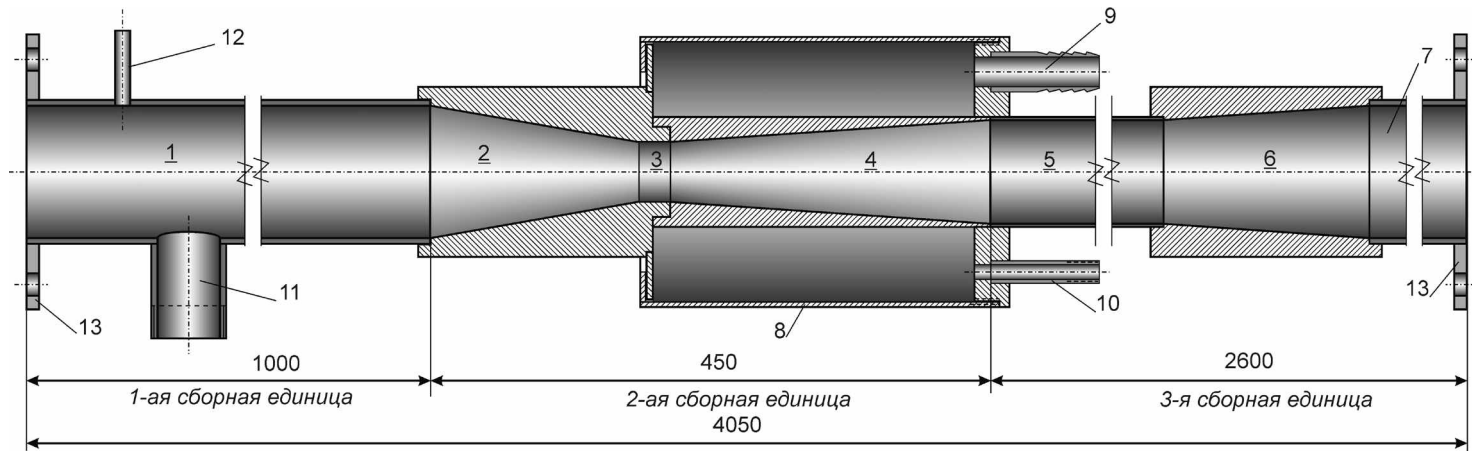
Окончательное барботирование жидкости происходит в камере смешения, из которой уже готовая рабочая смесь попадает в напорную линию водовода, соединённую с камерой смешения посредством диффузора.

В соответствии с представленным выше комплексным обоснованием [38], натурный образец аэратора имеет следующие геометрические размеры: диаметр сопла  $d_{0a} = 47$  мм; угол конусности диффузоров  $\theta_{\text{диф}} = 8^\circ$ ; диаметр и длина камеры смешения  $d_{\text{кс}} = 83$  мм и  $l_{\text{кс}} = 15d_{\text{кс}}$ .

Сопло аэратора выполнено в виде конфузора и цилиндра, главный геометрический параметр аэратора (отношение площадей живых сечений камеры смешения и сопла) составляет  $\omega_{\text{кс}}/\omega_0 = 3$ .

Газозаборные отверстия выполнены в корпусе приёмной диффузорной камеры с диаметром  $d_{0r} = 4$  мм и расположены по 12 отверстий в каждом их девяти рядов на одинаковом удалении друг от друга как в продольном, так и в радиальном направлениях.

Натурный экспериментальный образец устройства выполнялся из трёх сборных узлов в соответствии чертежами, представленными на рисунках 5.8 – 5.15.



1 – подводящая труба; 2 – конфузор; 3 – сопло; 4 – приёмная диффузорная камера; 5 – камера смешения; 6 – сопрягающий диффузор; 7 – отводящая труба; 8 – газозаборная камера; 9 – патрубок воздуховода; 10 – патрубок вакуумметра; 11 первый отвод (кран К1); 12 – патрубок манометра; 13 – фланцы

Рисунок 5.8 – Первый сборный узел ГКА-Д

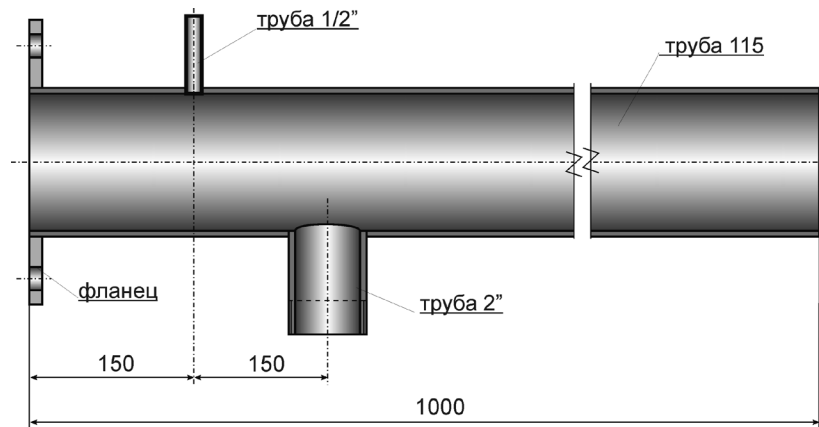


Рисунок 5.9 – Первая сборная единица (подводящая труба)

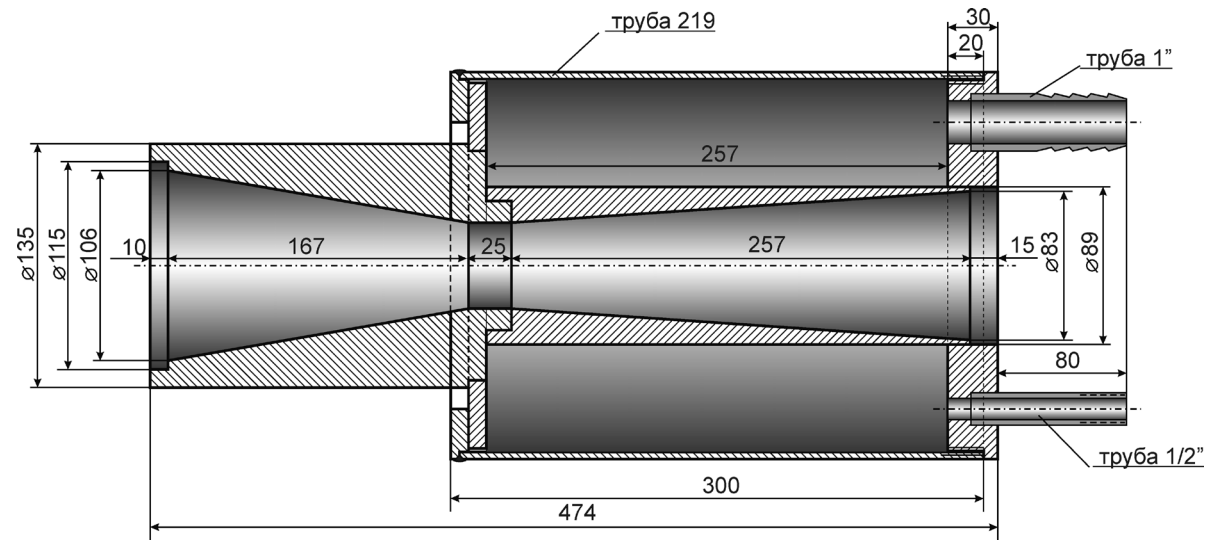


Рисунок 5.10 – Вторая сборная единица (конфузор, приёмная диффузорная камера, газозаборная камера)

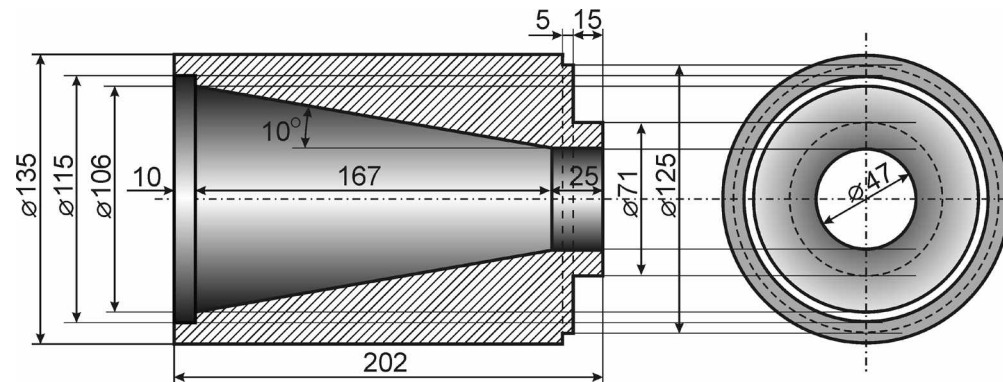


Рисунок 5.11 – Конфузор (сопло)

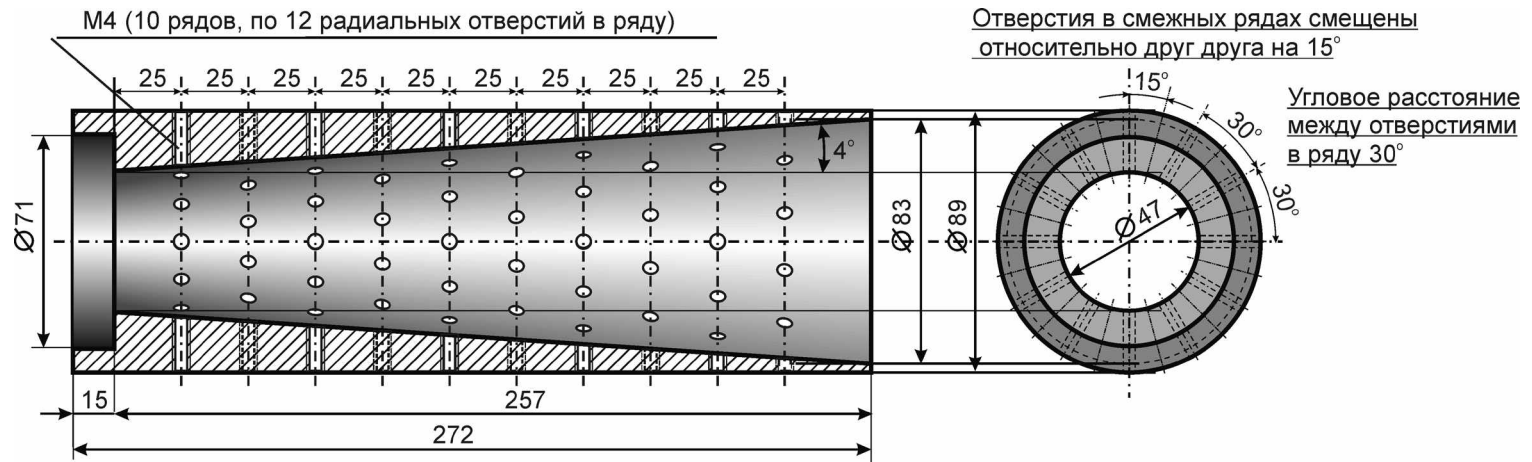


Рисунок 5.12 – Приёмная диффузорная камера

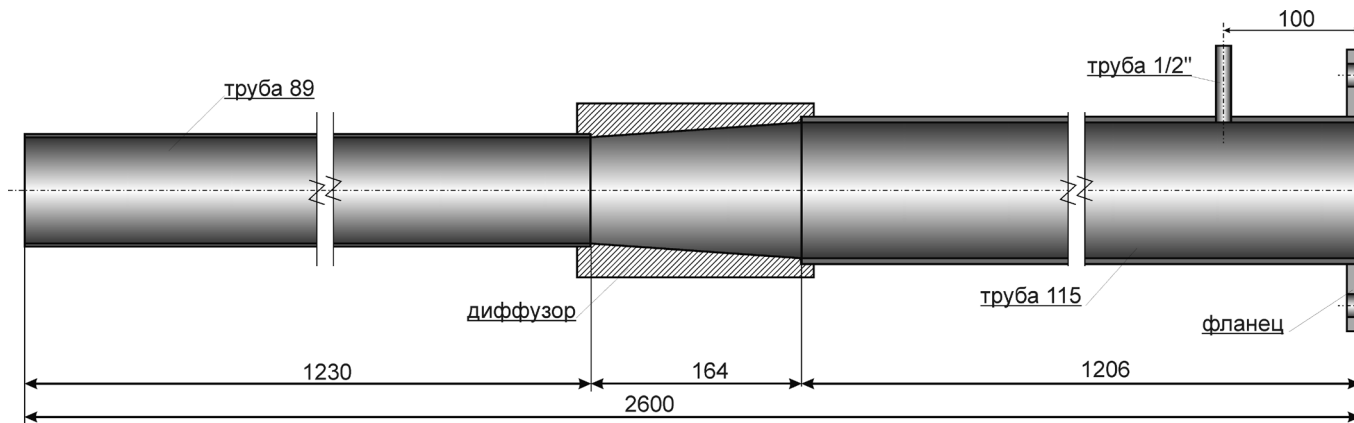


Рисунок 5.13 – Третья сборная единица (камера смешения, сопрягающий диффузор, отводящая труба)

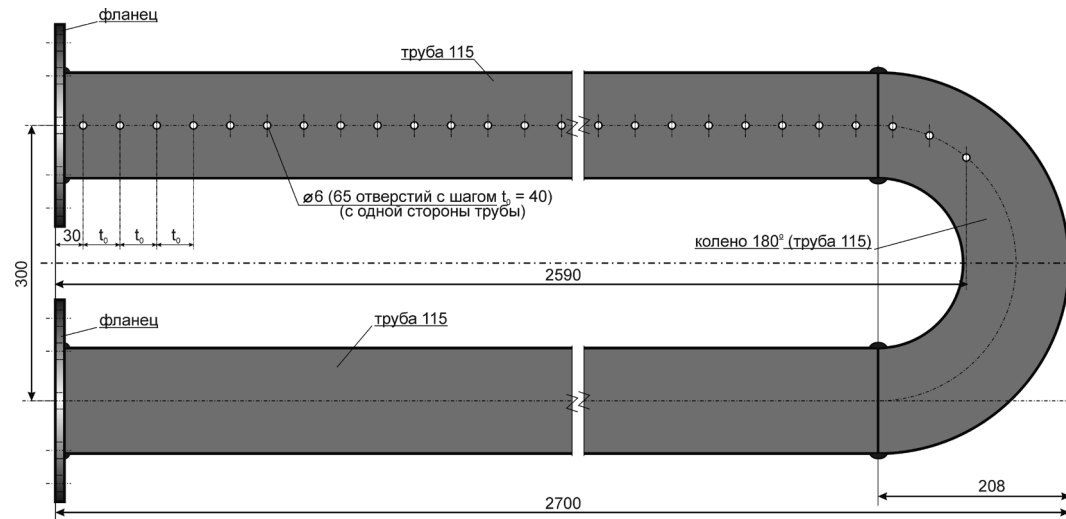


Рисунок 5.14 – Второй сборный узел (подводящая к флейте труба, колено, флейта)

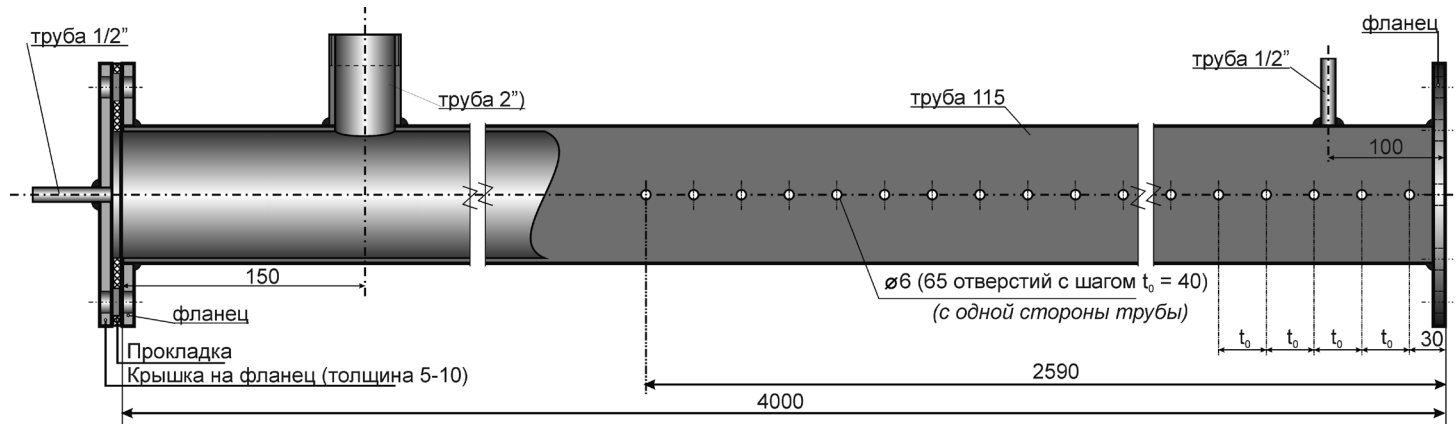


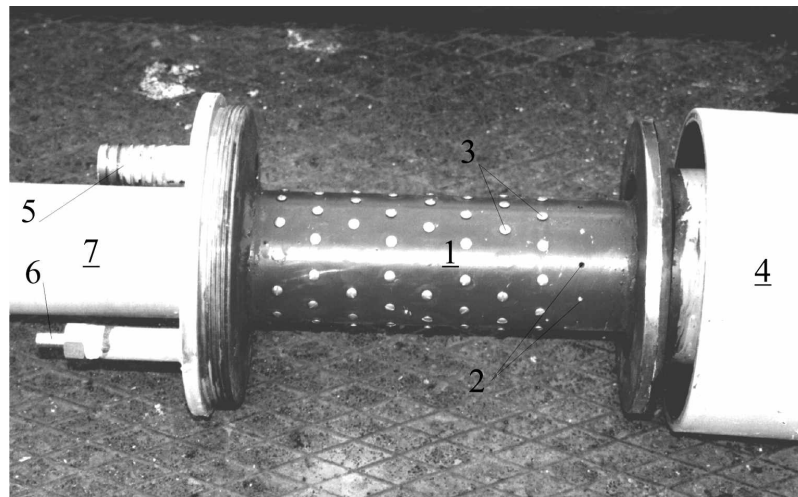
Рисунок 5.15 – Третий сборный узел (верхняя часть флейты)



#### 5.4. Методика проведения натурных исследований

При проведении исследований использовались общепринятые методики натурных исследований, изложенные в работах [68-69, 100], а также в классических учебниках «Гидротехнические сооружения» для вузов [43-44].

Для измерения расхода забираемого (инжектируемого) газа и величины вакуума приёмная диффузорная камера помещается в специальную (съёмную) газозаборную камеру подобно тому, как это делалось в лабораторных исследованиях. Сборка её осуществляется резьбовым соединением корпуса камеры с одной из стенок так, как это показано на рисунках 5.6 и 5.16.



1 – приёмная диффузорная камера; 2, 3 – открытые и закрытые газозаборные отверстия; 4 – корпус газозаборной камеры; 5 – газоподводящая труба; 6 – патрубок вакуумметра; 7 – камера смешения

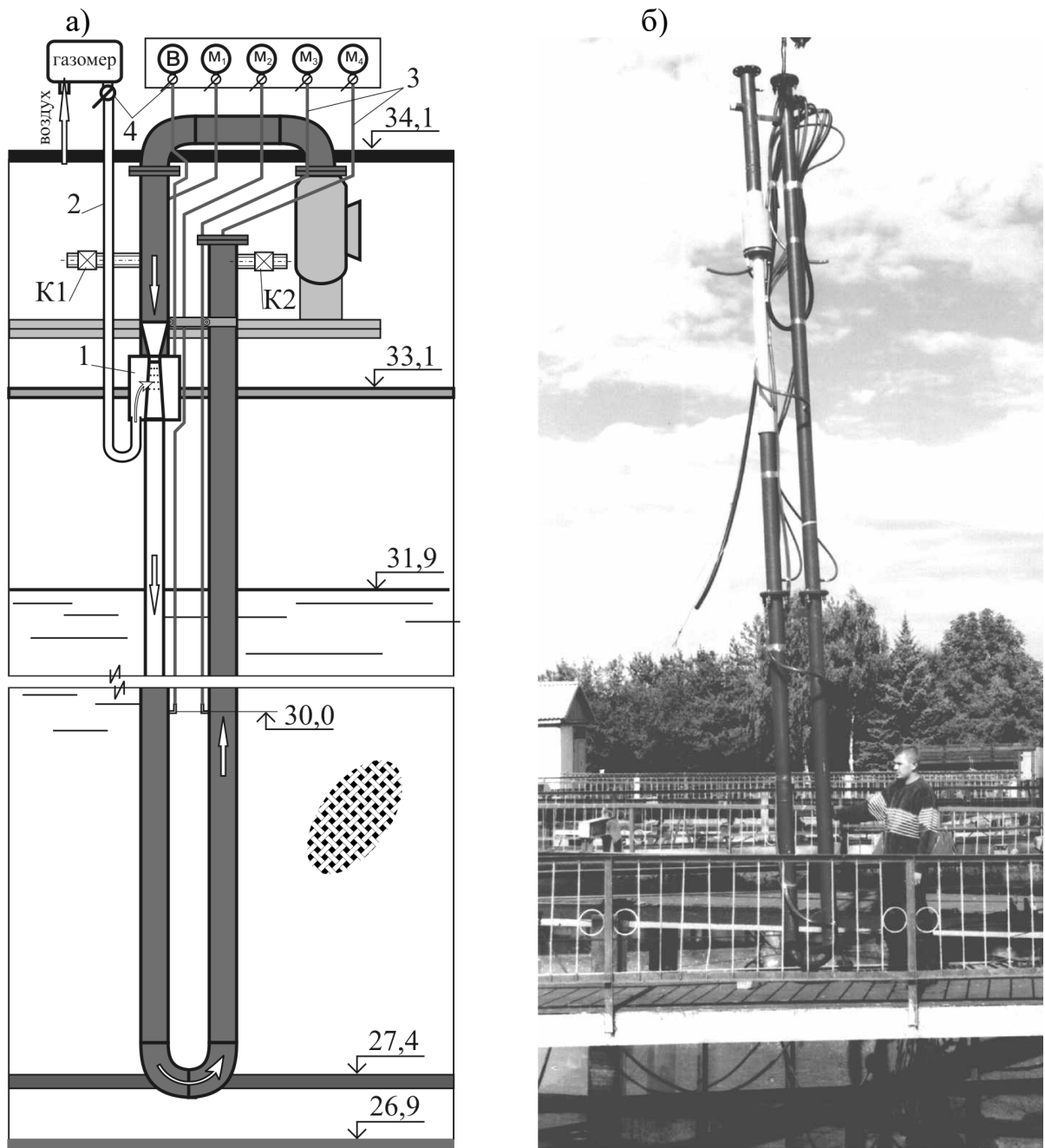
Рисунок 5.16 – Газозаборная камера

Герметичность в камере достигается благодаря наличию уплотнительных прокладок в местах соприкосновения корпуса со стенками камеры. Для подключения газомера и вакуумметра в нижней стенке камеры выполнены отверстия с патрубками на них для подсоединения шлангов. Регулирование подачи газа в приёмную диффузорную камеру выполнялось путём блокировки газозаборных отверстий винтами с прокладками.

Диаметр коллектора промывной флейты составляет  $d_{\phi} = 106$  мм и совпадает с размером соединительных подводящих труб. Раздаточные отверстия флейты в количестве 130 штук имеют диаметр  $d_0 = 6$  мм с шагом  $t_0 = 40$  мм.

Конструкция экспериментального образца водовоздушного промывателя выполнена сборно-разборной и состоит из трёх секций. Для измерения давления в устройстве в различных местах промывателя выполнены отводы для подсоединения датчиков давления, а для регулирования расхода в начале и конце промывателя предусмотрены боковые отводы с кранами на них К1 и К2.

Схема подключения измерительной аппаратуры к промывателю и общий вид экспериментального образца промывателя с подсоединёнными к нему шлангами представлены на рисунке 5.17.

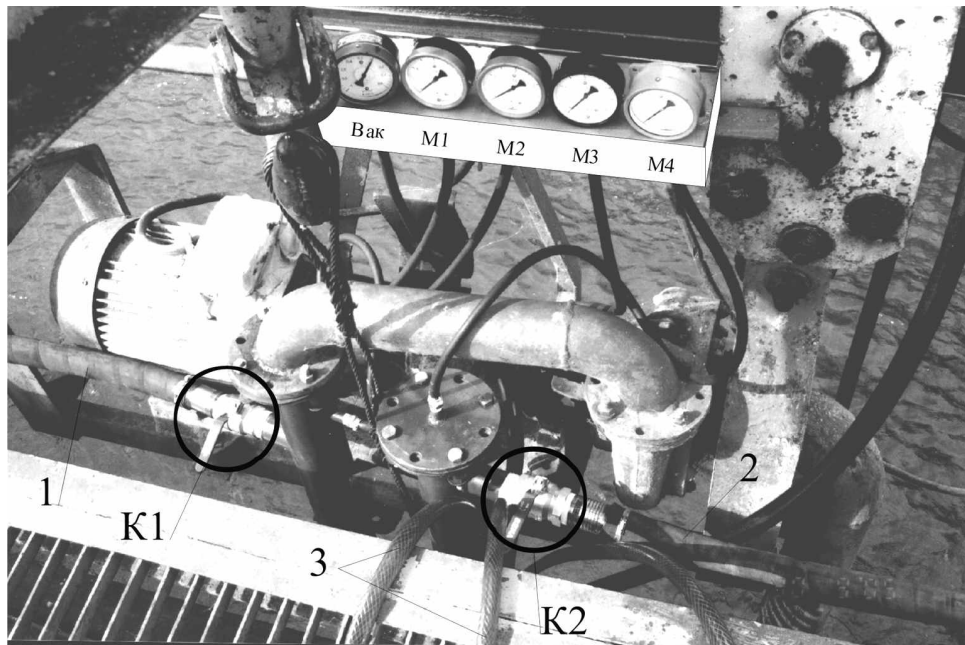


- а – схема размещения измерительной аппаратуры на устройстве;  
 б – общий вид экспериментального образца с подсоединёнными шлангами;  
 1 – газозаборная камера; 2 – воздуховод; 3 – шланги для подключения датчиков давления; 4 – краны

Рисунок 5.17 – Общий вид экспериментального образца промывного устройства в сборе

Измерение давления в устройстве осуществлялось с помощью манометра.

метров и вакуумметра. Давление в аэраторе измерялось на входе и выходе манометрами  $M_1$  и  $M_2$ , во флейте – в её средней части ( $M_3$ ) и в самом конце ( $M_4$ ), а в газозаборной камере – вакуумметром (В). Регулирование водоподачи осуществлялось открытием (закрытием) кранов К1 и К2 (рисунок 5.18). Расход жидкости и газа определялся объёмным способом, при этом объём воздуха измерялся газомером.



1, 2 – водоотводящие шланги; 3 – прозрачные шланги для визуализации газонасыщения струй

Рисунок 5.18 – Подсоединение датчиков давления и шлангов к водовоздушному промывателю

Эксперименты проводились по четырём сериям, каждая из которых характеризовалась различной комбинацией открытия сбросных кранов К1 и К2. Схема их открытия представлена в таблица 5.1.

Практический интерес представляет первая серия исследований, так как именно она соответствует реальному режиму работы промывного устройства. Остальные серии являются вспомогательными и расширяют диапазон исследований.

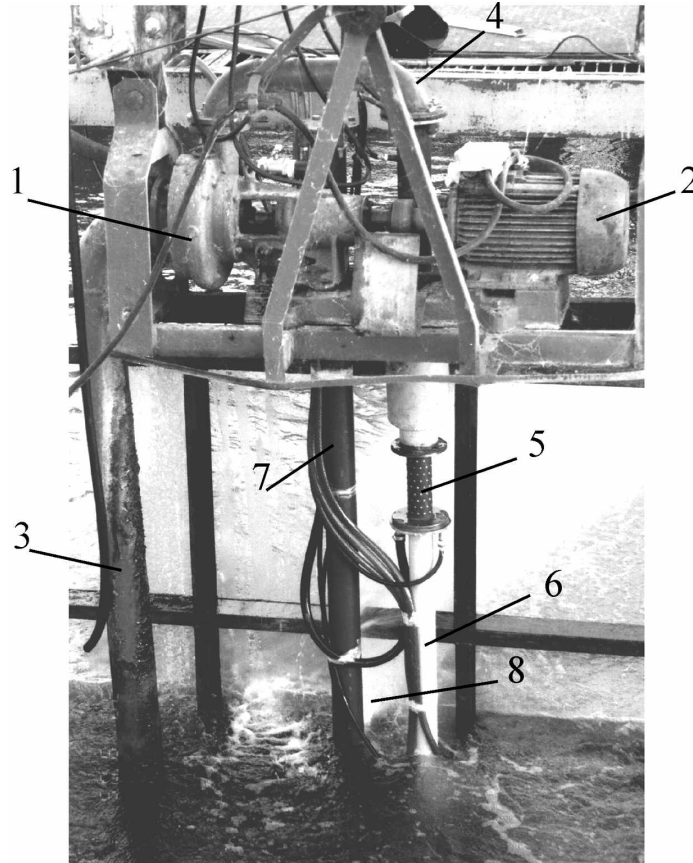
Таблица 5.1 – Открытие сбросных кранов (по сериям)

Краны	Серия			
	I	II	III	IV
К1	закрыт	открыт	закрыт	открыт
К2	закрыт	закрыт	открыт	открыт

В каждой серии газозаборные отверстия открывались последовательно по рядам, начиная с верхнего. Объём инжестируемого воздуха измерялся при

полностью закрытой газозаборной камере, а достижимый в ней вакуум – при закрытом кране на газомере.

На рисунке 5.19 представлен общий вид экспериментального образца водовоздушного промывного устройства с подключённой к нему измерительной аппаратурой.



1, 2 – насос и электродвигатель; 3 – всасывающая труба; 4 – соединительное колено; 5 – приёмная диффузорная камера; 6 – камера смешения; 7 – флейта; 8 – водовоздушные промывные струи

Рисунок 5.19 – Общий вид экспериментального образца промывного устройства с подключённой к нему измерительной аппаратурой (вид со стороны нижнего бьефа)

В ходе проведения экспериментов измерялись следующие параметры: манометрическое давление на входе в аэратор –  $p_{\text{вхм}}$  и выходе –  $p_{\text{выхм}}$ , вакуум в газозаборной камере –  $p_{\text{вак}}$ , расход газа при атмосферном давлении –  $Q_{\text{г}}$  и расход жидкости –  $Q_{\text{ж}}$ , обработка полученных данных осуществлялась по методике, описанной выше (см. глава 3).

Определялись следующие необходимые для анализа параметры:

- средняя скорость течения в характерных живых сечениях устройства (на входе –  $U_{\text{вх}}$ , в сопле –  $u_0$ , в камере смешения –  $U_{\text{кс}}$  и на выходе –  $U_{\text{вых}}$ );
- полное избыточное давление на входе

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{вхм}} + \alpha v_{\text{вх}}^2 / 2g \quad (5.21)$$

– то же на выходе

$$p_{\text{вых}} = p_{\text{выхм}} + \alpha v_{\text{вых}}^2 / 2g; \quad (5.22)$$

– потери напора на аэраторе

$$\Delta p_{\text{аэр}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}; \quad (5.23)$$

– перепады давлений для рабочей жидкости

$$\Delta p_p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вак}} \quad (5.24)$$

– то же для смеси

$$\Delta p_c = p_{\text{вых}} - p_{\text{вак}}; \quad (5.25)$$

– относительный перепад давлений  $\Delta p_c / \Delta p_p$ ;

– коэффициент аэрации при атмосферном давлении  $\beta_a = \frac{Q_a}{Q_{\text{ж}}}$ ;

– объёмный  $\beta_{\text{ac}}$  и массовый  $\beta_{\text{ам}}$  коэффициенты аэрации (инжекции) при нормальном атмосферном давлении

$$\beta_{\text{ac}} = \beta_{\text{и0}} = \frac{\rho R T_{\text{гс}}}{p_{\text{н}} + p_{\text{гс}}} \beta_{\text{ам}}, \quad (5.26)$$

где  $p_{\text{гс}}$  – избыточное давление в смеси на выходе из аэратора;

$$\beta_{\text{ам}} = \frac{\rho_{\text{гн}}}{\rho} \beta_a, \quad (5.27)$$

где  $\rho_{\text{гн}}$  и  $\rho$  – плотность, соответственно воздуха и воды;

– абсолютное давление газа в смеси

$$p_{\text{гс}} = \frac{p_{\text{н}} + p_{\text{гс}}}{R T_{\text{гс}}}. \quad (5.28)$$

Средняя плотность водовоздушной смеси  $\rho_c$  и коэффициенты инъекции связаны между собой пропорцией

$$\rho_c = \rho(1 + \beta_{\text{им}}) / (1 + \beta_{\text{и0}}). \quad (5.29)$$

### 5.5. Результаты натуральных исследований по оценке газонасыщения рабочей жидкости

Условия опытов и результаты натуральных исследований в полном объёме представлены в работе [46]. Область исследований охватывает следующий диапазон изменения характеристик:  $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,38 \div 0,72$ ;  $\beta_a = 0 \div 0,35$ .

График связи коэффициента аэрации  $\beta_a$  и количества открытых рядов газозаборных отверстий  $n_{\text{гзо}}$  представлен на рисунке 5.20.

На графике видно, как газонасыщение жидкости зависит от количества открытых газозаборных отверстий на приёмной диффузорной камере. Максимальное газонасыщение жидкости достигалось в третьей серии опытов ( $\beta_a = 0,35$ ;  $\beta_{\text{ac}} \approx 0,2$ ) и соответствовало максимальному перепаду давлений на

аэраторе.

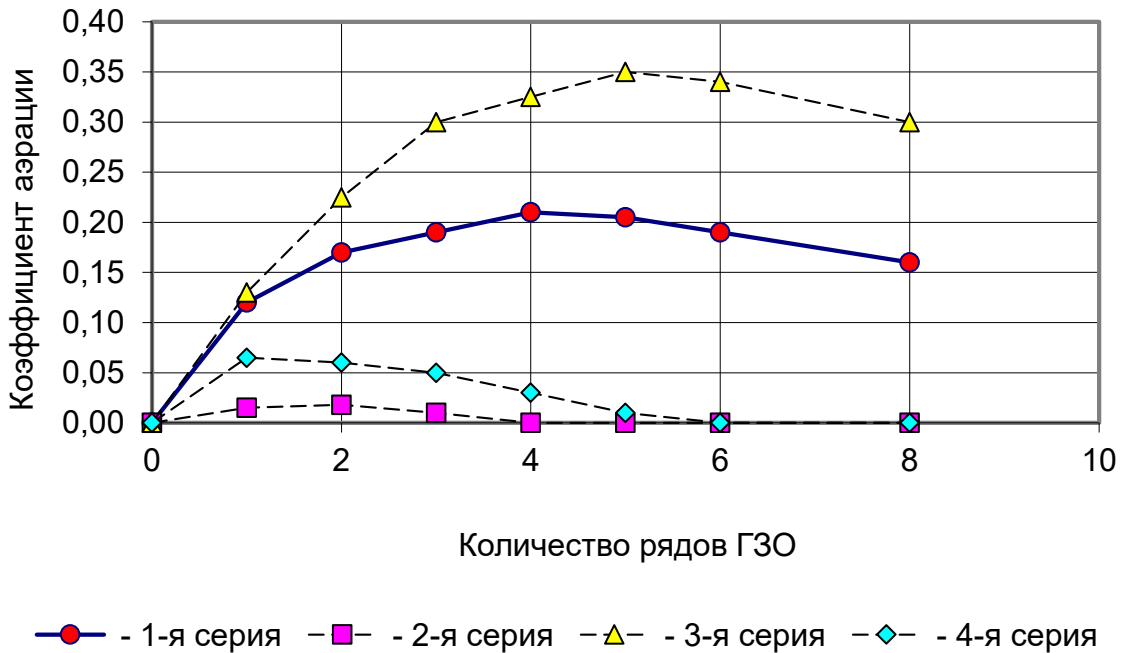


Рисунок 5.20 – Зависимость газонасыщения рабочей жидкости экспериментального устройства от количества газозаборных отверстий (по сериям)

Минимальное газонасыщение наблюдалось во второй и четвертой сериях ( $\beta_a = 0,018$ ;  $\beta_{ac} \approx 0,01$  и  $\beta_a = 0,065$ ;  $\beta_{ac} \approx 0,04$ ). При этом пик газонасыщения жидкости достигался при разном количестве рядов открытых газозаборных отверстий во всех сериях экспериментов.

Первая серия опытов проводилась при полностью закрытых сбросных кранах на промывном устройстве. Этот режим работы аэратора является базовым для промывного устройства. В этой серии максимальное газонасыщение достигалось при открытии четырех рядов (48 отверстий) и составляло  $\beta_a = 0,21$  и  $\beta_{ac} = 0,095 \approx 0,1$ . Вакуум достигал предельного значения  $p_{\text{вак}} \approx 0,99 \cdot 10^5$  Па при открытии двух рядов газозаборных отверстий.

Воздух в приёмную диффузную камеру забирается порционно, что сопровождается сухим треском, характерным для кавитации. Отмечено возникновение в промывателе высокочастотных пульсаций давления. Водовоздушная смесь, будучи упругой и сжимаемой средой, проводит вибрации от их источника (приёмной диффузорной камеры) до конца флейты, что подтверждают приборы.

В первой базовой серии экспериментов предельное газонасыщение жидкости составляет  $\beta_a = 0,21$  при потерях напора на аэраторе  $\Delta p_{\text{аэр}} \approx 140$  кПа. Полученное в эксперименте газонасыщение жидкости ниже прогнозируемого  $\beta_a = 0,3$ . Тем не менее, оно входит в рабочую область

и позволяет формировать в промывной струе на проектной глубине достаточно плотную «укладку» пузырьков  $k_{\text{дп}} \approx 0,6$ .

Напомним, что при обосновании параметров водовоздушного промывного устройства [38] значение прогнозируемого коэффициента аэрации  $\beta_a = 0,3$  было принято с существенным запасом. Эта величина характеризует верхнюю границу аэрирования, при которой расстояние между пузырьками газа было бы равным половине калибра, что соответствует значению  $k_{\text{дп}} = 0,67$ .

Очевидно, что на величину аэрации жидкости в натурном образце повлияли многие факторы, включая и некоторые конструктивные изменения, например: уменьшение степени расширения приёмной диффузорной камеры, изготовление сопла с цилиндрической частью, отсутствующей в лабораторной модели, а также увеличение длины камеры смешения.

С другой стороны, потери давления на газомере и в воздуховоде в натуральных условиях могли превосходить потери в лабораторном образце. Помимо этого, в нижней части газозаборной камеры и воздуховоде скапливалась жидкость, образуя своеобразный гидрозатвор, который также препятствовал свободному поступлению газа в аэратор. В реальных условиях эксплуатации промывного устройства поступление воздуха в аэратор будет свободным и степень аэрирования выше.

Судя по сравнению, разработанная методика позволяет определить предельные значения коэффициентов аэрации для случаев, когда открыто оптимальное количество газозаборных отверстий. Так в первой (базовой) серии опытов для  $n_{\text{Гзо}} = 4 \times 12 = 48$  расчётное значение коэффициента аэрации составляет  $\beta_{a(\text{расчет})} = 0,222$ , а опытное –  $\beta_{a(\text{опыт})} = 0,21$ , в третьей серии для  $n_{\text{Гзо}} = 5 \times 12 = 60$  коэффициенты аэрации составляют  $\beta_{a(\text{расчет})} = 0,402$ ,  $\beta_{a(\text{опыт})} = 0,35$  и т.д.

Следует отметить примерное совпадение в сериях оптимального значения количества газозаборных отверстий на приёмной диффузорной камере с их характерным количеством (4.7), то есть

$$n_{\text{Гзо(опт)}} \approx N_{\text{Гзо}}. \quad (5.30)$$

Расчётные значения немного превышают опытные, однако это можно объяснить неучтёнными расчётом потерями напора воздушного потока в газомере, по длине газозаподводящего шланга, на входе в газозаборную камеру и непосредственно в газозаборных отверстиях на входе в приёмную диффузорную камеру.

Сравнение разработанной методики с данными натурального эксперимента свидетельствует о возможности её использования для ориентировочных расчётов характеристик ГКА-Д.

## 5.6. Исследование газонасыщения струй по глубине

Как уже отмечалось, эффективность работы промывного устройства во

многим зависит от равномерности очистки сетного полотна. При равномерном по глубине засорении сетного полотна требования, предъявляемые к промывному устройству, сводятся к обеспечению равномерного распределения скоростей истечения промывных струй из отверстий флейты и газонасыщения.

Исследование этого процесса осуществлялось визуально. Для этого к раздаточным отверстиям флейты на различной глубине подсоединялись прозрачные шланги, по которым водовоздушная смесь поднималась вверх на поверхность. Это позволяло вести наблюдение газонасыщения промывных струй без погружения наблюдателя в воду (см. позицию 3 на рисунке 5.17). Для этого в каждом опыте делалась фотосъёмка крупным планом фрагментов длиной  $\Delta l_{\text{ш}}$  каждого из трёх прозрачных шлангов, подсоединённых на разной глубине к выходным отверстиям флейты. В ходе анализа структуры водовоздушной смеси оценивался размер пузырьков  $d_{\text{пш}}$ , подсчитывалось их количество  $n_{\text{пш}}$  в выделенном объёме, определялись суммарный объём газа по формуле  $\Delta W_{\text{г}} = n_{\text{пш}} \pi d_{\text{пш}}^3 / 6$  и объём смеси  $\Delta W_{\text{см}} = \Delta l_{\text{ш}} \pi d_{\text{ш}}^2 / 4$ .

Коэффициент аэрации  $\beta_{\text{аш}}$  определялся по формуле (1.3), или в принятых обозначениях

$$\beta_{\text{аш}} = \left( \frac{\Delta W_{\text{г}}}{\Delta W_{\text{см}}} - 1 \right)^{-1}. \quad (5.31)$$

На рисунке 5.21 представлены фотографии, демонстрирующие возможность оценки газонасыщения таким методом.

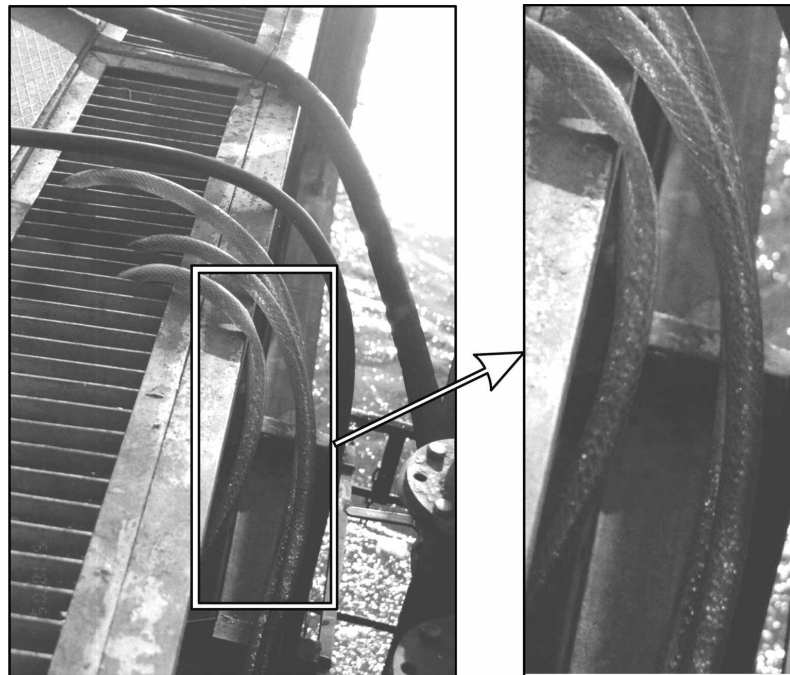


Рисунок 5.21 – Визуализация аэрирования промывных струй



В данной серии эксперимента три прозрачных шланга подсоединены к раздаточным отверстиям на трёх уровнях – в низу флейты, в её центре и у поверхности воды. На фотографиях во всех шлангах хорошо видны пузырьки воздуха, а более тщательный анализ фотоснимков с определением коэффициентов аэрации даёт основание утверждать наличие в них газа примерно одинаковой концентрации.

Важно отметить, что и во всех других сериях экспериментов тоже наблюдалось сравнительно равномерное газонасыщение контрольных струй, что в принципе подтверждает правильность конструктивно-технологического подхода, принятого при разработке водовоздушного промывного устройства для условий РЗС, в частности, в организации подачи рабочей смеси во флейту снизу.

### **5.7. Оценка эффективности промывки сетчатого экрана экспериментальным промывным устройством**

На завершающей стадии исследований проводились испытания промывного устройства в реальных условиях эксплуатации с целью оценки эффективности. Исследование взаимодействия водовоздушных промывных струй с сеткой и оценка качества её очистки проводились визуально с погружением исследователя в воду.

На рисунках 5.22 и 5.23 представлены фотографии, демонстрирующие работу водовоздушного промывного устройства в составе промывной системы РЗС с различных позиций.



**Рисунок 5.22 – Экспериментальный образец водовоздушного промывного устройства в рабочем состоянии (вид со стороны нижнего бьефа)**

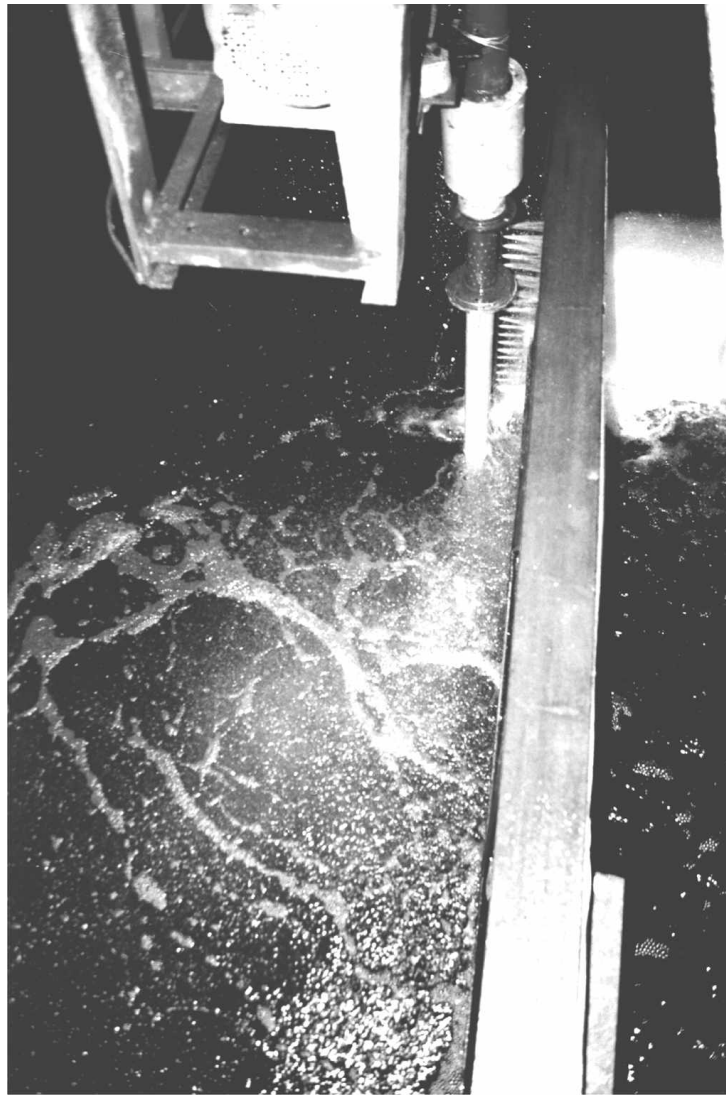


Рисунок 5.23 – Водовоздушное промывное устройство в работе  
(вид с боку)

Следует отметить, что в условиях уже существующего взаимного расположения элементов конструкций фильтрующего модуля и промывного устройства РЗС промыватель оказывается удалённым от сетки на расстояние 30 см, вместо 20 см положенных по проекту.

Несмотря на это, компактная воздушно-пузырьковая часть промывных струй во всех опытах достигала сетного полотна и проникала сквозь него в верхний бьеф на расстояние до 15-20 см.

В верхнем бьефе, за сеткой водовоздушные струи формируют вертикально восходящий воздушно-пузырьковый шлейф, который, однако, быстро сносится течением, и большинство пузырьков, проходя обратно через сетку вместе с фильтрующимся потоком, всплывают за ней. Это хорошо видно на фотоснимке (см. рисунок 5.23).

В ходе эксплуатации промывного устройства на рыбозащитном сооружении Донского магистрального канала отмечено, что промывка сетки водовоздушными струями осуществлялась быстрее и качественнее в сравнении с

гидравлическими, что подтверждает правильность выводов, сделанных предыдущими исследователями.

Также очевидно, что при уменьшении расстояния от промывателя до сетного полотна до проектного значения (20 см) в ходе реконструкции РЗС эффективность очистки сетки возрастёт.

В ходе последующей продолжительной эксплуатации водовоздушного промывного устройства засорения раздаточных отверстий флейты мелким мусором не было зафиксировано, в то время как в обычных флейтах отверстия всё же засорялись. По всей видимости, имеет место самоочищение раздаточных отверстий промывателя при прохождении сквозь них упругой двухфазной водовоздушной среды, а наличие высокочастотных колебаний давления в рабочей смеси на выходе из промывателя, судя по всему, усиливает эффект самоочищения.

В заключение следует отметить.

На основе анализа теоретических и лабораторных исследований выполнено обоснование параметров натурального образца водовоздушного промывного устройства, по которым изготовлена и испытана экспериментальная модель образца в составе РЗС Донского магистрального канала.

Установлено, что максимальное газонасыщение жидкости достигается при открытии в аэраторе двух рядов газозаборных отверстий. Это позволяет формировать в промывных водовоздушных струях на проектной глубине достаточно плотную схему укладки пузырьков газа, близкую к прогнозируемой. Кроме того, для улучшения характеристик промышленного образца ГКА-Д его сопло рекомендуется всё же изменить и выполнять без цилиндрической части, а длину камеры смещения сделать короче.

Режим течения в приёмной диффузорной камере характеризуется развитой кавитацией, а создание водовоздушной смеси сопровождается возникновением высокочастотных колебаний давления, которые необходимо учитывать при проектировании промывной системы РЗС.

Исследования подтвердили высокую эффективность очистки сетного полотна водовоздушным промывным устройством. В ходе эксплуатации промывного устройства, засорения промывных отверстий флейты мелким мусором не происходило.

Для обеспечения принудительной очистки внутренней полости промывателя, в том числе и от продуктов коррозии, в конце флейты, наверху рекомендуется установить сбросной кран. Это существенно облегчит эксплуатацию устройства, позволяя регулярно промывать его без демонтажа.

Сделанные выводы подтверждают целесообразность внедрения предлагаемой конструкции водовоздушного промывного устройства в состав промывной системы РЗС на Донском магистральном канале в ходе его предстоящей реконструкции.

## 6. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ, ИЗГОТОВЛЕНИЮ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ВОДОВОЗДУШНОГО ПРОМЫВНОГО УСТРОЙСТВА

Результаты комплексных исследований, представленные в предыдущих главах, позволяют выработать рекомендации по проектированию и эксплуатации водовоздушного промывного устройства нового поколения. В этой конструкции рабочим органом является водовоздушное промывное устройство. Если обычное промывное устройство – это только флейта, то водовоздушное представлено двумя функциональными элементами – флейтой и аэратором. В этой связи выработка рекомендаций по проектированию водовоздушного промывного устройства сводится к обоснованию параметров этих двух элементов.

### 6.1. Рекомендации по проектированию и изготовлению водовоздушных промывных устройств

Исходными данными для проектирования водовоздушного промывного устройства являются: скорость течения воды в канале  $V_k$ ; рабочая высота сетки  $h_{сет}$ ; сквозность (скважность) сеточного полотна  $n$ ; диаметр раздаточного отверстия флейты  $d_0$ ; расстояние между флейтой и сеткой  $S$ ; коэффициент, характеризующий трудоёмкость смыва мусора  $k_{см}$ ; расчётная величина перепада на засорённой сетке  $Z_3$ .

#### 6.1.1. Обоснование параметров водовоздушной флейты

Учитывая то, что флейта водовоздушного промывного устройства конструктивно не отличается от обычной гидроструйной флейты, а степень газонасыщения рабочей жидкости сравнительно небольшая, для её расчёта воспользуемся существующими методиками, приведёнными в работах [67, 87, 100].

Промывные струи, вытекая из раздаточных отверстий флейты, формируют вблизи сетки совокупное поле скоростей. Параметры этого поля определяются величиной скорости истечения рабочей жидкости из раздаточных отверстий, диаметром отверстий и их шагом на флейте.

Эффективность очистки сеточных полотен зависит от степени динамического воздействия струй на мусор, прижатый к сетке. Сила давления струи на преграду  $P_0$  и давление  $p$  в общем случае определяются по следующим формулам [102]:

$$P_0 = \rho \cdot Q \cdot V \quad \text{или} \quad P_0 = \rho \cdot \omega \cdot V^2; \quad (6.1)$$

$$p = \rho \cdot V^2 \quad \text{или} \quad p \sim V^2. \quad (6.2)$$

Вытекающая из раздаточных отверстий флейты вода образует перед сеткой сплошную плоскую струю, которая, проходя (процеживаясь) сквозь неё, трансформируется. Сетка частично гасит скорость течения в струях.

Опытным путём установлено [100], что на силу удара воды в мусор основное влияние оказывает лишь коэффициент сквозности (скважности, живого сечения) сетки  $n$ . Чем больше живое сечение сетки, тем сильнее воздействие на мусор, и наоборот. В струях, прошедших сквозь сетку, давление на мусор уменьшается прямо пропорционально коэффициенту сквозности и равно величине

$$p_s = n\rho V^2. \quad (6.3)$$

В соответствии с [85], взаимное влияние параллельных осесимметричных струй увеличивает скорость течения воды в них примерно на 12 % по сравнению с обычной промывной струёй. Продольная составляющая скорости  $u$  течения воды в любой точке струи, имеющей координаты  $S$  и  $y$ , выражается зависимостью:

$$u(y) = U_{\max} \cdot \left[ 1 - 0,29 \left( \frac{\frac{2y}{d_0}}{\frac{S}{4d_0} + 1} \right)^{\frac{3}{2}} \right]^2. \quad (6.4)$$

Максимальное значение продольной составляющей скорости на сетке совпадает с динамической осью струи и определяется по формуле:

$$U_{\max} = U_0 \left( \frac{14}{\frac{2S}{d_0} + 5} \right). \quad (6.5)$$

Наименьшая величина продольной составляющей  $U_{\min}$  имеет место между раздаточными отверстиями в плоскостях соприкосновения (слияния) двух соседних струй. Значение этой скорости определим в соответствии с методикой Цыпляева [100] по следующей формуле:

$$U_{\min} = (0,7 + 2,2 \cdot \sin\theta) \sqrt{\xi_1 \xi_2 \frac{K_\Phi}{n} (gZ_3 + V_k^2 \sin\theta)}, \quad (6.6)$$

где  $\xi_1$  – коэффициент, учитывающий крупность, форму, структуру и другие качества мусора;  $\xi_2$  – коэффициент, учитывающий толщину слоя мусора и его количество на сетке;  $K_\Phi$  – коэффициент, учитывающий скорость перемещения промывного устройства вдоль сетки;  $V_k = V_n$  – величина скорости подхода потока к сетке (равна величине вектора средней скорости течения воды по нормали к сетке);  $Z_3$  – перепад уровней воды на засорённой сетке. При промывке сетки на перепадах уровня воды более 0,08-0,01 м различие в структуре, форме и крупности мусора ощущается мало.

При больших перепадах отбросу мусора от сетки противостоят силы гидродинамического и гидростатического давлений, а влияние сил, учитываемых коэффициентом  $\xi_1$ , сводится к нулю. Поэтому при расчётных перепадах уровня воды более 0,01 м крупность мусора не учитывается.

Коэффициент  $K_f$  учитывает скорость перемещения флейты вдоль сетки. От скорости перемещения промывного устройства зависит тот промежуток времени, в течение которого сила удара струи воды прикладывается к частицам, находящимся на поверхности сетки. Очевидно, что чем медленнее движется флейта, тем продолжительней действие силы на какую-либо частицу, тем вероятнее её отрыв от сетки и тем дальше она отбрасывается. Наоборот, чем быстрее перемещается флейта, тем короче промежутки действия удара струй на ту же частицу и тем, следовательно, хуже очищается сетка. Другими словами, эффективность очистки сеточного полотна обусловлена импульсом сил, величина которого прямо пропорциональна силе удара и обратно пропорциональна скорости движения флейты.

В водовоздушном промывном устройстве шаг раздаточных отверстий флейты на коллекторе  $t_0$  может быть больше, чем в обычных водоструйных флейтах по следующим причинам.

Первая причина связана с более высокой промывной способностью водовоздушных струй. Как уже отмечалось, водовоздушная струя в 1,5-2,0 раза эффективнее обычной гидравлической. Это является результатом более высокого импульсного (динамического) давления, оказываемого водовоздушной струей на сетку и мусор на ней. Величина этого давления пропорциональна квадрату скорости ( $p \sim V^2$ ), следовательно, оценку области очистки сетки следует вести по эпюре плотностей импульсов, передаваемых от струи к мусору на сетке.

Вторая причина обусловлена расширением водовоздушной струи. Как уже упоминалось в первой главе, установлено, что она расширяется интенсивнее обычной гидравлической. Эта особенность объясняется комплексным расширением пузырьков газа при выходе из области высокого давления (во флейте) и перемещении их в струе в область с низким давлением в водоёме. Согласно данным [48], осреднённый угловой коэффициент луча траектории ( $y/x_0$ ) [27] осесимметричной водовоздушной струи составляет 0,135, что соответствует углу  $7,7^\circ$ , а вся струя расширяется под углом до  $30,8^\circ$ . Для сравнения отметим, что обычная затопленная турбулентная струя расширяется под углом  $22 \div 24^\circ$  [23-27, 29, 54, 61, 63].

Отличия в развитии двух типов струй свидетельствуют о необходимости корректировки существующей методики расчёта гидроструйной флейты с целью применения её для расчёта флейты водовоздушного промывного устройства. Главным звеном методики является определение шага раздаточных отверстий на коллекторе промывателя  $t_0$ , так как от этой величины зависит качество промывки и расход промывного устройства.

Очевидно, что эффективность очистки сетки пропорциональна динамическому давлению  $p$ , оказываемому струей на сор, прижатый к сетке, которое пропорционально квадрату скорости.

Имеющаяся нечёткость в определении относительной эффективности водовоздушных струй, в частности, в зависимости от степени газонасыщения, обуславливает диапазон от 1,5 до 2-х раз (выше обычной гидравличе-

ской). Поэтому шаг раздаточных отверстий будем определять как для нижней  $t_{0\min}$ , так и для верхней  $t_{0\max}$  границ эффективности.

Если для гидравлической струи гидродинамическое давление пропорционально квадрату скорости  $p \sim u^2$ , то для водовоздушной оно в 1,5-2,0 раза выше:

$$p \sim (1,5 \div 2,0) \cdot u(y)^2, \quad (6.7)$$

где  $u(y)$  – продольная составляющая скорости течения воды в любой точке струи в створе сетки (имеющей координаты  $S$  и  $y$ ), определяется по профилю (6.4).

Из этого следует, что шаг раздаточных отверстий водовоздушной флейты может быть больше, чем обычной гидравлической.

Для расчёта водовоздушного промывного устройства исходными являются следующие параметры:

- угол ориентации (поворота) сетки относительно потока  $\theta$ ;
- высота сетки  $h_{\text{сет}}$ , м;
- диаметр раздаточных отверстий  $d_0$ , мм;
- расстояние до сетки  $S$ , м;
- рабочий перепад на сетке  $Z_3$ , м;
- скорость течения воды в канале  $V_k$ , м/с;
- коэффициент расхода раздаточных отверстий флейты  $\mu_\phi$ .

Коэффициенты, входящие в формулу (6.6) ( $\xi_1$ ,  $\xi_2$ ,  $K_\phi$ ,  $n$ ), принимаются в соответствии с рекомендациями, изложенными в [106].

Вначале мы можем определить область очистки сетки от мусора водовоздушной промывной струёй без учёта её дополнительного расширения, исходя из предположения, что она расширяется как обычная гидравлическая струя, то есть для наихудших условий.

Учитывая то, что эффективность водовоздушной струи по динамическому воздействию на мусор выше обычной гидравлической, скорость на оси водовоздушной струи назначается не меньше минимального значения для гидравлической струи, то есть  $U_m = U_{\max} \geq U_{\min}$ . Приняв значение  $U_{\max}$ , из (6.5) находим скорость истечения из раздаточных отверстий флейты

$$U_0 = U_{\max} \left( \frac{\frac{2S}{d_0} + 5}{14} \right). \quad (6.8)$$

Для создания такой скорости в отверстиях флейты необходимо обеспечить достаточный напор на входе во флейту  $H_\phi$ . Связь скорости истечения из отверстий флейты и напора выражается следующей зависимостью:

$$U_0 = \frac{\mu_\phi \sqrt{2gH_\phi}}{\sqrt{1 - \frac{0,5}{\chi_\phi^2}}}, \quad (6.9)$$

откуда определяется напор:

$$H_{\phi} = \frac{1 - \frac{0,5}{\chi_{\phi}^2} \left( \frac{U_0}{\mu_{\phi}} \right)^2}{2g}. \quad (6.10)$$

где  $\chi_{\phi}$  – отношение площади поперечного сечения флейты к суммарной площади отверстий.

Для гидравлической струи диаметр области очистки определяется по условию  $u(y) = U_{\min} = \text{const}$ . Размер области очистки сетки водовоздушной струёй оценивается по эпюре давлений на сетке. Рабочая область водовоздушной струи находится в промежутке между эпюрами  $1,5u(y)^2$  и  $2u(y)^2$ , характеризующими соответственно нижнюю и верхнюю границу эффективности.

Диаметры областей очистки сетки водовоздушной струёй определяются по условию  $u(y)^2 = U_{\min}^2 = \text{const}$ .

Выполненный в четвёртой главе анализ даёт основание утверждать, что наибольшей эффективности очистки сетки водовоздушными струями соответствует небольшие значения коэффициента аэрации – порядка  $\beta_a \approx 0,1$ .

Если минимальный шаг отверстий  $t_{0\min}$  определяется без учёта дополнительного расширения струи, то определение максимального значения шага отверстий  $t_{0\max}$  связано с необходимостью учёта расширения водовоздушной струи. В первом приближении это можно сделать, используя следующую очевидную пропорцию, вытекающую из геометрического подобия струй:

$$\frac{t_{0\max}}{t_{0\min}} \approx \frac{d_{Sgw}}{d_{Sw}} = \frac{r_0 + S \cdot \text{tg} \left( \frac{\theta_{gw}}{2} \right)}{r_0 + S \cdot \text{tg} \left( \frac{\theta_w}{2} \right)}, \quad (6.11)$$

где  $d_{Sw}, d_{Sgw}$  – диаметры гидравлической и водовоздушной струй в створе сетки;  $\theta_w, \theta_{gw}$  – полууглы расширения гидравлической и водовоздушной струй.

Из (6.11) определяется максимальный шаг отверстий

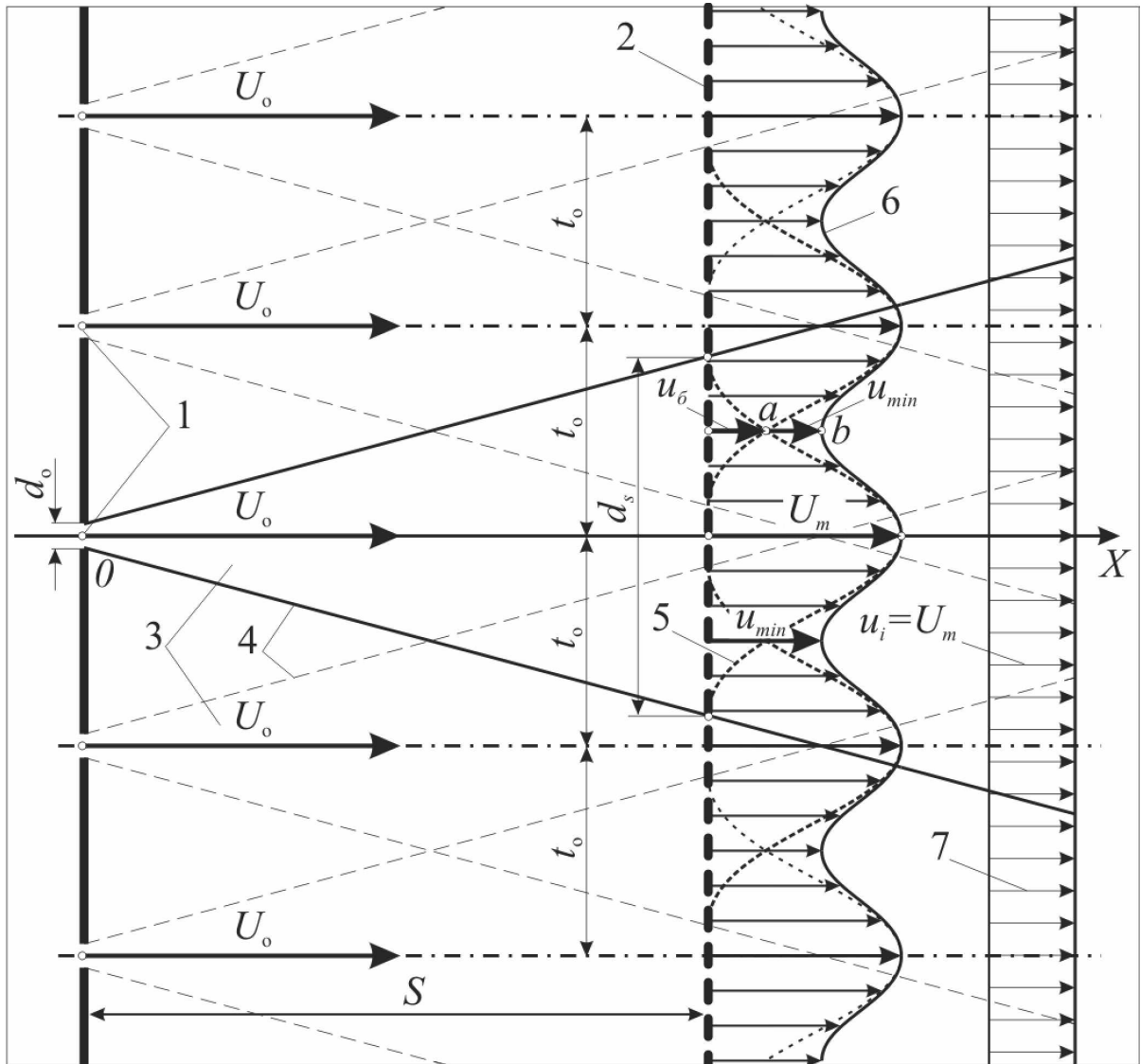
$$t_{0\max} = t_{0\min} \frac{r_0 + S \cdot \text{tg} \left( \frac{\theta_{gw}}{2} \right)}{r_0 + S \cdot \text{tg} \left( \frac{\theta_w}{2} \right)}. \quad (6.12)$$

Таким образом, шаг раздаточных отверстий промывной флейты водовоздушного промывного устройства РЗС находится в диапазоне  $t_0 = t_{0\min} \div t_{0\max}$  мм, за основу может быть принято среднее значение.

Следует отметить, что реальное значение минимальной скорости на стыке водовоздушных струй у сетного полотна будет больше того, которое



получается с помощью профиля (6.4). Поясним это на примере течения, приведённого на рисунке 6.1, которое формируется промывными струями флейты на сетке.



1 – раздаточные отверстия флейты; 2 – сетка; 3 – промывные струи; 4 – граница струи; 5 – эпюра скоростей, соответствующая формуле (6.4); 6 – профиль скоростей системы параллельных (промывных) струй; 7 – сглаженная эпюра скоростей за сеткой

Рисунок 6.1 – Схема течения, формируемого промывными струями флейты на сеточном полотне

В соответствии с методикой [100], шаг отверстий определяется по профилю (6.4), и для этого используется минимальная скорость  $U_{min}$ , определённая по формуле (6.6). На представленной схеме профиль скорости (6.4) обозначен пунктирной линией (см. позицию 5 на рисунке 6.1). Смежные профили струй на сетке пересекаются при боковых скоростях  $u_0$  в точке "a". Этому же значению скорости соответствует минимальная скорость, вычисленная по (6.6), то есть –  $u_0 = U_{min}$ . Однако во время взаимодействия смежных струй в

плоскости их соприкосновения за счёт стеснения возникает повышение скоростей до значения  $u_{min}$  (точка "b") и, согласно физике явления слияния струй,  $u_{min} > U_{min}$  [24, 51, 59-60, 98, 119].

Приняв длину рабочей части флейты равной высоте сетке  $h_{сет}$ , определяем количество отверстий во флейте

$$N_{отв} = \frac{h_{сет}}{t_0}, \quad (6.13)$$

а по площади поперечного сечения всех отверстий флейты

$$\Omega = \frac{\pi d_0^2}{4} N_{отв} \quad (6.14)$$

определяем расход воды промывного устройства

$$Q_{пу} = U_0 \Omega. \quad (6.15)$$

Оптимальный диаметр трубы промывателя (флейты) определяется по условию минимизации разности давлений на концах флейты, а следовательно, обеспечения равномерной скорости истечения рабочей жидкости из раздаточных отверстий флейты. Величина разности давлений зависит от суммарной площади отверстий во флейте  $\Omega$  и от площади поперечного сечения флейты  $\omega_{ф}$ . Диаметр флейты, в соответствии с рекомендациями [100], определяется по формуле

$$D_{ф} = 2 \sqrt{\frac{\chi_{ф}}{\pi} \Omega}. \quad (6.16)$$

### 6.1.2. Обоснование напора промывного устройства

Обоснование шага  $t_0$  и скорости истечения струй из раздаточных отверстий флейты позволило определить расход промывного устройства  $Q_{пу}$  и принять диаметр флейты  $D_{ф}$ . Следующий этап связан с определением необходимого напора на промывном устройстве  $H_{пу}$  и обоснованием диаметра рабочего сопла аэратора  $d_{рс}$ . Для этого осуществим гидравлический расчёт подводящего аэратора и соединительного трубопровода.

На этом участке потери напора складываются из потерь на аэраторе  $H_{аэр}$  и в соединительной трубе, которая в рекомендуемой компоновочной схеме (см. рисунок 3.1) представлена подводящим патрубком и соединительной трубой с участком поворота её на  $180^\circ$ .

Требуемое сравнительно небольшое газонасыщение рабочей жидкости в промывном устройстве ( $\beta_a \rightarrow 0,1$ ) даёт основание сделать допущение о приблизительном равенстве плотностей водовоздушной смеси и жидкости, а следовательно, использовать в качестве теоретической основы при обосновании напора на промывном устройстве гидравлический расчёт.

В классическом варианте гидравлический расчёт осуществляется с применением уравнений Бернулли, неразрывности и формул для определения потерь напора. В нашем случае необходимо по известному расходу

$Q_{\text{пу}} = Q_{\text{ф}}$  в коротком трубопроводе с заданными размерами определить напор  $H_{\text{пу}}$ .

Отметим, что в конструкции устройства аэратор располагается вертикально и это создаёт дополнительный напор, обусловленный естественным превышением оси насоса (или подводящей напорной линии) над уровнем воды в водоёме и входом во флейту у самого дна. При горизонтальном размещении аэратора такого преимущества уже нет. В общем случае проектирование следует осуществлять с некоторым запасом для наихудших условий, в данном случае это соответствует горизонтальному положению аэратора (см. рисунок 3.10, а). Эта схема принята за основу при осуществлении расчёта (рисунок 6.2).

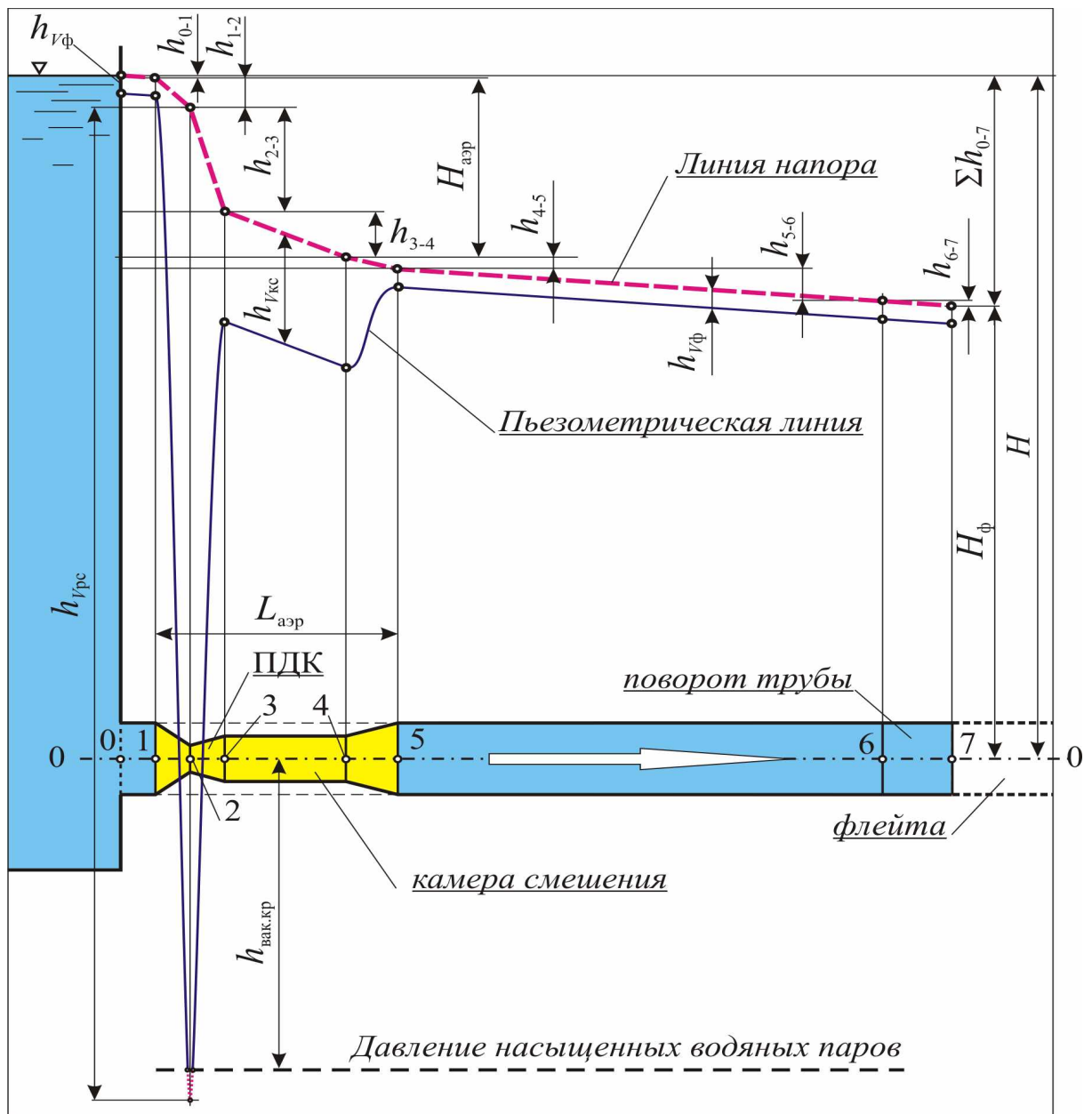


Рисунок 6.2 – Построение линии напора и пьезометрической линии на подводящем участке промывного устройства

С гидравлической точки зрения подводящий к флейте участок водовода с аэратором представляет разновидность короткого трубопровода, соединяющего собой два резервуара. В этом случае истечение происходит под уровень, характеризуемый величиной напора  $H_\phi$ , который необходимо создать на входе во флейту в сечении точки 7. Здесь  $H$  – минимальный напор, который необходимо создать на входе в промывное устройство, то есть в створе 0 точки.

Наметив плоскость сравнения  $O-O$  на уровне оси аэратора, на основе уравнения Бернулли соединяем начальное и конечное сечения трубопровода (в точках 0 и 7), преобразовав которое, получаем зависимость для напора следующего вида:

$$H = H_\phi + \frac{\alpha V_\phi^2}{2g} + \sum h_{W0-7}, \quad (6.17)$$

где  $V_\phi$  – скорость в соединительной трубе.

Суммарные потери напора складываются из местных  $\sum h_m$  и потерь по длине  $\sum h_l$ , то есть:

$$\sum h_{W0-7} = \sum h_m + \sum h_l. \quad (6.18)$$

Из конструктивных соображений принимаем диаметры подводящей соединительной трубы и поворота равным диаметру флейты, то есть

$$d_0 = d_1 = d_5 = d_6 = d_7 = D_\phi,$$

соответственно будут равны их живые сечения

$$\omega_0 = \omega_1 = \omega_5 = \omega_6 = \omega_7 = \omega_\phi$$

и их скорости

$$V_0 = V_1 = V_5 = V_6 = V_7 = V_\phi,$$

где индекс (0, 1, 2 и т.д.) соответствует номеру сечения трубопровода.

Скорости во всех сечениях трубопровода определяются из уравнения неразрывности

$$V_0 \omega_0 = V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2 = \dots = V_7 \omega_7 = Q_{\text{пу}}. \quad (6.19)$$

Местные потери напора складываются из потерь на аэраторе  $h_{\text{аэр}}$  и повороте трубы на  $180^\circ$  ( $h_{\text{пов}}$ ). В свою очередь местные потери напора на аэраторе  $h_{\text{м.аэр}}$  складываются из потерь на конфузоре  $h_{\text{кф}} = h_{1-2}$ , в приёмной диффузорной камере  $h_{\text{ПДК}} = h_{2-3}$  и сопрягающем диффузоре  $h_{\text{дф}} = h_{4-5}$ . Исходя из этого получаем формулу для определения местных потерь напора на промывном устройстве

$$\sum h_m = h_{\text{кф}} + h_{\text{ПДК}} + h_{\text{дф}} + h_{\text{пов}}. \quad (6.20)$$

Потери по длине определяются на 4-х участках длиной  $l_{0-1}$ ,  $l_{3-4}$ ,  $l_{5-6}$ ,  $l_{6-7}$ , то есть:

$$\sum h_l = h_{l\langle 0-1 \rangle} + h_{l\langle 3-4 \rangle} + h_{l\langle 5-6 \rangle} + h_{l\langle 6-7 \rangle}. \quad (6.21)$$

Основой для расчёта местных потерь является формула Вейсбаха

$$h_m = \zeta \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (6.22)$$

а для определения потерь по длине трубы – формула Дарси

$$h_l = \lambda \frac{l V^2}{d 2g}, \quad (6.23)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения (Дарси).

### **Определение коэффициентов сопротивлений**

Коэффициент сопротивлений при постепенном сужении (конфузор) –  $\zeta_{кф}$  в соответствии с [102] определяется по формуле

$$\zeta_{кф} = \frac{\lambda_{ср}}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{кф}}{2}} \left[ 1 - \left( \frac{\omega_2}{\omega_\phi} \right)^2 \right], \quad (6.24)$$

где  $\theta_{кф}$  – угол конусности (принимается равным  $20^\circ$ );  $\lambda_{ср}$  – среднее значение коэффициента Дарси для подводящей и отводящей труб.

При определении потерь напора в диффузорах выделяют потери, вызванные расширением сечения, и по длине диффузора. В соответствии с этим коэффициент сопротивления диффузора  $\zeta_{дф}$  делят на коэффициенты сопротивлений  $\zeta_p$  и  $\zeta_{лдф}$ :

$$\zeta_{дф} = \zeta_p + \zeta_{лдф} = k_{дф} \zeta_{вр} + \zeta_{лдф}, \quad (6.25)$$

где  $k_{дф}$  – коэффициент, зависящий от величины центрального угла  $\theta_{дф}$  (для угла приёмной диффузорной камеры, равного  $\theta_{дф} = 8^\circ$ ,  $k_{дф} \approx 0,15$  [107]);  $\zeta_{вр}$  – коэффициент сопротивления внезапного расширения.

С учётом вышесказанного коэффициенты сопротивлений двух диффузоров промывного устройства определяются по следующим формулам [107]:

$$\zeta_{пджк} = \left[ 1 - \left( \frac{\omega_2}{\omega_3} \right)^2 \right] \left[ k_{дф} + \frac{\lambda_2}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{дф}}{2}} \right]; \quad (6.26)$$

$$\zeta_{дф2} = \left[ 1 - \left( \frac{\omega_3}{\omega_\phi} \right)^2 \right] \left[ k_{дф} + \frac{\lambda_{кс}}{8 \cdot \sin \frac{\theta_{дф}}{2}} \right], \quad (6.27)$$

где  $\lambda_2$ ,  $\lambda_{кс}$  – коэффициент Дарси, в подводящих к диффузорам трубах (в рабочем сопле азуратора и камере смешения);

Потери напора на повороте трубы состоят из местных и по длине. Коэффициент  $\zeta_{пов}$  при плавном повороте трубы с круглым поперечным сечени-

ем (стенки гладкие,  $Re \geq 2 \cdot 10^5$ ) находят по формуле

$$\zeta_{пов} = A \cdot B, \quad (6.28)$$

здесь параметр  $A$  зависит от угла поворота и для  $180^\circ$  равен 14 [102], параметр  $B$  учитывает влияние относительного радиуса закругления  $R_{пов}/d_\phi$  (для  $R_{пов}/d_\phi = 1,3$ ,  $B = 0,18$ ).

Зная коэффициенты всех местных сопротивлений, по формуле Вейсбаха (6.22) определяем местные потери напора

$$h_{1-2} = h_{кф} = \zeta_{кф} \cdot \frac{V_2^2}{2g}, \quad (6.29)$$

$$h_{2-3} = h_{ПДК} = \zeta_{ПДК} \cdot \frac{V_2^2}{2g}, \quad (6.30)$$

$$h_{4-5} = h_{дф} = \zeta_{дф} \cdot \frac{V_4^2}{2g}, \quad (6.31)$$

$$h_{6-7} = h_{пов} = \zeta_{пов} \cdot \frac{V_6^2}{2g}. \quad (6.32)$$

Подставив (6.29) – (6.32) в формулу (6.20), получаем зависимость для определения местных потерь напора следующего вида:

$$\sum h_m = \frac{(\zeta_{кф} + \zeta_{ПДК})V_2^2 + \zeta_{дф}V_4^2 + \zeta_{пов}V_6^2}{2g}. \quad (6.33)$$

Для определения потерь напора по длине трубопровода требуется найти коэффициент гидравлического трения (Дарси), который входит в формулу (6.23). Для квадратичной области сопротивления его можно определить, например, по формуле Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_\varepsilon}{d} \right)^{0,25}, \quad (6.34)$$

где  $\Delta_\varepsilon$  – эквивалентная шероховатость.

Для соединительной трубы и камеры смешения значения коэффициентов сопротивлений  $\lambda_\phi$  и  $\lambda_{кс}$  определяются по формуле (6.34), которая в принятых обозначениях для двух диаметров труб водовода имеет следующий вид:

$$\lambda_\phi = 0,11 \left( \frac{\Delta_\varepsilon}{d_\phi} \right)^{0,25}; \quad (6.35)$$

$$\lambda_{кс} = 0,11 \left( \frac{\Delta_\varepsilon}{d_{кс}} \right)^{0,25}. \quad (6.36)$$

Подставив найденные значения коэффициентов Дарси в формулу (6.23), по зависимости (6.21) находим суммарные потери напора по длине

$$\sum h_l = \lambda_\phi \frac{l_{0-1} + l_{5-7}}{d_\phi} \frac{V_\phi^2}{2g} + \lambda_{rc} \frac{l_{3-4}}{d_\phi} \frac{V_{rc}^2}{2g}. \quad (6.37)$$

Найденные по (6.33) и (6.37) потери напора подставляем в формулу (6.18) и определяем суммарные потери напора  $\sum h_{W0-7}$ , подставив которые в (6.17) находим  $H$  – необходимый минимальный напор на промывном устройстве.

Потери напора на аэраторе  $H_{\text{аэр}}$  включают четыре слагаемых

$$H_{\text{аэр}} = h_{1-2} + h_{2-3} + h_{3-4} + h_{4-5} \quad (6.38)$$

или

$$H_{\text{аэр}} = h_{\text{кф}} + h_{\text{ПДК}} + h_{\text{кс}} + h_{\text{дф}}.$$

### 6.1.3. Обоснование диаметра рабочего сопла

Диаметр рабочего сопла  $d_{\text{рс}} = d_2$  можно определить по условию достижения критического вакуума  $h_{\text{вак.кр}}$  в приёмной диффузорной камере аэратора. Отметим, что достижение критического вакуума характеризует начало возникновения кавитации, то есть

$$h_{\text{вак}} \geq h_{\text{вак.кр}} \quad \text{или} \quad p \leq p_{\text{кр}}, \quad (6.39)$$

где  $p$  и  $h_{\text{вак}}$  – абсолютное давление и вакуум в данной точке (в рабочем сопле аэратора);  $p_{\text{кр}}$  – критическое давление.

Критическое давление есть давление насыщенных водяных паров  $p_{\text{кр}} = p_{\text{нас}}$  при данной температуре воды, отвечающей началу холодного кипения. Критический вакуум соответствует критическому давлению. По мере снижения абсолютного давления в приёмной диффузорной камере устанавливается критический вакуум  $h_{\text{вак.кр}}$ , величина которого определяется по формуле [91]:

$$h_{\text{вак.кр}} = \frac{(p_{\text{ат}})_{\text{мин}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{нас}}}{\rho g}, \quad (6.40)$$

для температуры воздуха  $15^\circ$

$$h_{\text{вак.кр}} = 9,94 - \frac{\nabla z}{900} - \frac{p_{\text{нас}}}{\rho g}, \quad (6.41)$$

где  $\frac{\nabla z}{900}$  – поправка на превышение данной точки над уровнем моря,  $\nabla z$  – абсолютная отметка, м.

При наступлении кавитации вакуум имеет наибольшее физически возможное значение. Дальнейшее понижение давления становится невозможным, так как в области, заполненной водой, оно не может быть меньше давления насыщенных паров.

Из анализа геометрии напорной и пьезометрической линий в сечении рабочего сопла аэратора (см. рисунок 4.10) разрежение (вакуум) характери-

зуется величиной

$$H_{P2} = H_{E2} - \frac{V_2^2}{2g}, \quad (6.42)$$

где  $H_{E2}$  – напор в рабочем сопле аэратора, определяется по формуле

$$H_{E2} = H_{\phi} + h_{\text{пов}} + h_{l\langle 5-7 \rangle} + h_{\text{дф}} + h_{\text{лкс}} + h_{\text{ПДК}}. \quad (6.43)$$

По физике явления  $H_{P2}$  не может превышать величины критического вакуума  $h_{\text{вак.кр}}$ , следовательно, характерным условием для обоснования диаметра рабочего сопла  $d_{\text{рс}} = d_2$  является следующее равенство:

$$h_{\text{вак.кр}} = \frac{V_{2\text{кр}}^2}{2g} - H_{E2}, \quad (6.44)$$

где  $V_{2\text{кр}}$  – критическая скорость течения в рабочем сопле.

Подставив в (6.44) значение скорости, равное

$$V_{2\text{кр}} = \frac{4Q}{\pi d_{2\text{кр}}^2},$$

находим критический диаметр

$$d_{2\text{кр}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \sqrt{2g(h_{\text{вак.кр}} + H_{E2})}}}. \quad (6.45)$$

Вакуум возникает в приёмной диффузорной камере при условии  $H_{P2} > 0$ . При  $H_{P2} = 0$  пьезометрическое давление сравнивается с атмосферным. Это условие представляет определённый порог, выше которого в жидкость, проходящую через аэратор, начинает проникать воздух. Диаметр рабочего сопла, соответствующий пороговому значению  $d_{2\text{пор}}$ , определяется по формуле (6.45) при  $h_{\text{вак.кр}} = 0$ , то есть:

$$d_{2\text{пор}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \sqrt{2gH_{E2}}}}. \quad (6.46)$$

#### 6.1.4. Методика определения параметров промывного устройства

Представленные выше зависимости позволяют определить минимальный напор на промывном устройстве  $H$  и диаметр рабочего сопла аэратора  $d_2$ . Исходными данными для этого являются следующие параметры:

- расход жидкости  $Q_{\text{пу}}$  м<sup>3</sup>/с;
- напор на входе во флейту  $H_{\phi}$  м;
- диаметр флейты  $D_{\phi} = d_0 = d_1 = d_5 = d_6 = d_7$  м;
- длина подводящего патрубка  $l_{0-1}$  м;
- длина трубопровода до поворота  $l_{0-6}$  м;



- угол конусности конфузора  $\theta_{\text{кф}}$ ;
- угол конусности диффузоров  $\theta_{\text{дф}}$ ;
- относительный радиус закругления трубы  $R_{\text{пов}}/d_{\text{ф}}$ ;
- эквивалентная шероховатость  $\Delta_{\text{э}}$ ;
- абсолютная отметка аэратора над уровнем моря  $\nabla z$ , м;
- температура воды.

Расчёт параметров водовоздушного промывного устройства рекомендуется осуществлять в соответствии с ниже приведённым алгоритмом.

1. Определяется величина критического вакуума  $h_{\text{вак.кр}}$  по формуле (6.44).

2. Задаётся начальное минимальное значение скорости в рабочем сопле  $V_{2\text{н}} = V_2 = V_{\text{рс}} \rightarrow \min$ .

3. Определяется диаметр рабочего сопла из уравнения неразрывности (6.19)

$$d_2 = 2 \sqrt{\frac{Q_{\text{пу}}}{\pi \cdot V_2}}$$

4. По принятому значению главного геометрического параметра  $\omega_{\text{кк}}/\omega_{\text{рс}} = 3$  определяется диаметр камеры смешения  $d_{\text{кк}} = d_2 \sqrt{3}$  и скорость в ней  $V_{\text{кк}} = V_3 = V_4$ .

5. Определяется длина камеры смешения  $l_{\text{кк}} = l_{3-4} = 10 \cdot d_{\text{кк}}$ .

6. По известным диаметрам труб и углов конусности из геометрических соображений находятся размеры: конфузора, приёмной диффузорной камеры и сопрягающего диффузора ( $l_{\text{кф}} = l_{1-2}$ ,  $l_{\text{ПДК}} = l_{2-3}$ ,  $l_{\text{дф}} = l_{4-5}$ ).

7. Определяется длина аэратора  $L_{\text{аэр}} = l_{\text{кф}} + l_{\text{ПДК}} + l_{\text{кк}} + l_{\text{дф}} = l_{1-5}$ .

8. Для всех диаметров труб по формулам (6.28)-(6.36) определяется коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ .

9. По формуле (6.21), с учётом (6.34) – (6.36), находятся потери напора по длине участков трубопровода  $h_{l\langle 0-1 \rangle}$ ,  $h_{l\langle 3-4 \rangle}$ ,  $h_{l\langle 5-6 \rangle}$ ,  $h_{l\langle 6-7 \rangle}$  и по (6.21) – их сумма  $\sum h_l$ .

10. По формуле (6.22), с учётом (6.24) – (6.27), определяются местные потери напора  $h_{\text{кф}}$ ,  $h_{\text{ПДК}}$ ,  $h_{\text{дф}}$ ,  $h_{\text{пов}}$  и по (6.33) – их сумма  $\sum h_{\text{м}}$ .

11. По (6.18) определяются суммарные потери напора  $\sum h_{W0-7}$ .

12. По (6.38) определяются потери напора на аэраторе  $H_{\text{аэр}}$ .

13. Определяется напор в рабочем сопле  $H_{E2}$  и пьезометрическое давление  $H_{P2}$  по формулам (6.43) и (6.42).

14. Оценивается величина разрежения в приёмной диффузорной камере по условию  $H_{P2} < 0$ .

15. Если  $H_{P2} > -h_{\text{вак.кр}}$ , то значение скорости в рабочем сопле увели-

чивается  $V_2 = V_2 + \Delta V$  и расчёт вновь повторяется с 3-го пункта, где  $\Delta V \rightarrow \min$  – шаг цикла.

16. При достижении условия  $H_{P2} \leq -h_{\text{вак.кр}}$ , назначается диаметр рабочего сопла  $d_2 = d_{\text{рс}}$ .

17. По формуле (6.17) находится напор на промывном устройстве  $H$ .

## 6.2. Расчёт параметров водовоздушного промывного устройства для рыбозащитного сооружения на Донском магистральном канале

В нынешнем варианте исполнения рыбозащитного сооружения на Донском магистральном канале гидравлическое промывное устройство вместе с насосным агрегатом базируется на подвесной тележке, обеспеченной приводом перемещения (см. рисунок 4.3). Проектирование водовоздушного промывного устройства осуществляется в привязке к уже имеющейся технической базе, и для обоснования параметров нового водовоздушного промывного устройства в качестве исходных величин принимаются следующие параметры:

- угол ориентации (поворота) сетки относительно потока  $\theta = 14^\circ$ ;
- рабочая высота сетки  $h_{\text{сет}} = 5 \div 5,9$  м;
- диаметр раздаточных отверстий  $d_0 = 6$  мм;
- расстояние до сетки  $S = 0,2$  м;
- рабочий перепад на сетке  $Z_3 = 0,15$  м;
- скорость течения воды в канале  $V_{\text{к}} = 0,5\text{--}0,6$  м/с;
- коэффициент расхода раздаточного отверстия флейты  $\mu_{\text{ф}} = 0,6$ .

В соответствии с рекомендациями [100], коэффициенты, входящие в формулу (6.6), для условий рыбозащитного сооружения на Донском магистральном канале принимаются равными:  $\xi_1 = 1$ ,  $\xi_2 = 1$ ,  $n = 0,64$ . Полагаем, что крупный сор перехватывается сороудерживающей решёткой и в сеточную камеру не попадает.

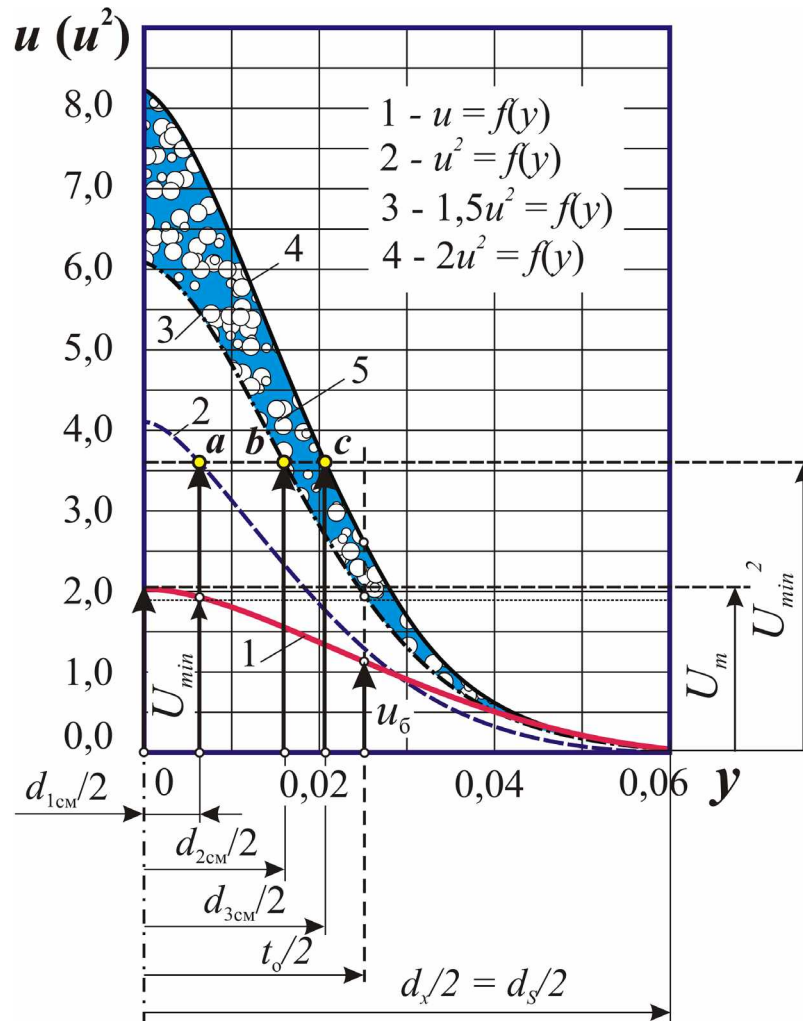
### *Обоснование расхода промывного устройства*

Максимальное значение продольной составляющей скорости на сетке находится на динамической оси струи. Оно определяется по формуле (6.5) и для принятых исходных данных составляет  $U_{\text{max}} = 2,03$  м/с.

Для повышения качества очистки сеток РЗС скорость движения флейты рекомендуется замедлить насколько это возможно. Для условий водозабора Донского магистрального канала скорость движения флейты может быть принята равной  $V_{\text{пу}} = 6$  м/мин. При такой скорости коэффициент  $K_{\text{ф}}$  равен единице [100].

В соответствии с разработанной методикой, на первом этапе определяется размер области очистки сетки от мусора промывной струей без учёта её

дополнительного расширения, то есть для наихудших условий. Эффективность очистки сетки оценивается по эпюрам давлений, которые строятся на базе профиля скорости [61]. На рисунке 6.3 представлены эпюры скоростей и давлений гидравлической и водовоздушной струй промывного устройства.



1 и 2 – эпюры скоростей и давлений гидравлической струи на сетку; 3, 4 и 5 нижняя и верхняя границы гидродинамического давления, оказываемого водовоздушной струей на сетку, и область её влияния

Рисунок 6.3 – Зависимости к обоснованию шага отверстий ( $t_0$ )

Минимальная скорость определяется по формуле (6.6) и составляет  $U_{min} = 1,91$  м/с. Так как эффективность водовоздушной струи по гидродинамическому воздействию на мусор выше обычной гидравлической, скорость на динамической оси струи назначается равной минимальной, то есть  $U_{max} = 2$  м/с, и тогда по формуле (6.8) находим скорость истечения из раздаточных отверстий флейты  $U_0 = 10,37$  м/с. Приняв в соответствии с рекомендациями [100]  $\chi_\phi = 2,5$ , по формуле (6.10) определяем напор на входе во флейту  $H_\phi = 14$  м.

На рисунке области эффективной очистки сетки для двух типов струй оцениваются диаметрами  $d_{1\text{см}}$ ,  $d_{2\text{см}}$ ,  $d_{3\text{см}}$ . Для гидравлической струи диаметр области очистки определяется по условию  $u(y) = U_{\min} = \text{const}$ , и для принятых значений исходных данных его величина составляет  $d_{1\text{см}} = 16$  мм, чему на эпюре  $u^2 = f(y)$  соответствует точка "а" (см. позиция 2 на рисунке 6.3).

Размер области очистки сетки водовоздушной струей оценивается по эпюре давлений на сетке. Рабочая область водовоздушной струи находится в промежутке между эпюрами  $1,5u(y)^2$  и  $2u(y)^2$  (см. позиции 3 и 4, на рисунке 6.3), соответствующими нижней и верхней границам эффективности.

Диаметры области очистки сетки водовоздушной струей  $d_{2\text{см}}$  и  $d_{3\text{см}}$  определяются по графику при  $u(y)^2 = U_{\min}^2 = \text{const}$  и составляют:  $d_{2\text{см}} = 34$  и  $d_{3\text{см}} = 43$  мм. Этим же значениям на эпюрах  $1,5u(y)^2$  и  $2u(y)^2$  соответствуют точки "b" и "c" (см. позиции 3 и 4 на рисунке 6.3).

В расчётном случае эффективность водовоздушной струи, определённая по областям воздействия, выше обычной гидравлической струи в 2,1-2,7 раза  $d_{2\text{см}}/d_{1\text{см}} = 34/16 = 2,1$  и  $d_{3\text{см}}/d_{1\text{см}} = 43/16 = 2,7$ .

Без учёта дополнительного расширения полученные размеры водовоздушной струи  $d_{2\text{см}}$  и  $d_{3\text{см}}$  соответствуют минимальному значению шага отверстий  $t_{0\text{min}} = d_{2\text{см}} \div d_{3\text{см}} = 34 \div 43$  мм. Каждому из двух значений диаметров соответствует своя конкретная степень газонасыщения. Как уже упоминалось в четвёртой главе, наибольшая эффективность очистки сетки водовоздушными струями достигается при слабом газонасыщении струи порядка  $\beta_a \approx 0,1$ . Такое газонасыщение рекомендуется для достижения максимальной эффективности очистки сетки, поэтому нижнему пределу очистки сетки соответствует значение  $t_{0\text{min}} \approx d_{3\text{см}} = 43$  мм.

Полуглы расширения гидравлической и водовоздушной струй в соответствии с рекомендациями в [25, 48-49, 52], принимаются равными:  $\theta_w = 11,5^\circ$  и  $\theta_{gw} = 15^\circ$ .

Максимальный шаг отверстий определяется по (6.12) и составляет  $t_{0\text{max}} = 56$  мм. Таким образом, шаг раздаточных отверстий промывной флейты водовоздушного промывного устройства рыбозащитного сооружения находится в диапазоне  $t_0 = t_{0\text{min}} \div t_{0\text{max}} \approx 43 \div 56$  мм. За основу с некоторым запасом качества промывки сетки принимаем среднее значение  $t_0 = 50$  мм.

Длина рабочей части флейты принимается равной высоте сетке  $h_{\text{сет}}$ , тогда количество отверстий во флейте определяется по (6.15) и будет равно

$$N_{\text{отв}} = \frac{h_{\text{сет}}}{t_0} = \frac{5,9}{0,05} = 116 \text{ шт.}$$

Определив по (6.14) площадь поперечного сечения всех отверстий флейты, по формуле (6.15) находим расход воды промывного устройства

$$Q_{\text{пу}} = U_0 \Omega = 0,035 \text{ м}^3/\text{с} = 35 \text{ л/с.}$$

Оптимальный диаметр трубы промывателя (флейты) определяется по

формуле (6.16) и составляет

$$D_{\phi} = 2\sqrt{\frac{\chi_{\phi}}{\pi}} \Omega = 103 \text{ мм},$$

принимается ближайшая стандартная труба диаметром  $D_{\phi} = 115 \text{ мм}$ .

### **Определение напора промывного устройства**

Представленные выше зависимости позволяют определить минимальный напор на промывном устройстве  $H$  и диаметр рабочего сопла аэратора  $d_2$ . Исходными данными для этого являются следующие параметры:

- расход жидкости  $Q_{\text{пу}} = 0,035 \text{ м}^3/\text{с}$ ;
- напор на входе во флейту  $H_{\phi} = 14 \text{ м}$ ;
- диаметр флейты  $D_{\phi} = d_0 = d_1 = d_5 = d_6 = d_7 = 0,115 \text{ м}$ ;
- длина подводящего патрубка  $l_{0-1} = 0,2 \text{ м}$ ;
- длина трубопровода до поворота  $l_{0-6} = 6,9 \text{ м}$ ;
- угол конусности конфузора  $\theta_{\text{кф}} = 20^\circ$ ;
- угол конусности диффузоров  $\theta_{\text{дф}} = 8^\circ$ ;
- относительный радиус закругления трубы  $R_{\text{пов}}/d_{\phi} = 1,3$ ;
- эквивалентная шероховатость  $\Delta_s = 0,0015$ ;
- абсолютная отметка аэратора над уровнем моря  $\nabla z = 30 \text{ м}$ ;
- температура воды  $15^\circ$ .

Расчёт ведётся в следующей последовательности:

1. Определяется величина критического вакуума  $h_{\text{вак.кр}}$  по формуле (6.40).
2. Задаётся начальное минимальное значение скорости в рабочем сопле

$$V_{2н} = V_2 = V_{\text{рс}} \rightarrow \min.$$

3. Определяется диаметр рабочего сопла из уравнения неразрывности

$$d_2 = 2\sqrt{\frac{Q_{\text{пу}}}{\pi \cdot V_2}}.$$

4. По принятому значению главного геометрического параметра  $\omega_{\text{кс}}/\omega_{\text{рс}} = 3$  определяется диаметр камеры смешения  $d_{\text{кс}} = d_2 \sqrt{3}$  и скорость в ней  $V_{\text{кс}} = V_3 = V_4$ .

5. Определяется длина камеры смешения  $l_{\text{кс}} = l_{3-4} = 10 \cdot d_{\text{кс}}$ .

6. По известным диаметрам труб и углов конусности из геометрических соображений находятся длины: конфузора, приёмной диффузорной камеры и сопрягающего диффузора ( $l_{\text{кф}} = l_{1-2}$ ,  $l_{\text{ПДК}} = l_{2-3}$ ,  $l_{\text{дф}} = l_{4-5}$ ).

7. Определяется длина аэратора

$$L_{\text{аэр}} = l_{\text{кф}} + l_{\text{ПДК}} + l_{\text{кс}} + l_{\text{дф}} = l_{1-5}.$$

8. Для всех диаметров труб по формулам (6.34) – (6.36) определяется коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ .

9. По формуле (6.23), с учётом (6.34)-(6.36), находятся потери напора по длине участков трубопровода  $h_{l\langle 0-1 \rangle}, h_{l\langle 3-4 \rangle}, h_{l\langle 5-6 \rangle}, h_{l\langle 6-7 \rangle}$  и по (6.21) – их сумма  $\sum h_l$ .

10. По формуле (6.22), с учётом (6.24)-(6.27), определяются местные потери напора  $h_{\text{кф}}, h_{\text{ПДК}}, h_{\text{дф}}, h_{\text{пов}}$  и по (6.20) – их сумма  $\sum h_m$ .

11. По (6.18) определяются суммарные потери напора  $\sum h_{W0-7}$ .

12. По (6.38) определяются потери напора на аэраторе  $H_{\text{аэр}}$ .

13. Определяется напор в рабочем сопле  $H_{E2}$  и пьезометрическое давление  $H_{P2}$  по формулам (6.43) и (6.42).

14. Оценивается величина разрежения, возникающего в приёмной диффузорной камере по условию  $H_{P2} < 0$ .

15. Если  $H_{P2} > -h_{\text{вак.кр}}$ , то значение скорости в рабочем сопле увеличивается  $V_2 = V_2 + \Delta V$  и расчёт вновь повторяется с 3-го пункта, где  $\Delta V \rightarrow \min$  – шаг цикла.

16. При достижении условия  $H_{P2} \leq -h_{\text{вак.кр}}$ , назначается диаметр рабочего сопла  $d_2 = d_{\text{рс}}$ .

17. По формуле (6.17) находится напор на промывном устройстве  $H$ .

Осуществив расчёт по этой методике, для принятых исходных данных (соответствующих условиям РЗС на Донском магистральном канале) в качестве проектных принимаются следующие значения параметров промывного устройства:

- напор на водовоздушном промывном устройстве  $H = 21,9$  м;
- диаметр рабочего сопла  $d_2 = d_{\text{рс}} = 42$  мм;
- потери напора на аэраторе  $H_{\text{аэр}} = 6,05$  м.

### **6.3. Рекомендации по изготовлению и эксплуатации водовоздушного промывного устройства**

В окончательном виде конструкция водовоздушного промывного устройства для рыбозащитного сооружения на Донском магистральном канале имеет следующий вид (рисунок 6.4.).

Для обеспечения очистки нижней части сетки промывные отверстия могут выполняться не только на вертикальном (прямом) участке флейты, но даже на повороте соединительной трубы.

В конце флейты на её торце рекомендуется устройство сбросного крана с присоединённой изогнутой трубой в виде "гусака". Диаметр этой сбросной трубы назначается конструктивно из разумной целесообразности.

Сопло аэратора рекомендуется выполнять в соответствии с конструкцией лабораторного экспериментального образца – без цилиндрической ча-

сти (см. рисунок 3.10).

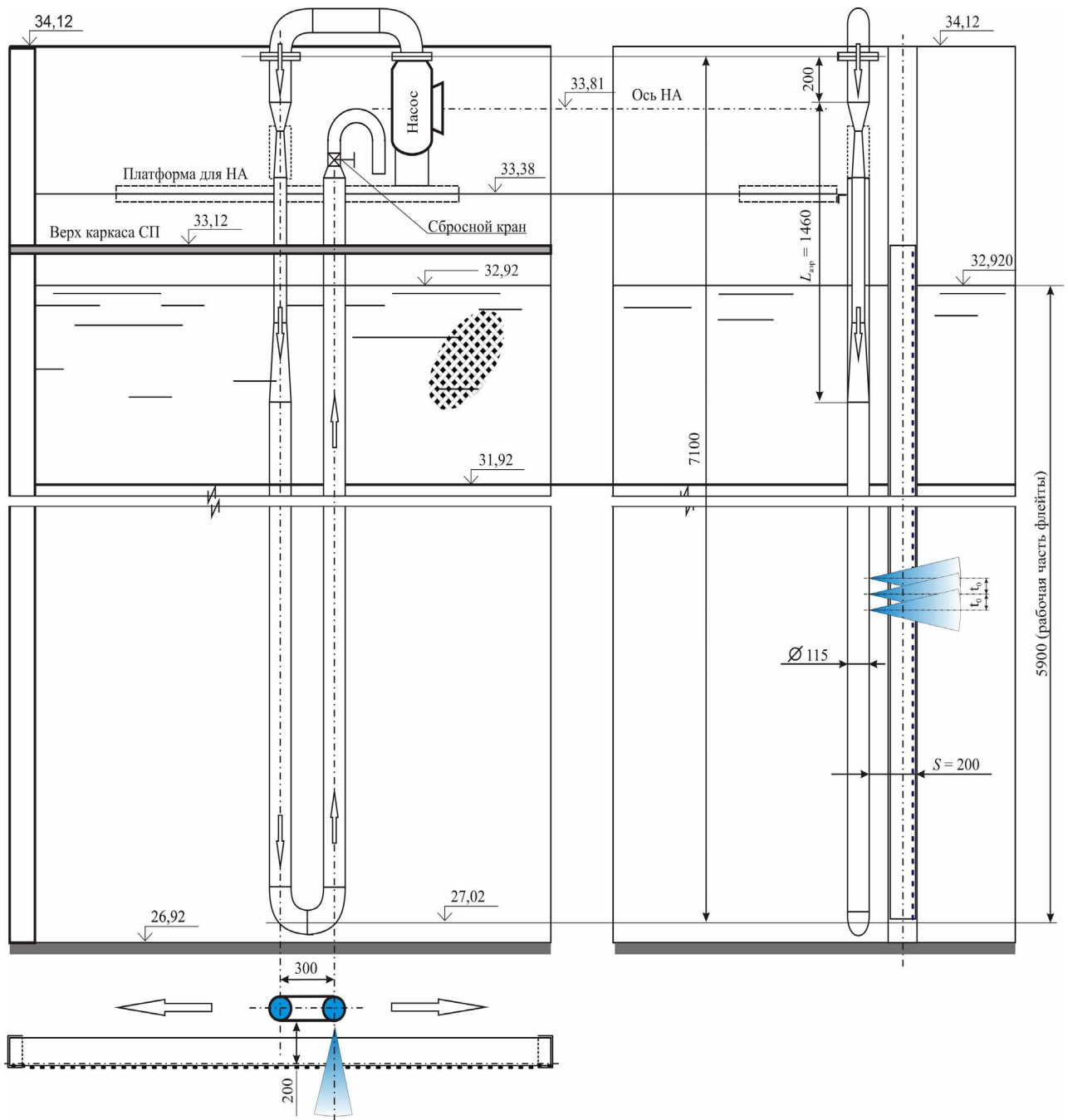


Рисунок 6.4 – Рекомендуемый вариант промывного устройства для РЗС на Донском магистральном канале

Газозаборные отверстия в корпусе приёмной диффузорной камеры рекомендуется выполнять диаметром 4 мм и располагать их в четыре ряда по 12 отверстий в каждом из них на одинаковом удалении друг от друга в продольном и радиальном направлениях. Расстояние между газозаборными отверстиями назначается одинаковым и равным  $d_{pc} / 2 = 20$  мм. На таком же расстоянии от рабочего сопла аэратора располагается первый ряд отверстий.

Количество отверстий и рядов назначается с некоторым запасом, лишние в ходе настройки азратора могут быть заблокированы. Для обеспечения такой возможности в газозаборных отверстиях необходимо нарезать резьбу для вкручивания блокировочных винтов с прокладкой.

Для обеспечения возможности измерения расхода инжектируемого из атмосферы воздуха в ходе оценки газонасыщения жидкости над приёмной диффузорной камерой предусматривается устройство разборной газозаборной камеры. Её конструкция должна обеспечивать герметичность и может быть выполнена по аналогии с той, которая уже апробирована при комплексных испытаниях экспериментальных образцов азраторов (см. рисунок 5.8 – 5.15).

Для обеспечения возможности измерения расхода газа со служебного мостика газозаборную камеру (азратор) рекомендуется приподнять вверх насколько это возможно. Поэтому в случае размещения промывного устройства на мобильной тележке вместе с насосным агрегатом подводящий патрубок выполняется коротким, порядка 0,2 м (200 мм).

Для удержания промывателя на одинаковом расстоянии от сетки на дне камеры предусмотрена направляющая опора, а на самом устройстве – опорный валик. Он устанавливается внизу и может быть изготовлен подобно тому, который используется в составе обычной гидроструйной флейты и экспериментальном натурном образце (см. рисунок 5.7).

Рекомендации по эксплуатации водовоздушного промывного устройства очень просты и сводятся к поддержанию в рабочем состоянии двух функциональных элементов – промывной флейты и азратора.

Как уже отмечалось, в ходе испытаний натурального образца водовоздушного промывного устройства промывные отверстия флейты не забивались мусором. Тем не менее, при эксплуатации устройства всё же рекомендуется периодически осматривать флейту на предмет засорения отверстий и очищать их по мере необходимости.

Количество профилактических осмотров флейты устанавливается в ходе эксплуатации устройства и обуславливается состоянием (засорённостью) жидкости, поступающей из напорной линии (насосного агрегата) в устройство.

При попадании во флейту плавающего мусора, который по размеру не может пройти сквозь раздаточные отверстия, он может скапливаться в верхней части флейты. Кроме этого, как показывает практика, в случае изготовления устройства из обычного (коррозируемого) металла со временем в нём скапливаются продукты коррозии. Для удаления всякого рода мусора из устройства рекомендуется периодически открывать кран (см. рисунок 6.4) и сбрасывать воду. Создаваемый во флейте вертикально восходящий транзитный поток водовоздушной рабочей смеси будет выносить мусор из флейты. При изготовлении всех конструктивных элементов промывного устройства из нержавеющей стали и поступления в него чистой (без мусора) воды необходимость в осуществлении профилактических чисток промывного устройства сводится к минимуму – одному разу в сезон.



Рекомендации по эксплуатации аэратора сводятся к поддержанию в чистом состоянии газозаборных отверстий. Настройка аэратора выполняется в ходе наладочных работ на начальном этапе и сводится к определению оптимального количества газозаборных отверстий и закрытию лишних, начиная с нижних рядов, а при необходимости, может корректироваться в процессе эксплуатации. Первым свидетельством о настройке аэратора является достижение предельной величины вакуума в приёмной диффузорной камере, после чего регулирование расхода инжектируемого воздуха сводится к блокированию лишних газозаборных отверстий.

#### **6.4. Совершенствование конструкций промывных систем рыбозащитных сооружений**

Группа элементов в составе с гидроструйной флейтой, насосным агрегатом (НА) и ходовой частью (тележкой) представляет собой типичное промывное устройство. Несколько промывных устройств в совокупности с системой привода в целом представляют промывную систему РЗС. Наглядными примерами этого являются промывные системы, эксплуатируемые в составе РЗС на Донском магистральном канале, на водозаборе Марьяно-Чебургольской оросительной системы в Краснодарском крае и др. [67].

Традиционно транспортная тележка вместе с промывным устройством и насосным агрегатом перемещается по рельсам, проложенным на служебном мостике, или по монорельсу, закреплённому с помощью консольных стоек на служебном мостике.

Современные требования, предъявляемые к промывке рыбозаградителей, достаточно высоки. Так известно, что для безопасного снятия прижатого к сетке малька требуется минимальная скорость истечения рабочей жидкости из промывных отверстий гидроструйной флейты ( $U_0 = U_{0MP} \rightarrow min$  – "мягкий-биологический" режим), а для эффективной очистки засорённой сетки от мусора и водорослей – максимальная ("жёсткий-очистной" режим, когда  $U_0 = U_{0Myc} \rightarrow max$ ).

Очевидно, что режим водообеспечения промывного устройства, а следовательно, и технологическая схема работы промывной системы, зависит от размеров защищаемой молоди рыб и степени засорённости водного потока, поэтому они могут быть различными по времени. Включение в технологию очистки как минимум двух режимов, а именно: мягкого-биологического и жёсткого-очистного, будет способствовать повышению уровня экологической безопасности РЗС и качества очистки его сеток.

В существующих конструкциях промывных устройств эта возможность отсутствует, и именно это обстоятельство сдерживает внедрение высокоэффективных и экономичных технологических схем очистки РЗС. Для решения этой задачи необходимо разработать такую промывную систему, в которой возможно гибкое управление гидравлическими режимами работы промывных устройств.

Рассмотрим варианты решения.

Достижение поставленной цели возможно путём решения следующих основных задач:

- проведения критического анализа уже существующего варианта очистки сеток;
- обоснования рациональной схемы обеспечения рабочей жидкостью промывных устройств;
- разработки оптимального компоновочно-конструктивного решения промывной системы РЗС.

#### **6.4.1. Анализ существующих вариантов очистки рыбозащитных сеток**

Опыт эксплуатации существующих промывных систем, представленных промывными устройствами с подвижными насосными агрегатами, позволяет выявить их достоинства и недостатки.

Явным достоинством этого варианта является компактность промывного устройства, и это сводит к минимуму материалоёмкость и гидравлические потери напора в нём.

С другой стороны, это же обстоятельство ограничивает возможность регулировать расход рабочей жидкости в промывном устройстве, так как  $Q_{НА} = Q_{ПУ} = const$ .

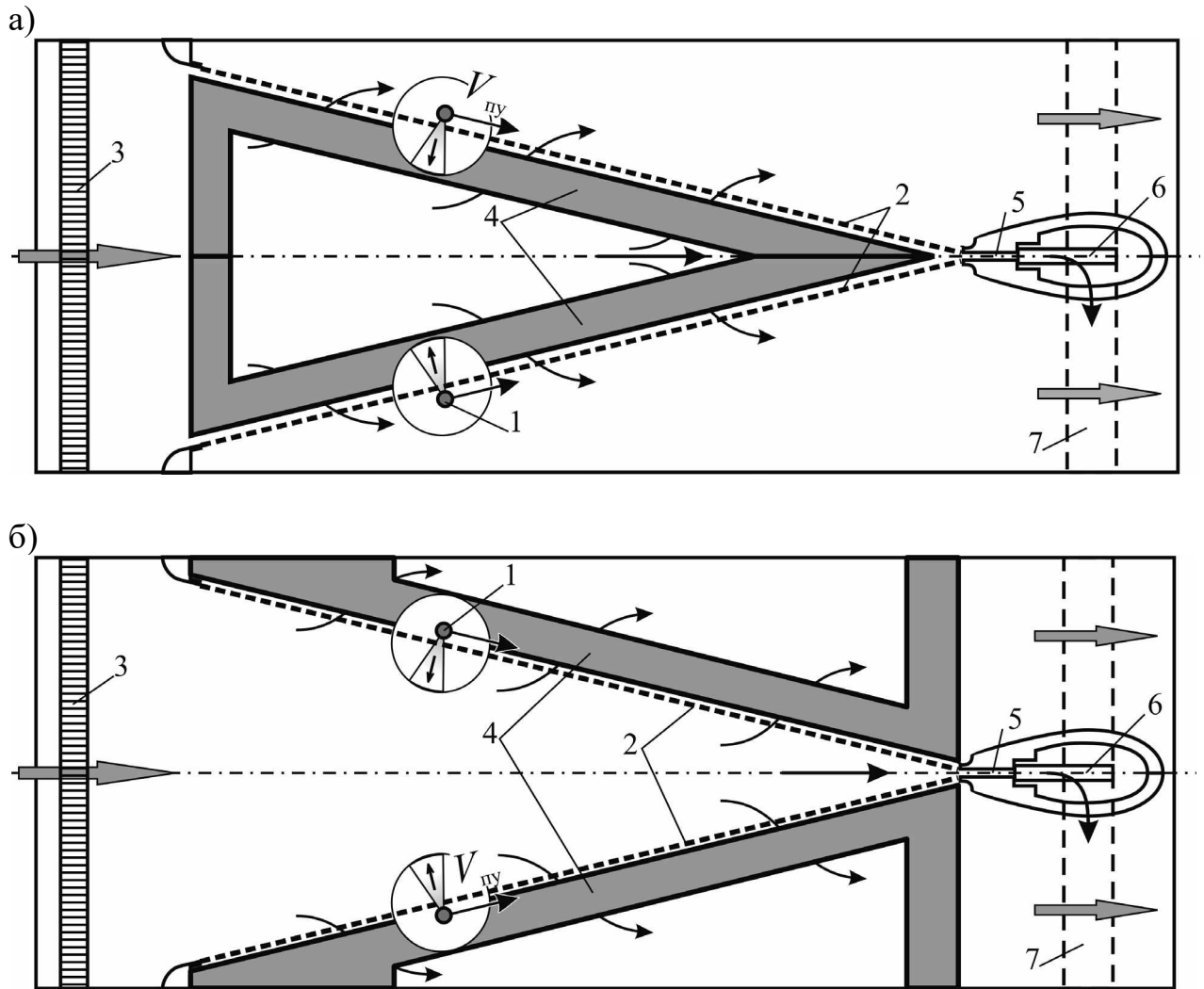
Схема расположения промывного устройства в составе РЗС и его крепление не являются рациональными. Устройство, имея сравнительно большой вес (около 1,5 тонн), подвешено с помощью консоли на служебном мостике, при этом сам мостик располагается перед сетным полотном в верхнем бьефе сооружения (рисунок 6.5, а).

Его каркас выполняет две основные функции. Являясь основой для размещения промывного устройства, он поддерживает плоские сетки в вертикальном положении. Наличие на консольной стойке тяжёлого промывного устройства совместно с силой гидростатического и гидродинамического давлений, действующих на сетное полотно, обуславливают наличие моментов сил одного знака, направленных на опрокидывание сетного полотна в сторону нижнего бьефа.

В этой связи, с точки зрения конструктивной надёжности, схема консольного крепления устройства на мостике не является оптимальной.

При эксплуатации промывного устройства возникают сложности и другого характера. Так попадание в гидроструйную флейту мелкого мусора засоряет её промывные отверстия, что приводит к неравномерности очистки сетного полотна.

По этой же причине на практике отсутствует возможность остановки насосного агрегат без срыва вакуума даже на короткое время. Попадание мелкого мусора в обратный клапан заборного патрубка препятствует его плотному прижатию, и это ведёт к понижению уровня воды в заборном патрубке и срыву вакуума при повторном запуске агрегата.



а – существующая; б – рекомендуемая;  
 1 – гидроструйная флейта; 2 – сетка; 3 – сороудерживающая решётка; 4 – служебный мостик; 5 – целевой рыбоотвод; 6 – байпас; 7 – рыбоотводящая донная галерея

Рисунок 6.5 – Схемы размещения служебных мостиков и промывных устройств в составе РЗС

Следует также отметить, что наличие электрооборудования в составе промывного устройства на водном объекте предъявляет повышенные требования к обеспечению мер электробезопасности.

На основе вышеизложенного можно сделать следующие выводы, которые, по сути, являются требованиями, предъявляемыми при реконструкции промывной системы РЗС:

- промывные устройства, будучи автономными подвижными единицами РЗС, не связаны между собой водоводами, и это обстоятельство не позволяет перераспределять расход между ними;

- рабочая жидкость для промывки сеток должна дополнительно очищаться от мусора, способного застревать в отверстиях гидроструйной флейты;

– каркас служебного мостика будет более эффективно выполнять свои функции, если его установить за сеткой, в нижнем бьефе сооружения, там же, где находится гидроструйная флейта.

Наиболее рациональным способом удовлетворения первого требования является создание централизованной схемы снабжения всех промывных устройств РЗС рабочей жидкостью. Для её реализации насосный агрегат промывных устройств предлагается сгруппировать в одном месте на берегу водоёма, разместив их в оборудованном помещении насосной станции.

Второе требование удовлетворяется путём предварительного очищения от мелкого мусора воды, забираемой из канала.

В соответствии с третьим требованием служебный мостик просто переносится в нижний бьеф сооружения и размещается так, как это показано на схеме (см. рисунок 6.5, б).

Наибольшую трудность в достижении поставленной цели представляет разработка конструкции и техническая реализация на практике гибкой водопроводящей линии, связывающей подвижное промывное устройство с неподвижной напорной линией, идущей от насосной станции.

Специального термина, характеризующего такой гидравлический канал по его функциональному признаку, в литературе не обнаружено, поэтому предлагается использовать термин "*транспозиционный водовод*" (ТПВ). Такой водовод может быть выполнен по одной из трёх классических схем – *в виде гибкого водовода, цепи шарнирно-связанных водопроводящих звеньев и телескопической трубы*. От выбора схемы зависит эффективность и надёжность работы всей промывной системы, поэтому для обоснования оптимального конструктивного решения ТПВ рассмотрим их подробнее.

#### **6.4.2. Первая схема в виде гибкого водовода**

В этой схеме ПУ представлено в виде гидроструйной флейты, закреплённой на тележке. В процессе её возвратно-поступательного движения вдоль сетки гибкий водовод регулярно скручивается и распрямляется. Очевидно, что самой естественной и оптимальной формой укладки шланга является кольцо или спираль, а следовательно, для его компактной укладки удобно использовать барабан. Геометрические размеры барабана обуславливаются, прежде всего, величиной допустимого (наименьшего) радиуса изгиба водовода, а также его калибром. Конструктивное исполнение ТПВ в виде гибкого водовода во многом зависит от величины пропускаемого расхода рабочей жидкости и давления, а также длины водовода. Так для большого расхода и высокого давления потребуется водовод большого диаметра и с толстыми стенками. Радиус его кривизны (барабана) будет большим, а для его изгибания потребуется значительное усилие. Задачу минимизации диаметра барабана можно решить несколькими способами, один из них – это пропуск расхода через несколько параллельных рукавов (*ниток*) меньшего калибра. За счёт уменьшения диаметра водоводов их гибкость увеличивается, поэтому диаметр барабана может быть существенно уменьшен.

Наиболее рациональное расположение барабана на служебном мостике будет в том случае, когда гидравлические потери напора в шланге будут наименьшими, а это достигается установкой барабана в центральной части модуля.

Основой для размещения промывного оборудования является каркас служебного мостика, который, в соответствии с вышеупомянутой рекомендацией, устанавливается в нижнем бьефе сооружения. На рисунке 6.6 представлена конструктивная схема ТПВ, выполненного в виде шлейфа шлангов с барабаном для его намотки

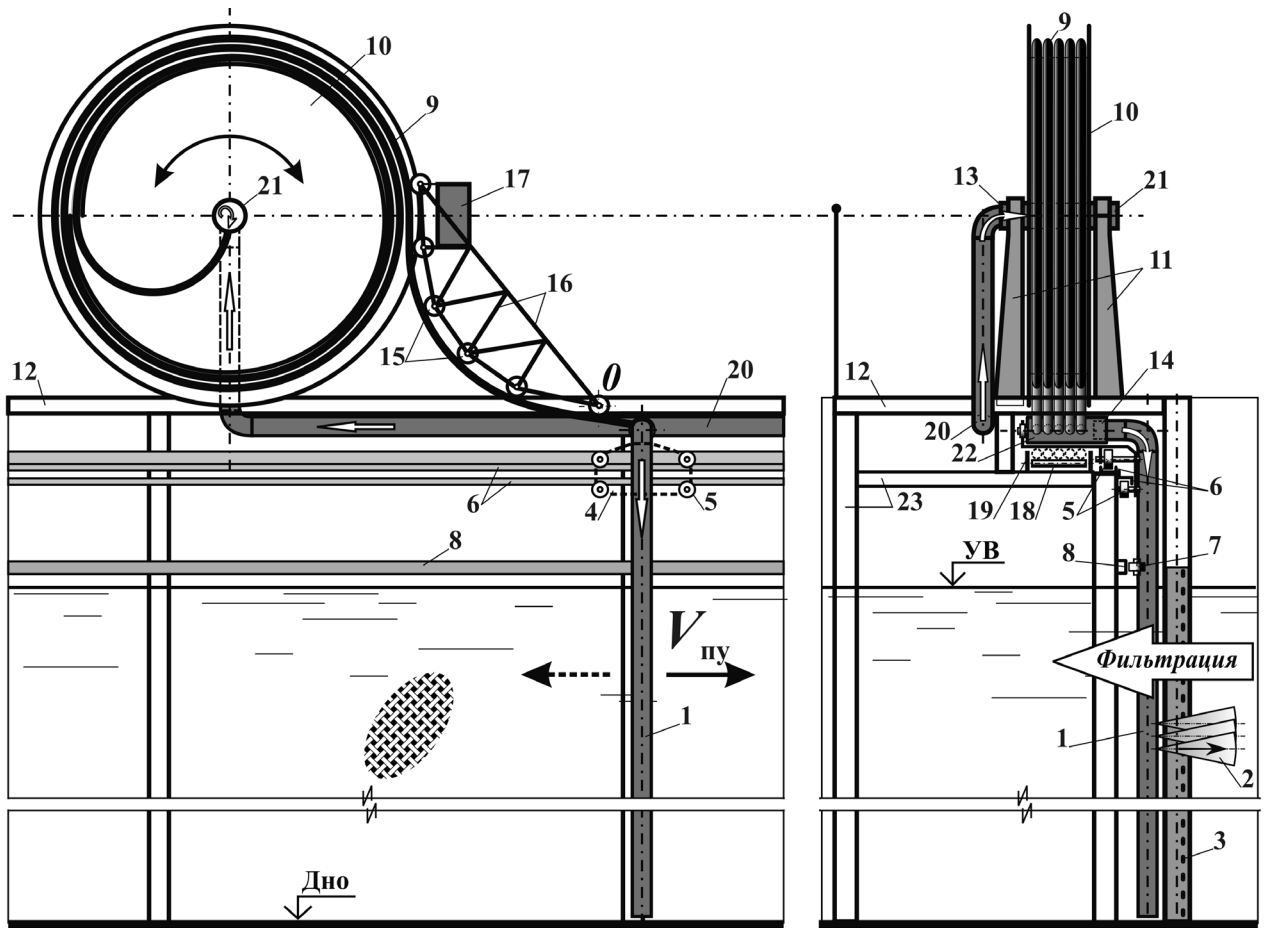
Барабан для шлейфа шлангов крепится на служебном мостике с помощью специальных опорных стоек. Необходимая герметичность водоподводящей системы обеспечивается сальниковыми соединениями в местах сопряжения подвижных элементов водовода с неподвижными. В этой конструкции шлейф шлангов находится в относительной динамике. Так в крайних позициях, когда промывное устройство достигает конца сетки, шлейф полностью разворачивается, а в центральной позиции – наматывается на барабан.

Промывное устройство перемещается по верхнему несущему монорельсу вдоль сетного полотна. Для обеспечения вертикальной устойчивости гидроструйной флейты во время перемещения её в потоке, в конструкции тележки предусматривается устройство дополнительной пары прижимных колёс, установленных под монорельсом. Для обеспечения вертикального положения флейты в плоскости, нормальной к сетному полотну, на флейте установлено специальное шасси, обеспечивающее опору флейты на нижний монорельс во время её передвижения.

Плавность изгиба шлейфа шлангов при смене направления вращения барабана может обеспечиваться несколькими способами, например, устройством направляющего подпружиненного барабана-ролика или с помощью направляющей системы валков, закреплённых на специальном (сегментном) каркасе. Для регулирования силы прижатия шлангов к барабану в процессе их укладки витками на каркасе устанавливается прижимной груз с регулируемой массой.

Приведение барабана во вращательное движение может осуществляться различными способами, например, с помощью существующего на РЗС привода промывного устройства, специального автономного гидропривода или механического реверса с противовесом (на рисунке не показаны).

Протягивание шлейфа шлангов осуществляется вслед за промывным устройством в специальном лотке по системе транспортных цилиндрических валиков, закреплённых на его бортиках.



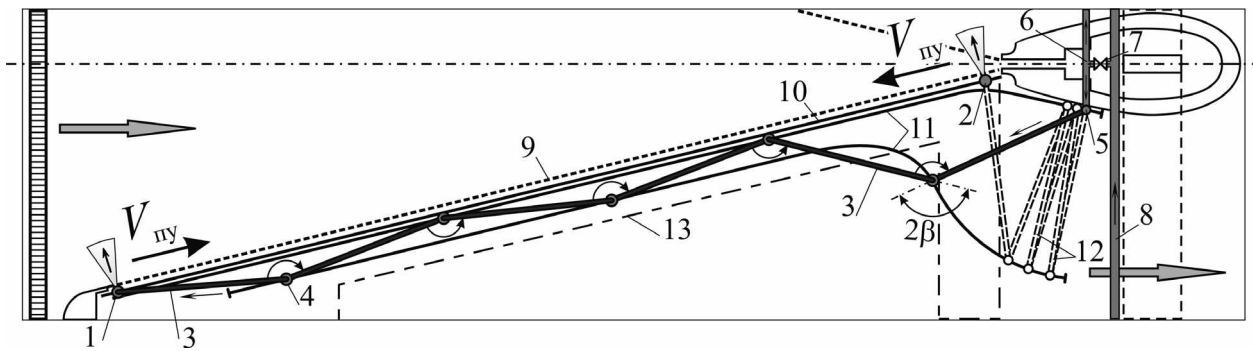
а – вид со стороны сетного полотна; б – вид сбоку;  
 1 – гидроструйная флейта; 2 – промывные струи; 3 – сетка; 4, – тележка; 5 – ходовая часть; 6 – верхний монорельс; 7 – опорное шасси; 8 – опорный монорельс; 9 – гибкий водовод; 10 – барабан; 11 – стойки; 12 – ригели служебного мостика; 13, 14 – сальники водоподводящей линии; 15, 16 –каркас и направляющие валики; 17 – прижимной груз; 18, 19 – транспортные валки и лоток; 20 – подводящий коллектор; 21 – распределитель барабана; 22 – подвижная приёмная камера; 23 – каркас служебного мостика

Рисунок 6.6 – Конструктивная схема ТПВ, в виде барабанного водовода

### 6.4.3. Вторая схема в виде шарнирно связанных водопроводящих модулей

Основными конструктивными элементами этой схемы ТПВ являются водопроводящие звенья, выполненные в виде коротких трубопроводов с закруглёнными коленами (отводами) на концах, и шарнирные муфты, их соединяющие. Если в первой модели водопроводящая линия изгибается, то в этой схеме она складывается подобно звеньям цепи (рисунок 6.7).

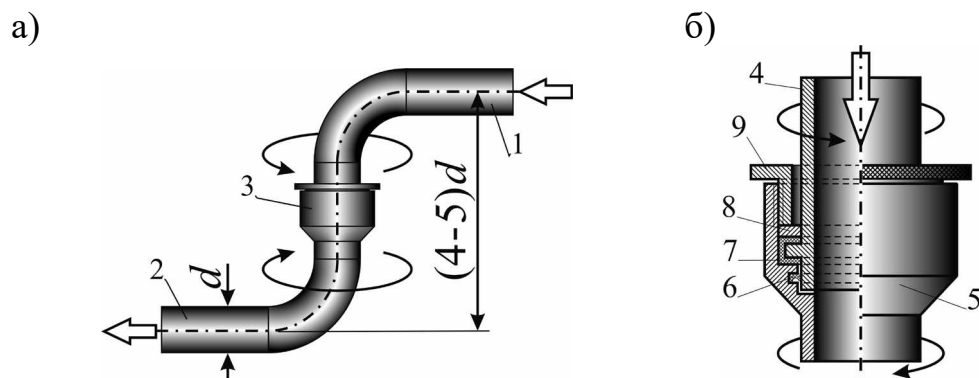
Рабочая жидкость подаётся в водовод из напорной линии через разводящий тройник. Соединение водовода с тройником и ПУ осуществляется таким же образом, как и водопроводящих звеньев – с помощью шарнирной муфты.



- 1, 2 – промывное устройство; 3 – водопроводящий модуль; 4 – шарнирное соединение водовода; 5 – шарнирное соединение разводящего тройника; 6 – разводящий тройник; 7 – электродвигатель; 8 – напорная линия; 9 – сетка; 10 – опорный монорельс; 11 – опорные рельсы; 12 – транспозиционный водовод в сложенном положении; 13 – контур служебного мостика

Рисунок 6.7 – Схема транспозиционного водовода в виде шарнирно-связанных водопроводящих модулей

Качество этой модели водовода зависит, прежде всего, от конструктивного исполнения соединительной шарнирной муфты. Известен ряд вариантов конструкций шарнирного соединения водоводов, простейший представлен на рисунке 6.8.



- 1, 2 – водопроводящие звенья; 3 – шарнирная муфта; 4 – втулка муфты; 5 – корпус муфты; 6 – сальник; 7 – подшипник; 8 – шайба; 9 – прижимная крышка

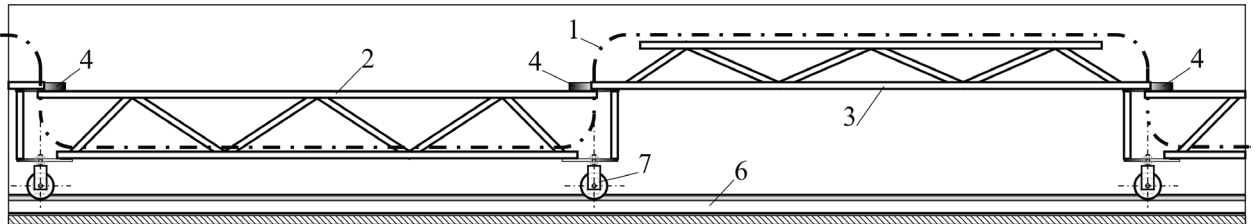
Рисунок 6.8 – Узел шарнирного соединения водопроводящих звеньев

В этой конструкции осевая подвижность втулки в раструбном корпусе муфты обеспечивается подшипником скольжения, а герметичность – уплотнительной манжетой. Очевидно, что изготовление муфты из высококачественного материала (например, из нержавеющей металла или прочного пластика) может существенно повысить её надёжность.

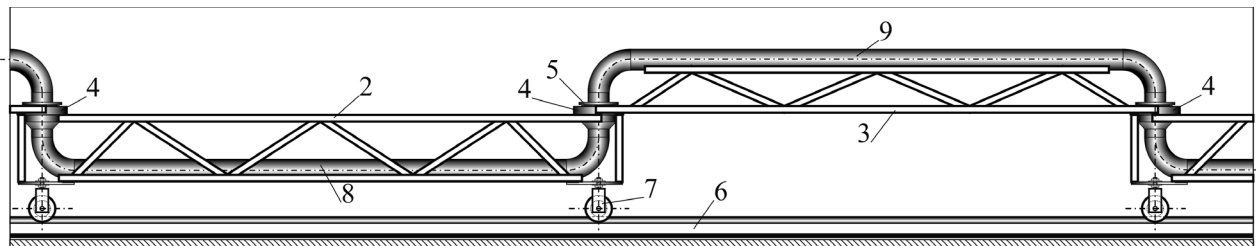
Следует отметить, что при сворачивании ТПВ из начальной позиции, в которой полуугол развода водопроводящих звеньев достигает максимального значения ( $\beta \rightarrow 90^\circ$ ), в узлах шарнирных соединений могут возникать сдвиго-

вые динамические нагрузки, которые проявляются возникновением изгибающих усилий (моментов) в плоскости оси шарнира. Это может приводить к нежелательным деформациям водопроводящих звеньев и к неравномерному износу деталей шарнирных муфт. Поэтому для повышения конструктивной надёжности, а также удобства монтажа его ходовой части предлагается водопроводящие звенья устраивать на специальном опорном каркасе, выполненном из ферм облегчённой конструкции, подобно тому, как это представлено на рисунке 6.9.

а)



б)



а – подвижной опорный каркас; б – размещение транспозиционного водовода  
1 – ось водовода; 2, 3 – нижний и верхний опорные каркасы; 4 – шарнирное  
соединение опорных каркасов; 5 – шарнирная муфта; 6 – рельс; 7 – ходовое  
устройство; 8, 9 – водопроводящие звенья

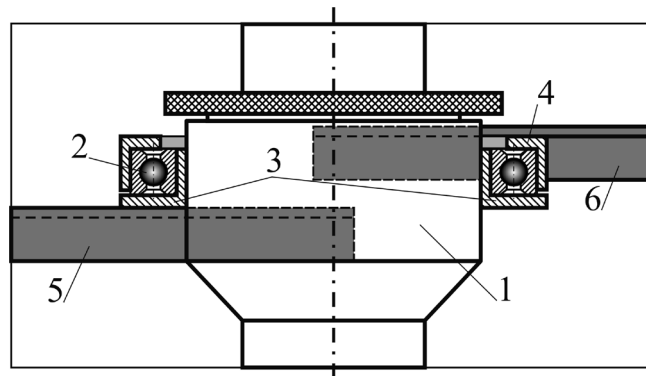
Рисунок 6.9 – Схема размещения транспозиционного водовода на опорном каркасе

Водопроводящее звено и опорная ферма в совокупности представляют отдельный сборный узел – водопроводящий модуль. Так же, как и водопроводящие звенья, фермы опорного каркаса тоже связываются между собой шарнирными соединениями. Такой шарнир, располагаясь соосно с шарнирной муфтой, является по отношению к ней внешним. Он принимает на себя всю силовую нагрузку, предохраняя тем самым от повреждения вложенную в него водопроводящую муфту (рисунок 6.10).

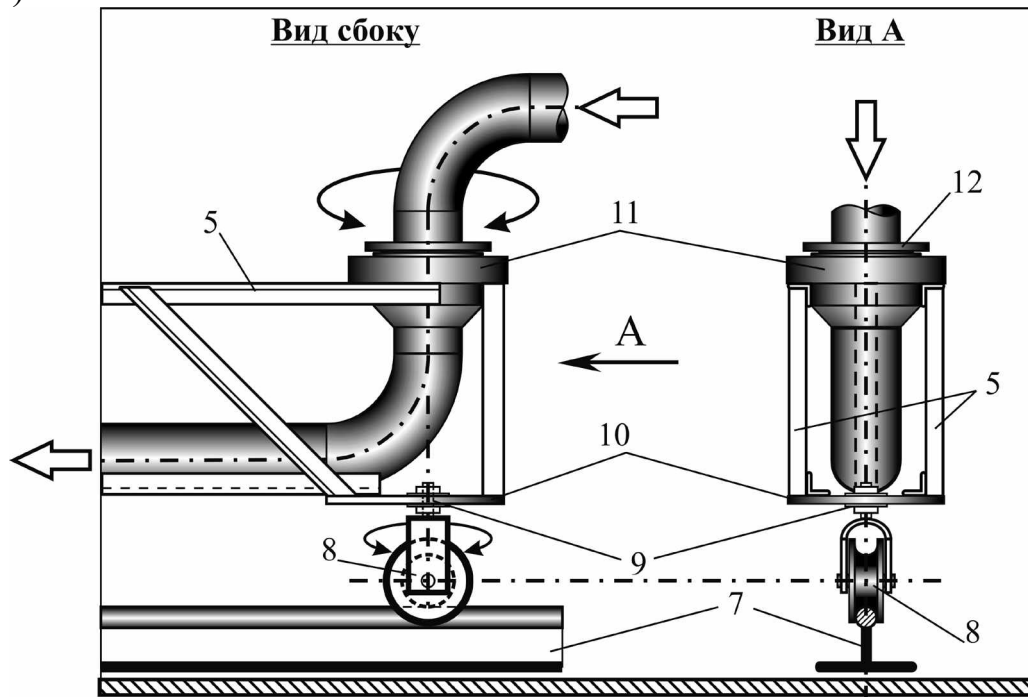
Конструктивно такой водовод удобнее всего размещать под служебным мостиком на нижнем его ярусе. Здесь водовод может подвешиваться на монорельс (подобно тому, как это выполнено на РЗС Донского магистрального канала) или просто устанавливаться на опорные рельсы. Однако опыт эксплуатации показывает, что наиболее надёжной является схема установки на рельсах, поэтому её и примем за основу при размещении ТПВ.



а)



б)



а – шарнирное соединение; б – крепление ходового устройства на опоре;  
 1 – шарнирная муфта; 2 – подшипник; 3, 4 – нижняя (несущая) и верхняя (подвижная)  
 опоры подшипника; 5, 6 – нижний и верхний опорные каркасы; 7 – рельс; 8 – ходовое  
 устройство; 9 – шарнир ходового устройства; 10 – опорная пластина; 11 – шарнирное  
 соединение опорных каркасов; 12 – шарнирная муфта

Рисунок 6.10 – Элементы шарнирного соединения опорных каркасов

Подвижность водовода на рельсовом ходу обеспечивается его ходовой частью – системой самоустанавливающихся ходовых устройств (колёс). На рисунке 6.10б представлен вариант такого крепления ходового устройства на опорном каркасе. Порядок разворачивания и сворачивания ТПВ в процессе возвратно-поступательного движения ПУ обуславливается формой траектории рельсовых путей, её оптимизация является предметом отдельных исследований.

#### 6.4.4. Обоснование оптимальной модели водовода

Для выбора оптимальной модели водовода проведём сравнительный анализ представленных конструктивных решений.

Первая схема имеет наименьшее количество уплотнителей – всего два сальника (см. рисунок 6.6) и наименьшую длину водопроводящей части (примерно около половины длины сетного полотна). Вместе с тем, конструкция громоздка. Для укладки водоводов требуется барабан большого размера с приводом и специальной направляющей системой для укладки шлейфа водоводов. Сложным представляется конструктивное решение водовода в виде шлейфа водоводов. Его ходовая часть представляет также непростую систему транспортных валков. Также обращает на себя внимание сложность обеспечения на практике надёжного соединения гибких водоводов с металлической арматурой.

Совокупные гидравлические потери напора в центральной водораспределительной камере барабана, в шлейфе водоводов, в подвижной приёмной цилиндрической камере промывного устройства, коленах и узлах соединений могут быть существенными.

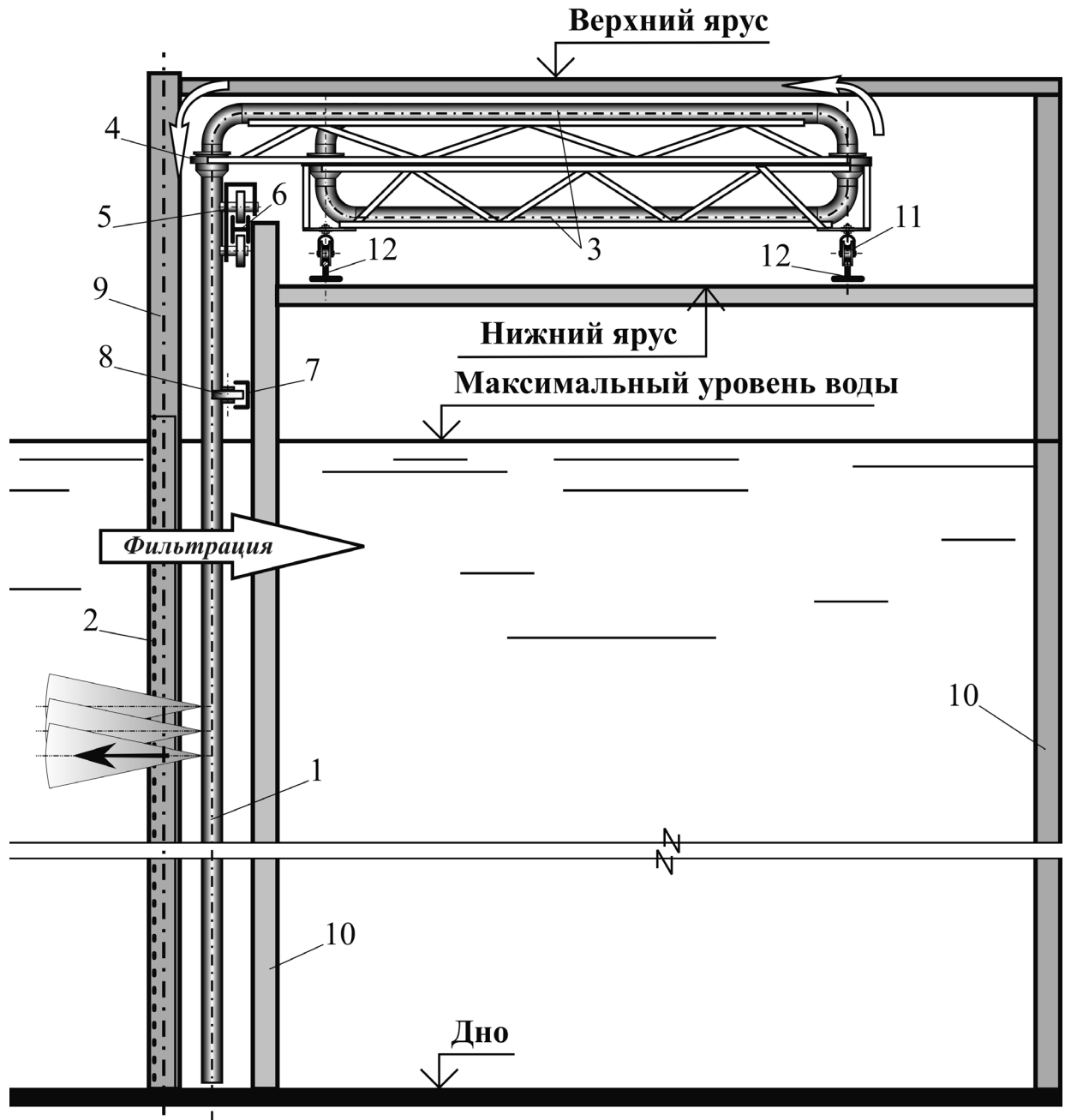
Предъявляются высокие требования к качеству водоводов. В ходе возвратно-поступательных движений промывного устройства водоводов изгибаются в обе стороны, поэтому они должны быть гибкими и одновременно высоконапорными. Известно также и то, что гибкость пластиковых водоводов сильно зависит от температуры (в данном случае пропускаемой жидкости) и при эксплуатации будет величиной переменной во времени, следовательно, их износостойкость тоже будет снижаться.

Вторая схема ТПВ по сути своей представляет шарнирно-коленчатую водопроводящую цепь. Её главным достоинством является возможность увеличения пропускной способности. Изменяя диаметр водопроводящей трубы, можно существенно компенсировать гидравлические потери напора в соединительных коленах и шарнирных муфтах. Для разгрузки водопроводящих звеньев от изгибающих усилий водовод располагается на специальном опорном подвижном каркасе. Наличие каркаса повышает конструктивную надёжность и позволяет изготавливать водопроводящие элементы, включая и шарнирные муфты, из пластика, что защитит их от коррозии и значительно продлит срок эксплуатации. Скорость вращения шарнирных муфт во время относительного перемещения водопроводящих звеньев ТПВ является сверхмалой, а поэтому износ деталей в них сводится к минимуму. В целом конструкция проста в изготовлении и монтаже. В качестве соединительных шарнирных муфт могут использоваться типовые существующие конструкции.

К недостатку этой конструкции водовода следует отнести наличие большого количества шарнирно-сальниковых соединений, что повышает вероятность нарушения его герметичности.

Сопоставление представленных компоновочно-конструктивных схем даёт основание выделить вторую схему транспозиционного шарнирно-модульного водовода (ТПВ-ШМ) как наиболее надёжную и простую в изготовлении.

товлении. Конструкция водовода полностью размещается на нижнем ярусе служебного мостика и в составе с промывным устройством имеет следующий вид (рисунок 6.11).



1 – гидроструйная флейта ПУ; 2 – сетка; 3 – транспозиционный шарнирно-модульный водовод; 4 – узел шарнирного соединения; 5 – ходовая часть (тележка) промывного устройства; 6, 7 – верхний (несущий) и нижний (опорный) монорельсы; 8 – опорное шасси; 9 – опорная стойка сетного полотна; 10 – опорная стойка каркаса служебного мостика; 11 – ходовое устройство; 12 – рельсы

Рисунок 6.11 – Схема компактного размещения модели ТТВ и промывного устройства

В заключение отметим, что, благодаря разработанной конструкции

транспозиционного водовода, становится возможным создание промывной системы РЗС с централизованной схемой обеспечения рабочей жидкостью промывных устройств. Компактность размещения водовода в составе РЗС обусловлена расположением служебного мостика в нижнем бьефе и выполнением его двухъярусным.

В сравнении с существующими, представленная промывная система РЗС имеет целый ряд преимуществ:

- имеется возможность регулировать подачу рабочей жидкости в промывное устройство и применять эффективные технологические схемы очистки сетных полотен РЗС;

- водозабор насосной станции способен централизованно обеспечивать поступление в напорный водовод чистой, профильтрованной воды, что сводит к минимуму вероятность засорения отверстий гидроструйной флейты мелким сором;

- имеется возможность приостанавливать работу устройства и насосных агрегатов в периоды, когда в канале протекает сравнительно чистая вода и засорение сеток происходит медленно, а также во время дефицита электроэнергии;

- имеется возможность полностью автоматизировать работу промывной системы, а следовательно, и весь технологический процесс очистки сеточных модулей РЗС, создав единую автоматизированную систему управления – АСУ РЗС;

- перенос служебного мостика в нижний бьеф сооружения делает размещение устройства и водовода более рациональным, конструктивно устойчивым и технически надёжным;

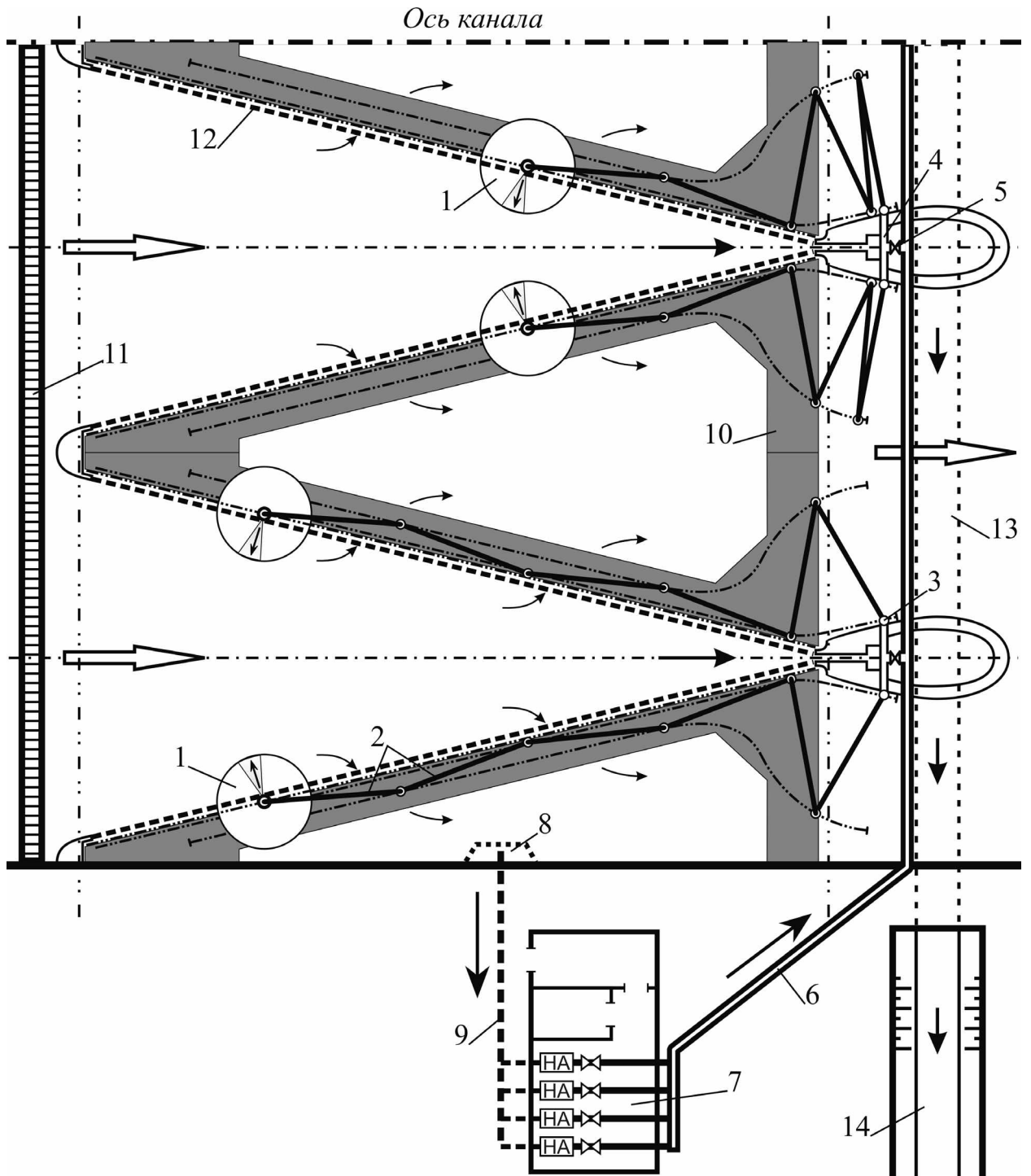
- имеется возможность осуществлять аварийный ремонт насосных агрегатов в помещении насосной станции без остановки других агрегатов, а следовательно, и без прекращения работы промывных устройств;

- в промывной системе в составе устройства и водовода отсутствует электрооборудование, что существенно повышает уровень безопасности эксплуатации.

Вышеперечисленные достоинства характеризуют эту промывную систему как высокоэффективную, экономичную и надёжную в эксплуатации, что даёт основание рекомендовать её для внедрения на рыбозащитных сооружениях.

На рисунке 6.12 представлена схема размещения элементов рекомендуемой промывной системы в составе с ТПВ-ШМ.

В ней промывку сеток каждой V-образной камеры предусмотрено осуществлять одной парой промывных устройств, которые приводятся в синхронное движение путём включения механизма привода (на схеме не показан). Регулирование подачи рабочей жидкости осуществляется посредством открытия (закрытия) электрозадвижек, установленных на разводящих тройниках напорной линии промывной системы.

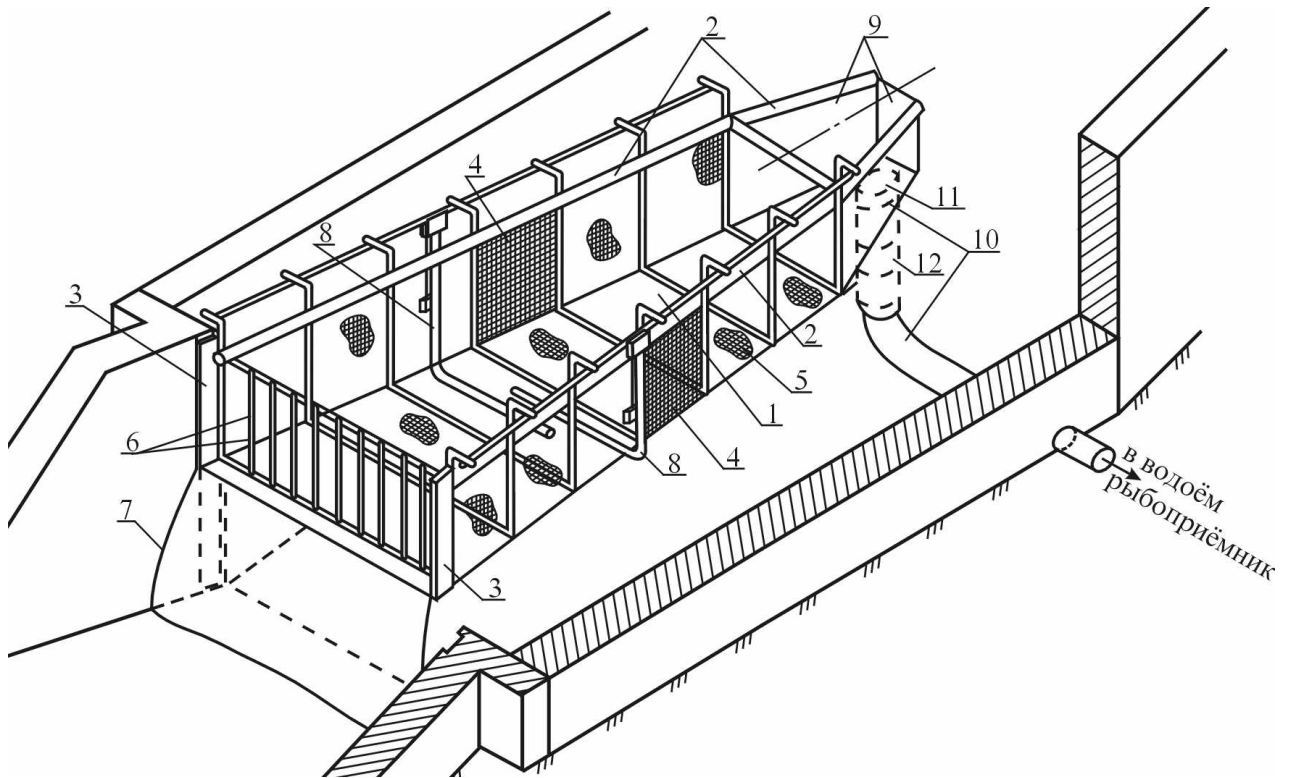


1 – промывное устройство; 2 – водопроводящие модули; 3 – шарнирная муфта, соединяющая ТПВ с напорной линией; 4 – тройник; 5 – электроздвижка; 6 – центральная опорная линия; 7 – насосная станция; 8, 9 – водозабор и всасывающая труба насосной станции; 10 – служебный мостик; 11 – сороудерживающая решётка; 12 – сетное полотно; 13, 14 – рыбоотводящие галереи и канал

Рисунок 6.13. Компоновочная схема размещения промывной системы РЭС типа V-образная плоская сетка

### 6.5. Применение водовоздушного промывного устройства в иных конструкциях рыбозащитных устройств

Используемый для создания водовоздушного промывного устройства второго поколения конструктивно-технологический принцип приемлем практически для любого сетчатого рыбозащитного устройства или сооружения, в котором для очистки используется многосопловый промыватель, например, в плавающей конструкции плоской сетки (с прямолинейным или криволинейным исполнением экрана), для водозаборов со значительными колебаниями уровней воды [78]. Общая компоновка конструкции приведена на рисунке 6.14.



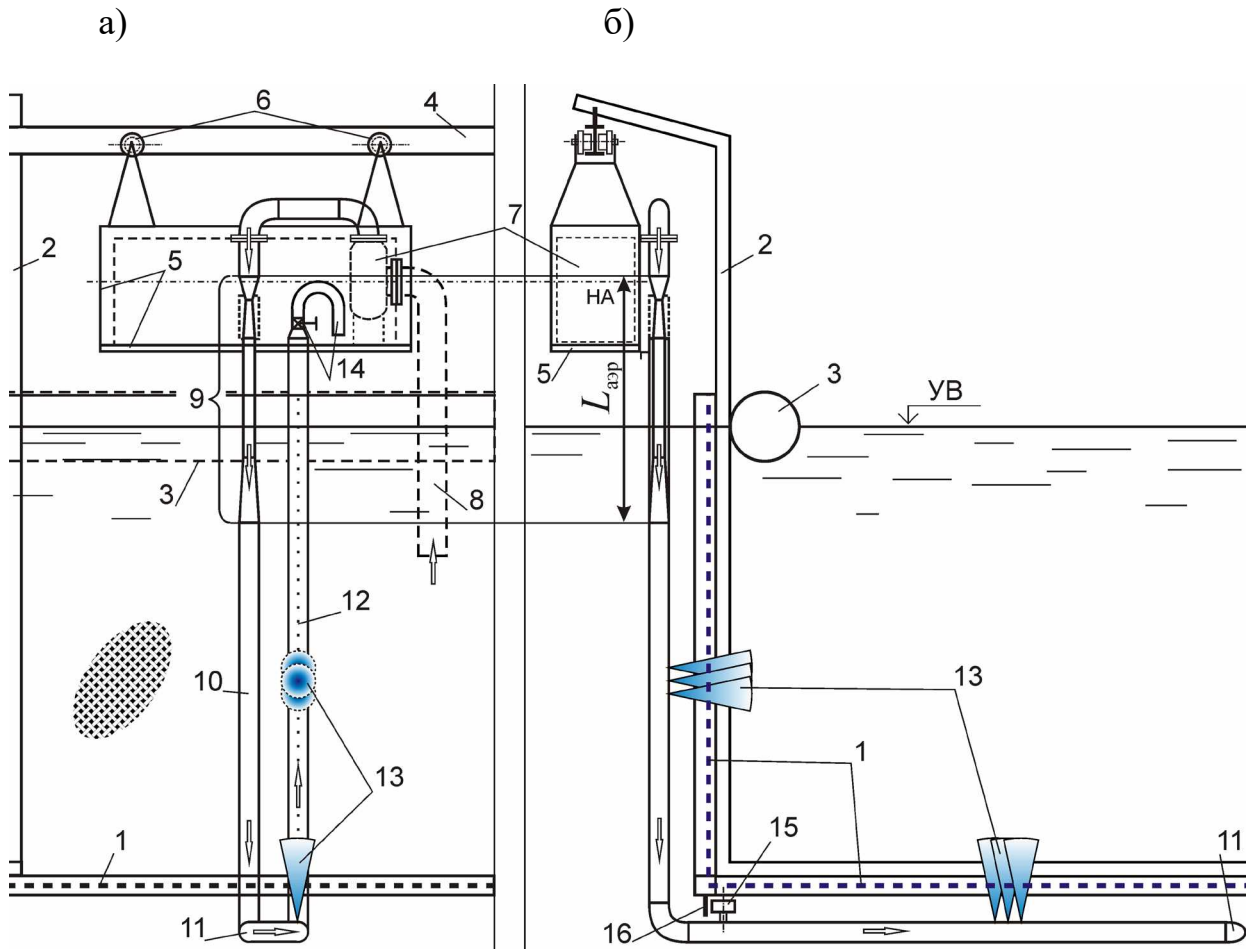
1 – сетный модуль; 2 – понтоны; 3 – опорные направляющие; 4 – вертикальная плоская сетка; 5 – горизонтальный сетный экран; 6 – сороудерживающая решётка; 7 – гибкий водонепроницаемый экран (фартук); 8 – водовоздушные промывные флейты; 9 – приёмная часть рыбоотвода; 10 – рыбоотводящий тракт; 11 – приёмное отверстие рыбоотвода; 12 – гибкий участок рыбоотвода

Рисунок 6.14 – Плавающий модуль РЗУ типа плоская сетка с рыбоотводом конструкции НГМА

Устройство выполняется на понтонах, опорной частью является бетонная доковая конструкция. Пространство между дном водоисточника и низом сетчатого модуля перекрывается гибким водонепроницаемым экраном.

Вода из верхних горизонтов водоисточника поступает в сетчатый модуль, процеживается через вертикальные сетчатые полотна и горизонтальный водонепроницаемый экран поступает в отводящий канал. Основная масса мо-

леди рыб транзитом поступает к приёмнику рыбоотвода, мелкий мусор и молодь рыб, задерживаемые сеткой, смываются промывными флейтами  $L$ -образной формы и также поступают к водоприёмному отверстию рыбоотвода. В этой конструкции для создания водовоздушной смеси в состав промывного устройства включается аэратор (рисунок 6.15).



а – вид на сетку; б – поперечный разрез

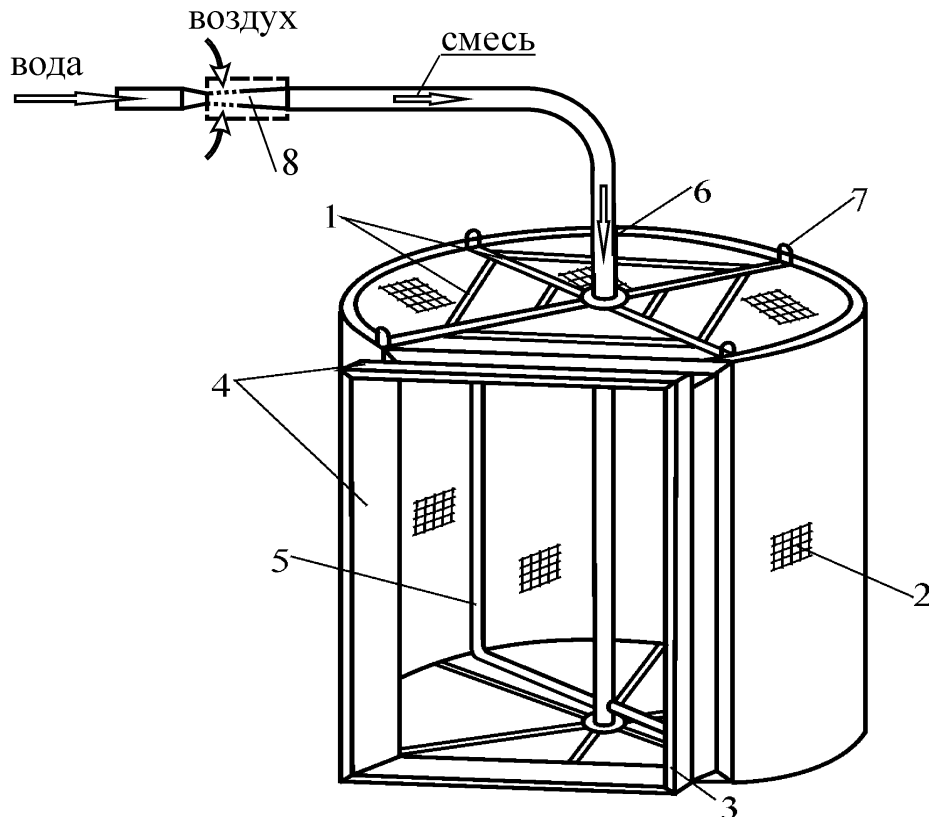
- 1 – сетка; 2 – консольная опора (каркас); 3 – понтон; 4 – монорельс; 5 – подвесная тележка; 6 – колеса тележки; 7 – насосный агрегат; 8 – всасывающий патрубок; 9 – аэратор (ГКА-Д); 10 – подводящая труба; 11 – поворот трубы на 180°; 12 – флейта; 13 – промывные водовоздушные струи; 14 – сбросной кран и труба; 15 – колесо; 16 – направляющая опора

Рисунок 6.15 – Вариант водовоздушного промывного устройства в составе плавающего модуля РЗУ типа плоская сетка

Подведение рабочей жидкости к промывному устройству может осуществляться не только с помощью насосного агрегата, смонтированного на мобильной тележке вместе с промывным устройством, но и с помощью транспозиционного водовода, обеспечивающего возможность централизованного водообеспечения нескольких промывных устройств рыбозащитного сооружения [34]. В этом случае для облегчения конструкции промывателя

аэратор может быть вынесен за её пределы и установлен на напорной линии перед транспозиционным водоводом.

Следующая конструкция выполнена в виде цилиндрического струереактивного рыбозаградителя (ЦСРЗ) и применяется для условий стационарных водозаборов [67]. В конструктивном отношении она представляет сетчатый цилиндрический устанавливаемый вертикально барабан, обтянутый сеткой. Он состоит из каркаса, соединительной рамы с резиновыми уплотняющими элементами по периметру для сопряжения с водоприёмным окном водозабора и промывного устройства (рисунок 6.16).



1 – каркас; 2 – сетка; 3 – уплотняющие элементы; 4 – соединительная рама; 5 – водоструйная флейта; 6 – промывной водовод; 7 – монтажные петли; 8 – аэратор

Рисунок 6.16 – Конструктивная схема ЦСРЗ

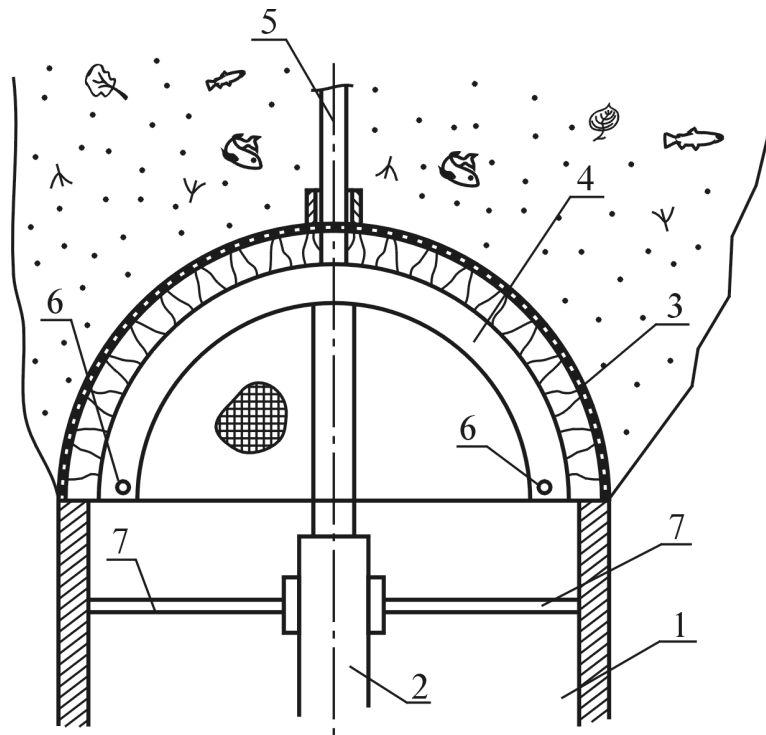
Вдоль боковой стороны барабана, у соединительной рамы, расположен трубчатый стояк с фланцем в верхней части для крепления гибкого шланга и подачи воды к флейте. Водяные струи отверстий флейты направлены под углом к поверхности барабана, обеспечивают промывку сетки и создают реактивную силу для вращения устройства.

Введение в состав этих конструкций ГКА-Д путём подсоединения его к подводящей (к промывателю) напорной линии обеспечит создание водовоздушных промывных струй на выходе из раздаточных отверстий промывателя (флейты). Использование ГКА-Д будет способствовать не только повышению качества очистки заградителя, но отведению мусора в верхние слои во-



доёма, откуда его легко можно будет убирать.

Аналогичным образом может быть модернизирована конструкция гидродинамического оголовка [79]. В нём гидродинамическое поле создаётся системой водовоздушных струй (рисунок 6.17).



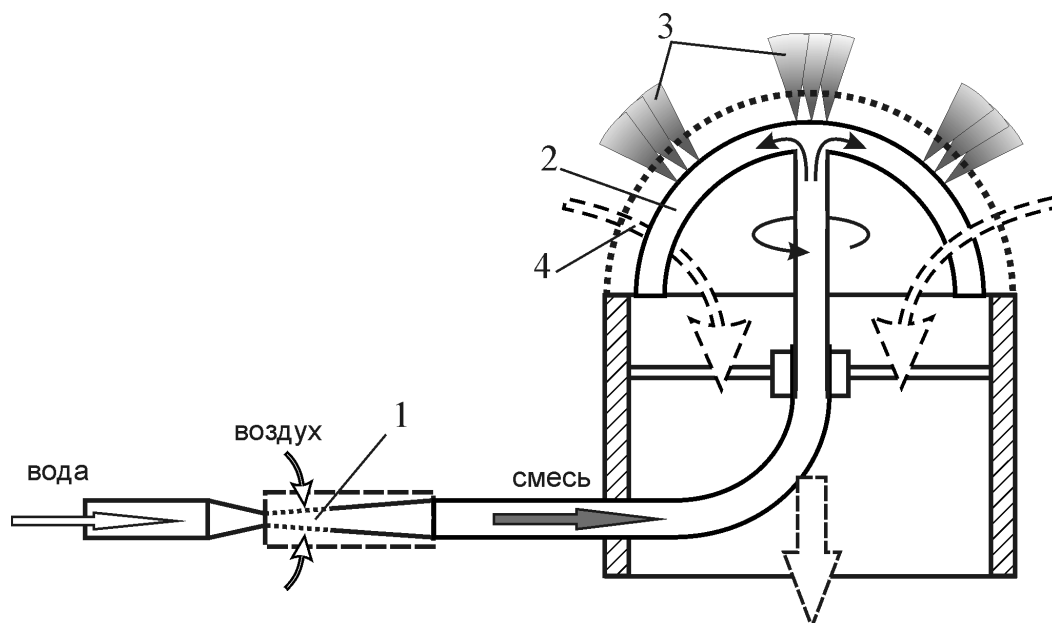
1 – водоприёмное отверстие; 2 – водовод к струеобразователю; 3 – перфорированный экран; 4 – водовоздушный струеобразователь; 5 – воздуховод; 6 – насадки привода вращения струеобразователя; 7 – элементы крепления устройства.

Рисунок 6.17 – Рыбозащитное устройство по патенту НИМИ [79]

Устройство располагается в придонной части и предназначено для водозаборов из водоёмов. Отвод молоди рыб осуществляется в верхние слои с помощью восходящих токов, формируемых водовоздушным гидродинамическим полем.

В этом устройстве водовоздушные струи создаются с помощью системы специальных насадок на основе эжекции воздуха, поступающего по воздуховоду к камере смешения, то есть по принципу работы водовоздушного промывного устройства первого поколения. Внедрение ГКА-Д в состав оголовка (рисунок 6.18) существенно упрощает его конструкцию и повышает надёжность работы.

Подобное использование ГКА-Д возможно не только в составе РЗС, но и во многих других устройствах и системах связанных с очисткой любых загрязнённых поверхностей, например: дренажных и канализационных труб, транспортных средств, покрытий дорог и т.п.



1 – ГКА-Д; 2 – гидроструйная флейта; 3 – водовоздушные струи; 4 – фильтрация

Рисунок 6.18 – Рекомендуемый вариант применения ГКА-Д в составе рыбозащитного устройства

Все эти направления связаны с необходимостью совершенствования конструкций аэратора и очистного элемента и являются перспективой дальнейших научных исследований.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Одним из актуальных вопросов современного гидротехнического строительства является создание высокоэффективных устройств для защиты молоди рыб от попадания в водозаборы различного назначения, низкая эффективность защиты которых ухудшает условия естественного воспроизводства рыбных запасов. При отсутствии или низкой эффективности рыбозащитных сооружений гибель молоди рыб на водозаборах, объектах мелиорации, в насосных агрегатах достигает таких масштабов, которые не могут восполнить ни естественное воспроизводство, ни работа нерестово-рыбоводных комплексов.

Основное условие, определяющее возможность использования проницаемых экранов в рыбозащитных сооружениях, связано, прежде всего, с проблемой удаления мусора, непрерывно засоряющего поверхность экрана в процессе водоподачи. Эта задача решается посредством работы различного рода очистных устройств. Их функциональная роль значительна. Если очистка экрана не будет обеспечиваться должным образом, то применение его в составе РЗС приведёт к большим затруднениям в эффективном использовании сооружения в целом.

Полученные в данной работе рекомендации и методики позволяют обеспечить рациональное проектирование водовоздушного промывного устройства сетчатых рыбозащитных сооружений, входящих в состав водозаборов высокой производительности.

Анализ опыта эксплуатации обычных промывных устройств в составе рыбозащитных сооружений выявил недостаточную эффективность очистки сетки традиционным способом – водяными струями, что особенно заметно на сильно засоряемых, часто зарастающих концевых участках сеток.

Установлено, что промывная способность водовоздушных струй в 1,5-2 раза выше, чем у обычных водяных.

Способ формирования промывных водовоздушных струй путём централизованного создания водовоздушного рабочего агента в специальном аэраторе жидкости является более совершенным, в сравнении с размещением на боковой поверхности очистного элемента множества струеформирующих насадок-эжекторов.

Так как анализ литературных источников не выявил энергосберегающей конструкции высоконапорного аэратора, способного обеспечить эффективную работу промывного устройства рыбозащитного сооружения, была разработана специальная конструкция гидродинамического кавитационного аэратора диффузорного типа (ГКА-Д) промывного устройства рыбозащитного сооружения, способная обеспечивать необходимое газонасыщение рабо-

чей смеси с минимальными потерями напора. В этой конструкции кавитационный режим является оптимальным (рабочим). Достигаемое в приёмной камере предельное разрежение способствует повышению производительности в 1,5-2 раза.

На основе анализа механизма кавитации в диффузоре и гидравлического расчёта разработана методика, позволяющая определять характеристики ГКА-Д.

В ходе эксплуатации натурального экспериментального образца водовоздушного промывного устройства на РЗС Донского магистрального канала засорения промывных отверстий флейты мелким мусором не наблюдалось. Для обеспечения профилактической очистки внутренней полости промывателя в конце флейты рекомендуется установить сбросной кран и трубу.

Выработаны общие рекомендации по проектированию водовоздушного промывного устройства, включающие в себя обоснование геометрических размеров, определение расхода и напора. В частности, разработана конструкция водовоздушного промывного устройства, рекомендуемая для внедрения в состав рыбозащитного сооружения на Донском магистральном канале в ходе его реконструкции, предложены рекомендации по изготовлению и эксплуатации.

Кроме этого, разработана промывная система с централизованной схемой снабжения всех промывных устройств РЗС рабочей жидкостью, что позволяет использовать различные скоростные режимы. Включение в технологию очистки как минимум двух режимов (мягкого-биологического и жёсткого-очистного) будет способствовать повышению уровня экологической безопасности РЗС и качества очистки его сеток. Обоснована оптимальная модель водопроводящей линии, связывающей подвижное промывное устройство с неподвижной напорной линией, идущей от насосной станции. Компактность размещения водовода в составе РЗС обусловлено расположением служебного мостика в нижнем бьефе и выполнением его двухъярусным.

Представлены варианты использования водовоздушного промывного устройства в различных конструкциях рыбозащитных устройств и сооружений, намечена перспектива исследований.

## ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. № 1286258 СССР (SU), А1 МПК В01F5/16. Аэрирующее устройство /Г.Н. Петыхина, Г.М. Тарарыков, В.А. Федоров, А.И. Щербаков; опубл.1987.01.30, – Б.И. № 4.
2. А.с. № 1493730 СССР (SU). Устройство для промывки сетчатого полотна рыбозащитного сооружения" /Г.М. Герман, В.Н. Шкура, П.А. Михеев, А.А. Чистяков, Л.В. Ефремкина; опубл. 1989.07.15, – Б.И. № 26.
3. А.с. № 168210 СССР (SU), МПК В03D1/14. Аэратор для эжекторных флотационных машин /А.М. Федотов; опубл. 1965.02.18, – Б.И. № 4.
4. А.с. № 241396 СССР (SU), МПК С02D1/02. Аэратор роторного типа для насыщения жидкости кислородом /К.М. Абеле, О.Я. Витол, А.А. Райтумс, Р.Э. Рейзинь; опубл. 1972.07.07, – Б.И. № 21.
5. А.с. № 294643 СССР (SU), МПК В03D1/14. Аэратор механический флотационной машины /В.В. Семенов, Г.И. Дьяков, И.Ф. Кравцов, Л.Ф. Боуфалик, Б.А. Панчерикова, В.М. Назаренко, В.П. Щербенко; опубл. 1971.11.04, – Б.И. № 7.
6. А.с. № 311453 СССР (SU), МПК С02С1/10. Поверхностный аэратор /И.Р. Келин; опубл. 1971-08-09, – Б.И. № 24.
7. А.с. № 350757 СССР (SU), МПК С02В1/28. Аэрирующее устройство /Т.П. Гусев, В.А. Зайцев, А.Н. Колдашов; опубл. 1972.09.13, – Б.И. № 27.
8. А.с. № 406578 СССР (SU), МПК В03D1/14. Механический аэратор для флотационной машины; /Е.С. Ли; опубл. 1973.05.20, – Б.И. № 46.
9. А.с. № 439317 СССР (SU), МПК В03D1/14. Механический аэратор /Н.Н. Денегина, А.И. Кириченко; опубл. 1974.08.15, – Б.И. № 30.
10. А.с. № 457494 СССР (SU), МПК В03D1/16. Механический аэратор /В.В. Денегин, Н.Н. Денегина, С.Ф. Сергеев, В.М. Чичваров, Б.А. Гончаров; опубл. 1975.01.25, – Б.И. № 3.
11. А.с. № 479737 СССР (SU), МПК С02С1/10. Кавитационный аэратор роторного типа /Э.Э. Кирт, Х.А. Мельдер; опубл. 1975.08.05, – Б.И. № 29.
12. А.с. № 489529 СССР (SU), МПК В03D1/14. Воздушно-водяной аэратор для пневматической флотационной машины /П.К. Губский, Н.Ф. Ноликов, С.С. Черногуз, А.А. Олейниченко, Н.Д. Иваненко, В.Х. Деоендриев; опубл. 1975.10.30, – Б.И. № 40.
13. А.с. № 495090 СССР (SU), МПК В03D1/14. Аэратор /А.В. Андреев, Л.Ю. Барченко, Н.Н. Денегина, А.Я. Иваненко, В.С. Лучков, С.Ф. Сергеев, Л.Я. Шестаков; опубл. 1979.01.05, – Б.И. № 2.
14. А.с. № 504472 СССР (SU), МПК С02С1/10. Поверхностный аэратор /Клаус Тофауте; опубл. 1976.01.25, – Б.И. № 7.

15. А.с. № 508485 СССР (SU), МПК C02C1/10. Механический поверхностный аэратор /П.Н. Чумаченко, Г.И. Папков, В.Ф. Костенко, Б.П. Сухомлинов, С.Ф. Чепурных, Ю.В. Степанов; опубл. 1976.03.30, – Б.И. № 12.
16. А.с. № 521932 СССР (SU), МПК B03D1/24. Горизонтальный аэратор для пневмомеханической флотационной машины /Б.П. Преображенский, В.Д. Кузнецов, Г.Ф. Ввозный, В.Е. Гусак; опубл. 1976.07.25, – Б.И. № 27.
17. А.с. № 631130 СССР (SU). Устройство для очистки рыбозаградительных сеток /Л.Г. Рабухин; опубл. 1978.11.05, – Б.И. № 41.
18. А.с. № 1372004 СССР (SU). Устройство для промывки сетчатого полотна /В.А. Фоменко, А.А. Чистяков, В.А. Черкасов, П.В. Иванов; опубл. 1988, – Б.И. № 5.
19. А.с. № 1701807 СССР (SU). Устройство для промывки сетчатого полотна рыбозащитного сооружения /А.А. Чистяков, В.Н. Шкура, В.А. Черкасов; опубл. 1990.12.30, – Б.И. №48.
20. А.С. № 1629384 СССР (SU). Устройство для промывки сетчатого полотна рыбозащитного сооружения /Г.М. Герман, А.А. Чистяков, В.Н. Шкура, М.П. Реусов, В.М. Волошков; опубл. 1991.02.23, – Б.И. № 7.
21. А.С. №1712531 СССР (SU). Рыбозащитное устройство /В.Н. Шкура, П.А. Михеев, А.Ш. Гулянский, В.С. Аникин, В.З. Азоян; опубл. 1992. 15.02. Б.И. № 6.
22. А.С. № 1802039 СССР (SU). Рыбозащитное устройство водозаборного сооружения /И.И. Парулава, В.А. Черкасов, А.А. Чистяков, П.А. Михеев; опубл. 1993. 15.03. Б.И. № 10.
23. Абрамович Г.Н. Турбулентные свободные струи жидкостей и газов. //Труды ЦАГИ, – М., 1940, вып. 512.
24. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Физматгиз, 1960. – 715с.
25. Абрамович Г.Н. и др. Турбулентное смешение газовых струй. – М.: Наука, 1974.
26. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – 4-е изд., испр. и доп. – М.: Наука, 1976. – 888с.
27. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Наука, 1984. – 715 с.
28. Альбом течений жидкости и газа: пер. с англ. /сост. М. Ван-Дайк. – М.: Мир, 1986. – 184 с.
29. Бай-Ши. Теория струй. - М.: Физматгиз, 1960. – 326 с.
30. Баженов М.И. Исследование работы двухфазных струйных аппаратов //Электрические станции. – 1967. – № 4. – С. 39-41.
31. Берман Л.Д., Ефимочкин Г.И. Методика расчета водоструйного эжектора //Теплоэнергетика. – 1964. – № 8. – С. 92-94.

32. Боровской В.П. Математическая модель водовоздушной осесимметричной турбулентной струи //Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. Науки. Спецвыпуск. – 2002. – С. 61-63.
33. Боровской В.П. Математическая модель траектории газожидкостной турбулентной струи //Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. Спецвыпуск. – 2002. – С. 63-65.
34. Боровской В.П., Ананьев С.И. Компонентно-конструктивное решение промывной системы сетных рыбозащитных сооружений с централизованной схемой водообеспечения //Охрана и возобновление гидрофлоры и ихтиофауны: Труды Акад. водохоз. наук. – Новочеркасск: ТЕМП, 2005. – вып. 5. – С. 50-63.
35. Боровской В.П., Головня Е.В., Шавлидзе А.А. Конструктивно-технологическая схема водовоздушной дренажно-промывочной системы // Мелиорация и водное хозяйство: Материалы науч.-практ. конф. "Повышение эффективности использования орошаемых земель Южного Федерального округа" (Шумаковские чтения совместно с заседанием секции РАСХН), 30 сент. 2005 г., Новочеркасск /РАСХН, Отд-ние мелиорации, водн. и лесн. хоз-ва, НГМА – Новочеркасск: ТЕМП, 2005. – Вып. 4. – С. 97-102.
36. Боровской В.П., Герман Г.М., Головня Е.В. Кавитационный аэратор жидкости для промывных устройств сетчатых рыбозащитных сооружений //Охрана и возобновление гидрофлоры и ихтиофауны. Труды Акад. водохоз. наук. – Новочеркасск: ТЕМП, 2005. – вып. 5. – С. 39-49.
37. Боровской В.П., Головня Е.В. Лабораторные исследования гидродинамического кавитационного аэратора диффузорного типа водовоздушной промывной системы //Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2007. – №3. – С.
38. Боровской В.П. Обоснование параметров водовоздушного промывного устройства рыбозащитного сооружения. /В.П. Боровской, Е.В. Головня, А.А. Шавлидзе, С.С. Ананьев; НГМА (НИМИ), Новочеркасск, 2007. – 17 с. – Библиогр.: 8 назв. – Деп. в ВИНТИ 26.03.07, № 312-В2007.
39. Васильев Ю.Н. Теория двухфазного газожидкостного эжектора с цилиндрической камерой смешения. Лопаточные машины и струйные аппараты// Машиностроение. – 1971. – вып. 5. – С. 175-261.
40. Васильев Ю.Н., Гладков Е.П. Экспериментальное исследование вакуумного водовоздушного эжектора с многоствольным соплом. Лопаточные машины и струйные аппараты //Машиностроение. – 1971. – вып. 5. – С. 262-306.
41. Волнин Б.А. Технология гидромеханизации в гидротехническом строительстве. – М.: Энергия, 1964. – 200 с.

42. Гальперин Н.И., Басаргин Б.Н., Звездин Ю.Г. О гидродинамике жидкогазовых инжекторов с диспергированием рабочей жидкости //Теоретические основы химической технологии. – 1972. –Т. VI. № 3. – С. 434–439.
43. Гидротехнические сооружения: учеб. для вузов /Н.П. Розанов, Я.В. Бочкарёв, В.С. Лапшенков и др.; под ред. Н.П. Розанова. – М.: Агропромиздат, 1985. – 432 с.
44. Гидротехнические сооружения: в 2 ч., ч. 2: учеб. для вузов /Л.Н. Рассказов, В.Г. Орехов, Н.А. Анискин и др.; под ред. Л.Н. Рассказова. – М.: АСВ, 2008. – 527 с.
45. Головня Е.В. Водовоздушное промывное устройство сетчатых рыбозащитных сооружений //Мелиорация и водное хозяйство. – 2007. – № 4. – С. 53-54.
46. Головня Е.В. Совершенствование конструкций водовоздушных промывных устройств сетчатых рыбозащитных сооружений: автореф. дис.... канд. техн. наук. – Новочеркасск, 2008. – 23 с.
47. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. – М.: Энергоиздат, 1981. – 544 с.
48. Ефремкина Л.В. Устройство для промывки сетчатых рыбозаградителей: автореф. дис. ...канд. техн. наук. – Новочеркасск, 1991. - 21 с.
49. Ефремкина Л.В. Лабораторные исследования свойств затопленной осесимметричной водовоздушной струи. /Л.В. Ефремкина, П.А. Михеев; Новочерк. инж. –мелиор. ин-т. Новочеркасск, 1989. – 14 с. – Библиогр.: 4 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ № 6632-В89.
50. Ефремкина Л.В. Гидравлические исследования очистного водовоздушного устройства сетчатого рыбозаградителя /Л.В. Ефремкина, А.А. Чистяков, Г.М. Герман; Новочерк. инж. –мелиор. ин-т. – Новочеркасск, 1988. – 15 с.: – Библиогр.: 2 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ 14.02.89, № 039-В89.
51. Жукова Л.А., Макаров И.С., Худенко Б.Г. Смешение плоскопараллельных турбулентных струй. //Изв. вузов, Авиационная техника, 1964. - № 4.
52. Журин В.Д., Юфин А.П. Оборудование гидромеханизации. М.: Госстройиздат, 1960. – 300 с.
53. Зингер Н.М. Исследование водовоздушного эжектора //Теплоэнергетика. – 1958. – № 8. – С. 26-31.
54. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1973. - 559 с.
55. Исаченко Н.Б. Влияние шероховатости водосбросной поверхности на степень воздухомыщения открытого потока. //Известия /ВНИИГ, – М., 1965, – т. 78. – с. 356–359.
56. Исаченко Н.Б. К вопросу об аэрации открытых потоков. //Известия



- /ВНИИГ, – М., 1961, – т. 68. – с. 137–151.
57. Каннингэм П.Г., Допкин Р.Ж. Длина участка разрушения струи и смешивающей горловины жидкоструйного насоса для перекачки газа. //Теоретические основы инженерных расчётов. М.: Мир. 1974. – № 3.
  58. Коренков Б.Е. Исследования водовоздушных эжекторов с удлиненной цилиндрической камерой смешения: автореф. дис.... канд. техн. наук. – М., 1980. – 23 с.
  59. Крашенинников С.Ю., Рогальская Е.Г. Взаимодействие плоской струи с экраном. //Сб. тез. док. 5-й казахстанской конф. по математике и механике. - Алма-Ата, Каз. гос. ун-т, 1974. – ч.2: Механика.
  60. Крашенинников С.Ю., Рогальская Е.Г. Распространение струй из прямоугольных сопел, свободных и вблизи экрана. //Изв. АН СССР, МЖГ. – 1979. – № 4.
  61. Кукес В.И., Ярин Л.П. К расчету турбулентных изотермических струй. //ИФЖ, – 1976. – Т.30., № 4.
  62. Лаврентьев М.А., Шабат Б.В. Проблемы гидродинамики и их математические модели. – 2-е изд. – М.: Наука, 1977. – 408 с.
  63. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: В 10-ти Т. Т.6: Гидродинамика: учеб. пособие – 4-е изд., стереотип. – М.: Наука, 1988. – Т.6. – 736 с.
  64. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учеб. для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1987. – 840 с.
  65. Майер В.В. Кумулятивный эффект в простых опытах. – М.: Наука, 1989. – 192 с.
  66. Меламут Д.Л. Гидромеханизация в ирригационном и сельскохозяйственном строительстве: учебн. Пособие. – М.: Стройиздат, 1967. – 395 с.
  67. Михеев П.А. Рыбозащитные сооружения и устройства. М.: Рома, 2000. – 405 с.
  68. Михеев П.А., Ефремкина Л.В. Лабораторные исследования затопленной водовоздушной струи //Экологические аспекты мелиорации Северного Кавказа. Тез. конф. – Новочеркасск, 1990. – С. 152-153.
  69. Михеев П.А. Оценка силы давления водовоздушной струи на сетчатую преграду. /П.А. Михеев, Л.В. Ефремкина; Новочерк. инж.-мелиор. ин-т. – Новочеркасск, 1990. – 13 с. – Деп. в ВИНТИ № 4747-В 90.
  70. Михеев П.А. Рыбоотводы гидротехнических сооружений: монография /П.А. Михеев, А.И. Перелыгин. – Ростов н/Д: Феникс; Новочеркасск: НГМА, 2014. – 265 с.
  71. Михеев П.А. Защита рыб на водозаборах морских нефтегазопромысловых сооружений: монография. /П.А. Михеев, С.Н. Салиенко – М.:БИБЛИО-

- ГЛОБУС, 2016. – 244 с.
72. Михеев П.А., Храпковский В.А. Исследование аэрации потока на лотке быстроточа //Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Тех. науки. – 2012. – № 4. – С. 72-76.
  73. Михеев П.А., Храпковский В.А. Прогноз кавитации на лотке быстроточа водосбросного сооружения //Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Тех. науки. – 2013. – № 3 (172). – С. 43-49.
  74. Михеев П.А., Шкура Вл.Н., Ляпота Т.Л. Отвод молоди рыб на рыбозащитном сооружении водозабора Новочеркасской ГРЭС. //Охрана и возобновление гидрофлоры и ихтиофауны: Труды Акад. водохоз. наук. – Новочеркасск: 1997. – вып. 1. – С. 89-93.
  75. Михеев П.А. Рыбозащитные сооружения водозаборов систем водоснабжения. Учеб. пособие для вузов. /П.А. Михеев, Вл.Н. Шкура, Е.Д. Хецуриани – Новочеркасск: НГМА, 2005. – 111.
  76. Нурок Г.А. Гидромеханизация открытых разработок. – М.: Недра, 1970. – 549 с.
  77. Огородников С.П. Гидромеханизация при разработке тяжелых грунтов. – М.: Стройиздат, 1986. – 254 с.
  78. Патент № 2005126 Российская Федерация (RU), МПК E 02 B8/08. Рыбозащитное устройство водозаборного сооружения /Шкура В.Н., Михеев П.А., Пурас Г.Н.; заявитель и патентообладатель Новочерк. инж.-мелиор. ин-т; опубл. 30.12.1993. Бюл. № 47–48.
  79. Патент № 2049198 Российская Федерация (RU), МПК E 02 B8/08. Рыбозащитное устройство водозаборного сооружения /Шкура В.Н., Шкура Вл. Н., Михеев П.А., Хецуриани Е.Д., Чистяков А.А.; заявитель и патентообладатель Новочерк. инж.-мелиор. ин-т; опубл. 27.11.1995. Бюл. № 33.
  80. Патент № 2017881 Российская Федерация (RU), МПК E 02 B8/08. Устройство для промывки сетчатого полотна рыбозащитного сооружения /Волошков В.М., Пурас Г.Н. Сукало Г.М. и др.; заявитель и патентообладатель Новочерк. инж.-мелиор. ин-т; опубл. 15.08.1994. Бюл. № 5.
  81. Патент № 2144107 Российская Федерация (RU), МПК E 02 B8/08. Способ гидродинамической микропузырьковой рыбозащиты водозаборов и устройство для его осуществления /Булгаков Б.Б., Булгаков А.Б., Банцевич З.Л., Преснов Г.В., Романцов В.П., 15.10.1998. Бюл. №
  82. Патент №2262570. Российская Федерация (RU), МПК E 02 B8/08. Рыбозащитное сооружение /Чистяков А.А., Боровской В.П., Шкура В.Н., Ермак Д.В.; заявитель и патентообладатель Новочерк. гос. мелиор. акад.; опубл. 20.10.2005. Бюл. № 29.
  83. Патент №2265696. Российская Федерация (RU), МПК E 02 B8/08. Устрой-

- ство для очистки сетчатого полотна рыбозащитного сооружения /Чистяков А.А., Ананьев С.С, Боровской В.П., Михеев П.А.; заявитель и патентообладатель Новочерк. гос. мелиор. акад.; опубл. 10.12.2005. Бюл. № 34.
84. Патент № 2308566 Российская Федерация (RU), МПК Е 02 В8/08. Гидродинамический кавитационный аппарат (варианты) и устройство для промывки сетного полотна рыбозащитного сооружения /Шкура В.Н., Боровской В.П., Головня Е.В., Михеев П.А., Герман Г.М., Чистяков А.А., Шавлидзе А.А., заявитель и патентообладатель Новочерк. гос. мелиор. акад.; опубл. 20.10.2007. Бюл. № 29.
85. Погорелов В.И. Гидравлические исследования механических рыбозаградителей. //Научно-техн. бюл. /Лениград. Политехн. ин-т, – 1959, –№2, – С. 112-115.
86. Полонский, Г.А. Механическое оборудование гидротехнических сооружений. – М.: Энергоиздат, 1982 – 352 с.
87. Рекомендации по проектированию рыбозащитных устройств на водозаборах мелиоративных систем /А.М. Большов, Н.Н. Веселов, И.А. Дятлов и др. – М., 1983. – 103 с.
88. Сакварелидзе В.В. Аэрация потоков на водосливных поверхностях плотин и быстротоках. //Известия /ТНИСГЭИ. – 1969. – Т. 18, – С. 87–101.
89. Семенов В.М., Лентяев Л.Д. Водосливная плотина с аэрацией сбросного потока. //Гидротехн. стр.-во. – 1973 – № 5. – 16–20.
90. Скребков Г.П., Синельщиков В.С. Гидравлический расчёт равномерного аэрированного потока. //Изв. вузов. Энергетика. – 1968. – № 2.
91. Слисский С.М. Гидравлические расчёты высоконапорных гидротехнических сооружений: учеб. пособие для вузов. – М.: Энергия, 1979. – 336 с.
92. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
93. Справочник по теории корабля: в 3-х Т., Т. 1: Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. /под ред. Я.И. Войтунского. – Л.: Судостроение, 1985. – 768 с.
94. Тараканов Г.И., Гальцин Э.Р. Опыт генерирования затопленных пневмогидравлических струй и возможность использования их в лесотранспортных целях. //Водный транспорт леса: межвуз. сб. науч. тр. по технологии и комплексу механизации лесозаготовительных работ. – Красноярск, 1974. – Вып. 2. – С. 53-64.
95. Ткачёв В.Г. Гидравлический способ промывки фильтрующих полотен рыбозащитных устройств скользящими струями: автореф. канд.... техн. наук. – Новочеркасск, 1999. – 28 с.
96. Троицкий В.П. К расчету безнапорных аэрированных водных потоков.

- //Гидравлика и гидротехника: респ. межвед. науч.-техн. сборник № 17. – Киев.: Техника, 1973. – 128 с.
97. Туркус В.А. Структура воздушного приточного факела, выходящего из прямоугольного отверстия. //Отопление и вентиляция. – 1933, – № 5.
  98. Худенко Б.Г. Деформация осей плоскопараллельных струй при их взаимоэжекции //Изв. вузов: Авиационная техника. – 1966. – № 2. – С. 90–99.
  99. Цедров Г.Н., Назарова Р. И. Защита туннельных водосбросов от кавитации аэрацией пристенного слоя. //Энергет. стр-во, – 1977, – №8.
  100. Цыпляев А.С. Рыбозащитные сетчатые установки с водоотводом. – М.: Пищевая пром-ть, 1973. – 160 с.
  101. Чернухин В.А., Цегельский В.Г., Глубоковский С.Н. О расчете жидкостно-газовых струйных аппаратов //Изв. вузов – 1977. – № 8. – С. 81–86.
  102. Чугаев Р.Р. Гидравлика: учеб. для вузов. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 670 с.
  103. Швайнштейн А.М. Исследование вовлечения воздуха, захватываемого в напорный трубопровод при наличии в нем гидравлического прыжка. //Изв. /ВНИИГ, – М., 1966. – т. 82. – С. 40–50.
  104. Шидловский В.Н. К расчёту газожидкостного эжектора //Изв. ОТН АН СССР. – 1954. – № 10. – С. 31-36.
  105. Шкура В.Н., Михеев П.А. Водовоздушное промывное устройство сетчатых рыбозащитных сооружений (РЗУ) //Инф. лист. ЦНТИ. – Ростов-на-Дону, 1993. – № 635-93. – 2 с.
  106. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя /под общ. ред. Л.Г. Лойцянского. - М.: Наука, 1969. - 742 с.
  107. Штеренлихт Д.В. Гидравлика: учеб. для вузов – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолосС, 2004. - 656 с.
  108. Юфин А.П. Гидромеханизация: учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1974. – 223 с.
  109. Clauser, F.H., Turbulent boundary layers in adverse pressure gradients. //JAS – 21, – 1954. – С. 91-108.
  110. Donch, F. Divergente und konvergente Stromungen mit kleinen Offungswinkeln: Dissirtation, //Gottingen 1925. Forschungsarbeiten des VDI, вып. – 292.
  111. Fish Protection at Water Diversions. A Guide for Planning and Design ing Fish Exclusion Facilities. U.S. Department of the Interior, Bureau of Reclama tion, Denver, Colorado, April, 2006. - 429 p.
  112. Fish Protection Technologies and Downstream Fichways. Dimensioning, Design, Effectiveness Inspection. //DWA Deutsche Vereinigung fur Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e. V., German Association for Water, Wastewater and Waster, July, 2005. Theodor-Heuss-Allee 17, 53773 Hennef Deutschland Tel.: +49 2242 872-333, +49 2242 872-0, Fax: +49 2242 872-100

E-Mail: [kundenzentrumQ.dwa.de](mailto:kundenzentrumQ.dwa.de) Internet: [www.dwa.de](http://www.dwa.de)

113. Hochschild, H., Versuche über Strömungsvorgänge in erweiterten und verengten Kanälen. Forschungsarbeiten des VDI, – 1910. вып. 114.
114. Laufer, J., Investigation of turbulent flow in a two-dimensional channel. NACA-Rep. 1053 (1951).
115. Nikuradse, J., Untersuchungen über die Strömungen des Wassers in konvergen-ten und divergen-ten Kanälen. Forschungsarbeiten des VDI, вып. 289 (1929).
116. Pohlhausen, K., Zur näherungsweise Integration der Differential gleichung der laminaren Reibungsschicht. ZAMM 1 – 1921. – С. 252-268
117. Polzin, J., Strömungsuntersuchungen an einem ebenen Diffusor. //Ing.-Arch. 11, – 361-385 (1940).
118. Robertson, J. M., Ross D., Water tunnel diffuser flow studies. Part II: Experi-mental research. Pennsylvania State College, Ordnance Research Laboratory Report № 7958, 143 (1949).
119. Sawyer, R.A., The flow due to a two-dimensional jet issuing parallel to a flat plate. //J.Fluid Mech., 1960, – V.9, – pt. 4.
120. Schubauer, G.B., Klebanoff P.S., Investigation of separation of the turbulent boundary layer. NACA Rep. 1030 (1951).
121. Sharma, H.R. Air-entrainment in high head gated conduits. //J. of the Hydraulics Division. Proc. of ASCE, 1976, – 102, NY, – 11 Nov.
122. Straub, G., Anderson G. Experiments on self-aerated flow in open channels. //J. of the Hydraulics Division. Proc. ASCE, 1958, – 84, 7.
123. Winternitz, F.A. L., Ramsay W.J., Effects of inlet boundary layer on the pres-sure recovery in conical diffusers. //Mech. Eng. Res. Lab., Fluid Mech. Div., East Kilbride, Glasgow, Rep. – № 41 (1956).

## СОДЕРЖАНИЕ

	Введение .....	3
Глава 1.	Современное состояние очистки экранов рыбозащитных сооружений и конструкции очистных устройств .....	6
	1.1. Общие вопросы обеспечения очистки рыбозащитных экранов от засорения .....	6
	1.2. Анализ отечественного и зарубежного опыта очистки защитных экранов РЗС и конструкции очистных устройств .....	7
	1.3. Сравнительный анализ промывной способности гидравлических и водовоздушных струй .....	16
	1.4. Способы формирования водовоздушных струй и конструкции, их реализующие .....	20
Глава 2.	Совершенствование конструкции водовоздушного промывного устройства .....	31
	2.1. Механизм насыщения гидравлической струи воздухом .....	31
	2.2. Конструктивное решение гидродинамического кавитационного аппарата.....	39
	2.3. Компонентно-конструктивное решение промывного устройства .....	45
Глава 3.	Теоретическое и экспериментальное обоснование параметров экспериментального образца аэратора.....	52
	3.1. Обоснование геометрических параметров опорной модели экспериментального образца ГКА-Д .....	52
	3.1.1. Обоснование диаметров конструктивных элементов аэратора .....	54
	3.1.2. Обоснование параметров газозаборных отверстий.....	55
	3.1.3. Обоснование угла конусности приёмной диффузорной камеры.....	56
	3.2. Описание экспериментальной установки, методика проведения исследований .....	63
	3.3. Результаты экспериментальных исследований по оптимизации параметров водовоздушного промывного устройства ...	69
Глава 4.	Гидравлический расчёт параметров аэратора .....	79
	4.1. Анализ механизма кавитации .....	79
	4.2. Гидравлический расчёт параметров аэратора .....	89
	4.3. Методика расчёта характеристик ГКА-Д .....	96
Глава 5.	Натурные исследования экспериментального образца водовоздушного промывного устройства .....	103
	5.1. Характеристика производственного объекта, цели и задачи натурных исследований .....	103
	5.2. Обоснование параметров экспериментального образца промывного устройства .....	106

5.2.1. Обоснование степени газонасыщения рабочей жидкости промывного устройства .....	106
5.2.2. Обоснование геометрических параметров промывного устройства .....	110
5.3. Конструкция экспериментального натурального образца .....	114
5.4. Методика проведения натуральных исследований .....	120
5.5. Результаты натуральных исследований по оценке газонасыщения рабочей жидкости .....	124
5.6. Исследование газонасыщения струй по глубине .....	126
5.7. Оценка эффективности промывки сетчатого экрана экспериментальным промывным устройством .....	128
Глава 6. Рекомендации по проектированию, изготовлению и эксплуатации водовоздушного промывного устройства .....	131
6.1. Рекомендации по проектированию и изготовлению водовоздушных промывных устройств .....	131
6.1.1. Обоснование параметров водовоздушной флейты .....	131
6.1.2. Обоснование напора промывного устройства .....	137
6.1.3. Обоснование диаметра рабочего сопла .....	141
6.1.4. Методика определения параметров промывного устройства .....	142
6.2. Расчёт параметров водовоздушного промывного устройства для рыбозащитного сооружения на Донском магистральном канале .....	145
6.3. Рекомендации по изготовлению и эксплуатации водовоздушного промывного устройства .....	149
6.4. Совершенствование конструкций промывных систем рыбозащитных сооружений .....	152
6.4.1. Анализ существующих вариантов очистки рыбозащитных сеток .....	153
6.4.2. Первая схема в виде гибкого водовода .....	155
6.4.3. Вторая схема в виде шарнирно связанных водопроводящих модулей .....	157
6.4.4. Обоснование оптимальной модели водовода .....	161
6.5. Применение водовоздушного промывного устройства в иных конструкциях рыбозащитных устройств .....	165
Заключение .....	170
Литература .....	172

*Научное издание*

---

**Михеев Павел Александрович**  
**Боровской Владимир Петрович**  
**Головня Евгений Владимирович**

**ПРОМЫВНЫЕ УСТРОЙСТВА СЕТЧАТЫХ  
ПОЛОТЕН РЫБОЗАЩИТНЫХ СООРУЖЕНИЙ**

МОНОГРАФИЯ

Редактор Нефёдова Н.В.

Подписано к печати 29.08.2016 г. Формат 60×84<sup>1/16</sup>  
Усл. печ. л. 7,36. Уч.-изд. л. 7,36  
Тираж 300 экз. Заказ №

Издательство Лик  
346430, г. Новочеркасск, пр. Платовский, 82 Е  
Тел. 8(8635)226-442, 8-918-518-04-29, [center-op@mail.ru](mailto:center-op@mail.ru)

Отдел оперативной полиграфии НИМИ Донской ГАУ  
346428, г. Новочеркасск, ул. Пушкинская, 111