

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Якубов Голибджон Гафорович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ
РАЗРАБОТКОЙ И ИССЛЕДОВАНИЕМ ЭЖЕКЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Спирidonов Евгений Константинович

Челябинск – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	9
1.1 Состав и технологические особенности работы гидротранспортной системы горно-обогатительных комбинатов.....	9
1.2 Принципиальная схема и рабочий процесс эжектора.....	16
1.3 Краткий обзор известных методов расчета жидкостных эжекторов.....	19
1.3.1 Развитие теории струйных аппаратов.....	19
1.3.2. Профилирование проточной части эжекторов.....	21
1.3.3 Методы расчета жидкостных эжекторов.....	24
1.4 Выводы по главе. Цели и задачи исследования.....	35
ГЛАВА 2 АГРЕГАТ ПИТАНИЯ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЖЕКТОРОМ.....	39
2.1 Принципиальные схемы агрегата питания гидросистемы.....	39
2.2 Энергетические характеристики агрегата питания.....	41
2.3 Выводы по главе.....	45
ГЛАВА 3 ГИДРОСТРУЙНЫЙ ЭЖЕКЦИОННЫЙ ГИДРОМЕТАТЕЛЬ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ.....	47
3.1 Принципиальная схема и рабочий процесс.....	47
3.2 Характеристики гидрометателя.....	48
3.3 К определению дальности полета струи жидкости в воздухе.....	55
3.4 Выводы по главе.....	59
ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОМЕТATEЛЯ. МЕТОДЫ РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЖЕКТОРА АГРЕГАТА ПИТАНИЯ И ГИДРОМЕТATEЛЯ.....	60
4.1 Экспериментальное исследование.....	60
4.1.1. Опытная установка и методика исследования.....	60
4.1.2. Методика проведения опытов.....	63
4.1.3 Результаты экспериментов.....	65
4.2 Метод расчета эжектора для агрегата питания.....	76
4.2.1 Условия бескавитационной работы эжектора.....	84

4.2.2 Пример. Расчет эжектора для агрегата питания.....	86
4.3 Метод расчета гидрометателя.....	89
4.3. Выводы по главе.....	96
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	98
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	100
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	116

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Ведущее место в добыче полезных ископаемых принадлежит открытым способам разработки, как наиболее экономичным и безопасным. Одним из направлений повышения эффективности открытых разработок месторождений является применение технологий с использованием средств гидромеханизации. Гидромеханизованным способом разрабатываются вскрышные породы на угольных карьерах, на карьерах химического сырья и строительных горных пород, возводятся дамбы и плотины, строительные площадки. Гидромеханизация способствует снижению стоимости строительства объектов, сокращению трудовых затрат и внедрению природоохранных и ресурсосберегающих технологий.

Гидротранспортные системы как правило, состоят из агрегата питания, трубопровода транспорта пульпы, сортировочной установки и трубопроводов доставки готового продукта потребителю. Насосные агрегаты в большинстве случаев оснащены дроссельным регулированием подачи, которое, обладая простотой и высокой надежностью, является энергетически неэффективным из-за необратимой трансформации части удельной механической энергии потока в тепло. Доставка готового продукта в отвалы после сортировочной установки осуществляется, как правило, гидроэлеваторами по трубопроводам, что связано со значительными эксплуатационными затратами на их поддержание.

Уменьшить потери удельной механической энергии, повысить надёжность гидротранспортной системы можно, заменив дроссель струйным устройством с регулируемой площадью проходного сечения сопла, а транспорт готового продукта в отвалы осуществлять по воздуху эжекционным гидрометателем.

Применение эжекционных устройств в качестве средства регулирования подачи насоса и гидрометателя является новым и многообещающим. Поэтому разработка и исследование эжекционных устройств для гидротранспортной системы является актуальной задачей.

Цель и задачи работы. Повышение энергетической эффективности и надежности гидротранспортной системы разработкой и исследованием агрегата питания с эжекционным регулированием подачи и эжекционного гидрометателя.

Для достижения цели необходимо решение следующих **задачи:**

1. Выявление энергетических характеристик и определение достижимых возможностей агрегата питания с эжекционным регулированием подачи.
2. Разработка математической модели гидрометателя и расчет его характеристик.
3. Определение дальности полета струи гидросмеси.
4. Проведение экспериментальных исследований гидрометателя.
5. Разработка методов расчета эжекционного устройства для агрегата питания и гидрометателя.

Объектом исследования являются рабочие процессы обмена массой, количеством движения и энергией в агрегате питания с эжекционным устройством и гидрометателе.

Предметом исследования являются закономерности, характеристики и методы проектирования агрегата питания с эжекционным регулированием подачи и гидрометателя.

Методы исследования заключается в аналитическом исследовании рабочих процессов насосного агрегата и эжекционного гидрометателя на основе уравнений гидродинамики с применением эмпирических данных по эжекторам, полученных в ЮУрГУ и других организациях, анализе характеристик, а также сравнении полученных результатов расчета с данными экспериментальных исследований, проведенных в ЮУрГУ.

Научная новизна.

В общей постановке заключается во впервые полученных результатах исследования новых способов изменения подачи агрегата питания и транспорта готового продукта (пульпы).

В том числе:

– предложена математическая модель рабочего процесса агрегата питания с эжекционным регулированием подачи, позволяющая анализировать рабочий процесс и прогнозировать энергетические характеристики, включая экстремальные. Последние устанавливают взаимосвязь безразмерных параметров агрегата, при которых достигается наибольший КПД;

– разработана математическая модель эжекционного гидрометателя, позволяющая выявить основные параметры рабочего процесса и рассчитать характеристики. На основе дифференциальных уравнений движения отсека струи и экспериментальных исследований выведена формула для определения дальности полета струи гидросмеси в атмосфере эжекционным устройством;

– разработаны новые методики расчета эжекционного устройства для агрегата питания и гидрометателя.

На защиту выносятся.

1. Математические модели агрегата питания с регулируемым эжекционным устройством, гидрометателя и полета струи гидросмеси в воздухе.

2. Результаты теоретических и экспериментальных исследований полета струи гидросмеси в воздухе, эжекционного гидрометателя и насосного агрегата с регулируемым эжекционным устройством.

3. Методы расчета основных размеров проточной части регулируемого эжекционного устройства насосного агрегата и эжекционного гидрометателя.

Теоретическая и практическая значимость работы.

– Предложены новые способы применения эжекционных устройств в гидростестемах горно-обогатительных комбинатов, а именно в качестве гидрометателя и устройства регулирования подачи насоса. Такое оригинальное использование эжекционных устройств позволяет упростить промышленные установки и повысить их надежность.

– Математические модели рабочих процессов эжекционного

гидрометателя и насосного агрегата с регулируемым эжекционным устройством позволяют прогнозировать характеристики аппаратов, включая экстремальные.

– Разработанные методики гидравлического расчета эжекционного устройства с изменяемой площадью выходного сечения сопла для насосного агрегата и эжекционного гидрометателя позволяют определить основные режимные параметры, оптимальные размеры проточной части и характеристики аппаратов. Методики рекомендованы к использованию в инженерах расчетах при проектировании струйных аппаратов такого типа.

– Результаты исследования внедрены в учебный процесс ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» и на предприятии ООО ИК «АМПРИ».

Достоверность представленных результатов обеспечена использованием при разработке математических моделей насосного агрегата с регулируемым эжектором, гидрометателя и свободной струи гидросмеси фундаментальных законов гидродинамики и их общепринятого математического описания. Основные положения и выводы доказываются аналитически и подтверждаются экспериментом.

Апробация работы. Основные результаты исследований, вошедшие в диссертационную работу, докладывались и обсуждались на международных и российских конференциях: 9-я Научная конференция аспирантов и докторантов. Технические науки ЮУрГУ (ЮУрГУ, Челябинск, 2016 г.); Международная научно-практическая конференция Пром-Инжиниринг (ЮУрГУ, Челябинск, 2017 г.), XXIII Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». (НИУ «МЭИ» Москва, 4 декабря 2019 г.); на международной научно-практической конференции аспирантов, докторантов и молодых ученых «Мухандис-2019» (Душанбе, 2019),

Публикации. По теме диссертационной работы представлено 4 печатных работы, из них 3 – публикации в центральных рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК;

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 178 наименований, содержит 116 страниц машинописного текста, 50 рисунков, 6 таблиц.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Состав и технологические особенности работы гидротранспортной системы горно-обогатительных комбинатов

В развитии машиностроительных предприятий большое значение имеет правильное технико-экономическое решение задач транспортирования сырья и продуктов как в пределах промышленного предприятия, так и на различные расстояния вне предприятия [111,73]. Гидравлический трубопроводный транспорт является эффективным видом перемещения твердых материалов. Он высокопроизводителен, дешев, не имеет потерь продуктов и обеспечивает непрерывность транспортирования. Его можно полностью механизировать и автоматизировать [92,91,98,63].

Уже в середине XX века вопросы проектирования, строительства и эксплуатации гидротранспортных систем на приобрели важное значение [77,78,80].

Тогда же началось интенсивное внедрение гидромеханизации земляных работ во многие отрасли промышленности и особенно в строительство [72,74,106,103,62] и этот процесс остается актуальным до сих пор. Объемы земляных работ, выполняемые в нашей стране по строительству водопроводно-канализационных сооружений и трубопроводов, каналов, крупных технических сооружений и железных дорог исчисляются миллиардами кубических метров в год.

Способ гидромеханизации считается прогрессивным, потому что позволяет полностью механизировать и объединить в непрерывный производственный процесс все основные операции по разработке, транспорту и укладке того или иного твердого материала. Это дает возможность сократить сроки капитального строительства и ввода мощностей на различных стройках. В транспортном строительстве, в частности, с применением средств гидромеханизации,

сооружают насыпи и выемки железных и автомобильных дорог, намывают земляные плотины, площадки аэродромов и железнодорожных станций, резервы грунта, выполняют вскрышные работы в карьерах, осуществляют добычу и обогащение нерудных строительных материалов [47].

К технологическим особенностям гидромеханизации, определяющим ее преимущества перед другими способами производства земляных работ, относятся большая концентрация производственной мощности оборудования, поточность и высокий уровень комплексной механизации технологического процесса, сравнительно меньшие трудоемкость работ и металлоемкость оборудования, а также высокое качество возводимого сооружения [49,82,72,91,111].

Гидротранспортная система горно-обогатительного комбината включает, как правило, агрегат питания, состоящий из центробежных или поршневых насосов, трубопровода для транспорта пульпы, сортировочную установку и трубопроводы для доставки готового продукта потребителю (рисунок 1.1).

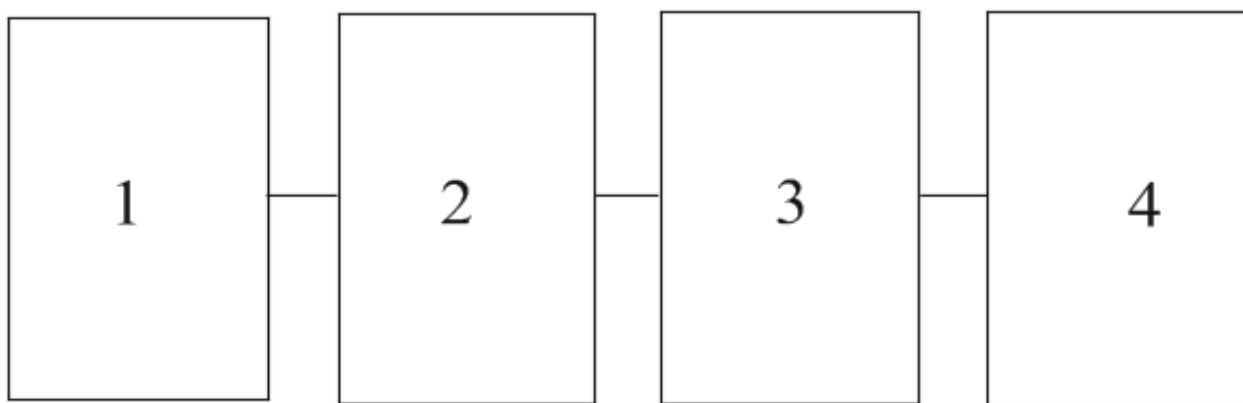


Рисунок 1. 1 – Состав гидротранспортной системы: 1 – агрегат питания; 2 – трубопровод гидротранспорта пульпы; 3 – сортировочная установка; 4 – трубопроводная установка транспорта готового продукта

Насосные агрегаты применяются как плавучие, так и в стационарном исполнении в расчете на различные условия работы [73,77,106].

В системах напорного гидротранспорта наряду с грунтовыми насосами и эрлифтами получили применение струйные насосы - гидроэлеваторы

[2,8,75,106,171]. В гидротранспортных установках с гидроэлеваторами центробежные насосы работают на чистой воде и не подвергаются абразивному износу от твердых частиц. Тем самым решается одна из главных проблем гидротранспортных установок - уменьшение абразивного износа основного гидравлического оборудования и повышение надежности его эксплуатации. Подвергающиеся абразивному износу сравнительно простые и дешевые детали гидроэлеваторов (рабочая камера, диффузор) заменяются значительно быстрее, чем сложные и дорогостоящие детали грунтовых насосов (рабочее колесо, бронедиски, корпус, подшипники). Это, в свою очередь, приводит к уменьшению эксплуатационных затрат и сокращению простоев гидротранспортных установок.

Особенно эффективно используются гидроэлеваторы, когда необходимо выполнять работы в стесненных условиях, например, при сооружении опускных колодцев и кессонов. Опускные колодцы используются при строительстве котлованов для размещения насосных станций, водозаборных береговых колодцев, водозаборных шахт при подрусловых водах, резервуаров с решетками при главных насосных станциях, вертикальных отстойниках и других сооружений в сложных гидрогеологических условиях: при высоком залегании грунтовых вод и в плавунных грунтах [9,12,143]. Кессоны применяются при сооружении фундаментов в промышленном и мостовом строительстве [13]. Использование других гидравлических машин, например, грунтовых насосов в таких стесненных условиях практически исключается ввиду их больших габаритных размеров.

Гидроэлеваторы используются также при подводной разработке траншей для укладки дюкеров через водные преграды, при дноуглубительных работах на строительстве водозаборных сооружений на мелководных водоемах, при строительстве плотин водохранилищ и прудов, дамб для ограждения насосных станций и водоприемников [2,4, 6, 7, 14,16].

Гидроэлеваторы находят применение в системах канализации (удаления) золошлаковых остатков на тепловых электростанциях. Большая работа по внедрению гидроэлеваторов в системы гидрозолоудаления была проведена в Управлении "Челябэнерго" под руководством инженера Б.А. Москалькова.

Гидроэлеваторы используются и в других областях промышленности: в гидротехническом, транспортном, гражданском и промышленном строительстве, при подводной добыче нерудных строительных материалов, в горной промышленности и др. [2,8,19,23].

Одним из средств повышения интенсивности работы грунтозаборного устройства плавучего насосного агрегата является применение эжектора во всасывающей трубе, что увеличивает всасывающую способность насоса [49,66,98].

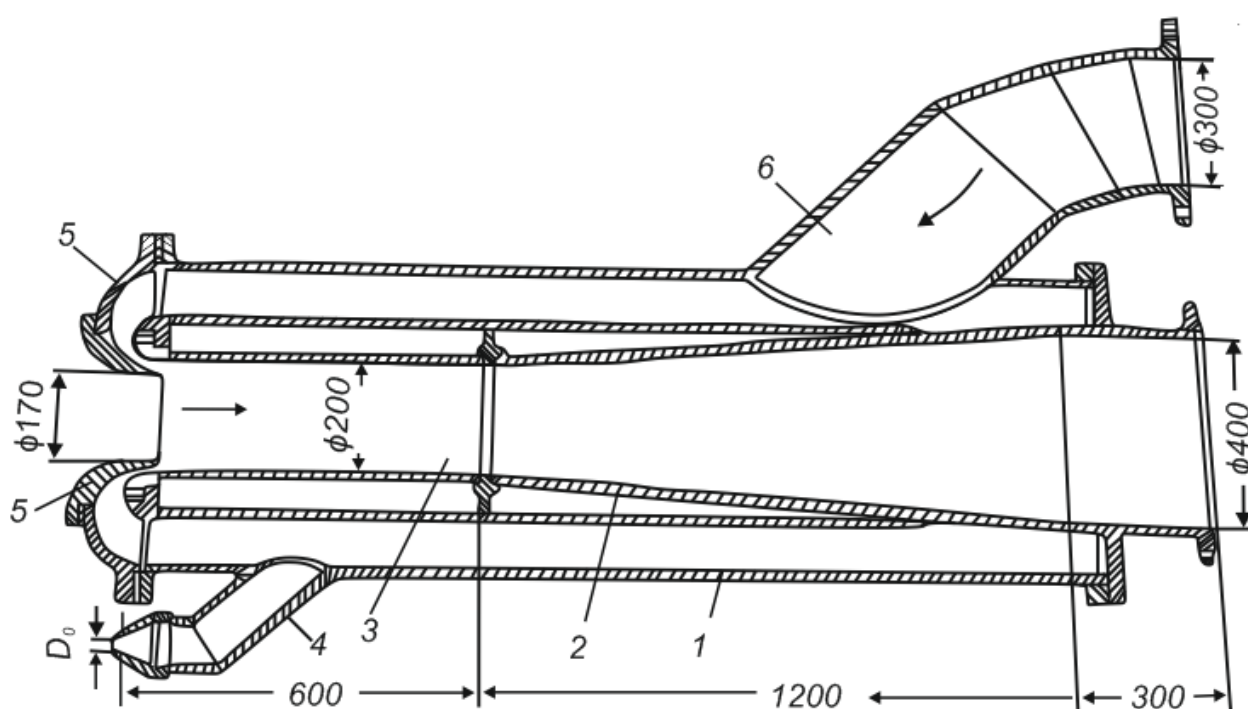


Рисунок 1.2 – Эжекторный наконечник на всасывающей линии насосного агрегата

- 1- трубопровод подачи напорной воды; 2 – диффузор; 3 – смесительная камера эжектора; 4 – насадка гидрорыхлителя; 5 – кольцевое сопло;
6 – патрубок для подачи от насоса в трубопровод напорной воды

Характерно, что всасывающий наконечник с эжектором может при работе заглубляться в грунт до такой степени, что всас находится в толще грунта. Это является основным положительным качеством такого устройства. Опыты показали, что при неоднократном местном завале всасывающей трубы грунтом и

связанным с этим перенасыщением пульпы твердым материалом непрерывно подаваемая в эжекторный наконечник напорная вода разжижает пульпу во всасе и быстро доводит ее до транспортабельной консистенции [106].

Установкой эжекторного наконечника можно также обеспечить увеличение глубины добычи до 25 м и более без уменьшения консистенции пульпы.

Одна из возможных схем сортировочной установки приведена на рисунке 1.3 [49,77]. Классификация гравийно-песчаной смеси осуществляется по двухступенчатой схеме сначала в коническом грохоте 2, а затем в виброгрохоте 4. Выделенный из смеси песок транспортируется в отвал по самотечному трубопроводу 9. Причем подача песка из-под виброгрохота в этот трубопровод осуществляется с помощью эжектора 7. Очень крупный гравий (крупнее 20 мм) сбрасывается около установки, а остальной гравий с помощью гидроэлеватора (эжектора) 5 транспортируется в отвал по напорному трубопроводу 11. Однако возможен и другой способ укладки гравия – с помощью эжекционного гидрометателя.

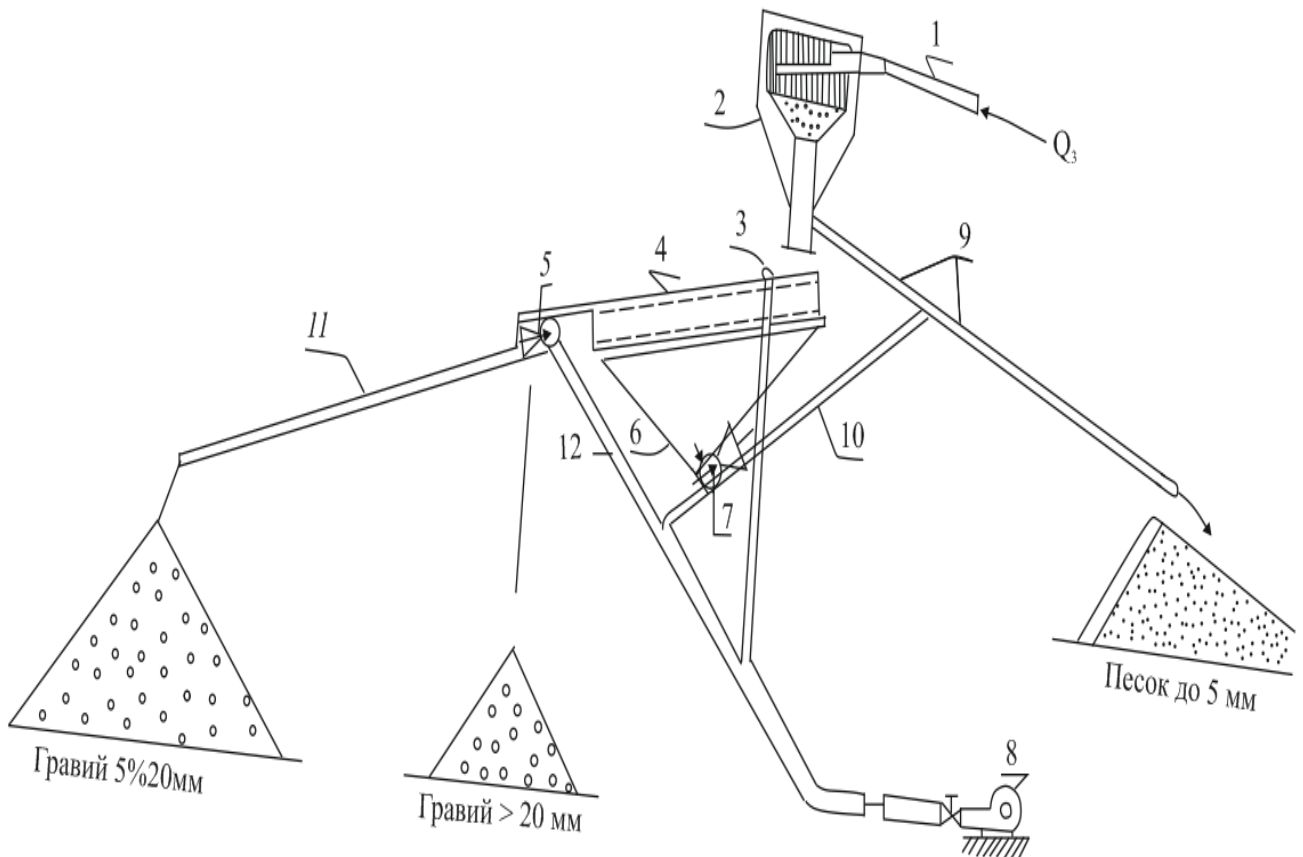


Рисунок 1.3 – Схема сортировочной установки

1-напорный трубопровод; 2-конический грохот; 3-брызгальные устройства; 4-виброгрохот; 5-эжектор гравия; 6-бункер виброгрохота; 7-эжектор песка; 8-насос. 9-самотечный трубопровод; 10 трубопровод песка; 11- трубопровод гравия; 12- трубопровод напорной воды

Еще одна схема сортировочной установки применяется для добычи песка в открытой акватории лимана реки низконапорным дизельным землесосом морского типа и укладки его в промежуточный подводный резерв близ берега [49,78,79,147,149]. Промежуточный резерв располагается в специально устроенной емкости и защищен от действия волны дамбой, намываемой для этой цели. Проектом предусматривается, что под защитой дамбы земснаряд типа 12А-5 засасывает песок из промежуточного резерва и подает его в конусный грохот 1 (рисунок 1.4) для отделения ракушки крупнее 5 мм, укладываемой в отвал. Песок с ракушкой мельче 5 мм попадает в гидроклассификатор 2, где происходит разделение песка по граничному зерну 0...2 мм, верхний продукт гидроклассификации самотеком по пульповоду диаметром 500 мм, уложенному на эстакаде с уклоном около 4%, поступает на карту намыва высотой до 5 м.

Для транспортировки нижнего продукта (песка 0,2...5 мм) применяется эжектор 3. Пульпа с нижним продуктом поступает из эжектора по трубе диаметром 300 мм в намывной штабель высотой 6 м, почти равной высоте гидроклассификатора. Вместе с тем, падочу пульпы в намывной штабель можно осуществить по воздуху эжекционным гидрометателем.

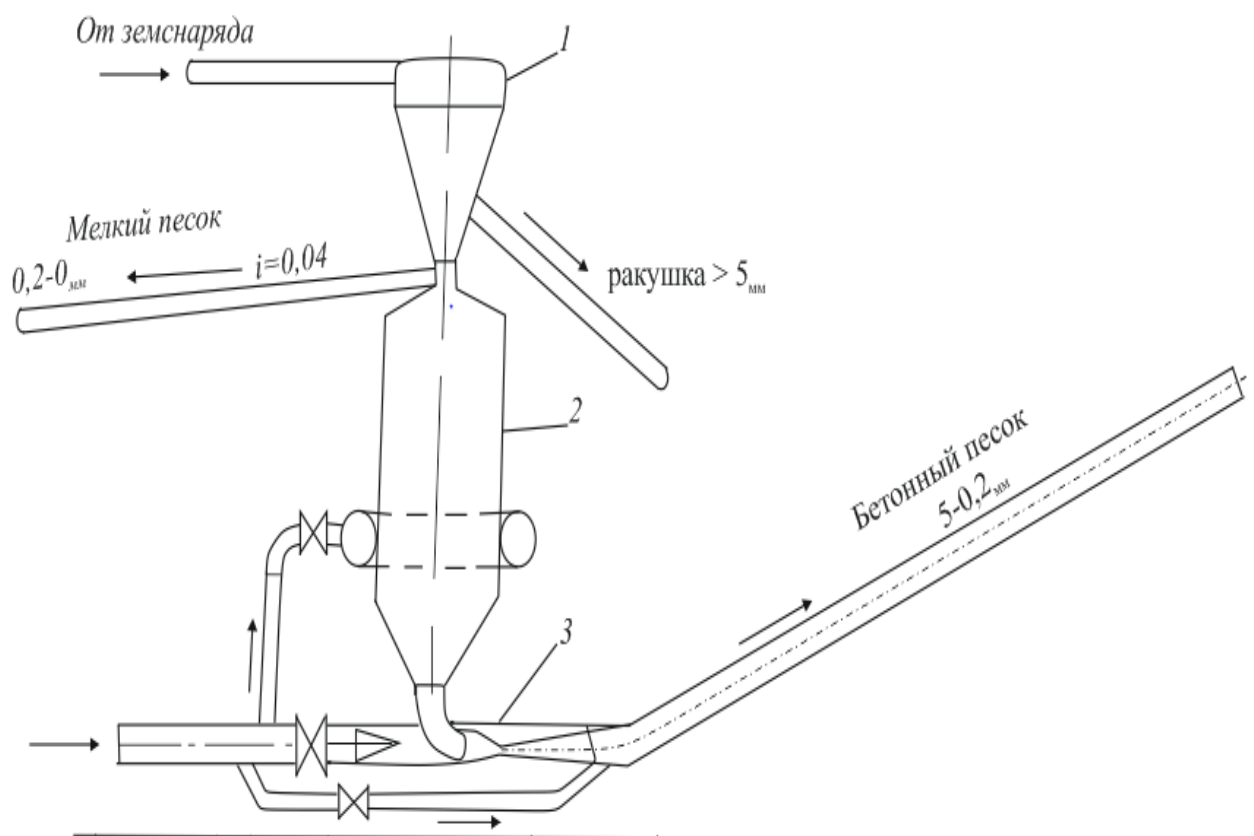


Рисунок 1.4 – Схема сортировочной установки: 1 – конусный грохот; 2 – гидроклассификатор; 3 – гидроэлеватор

Струйные насосы достаточно широко применяются в системах напорного транспорта и непосредственно при эксплуатации водопроводно-канализационной инфраструктуры: для удаления осадка из песколовков, нефтеловушек, водоприемных камер и перекачке сточных вод [25,32,77,172]. Гидротранспорт песка в беззадвижечном фильтре с непрерывной промывкой [33], удаление песка из гидроциклонов, расположенных на всасывающей линии центробежных насосов, производится также с помощью гидроэлеваторов [34,97].

Кроме систем напорного гидротранспорта эжекторы эффективно используются на гидроэлектростанциях для технического водоснабжения. Использование струйных насосов для этих целей позволяет уменьшить первоначальные капиталовложения при монтаже системы, снизить эксплуатационные затраты на капитальный и текущий ремонт, а также повысить

надежность рабочего оборудования благодаря исключительной простоте этих гидромашин.

Гидроэлеваторы используются также в системах транспорта жидкости, как вспомогательные машины при эксплуатации насосных станций, а именно: для увеличения высоты всасывания центробежных насосов, для отсасывания воздуха из всасывающей линии центробежных насосов; работают как смесители сточной жидкости с реагентами [2,11,16,26,27,45,47,144,81].

Экономически выгодно применение гидроэлеваторов и в теплофикационных установках в качестве смесителей на отопительных абонентских вводах, так как в этих условиях остаточная энергия активного потока на выходе из эжектора полностью используется в технологическом процессе.

Благодаря простоте конструкции, небольшому весу и габаритам, надежности и простоте обслуживания, высокому коэффициенту использования рабочего времени эжекционные устройства находят достаточно широкое применение в различных отраслях промышленности и в том и числе в системах напорного гидротранспорта горнообогатительных комбинатов.

Таким образом, гидроэлеваторы (эжекторы) получили довольно широкое применение на горно-обогатительных предприятиях в системах напорного гидротранспорта и, главным образом, в составе насосного агрегата и установки транспорта готового продукта. От эффективности и надежности эжекционных устройств в значительной степени зависят эффективность и надежность всей гидротранспортной системы [69,73,97,105,108,4].

Объектом исследований являются насосный агрегат и трубопроводная установка транспорта готового продукта.

2.1 Принципиальная схема и рабочий процесс эжектора

Принципиальная схема эжектора показана на рисунке 1.5. Основными элементами такого устройства являются сопло, приемная камера, смесительная камера и диффузор.

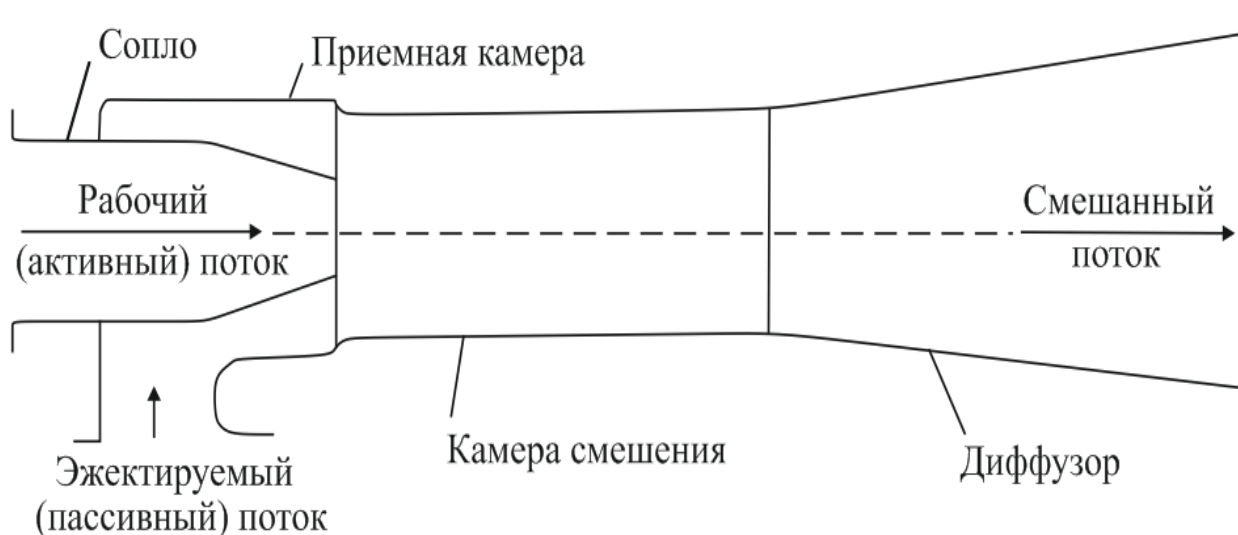


Рисунок 1.5 – Принципиальная схема эжектора

Принцип работы эжекторов основан на использовании высокоскоростной струи жидкости, выходящей из сопла в приемную камеру, для вовлечения в движение пассивной среды, которой могут являться жидкость, газ или гидросмесь, содержащая твердые частицы. В камере смешения потоки активной и пассивной среды смешиваются, происходит выравнивание их скоростей [93,95, 96].

Смешение активного и пассивного потоков в эжекторах с центральной струей можно условно разделить на два участка [54,55,66,109,110,126]. На первом участке течение жидкости подобно течению затопленной струи. На границах струи, выходящей из сопла, образуется обширная расширяющаяся вдоль оси аппарата зона смешения – турбулентный пограничный слой. Частицы пассивного потока вовлекаются в движение в пограничный слой и распад струи активного потока в камере смешения происходит в спутном пассивном потоке. При этом распад струи активного потока происходит медленнее (на большем удалении от среза сопла) при увеличении скорости спутного потока. В следствие того, что в пограничный слой активной среды вовлекаются частицы пассивного потока, расход смеси в струе по мере удаления от среза сопла возрастает, пока рост пограничного слоя в определенном сечении смесительной камеры не прекращается. Однако в этом сечении распределение скорости потока еще не

равномерное, поэтому требуется дополнительный участок камеры смешения длиной 6...10 ее диаметров для стабилизации полей давления и скорости [63,66,96].

После стабилизации параметров поток поступает в диффузор, где происходит преобразование части его удельной кинетической энергии в потенциальную - статический напор.

Эжекторы получили широкое применение благодаря ряду достоинств таких, как: способность перекачивать жидкости, газы, гидросмеси и газожидкостные смеси; простота и надежность в следствие отсутствия подвижных частей в конструкции; высокая самовсасывающая способность; малые масса и габаритные размеры; простота регулирования напора и подачи.

К недостаткам эжекторов относят такие особенности, как: сравнительно низкий КПД устройства, как правило, лежащий в пределах 35-40%; сравнительно большой расход жидкости активной среды [96,44,60,91,161]. Однако перечисленные параметры определяются степенью использования остаточной энергии активного потока и, следовательно, являются задачами оптимального проектирования. Кроме того, среди исследователей нет единого мнения по оценки эффективности струйных насосов. Основное разногласие состоит в определении полезной работы эжекторов при расчете КПД. Наиболее распространенными являются два метода оценки эффективности эжекторов [3,76]. В первом методе КПД этих машин определяется как отношение энергии, полученной пассивным (засасываемым) потоком, и кинетической энергии струи активного (рабочего) потока на выходе из сопла (или перед соплом):

$$\eta = \frac{\gamma_1 Q_1 H}{\gamma_0 Q_0 H_0}, \quad (1.1)$$

где γ_1 и γ_0 - удельный вес пассивного и активного потоков;

Q_1 и Q_0 - объемные расходы пассивного и активного потоков;

H - напор на выходе из эжектора;

H_0 - скоростной напор струи активного потока перед соплом.

В этом случае остаточная энергия активного потока на выходе из гидроэлеватора, равная $E_{ост} = \gamma_0 Q_0 H$, рассматривается бесполезной. Поэтому этот

метод оценки эффективности работы струйных аппаратов может быть применим для гидросистем, в которых остаточная энергия активного потока не используется в технологическом процесс. По формуле (1.1) рекомендуют определять КПД следующие авторы: К.К. Баулин [57], С.А. Карнаев [79], П.П. Королев [82], В.Э. Фридман [3], Б.Д. Тиховидов и Н.С. Болотских [20], А.П. Юфин [83], Г.А. Нурок [80], Н.А. Силин [84] и др.

При втором способе КПД этих машин определяется как отношение энергии, полученной пассивным потоком, к энергии, затраченной активным потоком:

$$\eta = \frac{\gamma_1 Q_1 H}{\gamma_0 Q_0 (H_0 - H)} \quad (1.2)$$

В этом случае при оценке КПД рассматривается не весь рабочий процесс насоса, а только лишь часть его - передача энергии одним потоком (активным) другому (пассивному). Следует отметить, что КПД струйных аппаратов, вычисленных по второму способу, будут несколько выше, чем по первому. Этот метод определения КПД рекомендуют А.Х. Гибсон [85,173], В.Б. Контарович [74], Л.Г. Подвидз и Ю.Л. Кирилловский [63], Д. Гослин и И.О. Бриен [60], Р. Фогель [86], Н.Х.Г. Мюллер [87] и др.

Впервые наиболее подробно вопрос об оценке эффективности работы эжекторов был рассмотрен В.К. Темновым [76], анализируя работу струйных насосов в различных системах, он приходит к заключению, что наиболее эффективным оказывается применение эжекторов в таких системах, технологический цикл которых использует остаточную энергию активного потока. Только такие условия можно признать нормальными для данной машины.

В.К. Темнов [76] предложил обобщенную формулу для определения КПД эжектора, в которой остаточная энергия активного потока учитывается как произведение этой энергии на некоторый коэффициент k , названный им коэффициентом использования остаточной энергии:

$$\eta = \frac{\gamma_1 Q_1 H + k(\gamma_0 Q_0 H)}{\gamma_0 Q_0 H_0} \quad (1.3)$$

Исходя из вышеизложенного, можно утверждать, что наиболее эффективным является применение эжектора как насоса и смесителя одновременно.

1.3 Краткий обзор известных методов расчета жидкостных эжекторов

1.3.1 Развитие теории струйных аппаратов

Струйные аппараты (эжекторы, гидроэлеваторы) используются в различных областях техники свыше ста лет. В течение этого времени уточнялась и совершенствовалась методика расчета этих машин, их конструкция; обосновывались наиболее экономичные режимы. Все это позволило существенно повысить эффективность струйных аппаратов и значительно расширить область применения.

Теоретические и экспериментальные исследования условно можно разделить на два этапа, которые характеризуются вполне определенными целями в постановке задач исследования и достигнутыми результатами в этой области.

Первый этап характеризуется созданием основ теории струйных аппаратов и исследованием рабочего процесса этих машин определенного назначения.

Первый водоструйный насос был применен Д. Томпсоном в 1852 году для удаления воды из котлованов [50,126]. Теория смешения двух потоков жидкости, положенная в основу расчета гидроэлеваторов, была разработана Г. Цойнером [51,52,]. Он получил уравнения для определения перепада давлений в рабочей камере и потерь энергии для двух случаев смешения потоков.

К этому периоду относятся также теоретические и экспериментальные исследования работы эжекторов, выполненные И.А. Тиме [53,54], производственные испытания гидроэлеваторов в системах напорного гидротранспорта, проведенные М.А. Шостаком [55,132], а также работы других исследователей. Однако на этом этапе еще не было создано общей теории и методики расчета этих машин.

Второй этап в исследовании условно можно считать с 1930. С этого периода начинаются наиболее фундаментальные исследования струйных аппаратов у нас в стране и за рубежом.

Второй этап характеризуется появлением рядом теоретических и экспериментальных работ, которые позволили наиболее полно обосновать физические процессы, происходящие в проточной части этих машин [46,47,56,59], сравнить теоретические зависимости с экспериментальными данными [2,3,47,60,62], обосновать наиболее рациональные формы рабочей камеры и диффузора [2,3,57,63,64], установить подобие режимов работы при подобии геометрических размеров эжектора [65,66], определить коэффициенты сопротивления проточной части аппарата [63,67,132], рассчитать входной участок эжектора [68], выяснить влияние конусного входного участка на работу насоса [69,93].

Теоретические работы позволили построить оптимальные режимные характеристики эжекторов и найти их оптимальные геометрические размеры, соответствующие этим режимам [19,47,63,65,70].

Второй этап характеризуется созданием наиболее приемлемой методики расчета этих машин как для однородной, так и для разнородной жидкостей [47,67,71].

Работы Г.Н. Абрамовича, К.К. Баулина, Л.Д. Бермана, П.Н. Каменева, Е.Я. Соколова и Н.М. Зинрега, Г.А. Аронса, В.Э. Фридмана, Б.В. Канторовича, Л.Г. Подвидза и Ю.Л. Кирилловского, Х.Ш. Мустафина, Б.А. Москалькова, Г.Й. Ефимочкина, В.А. Тиховидова и Н.С. Болотских, В.К. Темнова [2,3,23,46,47,57,59,63,65,67,71,78] и других исследователей способствовали развитию теории струйных устройств, совершенствованию методики расчета и конструктивных форм проточной части этих машин. Все это позволило эффективно использовать эжекционные устройства в различных отраслях промышленности.

1.3.2. Профилирование проточной части эжекторов

Большое внимание в процессе исследования эжекционных устройств уделялось улучшению конструкции и совершенствованию проточной части этих машин [2,3,47,63,65,93]. До исследований К.К. Баулина наиболее распространенной рабочей камерой была камера конической формы (иногда с цилиндрическим участком небольшой длины). После теоретических и экспериментальных исследований эжекторов К.К. Баулин [57] приходит к заключению, что применяющаяся на практике коническая форма смесительной камеры не является рациональной. Показано, что при цилиндрической рабочей камере КПД эжектора выше. К такому же выводу приходит и Б.Э. Фридман [3]: "одной из причин крайне низкого значения КПД гидроэлеваторов прежней конструкции явилось отсутствие у этих аппаратов цилиндрической рабочей камеры надлежащей длины". По заключению П.Н. Каменева [2,119], максимальное значение КПД гидроэлеваторов соответствует смесительной камере постоянного сечения (для однородной жидкости без учета потерь на входе). При работе на разнородных жидкостях указывается на преимущества так называемых микроконических смесительных камер перед цилиндрическими. Е.Я Соколов, Н.М. Зингер [49] рекомендуют цилиндрическую рабочую камеру с коническим входом. Ю.Л. Кирилловский и Л.Г. Подвидз [63] исследовали эжекторы с цилиндрической и комбинированными камерами смешения (у оптимальной комбинированной камеры смешения длина конусного участка составляла $1/3$ от длины горловины). Авторы отмечают, что эжекторы низкой и средней напорности с комбинированной камерой смешения обеспечивают КПД на 2-3 % больше, чем с цилиндрической камерой. Для высоконапорных эжекторов комбинированные камеры смешения не дают положительного эффекта.

Г.А. Петухова [94] исследовала водоструйные эжекторы с цилиндрической и конической камерами смешения. Автор отмечает, что изменение проточной части камеры смешения не может дать существенного повышения КПД. При замене цилиндрической камеры смешения на коническую установлена лишь

возможность увеличения предельного кавитационного коэффициента эжекции. Л.Л. Берман [64] и А.И. Накорчевский [95,87] считают, что гидроэлеваторы с безградиентной камерой смешения (при условии $\frac{\partial p}{\partial x} = const$) имеет КПД выше, чем с цилиндрической. Эти выводы не согласуются с преобладающим мнением большинства исследователей, которые считают цилиндрическую рабочую камеру наиболее рациональной. Этому же мнения придерживаются и зарубежные исследователи, например, Н.Х.Г. Мюллер [87] считает, что форма смесительной камеры, наиболее подходящая для водоструйных насосов, это камера с параллельными стенками.

На эффективность работы жидкостного эжектора оказывает влияние и длина рабочей камеры. При короткой рабочей камере процесс смешения происходит в диффузоре. В этом случае поток входит в диффузор с неравномерным распределением скоростей по живому сечению, что вызывает увеличение потерь в диффузоре. При большой длине рабочей камеры процесс смешения потоков и стабилизация распределения скоростей по живому сечению происходит на участке меньше ее длины, что приводит к дополнительным потерям на трение. Многие исследователи отмечают, что некоторые геометрические размеры эжекционных устройств (в том числе и длина рабочей камеры) могут быть определены с использованием теории турбулентного перемешивания струй [64,90,95]. Однако эта задача в полной мере не решена до настоящего времени. Трудность решения этой задачи состоит в том, что оптимальная длина рабочей камеры зависит от многих параметров: от относительной площади сопла, от коэффициента эжекции, от положения сопла относительно входа в рабочую камеру, от консистенции пассивного потока, по данным [87] и от угла расширения диффузора. Поэтому, естественно, нельзя рекомендовать длину камеры смешения постоянной, как это предлагают некоторые исследователи. Например, Б.Э. Фридман [3] отмечает, что при постоянном положении сопла наибольшее значение КПД получается при длине камеры смешения, равной 7-8 ее диаметрам, и что с увеличением этой длины

нельзя достигнуть повышения КПД аппарата. По экспериментальным данным [7] оптимальная длина камеры смешения равна 6 ее диаметрам без учета длины конического входа. К.К. Баулин [57] рекомендует длину рабочей камеры в пределах 3,5-7 ее диаметров в зависимости от геометрических соотношений диаметра камеры смешения и сопла. Причем нижний предел относится к таким эжекторам, у которых диаметр камеры в 1,3 раза больше диаметра сопла, а верхний предел - для эжекторов, у которых диаметр камеры смешения в 5 раз больше диаметров сопла. Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер, [96] считают, что длину цилиндрической камеры смешения следует принимать, согласно опытами ВТИ, от 4 до 8 диаметров рабочей камеры в зависимости от коэффициента эжекции. Причем нижний предел относится к жидкостным эжекторам с коэффициентом эжекции $\leq 1,0$, а верхний - $\geq 3,0$. Л.Г. Подвидз и Ю.Л. Кирилловский [71] предлагают график для определения оптимальной длины рабочей камеры в зависимости от соотношения диаметров камеры и сопла. Н.А. Мальков [90] рекомендует принимать длину рабочей камеры в пределах 17-20 диаметров сопла. Следует отметить, что при малых коэффициентах эжекции, а, следовательно, при больших значениях относительной площади сопла эти рекомендации значительно завышают предельные размеры камеры смешения.

Итак, анализ приводимых в литературе данных по выбору оптимальной длины рабочей камеры позволяет отметить следующее:

1. Оптимальную длину рабочей камеры нельзя рекомендовать постоянной, ибо она зависит от ряда параметров.

2. Камера смешения должна иметь такую длину, чтобы процесс смешения потоков (и выравнивание эпюры скоростей по живому сечению) заканчивался бы в конце камеры и не переходил бы в диффузор.

3. Вопрос о выборе оптимальной длины рабочей камеры требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований с целью определения влияния коэффициента эжекции, относительной площади сопла, положения сопла относительно входа в рабочую камеру на этот параметр

1.3.3 Методы расчета жидкостных эжекторов

Большой вклад в совершенствование методики расчета эжекторов внесли Л.Д. Берман, Л. Гибсон, Г. Флюгель, К.К. Баулин, Б.В. Канторович, Б.Э. Фридман, П.Н. Каменев, Е.К. Спиридонова. К.Я. Соколов, Н.М. Зингер, Л.Г. Подвидз, Ю.Л. Кирилловский, Х.Ш. Мусафин, В.К. Темнов, Е.Ф. Ложков и другие исследователи.

Современные способы расчета жидкостных эжекторов базируются на соблюдении подобия рабочих характеристик при подобии основных геометрических размеров. В настоящее время расчет эжекторов производится в основном по огибающей напорных характеристик этих машин [103,49,71]. Использование характеристик гидроэлеваторов в безразмерной форме значительно упрощает их расчет. Однако до настоящего времени при выборе оптимальных режимов используется, как правило, громоздкий и трудоемкий метод подбора.

Рассмотрим современные методы расчета эжекторов для неоднородных потоков, рекомендуемые различными исследователями.

Метод расчета Б.Э. Фридмана

В основу расчета гидроэлеваторов положено соотношение между относительным напором гидроэлеватора h и его геометрическими размерами m , полученное Л.Д. Берманом для однородной жидкости [98]:

$$hm = 1, \quad (1.4)$$

где $h = \frac{H}{\varphi^2 H_n}$; $m = \left(\frac{d_k}{d_c}\right)^2$.

Автор методики [3] рекомендует использовать уравнение (1.4) при значениях h в пределах $0,111 \leq h \leq 0,34$ для расчета эжекторов систем напорного гидротранспорта, причем предлагается следующий порядок расчета. Считаются заданными: расход пассивного потока Q_1 , удельный вес пассивного пока γ_1 ,

высота всасывания h_1 , высота нагнетания h_2 и длина трубопроводов. Определяются размеры гидроэлеватора, режим работы аппарата и его КПД.

Порядок расчета

Для ориентировочного определения относительного напора гидроэлеватора h предлагается:

а) при напоре на выходе из гидроэлеватора H от 3 до 6 м, $h=0,10-0,20$;

б) для $H=6-15$ м, $h=0,20-0,30$;

в) для $H=15$ м и выше, $h=0,25-0,40$.

Приближенно задаются потерями напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводе $h_{\text{твс}}$ и $h_{\text{тн}}$ и определяют напор, развиваемый гидроэлеватором:

$$H = h_1 + h_2 + h_{\text{твс}} + h_{\text{тн}}$$

Причем для указанных выше интервалов изменения напоров расчет выполняется при нескольких значениях h с целью получения наибольшего КПД. Затем по графику $h=f(\alpha)$ находят значения коэффициента эжекции α . Далее определяется расход активного потока Q_0 , напор перед соплом $H_0=H/h\varphi^2$, скорость на выходе из сопла, диаметр сопла, из уравнения (1.4) определяется m и затем диаметр рабочей камеры.

После определения общего расхода гидросмеси рассчитываются действительные потери напора в нагнетательном трубопроводе. При расхождении действительных потерь с приближенно принятыми на 5-10% весь расчет повторяется.

Производится расчет диффузора и определяется КПД насоса.

Недостатки предлагаемой методики расчета:

1. Сложность и трудность расчета. Дважды используется метод подбора: при определении $h_{\text{опт}}$ и $\eta_{\text{опт}}$, а также при расчете напорного трубопровода с целью сравнения приближенно принятых потерь напора с действительными.

2. Положенное в основу расчета гидроэлеваторов уравнение (1.4) дает большие отклонения от оптимальных режимов.

При работе гидроэлеватора на однородной жидкости произведение hm близко к единице, а при работе гидроэлеватора на гидросмеси значительно

меньше единицы. Причем оно существенно изменяется с изменением консистенции гидросмеси и в зависимости от коэффициента эжекции. Поэтому уравнение (1.4) не может быть принято за основу расчета гидроэлеваторов в системах напорного гидротранспорта.

3. Рекомендуемые значения относительного напора h в зависимости от напора, развиваемого гидроэлеватором, не обоснованы.

4. Вывод автора о наиболее экономичных режимах работы гидроэлеватора при больших напорах активного потока и соответственно при больших значениях геометрического параметра m следует считать ошибочными. Это наиболее неэкономичные режимы работы аппарата в системах напорного гидротранспорта.

5. При совместном расчете гидроэлеватора и напорного трубопровода не устанавливается влияние режима движения гидросмеси в напорном трубопроводе на эффективность работы всей гидротранспортной установки.

6. Утверждение автора о линейной зависимости функции $h=f(\alpha)$ является неправомерным.

Расчет гидроэлеватора по методике П.Н. Каменева

Метод расчета П.Н. Каменева [2] базируется на теории смешивания потоков в тройниках с минимальными потерями энергии. В случае минимальных потерь при смешении потоков постоянство количества движения до и после смешения выражается равенством

$$G_1 v_1 + G_2 v_2 \cos \alpha_2 = G_3 v'_3 \quad (1.5)$$

где G_1, G_2, G_3 - весовые расходы рабочего потока на срезе сопла, эжектируемого в начале смесительной камеры и общего в начале смесительной камеры; v_1, v_2, v'_3 - осредненные скорости (по количеству движения) на срезе сопла, эжектируемого потока в начале смесительной камеры и общего потока в начале смесительной камеры;

α_2 - угол между осью сопла и осью всасывающей линии.

Причем рассматриваются три случая смешения потоков, когда $v'_3 = v_3$, $v'_3 > v_3$ и $v'_3 < v_3$, где v_3 - скорость после смешения потоков. В первом случае

гидродинамическое давление по длине смесительной камеры остается постоянным, во втором - увеличивается, в третьем - уменьшается. Для второго случая, по заключению автора, потери при смешении потоков, сложенные с потерями в диффузоре, будут минимальными. Поэтому расчет производится по второму случаю смешения потоков.

Автор рекомендует следующий порядок расчета гидроэлеватора для систем напорного гидротранспорта. Считаются заданными: весовой расход твердой фазы G_T , удельный вес твердой фазы γ_T , давление активного потока перед соплом p , весовой коэффициент эжекции β .

Определяются геометрические размеры эжектора (диаметр сопла и диаметр рабочей камеры), полное давление, создаваемое эжектором, и его КПД.

Важным в исследованиях П.Н. Каменева является то, что он впервые обосновал наиболее эффективное использование эжекторов в системах напорного гидротранспорта при промывке "песков" и перевалке "торфов". В этих системах остаточная энергия активного потока на выходе эжектора полностью используется в технологическом процессе. П.Н. Каменевым приводятся алгоритмы расчета гидроэлеваторов для таких систем напорного гидротранспорта [2]. Правда, предлагаемая схема расчета является довольно громоздкой (при расчете эжектора определяются 40 параметров), излишне детализированной. При изменении коэффициента эжекции от 0,16 до 0,64 автор принимает постоянные размеры сопла и рабочей камеры. Это противоречит теории эжекторов, потому что каждому значению коэффициента эжекции соответствует вполне определенное соотношение размеров сопла и рабочей камеры, при котором гидроэлеватор развивает максимальный напор.

Метод Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера

Для расчета эжектора в системах напорного гидротранспорта авторы рекомендуют уравнение характеристики струйного насоса, полученное на основе импульсов и примененное к неупругим телам. За основной параметр принимается коэффициент эжекции по твердому телу и жидкости [49]:

$$U = U_T + U_B, \quad (1.6)$$

где $U_T = G_T / G_p$, $U_B = G_{эв} / G_p$; G_T , $G_{эв}$ и G_p - весовые расходы эжектируемого твердого тела, эжектируемой жидкости и рабочей жидкости.

При известном давлении рабочего потока Δp_p , давлении на выходе из эжектора Δp_c и заданном соотношении U_B / U_T определяется оптимальное соотношение площадей рабочей камеры и сопла, а затем достижимый коэффициент эжекции по твердому телу U_T . Строится характеристика гидроэлеватора $\Delta p_c / \Delta p_p = f(U_T)$. Определяется диаметр сопла и рабочей камеры.

Недостатки предлагаемой авторами методики:

1. Отсутствуют экспериментальные исследования гидроэлеваторов на гидросмеси для подтверждения теоретических зависимостей.
2. Нет рекомендаций по оптимальным режимам работы гидроэлеваторов в данных системах, что приводит к произвольному выбору режимов работы и, как следствие, к расчету неэкономичных гидротранспортных установок.
3. Оптимальные режимы, рекомендуемые авторами при работе гидроэлеватора на воде не являются таковыми при работе насоса на гидросмеси.
4. Отсутствуют рекомендации по оптимальной консистенции гидросмеси.

Метод расчета Л.Г. Подвидза и Ю.Л. Кирилловского

Предлагаемая методика рекомендуется для расчета гидроэлеваторов, работающих как на однородных, так и на разнородных жидкостях [71]. Причем рассматриваются два варианта расчета.

1. Заданы давления на границах насоса (p_c - давление на выходе из эжектора, p_b - давление активного потока перед соплом, p_a - давление пассивного потока перед насосом); весовой расход пассивного G_0 или активного G_1 потока. Определяются размеры эжектора, обеспечивающего максимальный относительный расход $m_{\max} = G_0 / G_1$.

2. Задано m . Определяются размеры насоса, обеспечивающего максимальное повышение относительного давления:

$$p = \frac{p_c - p_a}{p_b - p_a} \quad (1.7)$$

Рассмотрим предлагаемый порядок расчета по первому варианту.

При расчете рекомендуется принимать следующие значения коэффициентов сопротивлений: коэффициент сопротивления диффузора $\zeta_d=0,18...0,20$; трения $\zeta_T=0,4...0,6$; входа $\zeta_{вх}=0,06...0,08$; сопла $\zeta_c=0,04...0,06$.

1. По заданному давлению на границах насоса определяется относительное повышение давления p и относительная плотность пассивного потока $\delta=\rho_0/\rho_1$ (если заданы расход и плотность пассивного потока).

2. Задаются рядом значений m и вычисляются вспомогательные функции:

$$T = (\delta + m)(1 + m)(1 + \zeta_{ex})(1 + \zeta_d + \zeta_T) - m^2, \quad (1.8)$$

$$U = \frac{1}{2m} \left[\frac{(1 + \zeta_c)T}{\delta(1 + \zeta_{вх})} - 1 \right]. \quad (1.9)$$

3. Для каждого принятого m определяется оптимальная относительная скорость на входе в камеру смешения:

$$\alpha_{\text{опт}} = \left(\frac{v_0}{v_1} \right)_{\text{опт}} = U - \sqrt{U^2 - \frac{1 + \zeta_c}{\delta(1 + \zeta_{вх})}}. \quad (1.10)$$

4. Находится ряд значений p :

$$p = \left[\frac{1 + 2\alpha_{\text{опт}}m - \alpha_{\text{опт}}^2m}{1 + \zeta_c - \alpha_{\text{опт}}^2\delta(1 + \zeta_{вх})} \right] \frac{\delta}{(\delta + m)(1 + m)(1 + \zeta_d + \zeta_T)}. \quad (1.11)$$

5. Строится график зависимости $p=f(m)$, по которому определяется значение $m_{\text{опт}}$, соответствующее заданному значению p .

6. Определяется диаметр сопла и рабочей камеры.

Недостатки предлагаемой методики расчета:

1. Расчет эжектора, связанный с методом подбора оптимального коэффициента эжекции, приводит к достаточно сложным и трудоемким вычислениям.

2. При работе гидроэлеватора на однородной жидкости оптимальные режимы рекомендуются при соотношении диаметра камеры смешения к диаметру сопла в пределах [3] $1,7 < d_k/d_c < 2,2$ или $0,207 < \Omega < 0,348$, что соответствует относительному расходу $Q^*=0,425...0,630$. При работе гидроэлеватора на

разнородной жидкости рекомендации по оптимальным режимам не приведены, что затрудняет использование данной методики расчета с целью выбора наиболее экономичных условий работы аппарата.

В случае неагрессивных жидкостей рабочим потоком может быть как легкая, так и тяжелая жидкость. Исследованиями [101] установлено, что выбор одного из неоднородных потоков жидкости в качестве активного определяется соотношением плотностей, расходов и начальных напоров этих потоков. В зависимости от соотношения этих параметров рекомендуются зоны наиболее экономичной работы аппарата.

3. Предлагаемую методику нельзя использовать при расчете эжекторов для систем напорного гидротранспорта, так как отсутствуют рекомендации по оптимальной консистенции пассивного и общего потоков и не рассматривается совместная работа эжектора и напорного трубопровода с целью выбора наиболее экономичных режимов всей системы.

Расчет гидроэлеваторов по методике И.С. Болотских

При расчете гидроэлеватора, транспортирующего мягкие породы, считаются заданными следующие параметры [21]: расход твердого материала Q_T и его удельный вес γ_T (или в насыпке γ_n), напор активного потока перед насадком H_0 . Определяются рабочие и геометрические параметры, обеспечивающие оптимальный режим работы.

Порядок расчета

1. Задаются значением консистенции в напорном трубопроводе Т:Ж=1:3-1:5 и пассивного потока (Т:Ж)'=5:1-3:1.

2. Определяется относительный удельный вес пассивного потока δ , а затем весовой коэффициент подмешивания:

$$\alpha = \frac{\delta(1 + (Т:Ж)')(Т:Ж)}{(Т:Ж)' - (Т:Ж)} \quad (1.12)$$

3. Задаются значением коэффициентов сопротивления сопла гидроэлеватора $\zeta_n=0,04...0,06$, конического входа $\zeta_k=0,06...0,12$, горловины $\zeta_r=0,05...0,07$ и диффузора $\zeta_d=0,18...0,20$.

4. Определяются оптимальный относительный напор, развиваемый насосом:

$$\beta_{\text{опт}} = \frac{1}{(1 + \zeta_{\text{н}})(1 + \zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{г}} + \zeta_{\text{д}})(1 + \alpha)^2} \quad (1.13)$$

напор на выходе из эжектора $H_{\text{г}} = \beta_{\text{опт}} H_{\text{опт}}$, суммарный расход воды $Q_{\text{ж}} = Q_{\text{т}} / \text{Т:Ж}$, расход пассивного потока $Q'_{\text{ж}} = Q_{\text{т}} / (\text{Т:Ж})'$ и расход воды активного потока $Q_0 = Q_{\text{ж}} - Q'_{\text{ж}}$.

5. Находится оптимальное соотношение площадей рабочей камеры и сопла:

$$m_{\text{опт}} = (1 + \zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{г}} + \zeta_{\text{д}}) \left(1 + \frac{\alpha}{\delta} \right) (1 + \alpha), \quad (1.14)$$

затем по H_0 и Q_0 определяется диаметр сопла $d_{\text{с}}$ и диаметр рабочей камеры

$$d_{\text{к}} = \frac{d_{\text{с}}}{\sqrt{m_{\text{опт}}}}.$$

6. Вычисляется КПД гидроэлеватора $\eta = \alpha\beta$.

7. Подбирается центробежный насос для линии активного потока.

В предлагаемой методике расчете используются результаты теоретических, а также экспериментальных исследований гидроэлеваторов на Бандуровском и Морозовском буроугольных карьерах. На основании экспериментальных исследований рекомендуются оптимальные значения консистенции пассивного и общего потоков. Это позволило наиболее эффективно использовать эжекторы, транспортирующие мягкие породы и предложить сравнительно несложную методику расчета, исключая метод подбора.

Недостатками методики Н.С. Болотских является следующее.

1. Оптимальное значение основного геометрического параметра m находится из условия обеспечения максимального КПД. Неправильное вычисление КПД гидроэлеватора приводит к значительному завышению соотношений площадей камеры и сопла на рекомендуемых режимах ($m=4...10$). Это, в свою очередь, сказывается на уменьшении эффективности работы аппарата. КПД эжектора в 2-3 ниже по сравнению с действительными максимальными.

2. По предлагаемой методике нельзя выбрать оптимальный режим всей гидротранспортной установки с гидроэлеватором.

Методика расчета эжекторов В.К. Темнова и Е.Ф. Ложкова

Методика В.К. Темнова и Е.Ф. Ложкова основана на уравнении напорной характеристики [100,97,101,72], которая в безразмерных координатах имеет вид:

$$h = \left[1 - \left(1 - \Omega + \frac{\Omega^2}{1 - \Omega} \alpha \right) \left(1 - \Omega + \frac{\Omega^2}{1 - \Omega} \alpha \delta \right) - \zeta_{\text{ex}} \delta \left(\frac{\Omega \alpha}{1 - \Omega} \right)^2 - \right. \\ \left. - (\zeta_{\text{np}} + \zeta_{\text{d}}) \cdot \Omega^2 (\alpha + 1) (\delta \alpha + 1) \right] : [\beta (1 + \zeta_c)] \quad (1.15)$$

где $\delta = \rho_2 / \rho_1$ - относительная плотность пассивного потока; ρ_1 - плотность активного потока ρ_2 - плотность пассивного потока, $\beta = 1 - j \delta (\Omega \alpha / (1 - \Omega))^2 (1 + \zeta_{\text{ex}}) / (1 + \zeta_c)$; j - коэффициент, учитывающий положение сопла относительно смесительной камеры: $j = 0$, если сопло отодвинуто от камеры смешения и срез сопла располагается в большой приемной камере; $j = 1$, если срез сопла располагается в начале цилиндрического участка смесительной камеры) [7].

Главное отличие данной методики от вышеизложенных состоит в том, что для расчета гидравлических характеристик по уравнению (1.13) даны зависимости коэффициентов гидравлических сопротивлений $\zeta_c, \zeta_{\text{ex}}, \zeta_{\text{np}}, \zeta_{\text{d}}$ от числа Рейнольдса, показанные на рисунке 1.14. Штриховые линии выделяют область возможных суммарных значений коэффициентов сопротивления по данным ряда литературных источников [131,94,46,62], а сплошная линия - их осредненные значения.

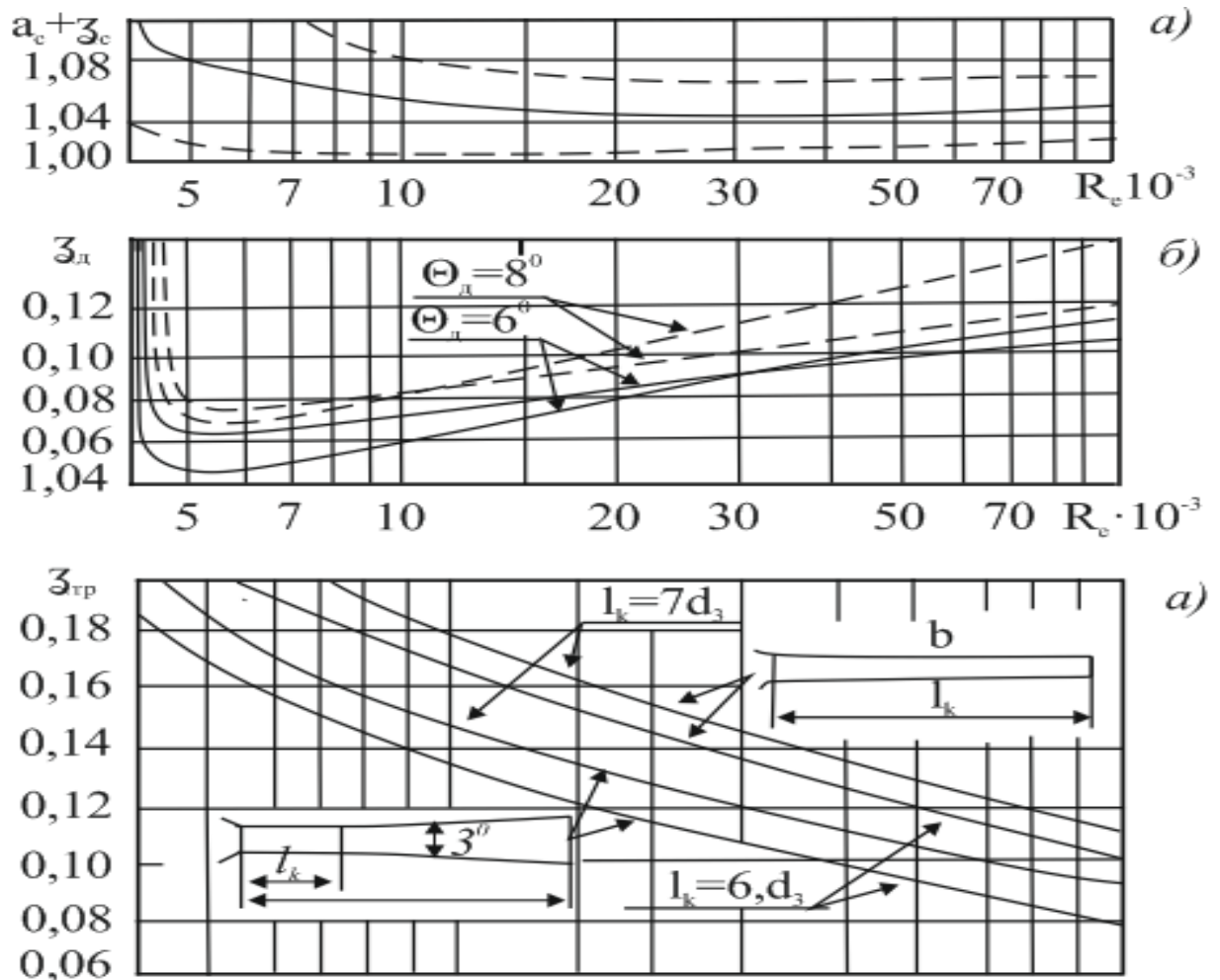


Рисунок 1.14 – Коэффициенты сопротивления сопла (а), диффузора (б) и рабочей камеры (в)

В.К. Темновым и Е.Ф. Ложковым также была получены экстремальные характеристики жидкостных эжекторов для двух различных положений сопла относительно входа в камеру смешения (при $j=1$ и $j=0$) [76,98], каждая из которых включает в себя три экстремальные кривые, построенные при трех разных значениях суммы коэффициентов гидравлического сопротивления $\zeta_{тр} + \zeta_d$. Экстремальная характеристика является аналогичной сводной характеристике, полученной Л. Г. Подвидзом и Ю. Л. Кирилловским, однако, является более информативной при определении оптимальных параметров эжекции. Сущность метода заключается в том, что максимально достижимый коэффициент эжекции для рассчитываемого насоса находится путем сопоставления располагаемого и потребного перепадов напора на выходе и входе эжектора. Максимально

возможная величина этого перепада зависит от коэффициента эжекции и определяется экстремальной напорной характеристикой эжектора (рисунок 1. 15).

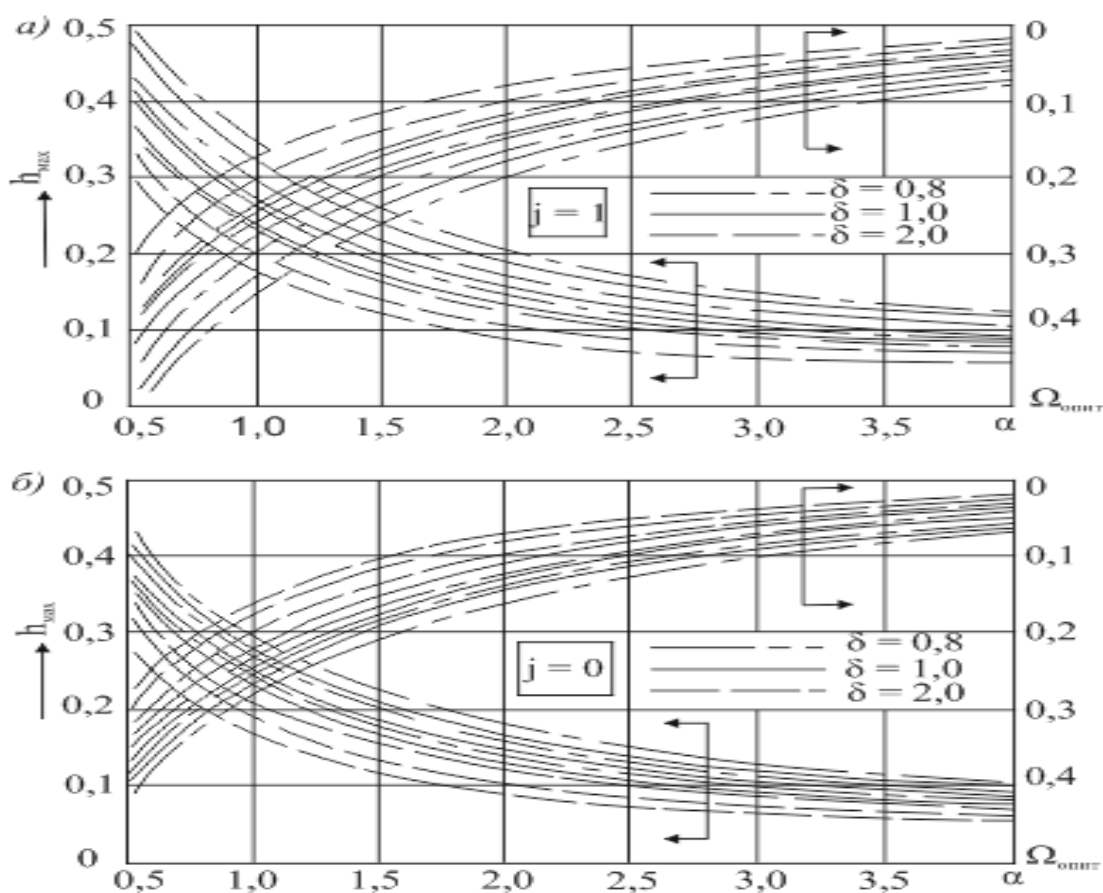


Рисунок 1.15 – Экстремальные характеристики эжектора с цилиндрической камерой смешения

Поскольку потери напора зависят от расхода жидкости, то потребный перепад напоров также будет зависеть от коэффициента эжекции. Эту зависимость можно рассчитать для любой установки и представить в виде графика $h_{\text{потр}}=j(\alpha)$. Совмещая полученный график с экстремальной напорной характеристикой эжекторов, находят максимально возможный коэффициент эжекции по точке пересечения обеих характеристик, далее по этому же графику определяется значение Ω_{opt} , соответствующее точке пересечения рассматриваемых характеристик.

Выводы по главе. Цели и задачи исследования

Эжекторы, выполняя определенные технологические функции в гидротранспортных системах горно-обогатительных предприятий, работают, как правило, непрерывно и длительное время, поэтому даже незначительное повышение их эффективности приводит в итоге к существенной экономии энергии и рабочей среды (жидкой или газообразной). К настоящему времени для стационарных (неизменяемых во времени) режимов работы созданы достаточно корректные методы расчета и проектирования эжекционных устройств с жидкими активными и пассивными средами.

В системах гидротранспорта наибольшее применение эжектора нашли в насосных агрегатах и трубопроводных установках транспорта готового продукта. В насосных агрегатах гидротранспортных систем эжекторы применяют для увеличения интенсивности работы грунтозаборного устройства. Вместе с тем возможно применение эжектора и в качестве устройства регулирования подачи основного насоса.

Агрегат питания гидротранспортной системы, как правило, работает в условиях переменного расхода жидкости.

Известны несколько способов изменения подачи нерегулируемых насосов [51,105,66,99]. Распространенным является дроссельное регулирование [106,105]. Схемы включения дросселя в состав агрегата питания показаны на рис. 1 в разомкнутом (а) и замкнутом (б) исполнениях. При открытом дросселе часть потока жидкости с расходом Q поступает в гидросистему, а другая часть с расходом Q_1 через дроссель сливается в гидробак (а) или поступает на вход основного насоса (б). В схеме с разомкнутым исполнением (а) жидкость поступает на вход основного насоса из бака или водоема. Изменяя площадь проходного сечения дросселя, можно регулировать подачу агрегата питания. Достоинством дроссельного регулирования подачи является простота и высокая надежность, недостатком – невысокая энергетическая эффективность из-за

необратимой трансформации части механической энергии потока жидкости в тепло.

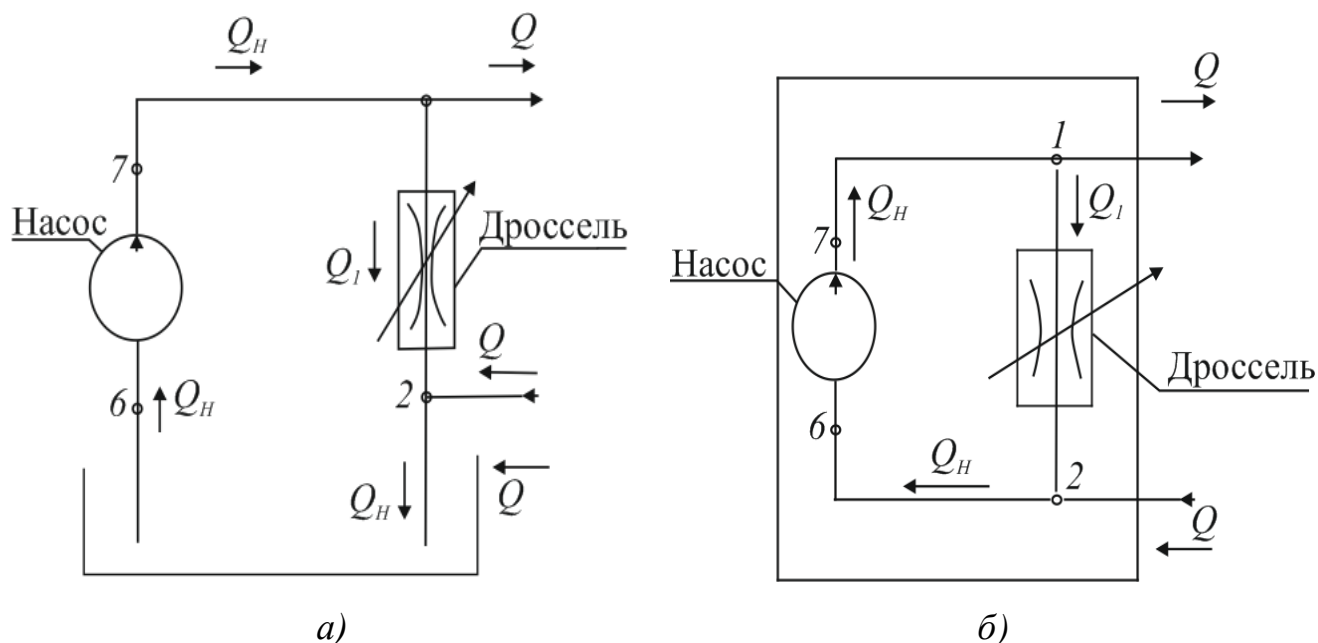


Рисунок 1.18 Схемы агрегата питания с дроссельным регулированием

Уменьшить потери удельной механической энергии и сохранить простоту и надежность дроссельного регулирования подачи агрегата питания можно, заменив дроссель эжекционным устройством с регулируемой площадью выходного сечения сопла (рисунок. 1.6). Однако исследований, посвященных анализу работы агрегата питания с регулируемым эжектором, обнаружить не удалось.

Трубопроводная установка транспорта готового продукта при гидромеханическом способе разработке месторождений строительных материалов (песка, гравия и т. п) содержит гидроэлеваторы, которые используют при подводной добыче и транспорте сыпучих материалов до сортировочной установки, а после классификации песчано-гравийной смеси – при гидротранспорте песка и гравия в отвалы по трубопроводам. При таком способе укладки готового продукта гидроэлеватор создает статический напор гидросмеси, достаточный для ее транспорта в отвал. Однако возможен и другой способ укладки готового продукта в отвалы – по воздуху струей гидросмеси. В этом

случае эжектор выполняет функцию гидрометателя – устройства для создания высокоскоростной струи гидросмеси (рисунок. 1. 19).

Эффективная работа эжекционного гидрометателя зависит от соотношения площадей выходного сечения сопла и нормального сечения смесительной камеры, относительной плотности гидросмеси во входном бункере. Для каждого значения относительной плотности гидросмеси существует оптимальное соотношение площадей сопла и камеры, при которых затраты удельной энергии активного потока будут минимальны. Обзор литературы показал, что такой режим работы эжекционного устройства не исследовался.

Таким образом, обзором научной и технической литературы выявлены новые способы применения эжекторов в гидросистемах горно-обогатительных комбинатов, а именно в качестве устройства регулирования подачи насоса и гидрометателя.

Однако их осуществление сдерживается отсутствием методов расчета агрегата питания с регулируемым эжектором и гидрометателя. Такое оригинальное применение эжекторов является актуальным, поскольку позволяет повысить эффективность и надежность работы гидротранспортной системы горно-обогатительных комбинатов.

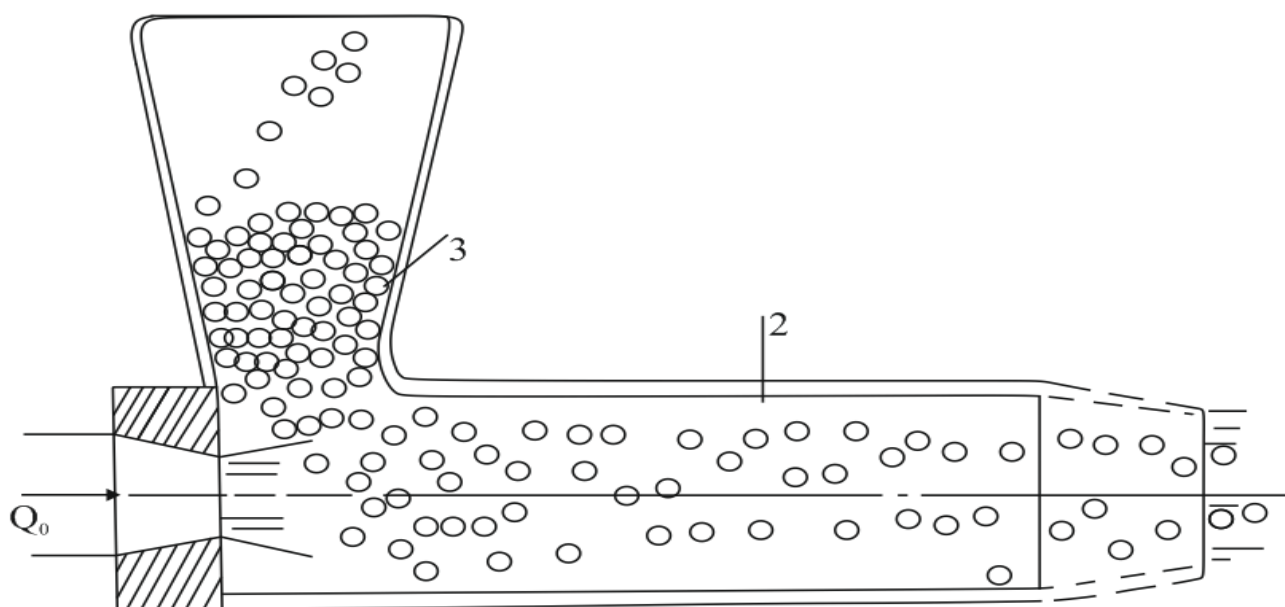


Рисунок 1.19 – Гидрометатель

Целью Повышение энергетической эффективности и надежности гидротранспортной системы разработкой и исследованием агрегата питания с эжекционным регулированием подачи и эжекционного гидрометателя.

Для достижения цели необходимо решение следующих **задачи:**

1. Выявление энергетических характеристик и определение достижимых возможностей агрегата питания с эжекционным регулированием подачи.
2. Разработка математической модели гидрометателя и расчет его характеристик.
3. Определение дальности полета струи гидросмеси.
4. Проведение экспериментальных исследований гидрометателя.
5. Разработка методов расчета эжекционного устройства для агрегата питания и гидрометателя.

ГЛАВА 2 АГРЕГАТ ПИТАНИЯ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЖЕКТОРОМ

2.1 Принципиальные схемы агрегата питания гидросистемы

Известны несколько способов изменения подачи нерегулируемых насосов. [105, 96]. Распространенным является дроссельное регулирование [6,7]. Схемы включения дросселя в состав агрегата питания показаны на рисунке 2.2 в разомкнутом (а) и замкнутом (б) исполнениях. Достоинством дроссельного регулирования подачи является простота и высокая надежность, недостатком – низкая энергетическая эффективность из-за преобразования части механической энергии потока жидкости в тепло.

Уменьшить потери удельной механической энергии и сохранить простоту и надежность дроссельного регулирования подачи насосного агрегата можно, заменив дроссель эжектором с изменяемой площадью выходного сечения сопла [162,158,56,94,17]. Струйный насос (эжектор) прост по конструкции, работает в широком диапазоне изменения параметров жидкостей, используется в различных отраслях народного хозяйства: строительной, ракетно-космической и авиационной, химической и нефтегазовой и др. [41,12,14,11,6]. Схема такого струйного насоса показана на рисунке 2. 1. Струйный насос состоит из сопла 1, приемной 2 и смесительной 3 камер, диффузора 4. Изменение расхода активного (высоконапорного) потока осуществляется иглой 5, которая своей конической частью перекрывает отверстие в сопловом устройстве 1.

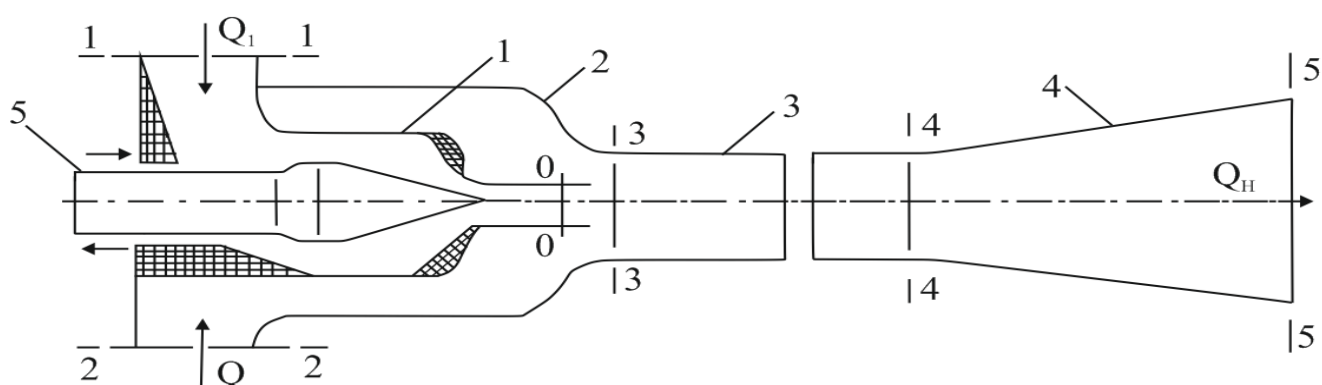


Рисунок 2.1 Схема эжектора с регулируемой площадью активной струи

Принципиальные схемы агрегата питания со струйным насосом показаны на рисунке 2.2.

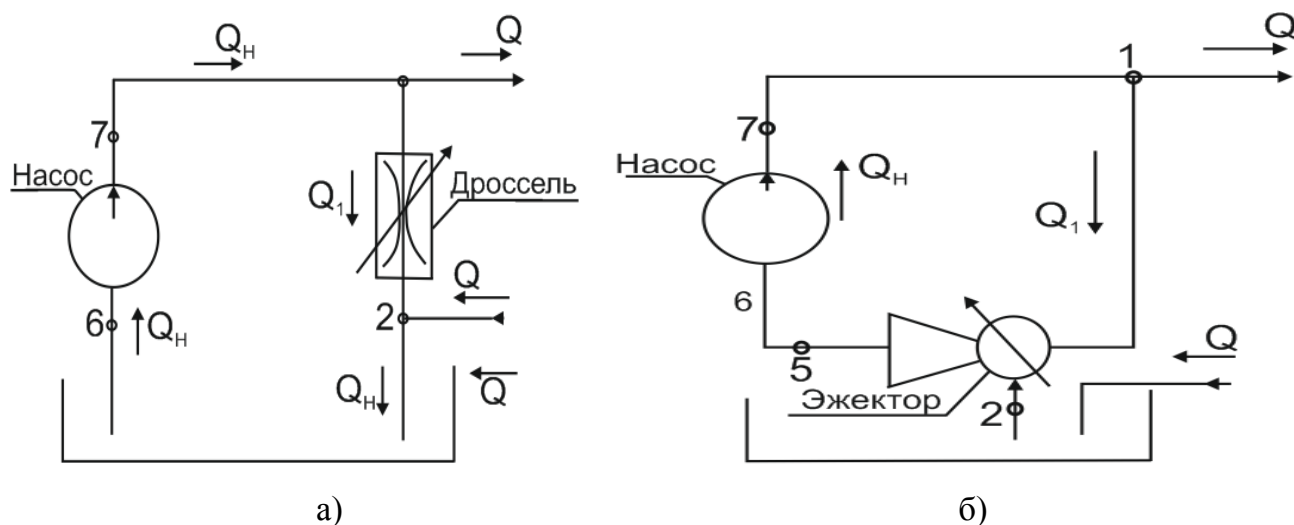


Рисунок 2.2. Схема агрегата питания гидросистемы с регулируемым струйным насосом

Высоконапорная жидкость в количестве Q_1 подводится к соплу по ответвлению из напорного патрубка основного насоса, а низконапорная - пассивная жидкость подводится к приёмной камере по сливной магистрали гидросистемы (от потребителя) (рисунок. 2.2 б) или из гидробака (рисунок, 2.2 а). В смесительной камере происходит энергообмен между активным и пассивным потоками, суммарный поток $Q_H = Q_1 + Q$ эжектором с напором H подается на вход основного насоса. Изменение подачи жидкости Q агрегатом питания осуществляется регулированием проходного сечения сопла эжектора. При полном открытии сопла весь поток (или его часть) от основного насоса возвращается через эжектор на его вход, минуя гидросистему. При закрытии проходного сечения сопла вся подача основного насоса поступает в гидросистему (потребителю). В агрегате питания с регулируемым струйным насосом напор $H = H_1 - H_2$ равен сумме напоров основного насоса $H_H = H_7 - H_6$ и эжектора $H_Э = H_5 - H_2$. Если напоры H агрегатов питания гидросистемы с дроссельным и эжекторным исполнениями будут одни и те же, то потребный напор основного насоса $H_H = H - H_Э$ в агрегате с регулируемым эжектором будет меньше. Следовательно, меньшей будет мощность на приводе основного насоса. Вместе с

тем, повышение давления в линии всасывания насоса создаёт условия для его бескавитационной работы.

2.2 Энергетические характеристики агрегата питания

Определим увеличения КПД агрегата питания при использовании струйного насоса вместо дросселя. Эффективность работы агрегата оценим внутренним КПД η , равным отношению полезной мощности агрегата $N = \rho g Q H$ к гидравлической мощности основного насоса: $N_H = \rho g Q_H H_H$

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_H H_H} = \frac{Q H}{Q_H H_H}, \quad (2.1)$$

где ρ - плотность жидкости, g – ускорение свободного падения.

Проанализируем работу агрегатов питания в безразмерных координатах, пренебрегая потерями напора в соединительных линиях. В качестве исходных (базовых) величин примем подачу основного насоса Q_H и его напор H_H . Тогда КПД агрегата питания

$$\eta = qh,$$

где $q = \frac{Q}{Q_H}$ и $h = \frac{H}{H_H}$ - безразмерные подача и напор агрегата питания

Напор агрегата питания с регулируемым струйным насосом $H = H_H + H_3$, или в безразмерных координатах

$$h = \frac{1}{1 - h_3}, \quad (2.2)$$

Здесь $h_3 = H_3 / (H_1 - H_2) = H_3 / H$ – безразмерный напор струйного насоса, то есть напор, выраженный в долях располагаемого напора активной струи. Исследованиями [22,97,30,13,129] установлено, что относительный напор эжектора h_3 в основном зависит от относительных подачи q и площади живого сечения активной струи $\Omega = A_0 / A_3$ (см. рисунок. 2.1). Взаимосвязь

безразмерных параметров для струйного насоса с цилиндрической рабочей камерой описывается уравнением [12]:

$$h_s = 1 - \left\{ 1 - \Omega \left[1 - \frac{\Omega q}{(1-\Omega)(1-q)} \right] \right\} - \zeta_{23} \left[\frac{\Omega \cdot q}{(1-\Omega)(1-q)} \right]^2 - (\zeta_{34} + \zeta_{45}) \left(\frac{\Omega}{1-q} \right)^2 \quad (2.3)$$

Здесь ζ_{10} , ζ_{23} , ζ_{34} , ζ_{45} – коэффициенты гидравлического сопротивления соответственно активного и пассивного сопел, смесительной камеры и диффузора, A_0 – площадь живого сечения струи активного потока за соплом, A_3 – площадь живого сечения камеры смешения [129,132,158].

Соотношения (2.2) и (3.3) являются выражением безразмерной напорной характеристики агрегата питания со струйным насосом. Они позволяют рассчитать энергетические характеристики и определить КПД агрегата. [142,29,97,30,18]. Безразмерные напорные характеристики установки со струйным насосом показаны на рисунке 2.3 сплошными линиями. Характеристики рассчитывались при коэффициентах сопротивления $\zeta_{10} = \zeta_{23} = 0,0664$; $\zeta_{34} + \zeta_{45} = 0,24$ [30,72,15,81]. Сопоставление характеристик приводит к следующим выводам.

1. При любой относительной площади сопла Ω нулевой подаче агрегата питания соответствует наибольший безразмерный напор h_m . С увеличением относительной подачи q напор h уменьшается и по достижении $q = q_m$ безразмерный напор $h = 1$, то есть на режиме максимальной подачи Q_m напор установки H равен напору основного насоса H_H .

2. Максимальная подача q_m агрегата питания с регулируемым струйным насосом зависит от соотношения площадей сопла и смесительной камеры Ω . С уменьшением Ω подача q_m растет, и при $\Omega = 0$, $q_m = 1$. Влияние основного геометрического параметра Ω на максимальный безразмерный напор h_m является противоположным: с увеличением Ω напор h_m растет.

3. Для любой относительной подачи q существует оптимальное значение относительной площади струи $\Omega_{опт}$, при котором напор агрегата наибольший. Например, при $q=0,31$ наибольший относительный напор $h_{дост} = 1,67$ достигается при $\Omega_{опт} = 0,4$.

4. Кривая касательная к семейству характеристик $h(q)$ представляет собой экстремальную напорную характеристику агрегата питания. Она отражает связь относительной подачи q с предельно достижимым напором агрегата $h_{дост}$. Экстремальная напорная характеристика $h_{дост}(q)$ установки со струйным насосом и зависимость $\Omega_{опт}(q)$ приведены на рисунке 2.3.

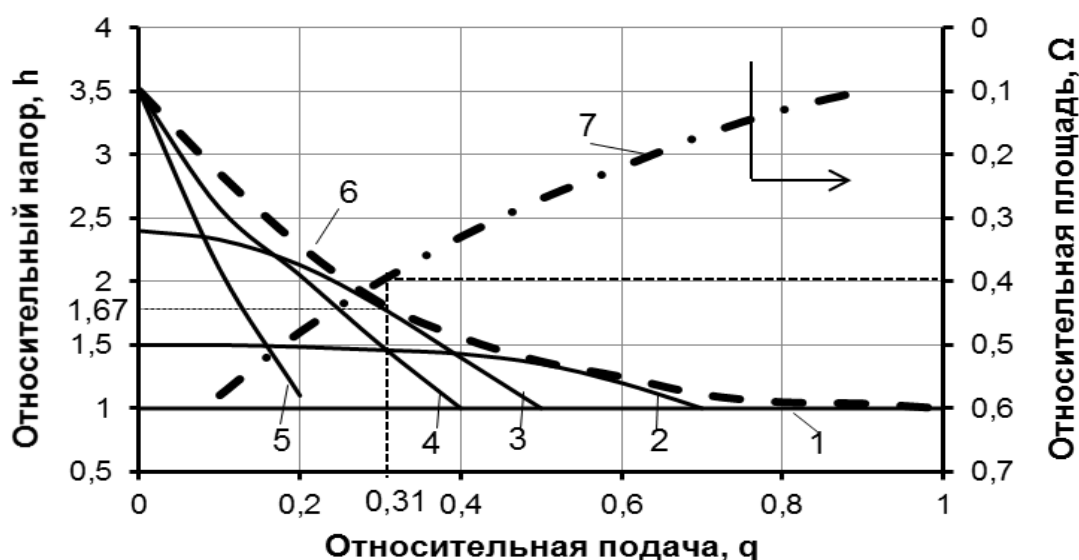


Рисунок 2.3. Характеристики агрегата питания: 1 – напорная характеристика при дроссельном регулировании подачи; 2 – 7 - напорные (2 - 5) и экстремальные (6 - 7) характеристики агрегата со струйным насосом

Линия 2 - $\Omega = 0,3$. Линия 3 - $\Omega = 0,4$ Линия 4 - $\Omega = 0,6$ Линия 5 - $\Omega = 0,8$.

Для агрегата питания с дроссельным регулированием подачи [105,96,76,74,20] напор H равен напору основного насоса H_H , а подача жидкости потребителю

$$Q = Q_H - Q_1, \quad (2.4)$$

где $Q_1 = \mu A_{op} \sqrt{2g(H_1 - H_2)} = \mu A_{op} \sqrt{2gH_H}$ - расход через дроссель [105, 66,120],

μ - коэффициент расхода дросселя, A_{op} - площадь проходного сечения дросселя.

Запишем выражение (2,4) в безразмерных координатах, после преобразований получим:

$$q = 1 - \frac{\mu A_{op} \sqrt{2gH_H}}{Q_H} = 1 - \psi. \quad (2.5)$$

Здесь ψ – безразмерный параметр. При полностью закрытом дросселе вся подача насоса идет в гидросистему (потребителю) $q = 1$ и $\Psi = 0$; при полностью открытом дросселе вся жидкость проходит через него ($q = 0$) и $\Psi = 1$.

Таким образом, для агрегата питания с дроссельным регулированием (рис.1) выражение напорной характеристики представлено двумя условиями: $h = 1$ и $q = 1 - \Psi$. Совместное их решение на плоскости (h ; q) дает множество точек, лежащих на прямой $h = 1$, причем каждой точке прямой соответствует определенное значение параметра ψ (на рисунок. 2.3 характеристика $h(q)$ показана линией 1).

Сопоставляя напорные характеристики агрегатов питания с дроссельным и эжекторным регулированием подачи (линии 1 и 6 на рисунке 2.3), убеждаемся, что при всех относительных расходах $0 \leq q < 1$ агрегат со струйным насосом обеспечивает относительные напоры $h(q)$ более высокие, чем агрегат с дросселем.

Сравним эффективность работы агрегатов питания. Для агрегата с регулируемым струйным насосом максимальные значения КПД соответствуют точкам, лежащим на экстремальной характеристике $h_{дост}(q)$. (линия 6). Для агрегата питания с дроссельным регулированием внутренний КПД $\eta = q$, так как относительный напор $h = 1$.

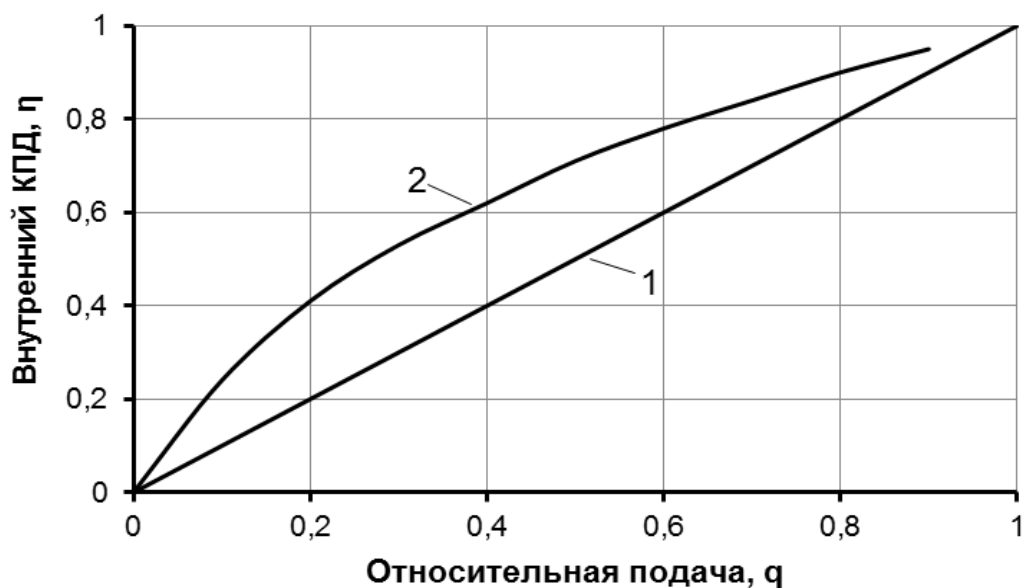


Рисунок. 2.4. Внутренний КПД агрегатов питания с дроссельным (1) и эжекторным (2) регулированием подачи

Зависимости достижимого КПД агрегата питания η от относительной подачи q для двух схем регулирования иллюстрирует рисунок 2.4. Сопоставление кривых $\eta(q)$ свидетельствует о том, что эжекторная схема регулирования (линия 1) по сравнению с дроссельной (линия 2) во всем диапазоне безразмерных расходов q имеет большие значения КПД, причем в диапазоне расхода $0,2 \leq q \leq 0,5$ КПД увеличивается более чем на 20%.

2.3 Выводы по главе

1. Уменьшить потери удельной механической энергии и сохранить простоту и надежность дроссельного регулирования подачи насосного агрегата можно, заменив дроссель эжектором с изменяемой площадью выходного сечения сопла.

2. Применение регулируемого эжектора в линии всасывания основного насоса создает условия для его бескавитационной работы.

3. Агрегат питания с эжекторным регулированием подачи обладает по сравнению с дроссельным регулированием более высокими КПД. В диапазоне относительных подач $0,2 < q < 0,5$ превышение КПД составляет 20 %.

ГЛАВА 3 ГИДРОСТРУЙНЫЙ ЭЖЕКЦИОННЫЙ ГИДРОМЕТАТЕЛЬ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

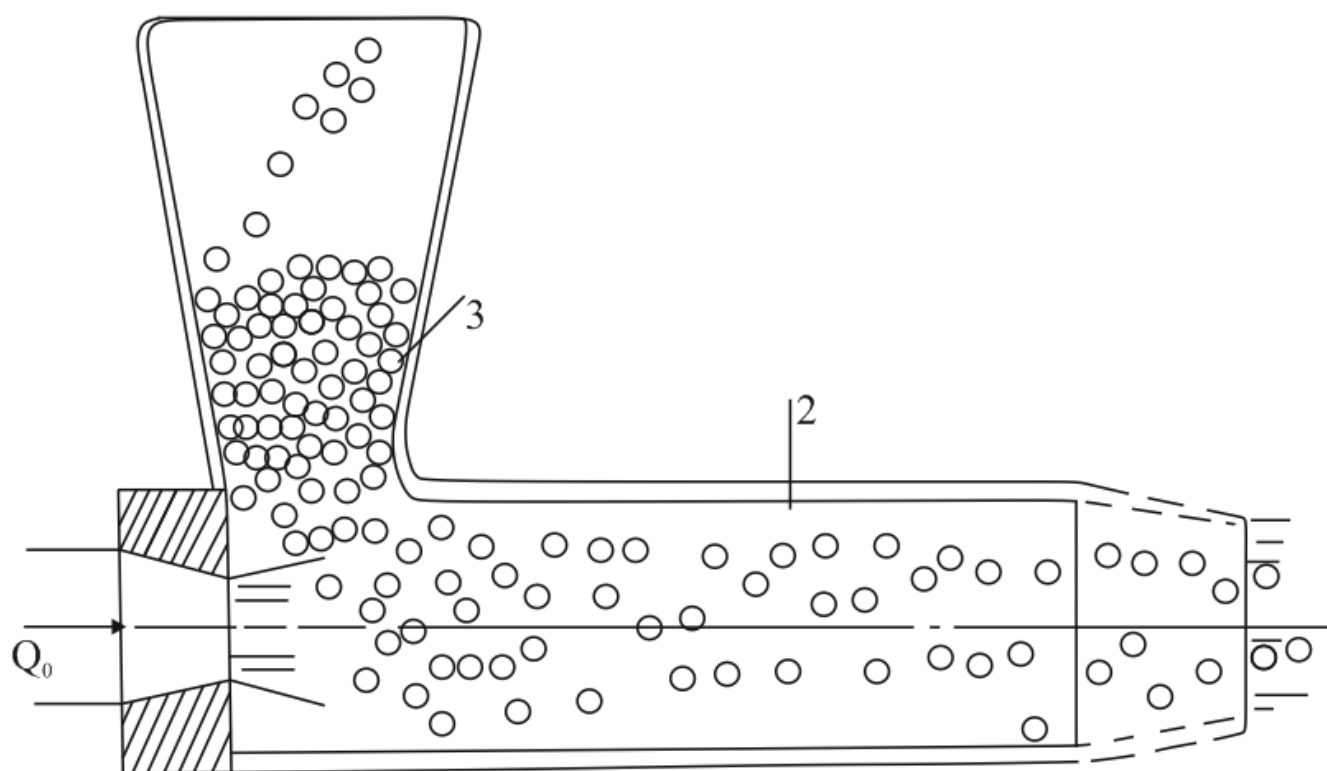
3.1 Принципиальная схема и рабочий процесс

Аппарат для укладки сыпучих материалов показан на рисунке.3.1. Его схема аналогична схеме эжектора, предназначенного для работы на разнородных потоках [42, 56, 94, 14, 98, 96]. Через сопло 1 в камеру смешения 2 поступает вода с большим скоростным напором. В эту же камеру через бункер 3 загружается сыпучий материал (гравий, песок или гравийно-песчаная смесь), который, смешиваясь с водой, выбрасывается из аппарата в отвал.

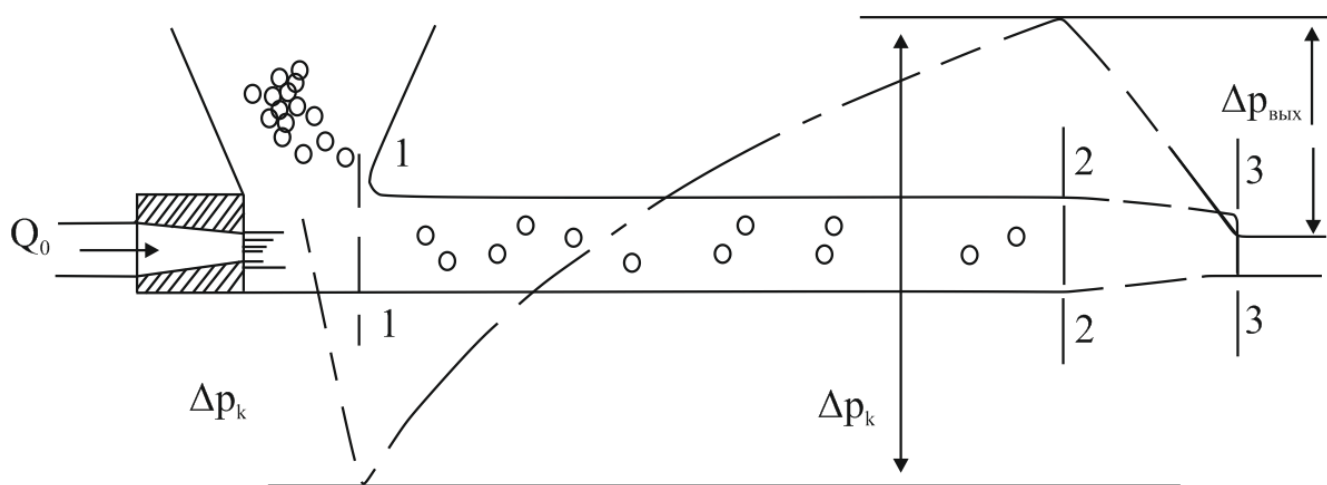
Дальность выброса зависит от ряда факторов: скорости гидросмеси в выходном сечении аппарата, консистенции гидросмеси, угла установки оси аппарата к горизонту [83, 92, 74]. Первые из них связаны с конструкцией аппарата и прежде всего с соотношением диаметров сопла и смесительной камеры.

Для увеличения скорости вылета потока гидросмеси из аппарата рекомендуют устанавливать в конце смесительной камеры коническое сопло с углом конусности $10...13^\circ$ и относительным сужением $d_3 / d_2 \approx 0,80...0,85$. Польза этого мероприятия сомнительна, т.к. конусное сопло в конце смесительной камеры увеличивает гидравлическое сопротивление и снижает производительность аппарата [75, 27, 24].

Сомнительность некоторых рекомендаций и отсутствие необходимых сведений об оптимальных размерах и режимах работы аппарата требуют специальных исследований, связанных с расчетом и анализом его технических характеристик.



а)



б)

Рисунок 3.1. Схема гидрометателя

3.2 Характеристики гидрометателя

Расчетная схема аппарата приведена на рисунке 3.1 б. Камера смешения имеет цилиндрическую форму и заканчивается коническим соплом. Сопло

активного потока (струи) установлено соосно с камерой смешения. Ввод гравия, песка или их смеси производится через отверстие в боковой стенке в начале камеры смешения. Предполагается, что длина цилиндрической камеры достаточна для того, чтобы произошло полное смешение обоих потоков, в результате которого скорости твердых частиц возрастут до скорости жидкости и на выходе получится кинематически однородный поток. [28,45,12,57].

Проследим изменение давления в аппарате (см. рисунок 3.1 б). В загрузочном бункере - атмосферное давление (P_{am}). При входе гравийно – песчаного потока в камеру смешения происходит падение давления, вызванное сопротивлением входа и разгоном потока - $\Delta P_{вх}$. На цилиндрическом участке камеры смешения давление повышается на величину ΔP_k , зависящую от соотношения размеров сопла и камеры и от соотношения начальных количеств движения обоих потоков. В выходном сопловом устройстве поток гидросмеси разгоняется, что приводит к падению давления на некоторую величину $\Delta P_{вых}$. В результате всех изменений давление снова становится атмосферным. Балансируя все изменения статического давления в аппарате, получим:

$$P_{am} - \Delta P_{вх} + \Delta P_k - \Delta P_{вых} = P_{am} .$$

Или

(3.1)

$$\Delta P_k = \Delta P_{вх} + \Delta P_{вых}$$

Перепад давления в цилиндрической камере аппарата (участок 1–2 на рисунке 3.1) определяется из уравнения количества движения, составленного для этого участка [23,22]:

$$\rho_2 v_2^2 A_2 - \rho_0 v_0^2 A_0 - \rho_1 v_1^2 (A_2 - A_0) = (P_1 - P_2) A_2 - \zeta_T \frac{\rho_2 v_2^2}{2} A_2 \quad (3.2)$$

Откуда

$$\Delta P_k = \rho_0 v_0^2 \left[\Omega + (1 - \Omega) \rho_* v_{1*}^2 - \left(1 + \frac{\zeta_T}{2} \right) \rho_{2*} v_{2*}^2 \right] \quad (3.3)$$

Здесь $\Delta P_k = P_2 - P_1$; ρ_0, v_0 - плотность и скорость струи жидкости на срезе

сопла; A_0 - площадь выходного сечения сопла 1 активного потока, A_2 - площадь поперечного сечения смесительной камеры; $\Omega = A_0 / A_2$ относительная площадь сопла активного потока; $\rho_1, \rho_{1*} = \frac{\rho_1}{\rho_0}$ - абсолютная и относительная плотности потока гидросмеси на входе в гидрометатель; $v_1, v_{1*} = \frac{v_1}{v_0}$ - абсолютная и относительная скорости песчано-гравийного потока перед смешением (сечение 1 на рисунке 3.1, б); $\rho_2, \rho_{2*} = \frac{\rho_2}{\rho_0}$ - абсолютная и относительная плотности потока гидросмеси в сечении 2; $v_2, v_{2*} = \frac{v_2}{v_0}$ - абсолютная и относительная скорости потока гидросмеси в сечении 2; ζ_T - коэффициент сопротивления трения.

Падение давления на входе в аппарат, обусловленное разгоном гравийно-песчаного потока, равно:

$$\Delta P_{BX} = (1 + \zeta_{BX}) \frac{\rho_1 v_1^2}{2} = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} [(1 + \zeta_{BX}) \rho_{1*} v_{1*}^2], \quad (3.4)$$

где ζ_{BX} - коэффициент сопротивления входа.

Падение давления в выходном сопловом устройстве аппарата с учетом сопротивления и равенства плотностей $\rho_2 = \rho_3$:

$$\Delta P_{ВыX} = \frac{\rho_2 v_3^2}{2} (1 + \zeta_\kappa) - \frac{\rho_2 v_2^2}{2} = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} \rho_{2*} [(1 + \zeta_\kappa) v_{3*}^2 - v_{2*}^2] \quad (3.5)$$

Из уравнения неразрывности следует

$$v_{3*} = v_{2*} \left(\frac{A_2}{A_3} \right) \quad (3.6),$$

где A_3 - площадь выходного сечения сопла. С учётом последней формулы

$$\Delta P_{ВыX} = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} \rho_{2*} v_{2*}^2 \left[(1 + \zeta_\kappa) \left(\frac{A_2}{A_3} \right)^2 - 1 \right] \quad (3.7),$$

где ζ_κ - коэффициент сопротивления сопла.

После подстановки (2), (4) и (7) в (1), сокращения на $\frac{\rho_0 v_0^2}{2}$ и перегруппировки получается следующее уравнение:

$$2\Omega + [2(1-\Omega) - (1-\zeta_{BX})] \rho_* v_{1*}^2 \left[1 + \zeta_T + (1 + \zeta_\kappa) \left(\frac{A_2}{A_3} \right)^2 \right] \rho_{2*} v_{2*}^2 = 0 \quad (3.8)$$

Перейдем в этом уравнении от скоростей к коэффициенту эжекции, который представляет собой отношение объемных расходов пассивного потока и струи [29,73,32,37]:

$$\alpha = Q_1 / Q_0$$

$$v_{1*} = \frac{v_1}{v_0} = \frac{Q}{Q_0} \frac{A_0}{A_2 - A_0} = \frac{\Omega}{1-\Omega} \alpha, \quad (3.9)$$

Так как

$$v_{2*} = \frac{v_2}{v_0} = \frac{Q_1 + Q_0}{Q_0} \frac{A_0}{A_2} = \Omega(\alpha + 1),$$

$$\rho_{2*} = \frac{\rho_2}{\rho_0} = \frac{Q_0 + \rho_* Q_1}{Q_0 + Q_1} = \frac{1 + \rho_* \alpha}{1 + \alpha},$$

то уравнению (3.8) можно придать вид:

$$\rho_* \left(1 + \frac{c}{B} \right) \alpha^2 + (\rho_* + 1) \alpha - \left(\frac{2}{\Omega B} - 1 \right) = 0$$

$$\text{Где } B = (1 + \zeta_\kappa) \left(\frac{A_2}{A_3} \right)^2 + 1 + \zeta_T; c = -\frac{1 - \zeta_{BX} - 2\Omega}{(1 - \Omega)^2} \quad (3.10)$$

Это уравнение позволяет определить максимально достижимое значение коэффициента эжекции при различных размерах аппарата:

$$\alpha_{max} = \frac{-(\rho_* - 1) + \sqrt{(\rho_* + 1)^2 + 4\rho_* \left(1 + \frac{c}{B} \right) \left(\frac{2}{\Omega B} - 1 \right)}}{2\rho_* \left(1 + \frac{c}{B} \right)} \quad (3.11)$$

На рисунке 3.2 показана зависимость α_{max} от относительной площади того и другого сопла, и относительной плотности эжектируемого потока. Видим, что с уменьшением относительной площади сопла Ω , формирующего активную струю,

коэффициент эжекции растет. Сопло в конце аппарата снижает коэффициент эжекции, а следовательно, и производительность аппарата по гравиию или песку. Это снижение тем ощутимее, чем больше соотношение A_2 / A_3 .

На рисунке 3.3 приведена другая характеристика аппарата, выражающая зависимость относительной скорости потока гидросмеси на выходе из аппарата от тех же факторов. Ω , A_2 / A_3 , ρ_* . Видно, что скорость $v_{3*} = v_3 : v_0$ растет с увеличением относительной площади сопла активного потока Ω , с уменьшением относительной плотности пассивного потока ρ_* и с увеличением сжатия потока гидросмеси выходным соплом A / A_3 .

Таким образом, влияние концевое сопла аппарата двоякое: с одной стороны, оно увеличивает относительную скорость потока на выходе из аппарата, и, тем самым, дальнотойность струи, а с другой стороны – снижает производительность аппарата по гравиию или песку. Целесообразность установки сопла можно выяснить по показателю эффективности аппарата [1,43], в качестве которого можно принять отношение кинетической энергии потока гидросмеси на выходе из аппарата к кинетической энергии струи воды на срезе сопла, т. е.

$$k_3 = \left(\rho_3 Q_3 \frac{v_3^2}{2g} \right) : \left(\rho_0 Q_0 \frac{v_0^2}{2g} \right) = \rho_{2*} \alpha v_{3*}^2 \quad (3.12)$$

Изменение этого показателя в зависимости от относительной площади того и другого сопла и от относительной плотности эжектируемого потока показано на рисунке 3.4. При прочих равных условиях сжатие потока гидросмеси концевым соплом приводит к снижению эффективности аппарата. Это объясняется тем, что снижение коэффициента эжекции, вызванное соплом, оказывается более значительным, нежели увеличение скоростного напора у потока гидросмеси в выходном сечении аппарата. Следовательно, коническое сопло в конце цилиндрической камеры смешения – нерациональный элемент, снижающий эффективность работы аппарата. К тому же, конструкция аппарата без конического сопла в конце более проста и удобна в эксплуатации.

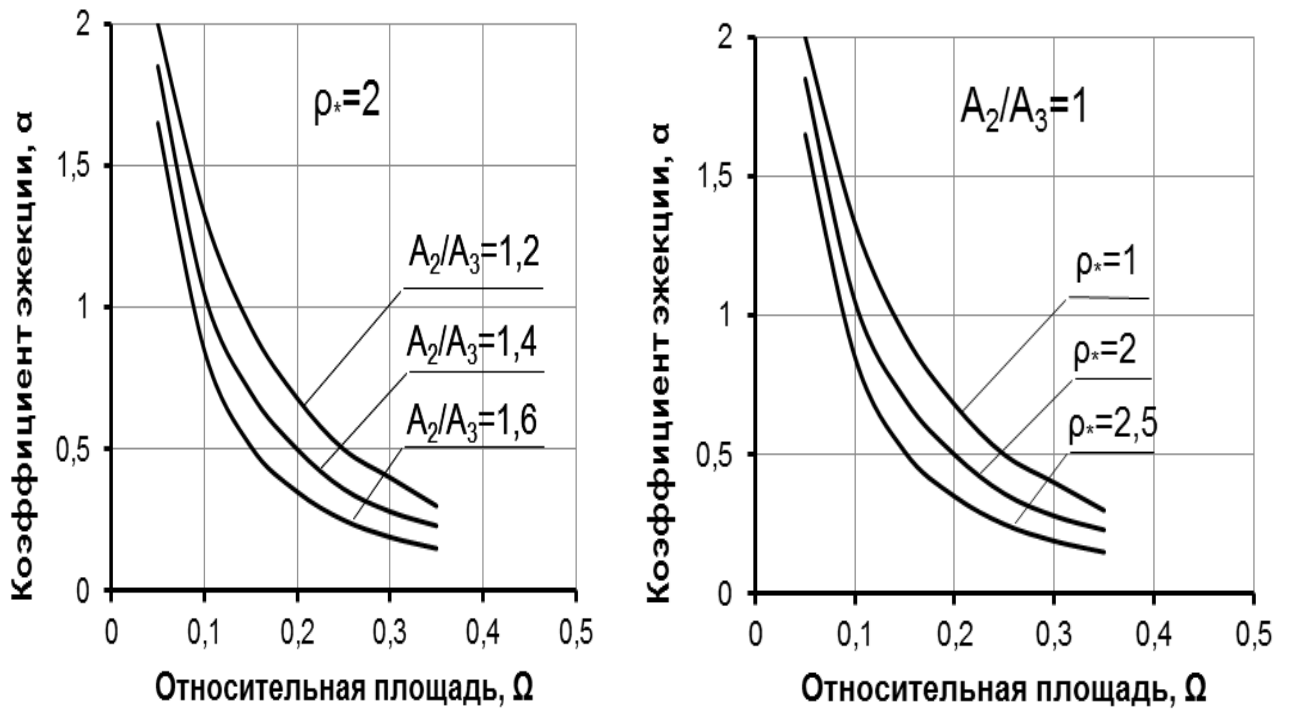
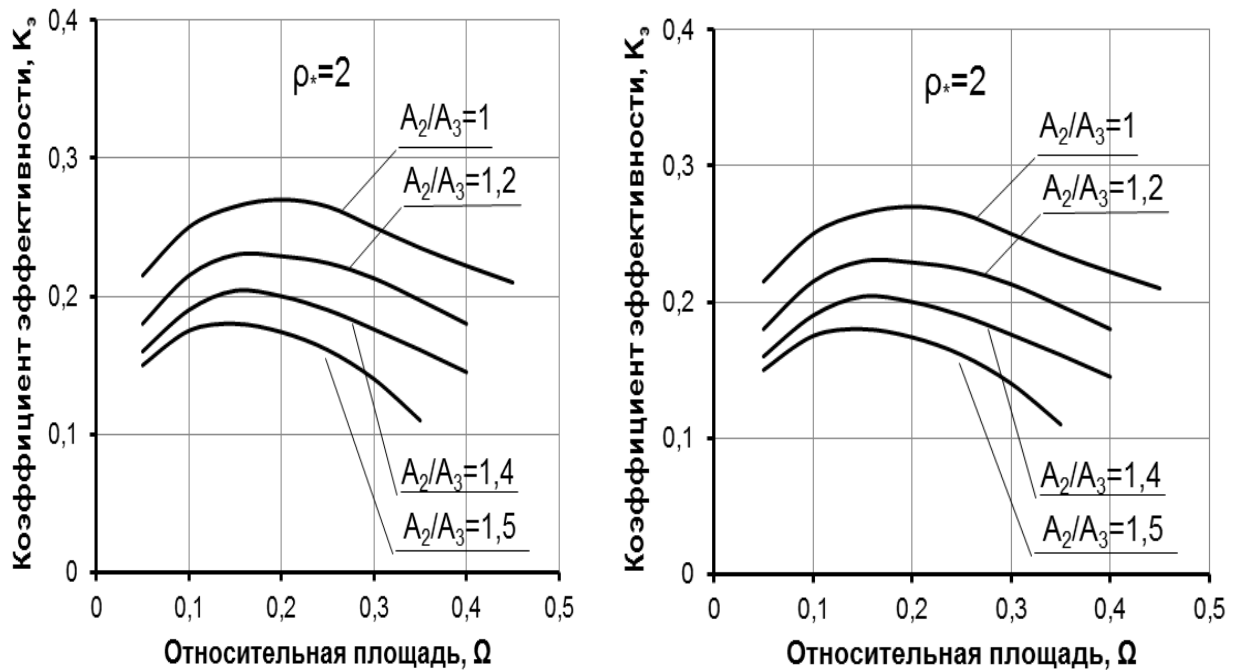
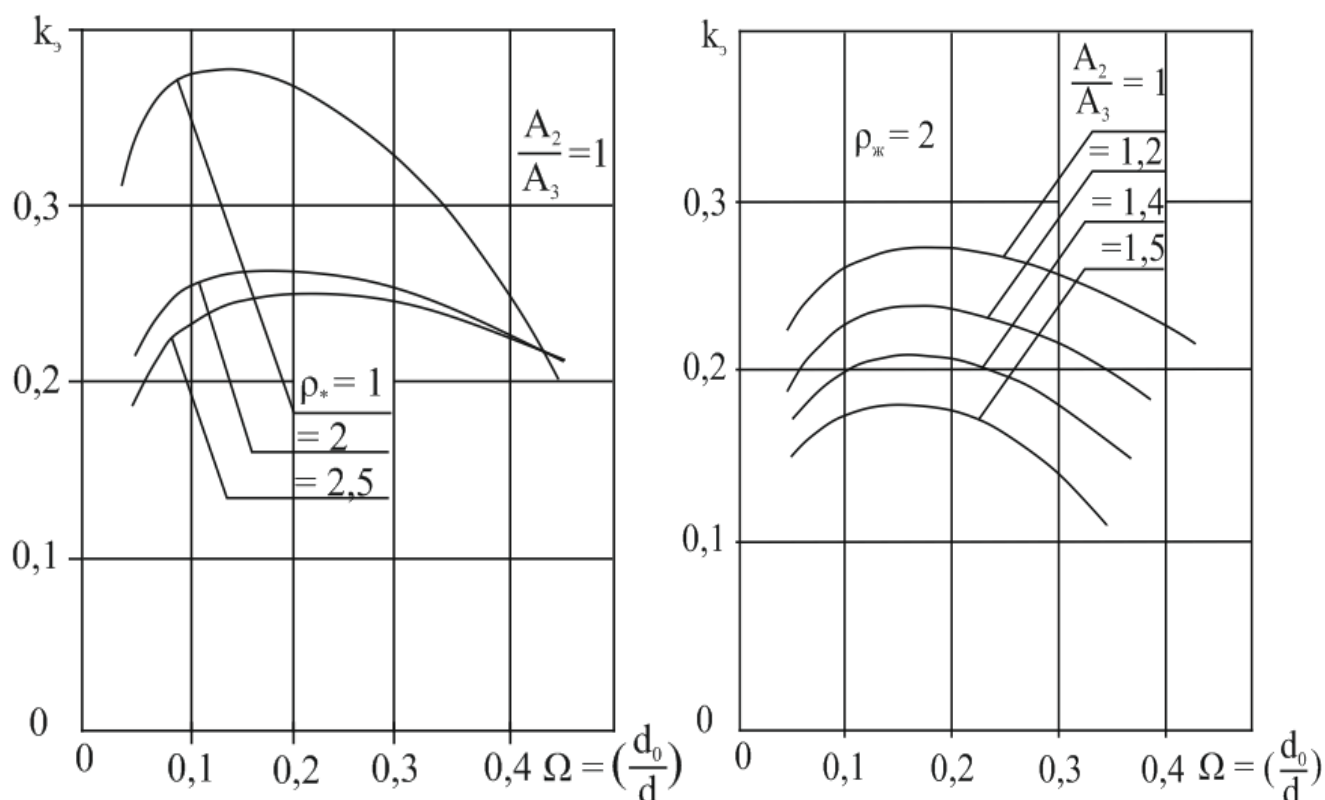


Рисунок. 3.2 Предельные коэффициенты эжекции



Рисунке 3.3 Влияние размеров аппарата и соотношения плотностей потоков на коэффициент эффективности



Рисунке. 3.4 Влияние размеров аппарата и соотношения плотностей потоков на коэффициент эффективности

Эффективность работы аппарата с цилиндрической камерой смещения зависит от относительной площади сопла активного потока Ω . При определенных Ω показатель эффективности достигает наибольшего значения. Это соотношение площадей поперечных сечений сопла и камеры смещения является оптимальным для аппарата. При этом соотношении расход кинетической энергии воды оказывается минимальным.

Оптимальные относительные размеры сопла зависят от относительной плотности гидросмеси ρ_* . С увлечением ρ_* оптимальная относительная площадь сопла растет (рисунок 3.4).

3.3К определению дальности полета струи жидкости в воздухе

При проектировании систем гидротранспорта сыпучих материалов, как правило, возникает задача расчета дальности полета свободной струи жидкости или гидросмеси в атмосфере. Анализ научно-технической литературы [31,105,96,38] не выявил надежных соотношений для расчета свободной струи реальной жидкости. Некоторые формулы, предложенные для определения дальности полета струи, не удовлетворяют требованиям размерности [31,39,40,89]. Они пригодны, как правило, для ограниченного диапазона изменений параметров струи. Поэтому была предпринята попытка рассчитать струю с учетом сопротивления воздуха.

Дифференциальные уравнения движения отсека струи (рисунок 3.5) в проекциях на координатные оси записываются так:

$$\rho_{ж} \frac{\pi D^2}{4} ds \frac{dv_x}{dt} = -\tau \pi D dS \cos \beta, \quad (3.13)$$

$$\rho_{ж} \frac{\pi D^2}{4} ds \frac{dv_y}{dt} = -\tau \pi D dS \sin \beta - g \rho_{ж} \frac{\pi D^2}{4} dS \quad (3.14)$$

Здесь $\rho_{ж}$ - плотность жидкости,

τ - касательные напряжения на поверхности струи, равные

$$\tau = \lambda \frac{\rho_{г} v^2}{8} \quad (3.15)$$

$\rho_{г}$ - плотность воздуха,

λ - коэффициент гидравлического трения,

v, v_x, v_y - абсолютная скорость струи и ее компоненты.

После подстановки выражения касательных напряжений в уравнения движения и деления их на массу отсека и абсолютную скорость получается:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_x}{dS_*} &= -\varphi v_x, \\ \frac{dv_y}{dS_*} &= -\varphi v_y - g \frac{S_k}{v} \end{aligned} \right\} \quad (3.16),$$

где $S_* = \frac{S}{S_k}$, $\varphi = \frac{\lambda S_k \rho_g}{2D \rho_{жс}}$,

S_k – длина струи (по её оси) до точки встречи с горизонтальной плоскостью, проходящей через центр выходного сечения сопла (рисунок.3.5).

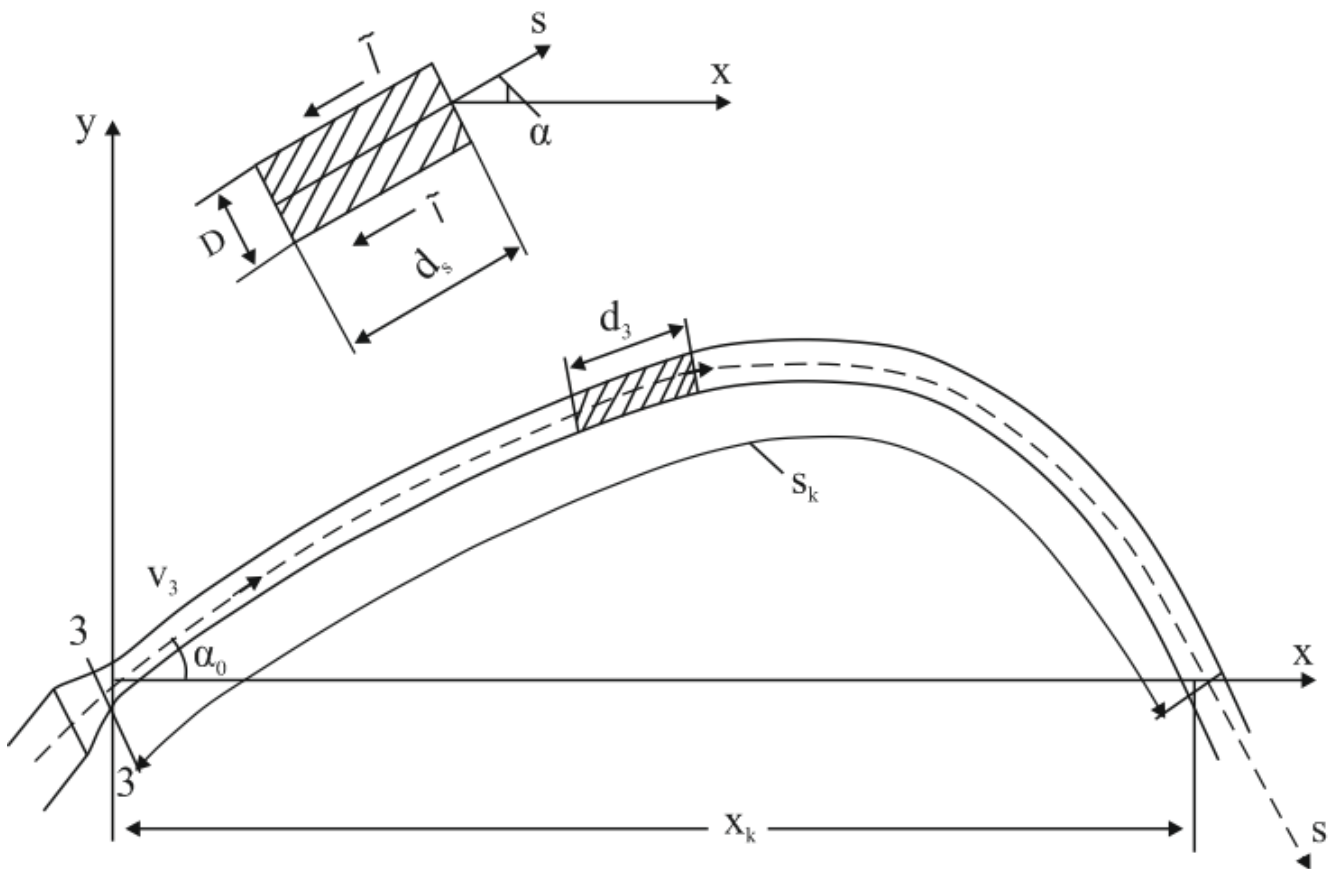


Рисунок 3.5. Расчетная схема свободной струи

Интегрируя эти уравнения первый раз, получим закон изменения скоростей вдоль струи:

$$\left. \begin{aligned} v_x &= v_{3x} e^{-\varphi S_*} \\ v_y &= \left(v_{3y} + \frac{g S_k}{2\varphi v_{3x}} \right) e^{-\varphi S_*} - \frac{g S_k}{2\varphi v_{3x}} e^{+\varphi S_*} \end{aligned} \right\} \quad (3.17),$$

где $v_{3X} = v_3 \cos \beta_0$, $v_{3y} = v_3 \sin \beta_0$ - начальная скорость струи в проекциях на соответственные координатные оси; β_0 - начальный угол вылета струи, $X_* = X : X_k$. После повторного интегрирования, полагая $S_* \approx X_*$, получим:

$$\varphi X_* = \ln \left[1 + (e^\varphi - 1) \frac{t}{T} \right], \quad (3.18)$$

$$Y = T \frac{\varphi X_*}{\beta} \left\{ v_{3y} - \frac{g X_k}{v_{3X} \cdot 2\varphi} \left[\frac{e^{2\varphi X_*} - 1}{2\varphi X_*} - 1 \right] \right\}, \quad (3.19)$$

где $T = \frac{\beta X_k}{\varphi v_{3X}}$ - время полета от сопла до точки $X = X_k$, $\beta = e^\varphi - 1$ - параметр.

Дальность полета струи в горизонтальной плоскости определяется из последнего уравнения, если принять в нем $Y = 0$ и $X_* = 1$.

$$\frac{v_3^2 \sin 2\beta_0}{g X_k} = \frac{1}{\varphi} \left[\frac{e^{2\varphi} - 1}{2\varphi} - 1 \right]. \quad (3.20)$$

$$\text{Откуда} \quad X_k = X_k^0 \cdot \phi(\varphi) \quad (3.21)$$

где $X_k^0 = \frac{v_3^2}{g} \sin 2\beta_0$ - дальность полета идеальной струи ($\varphi = 0$);

$$\phi(\varphi) = \varphi : \left[\frac{e^{2\varphi} - 1}{2\varphi} - 1 \right]. \quad (3.22)$$

На рисунке 3. 6 построен график зависимости $\phi(\varphi)$, который в диапазоне $\varphi = 0, \dots, 0,5$ весьма близок к прямой линии:

$$\phi(\varphi) = 1 - 0,63\varphi. \quad (3.23)$$

Подставляя это выражение в уравнение (3.21), получим:

$$X_k = X_k^0 (1 - 0,63\varphi). \quad (3.24)$$

В параметр $\varphi = \frac{\lambda S_k}{2d_3} \frac{\rho_e}{\rho_{ж}}$ входит длина струи по осевой линии S_k , которая

связана с дальностью полета струи в горизонтальной плоскости X_k следующей приближенной зависимостью:

$$S_k \approx \frac{2X_k \operatorname{tg} \alpha_0}{\ln \frac{1 + \operatorname{Sin} \alpha_0}{1 - \operatorname{Sin} \alpha_0}} \quad (3.25)$$

С учетом этой зависимости формула для определения дальности полета струи в горизонтальной плоскости принимает такой вид:

$$X_k = \frac{X_k^0}{1 + 0,63\psi} \quad (3.26),$$

где

$$\psi = \frac{\lambda X_k^0}{d_3} \frac{\rho v}{\rho_3} \frac{\operatorname{tg} \beta_0}{\ln \frac{1 + \sin \beta_0}{1 - \sin \beta_0}} \quad (3.27)$$

Коэффициент λ характеризует торможение струи окружающим воздухом.

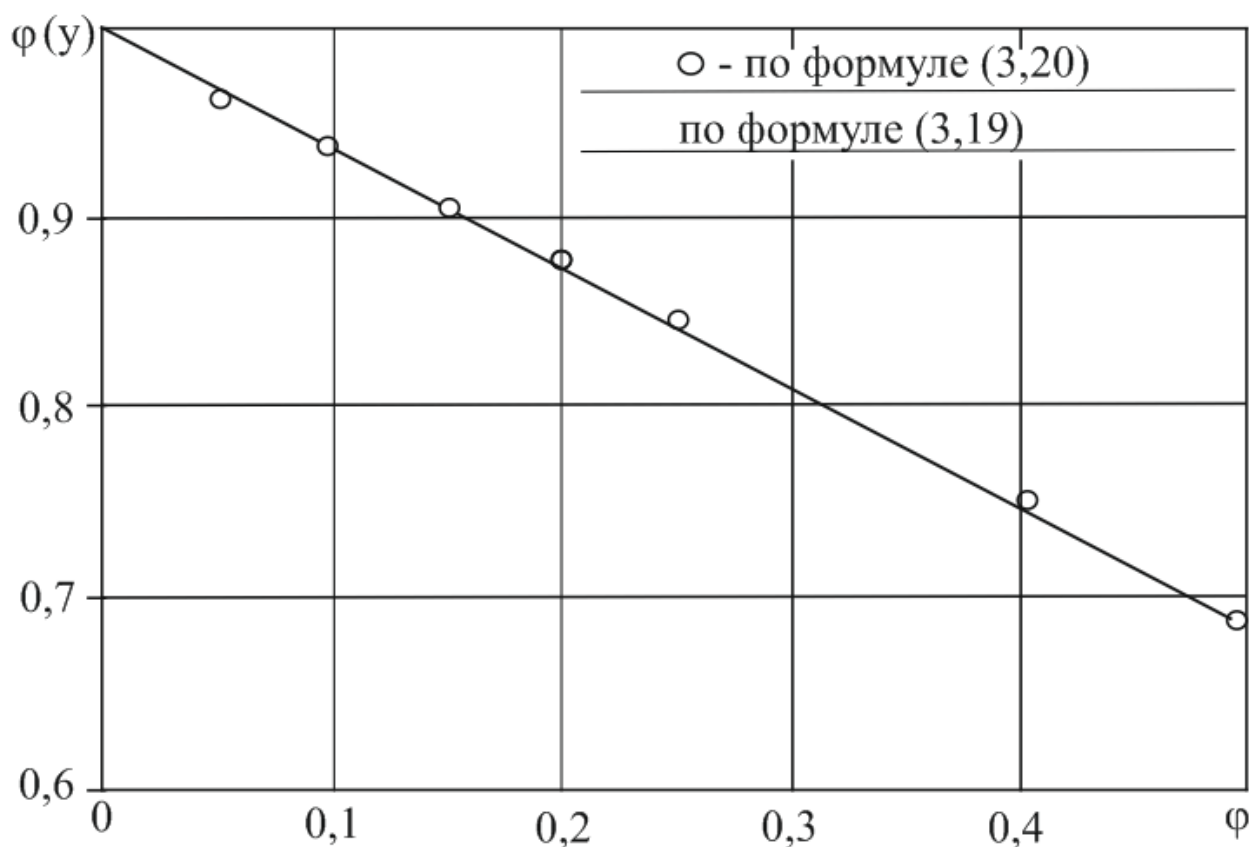


Рисунок 3.6. Аппроксимация функции $\Phi(\varphi)$

3.4 Выводы по главе

1. Относительный расход эжектируемой гидрометателем гидросмеси зависит, главным образом, от относительных площадей активного сопла и плотности гидросмеси. С их увеличением расход эжектируемой гидросмеси снижается.

2. Применение конического сопла на выходе камеры смешения гидрометателя нерационально, поскольку снижает эффективность работы аппарата.

3. Эффективность гидрометателя зависит от относительных площадей активного сопла Ω и плотности гидросмеси ρ . При относительной плотности гидросмеси $\rho_* = 1,0$ оптимальная относительная площадь сопла $\Omega_{opt} = 0,13$; при $\rho_* = 2,0$ $\Omega_{opt} = 0,2$, а при $\rho_* = 2,5$. оптимальная относительная площадь сопла $\Omega_{opt} = 0,25$.

ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОМЕТАТЕЛЯ. МЕТОДЫ РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЖЕКТОРА АГРЕГАТА ПИТАНИЯ И ГИДРОМЕТАТЕЛЯ

4.1. Экспериментальное исследование

Приближенный характер теории наклонной струи гидросмеси обуславливает необходимость опытной проверки всех полученных расчетом данных. Кроме того, опытные данные необходимы для выявления оптимальных размеров и оптимальных условий работы гидрометателя.

4.1.1. Опытная установка и методика исследования

Экспериментальная установка (рисунок 4.1) была смонтирована в гидравлической лаборатории Южно-Уральского государственного университета. Основными ее элементами являются: гидрометатель, конусный бункер для песка, координатное устройство. Подвод высоконапорной жидкости к гидрометателю осуществляется по трубе 1 через резиновый шланг. С помощью диафрагмы 2, установленной в трубе, определялся расход активного потока. Сверху из конуса 3 в бункер гидрометателя поступал пассивный поток, представлявший собой смесь твердой фракции и воды. Концентрация гидросмеси пассивного потока регулировалась краном 4. Заслонкой 5 регулировалась величина пассивного потока.

Координатное устройство представляет собой направляющую рейку 6 с делениями, жестко закрепленную в опорах 7. По направляющей рейке скользит ползушка 8, к которой крепится игла 9. На игле имеются деления. Гидрометатель с приемным бункером 12, укрепленный на стреле 13, имел возможность поворачиваться вокруг оси 0 (рисунок 4.2). При этом угол выброса струи к горизонту β изменялся в широких пределах от 15° до 40° . Смесительная камера 10

была сделана из трубки с внутренним диаметром $d_k = 17,1$ мм и имела длину $\ell_k = 120_{\text{мм}}$; относительная длина камеры $\ell_k : d_k = 7,5$, считая от края загрузочного отверстия. С помощью дополнительной трубки смесительная камера могла удлиняться до $\ell_k = 350$, а с помощью конического сопла с концевым диаметром $d_3 = 14,4$ мм могла стать комбинированной камерой (цилиндрический участок + коническое сопло). Все три варианта рабочей камеры подвергались испытаниям.

Формирование струи активного потока осуществлялось коническим соплом 11 с углом конусности 20° и диаметром выходного отверстия 7,7 мм.

Опыты проводились с песком крупностью 1, 0 ... 1, 5 мм и 2, 0 ... 2, 5 мм при полностью наполненном загрузочном бункере гидрометателя. Заполнение бункера позволяло снизить до предела эжекцию воздуха и достичь предельно возможных значений коэффициента эжекции по твердой фазе.

Расходы жидкости и твердого материала измерялись объёмным способом и с помощью диафрагмы. Расход активного потока измерялся диафрагмой, предварительно протарированной в лаборатории, а остальные расходы – объёмным способом (с помощью мерного бака и секундомера). Расход твердой фракции вычислялся по формуле:

$$Q_{тв} = Q - Q_0 - Q_{подл} \quad (4.1)$$

здесь Q – общий расход гидросмеси на выходе из камеры смешения гидрометателя, Q_0 – расход активного потока, $Q_{подл}$ – расход подпиточной воды в загрузочном бункере.

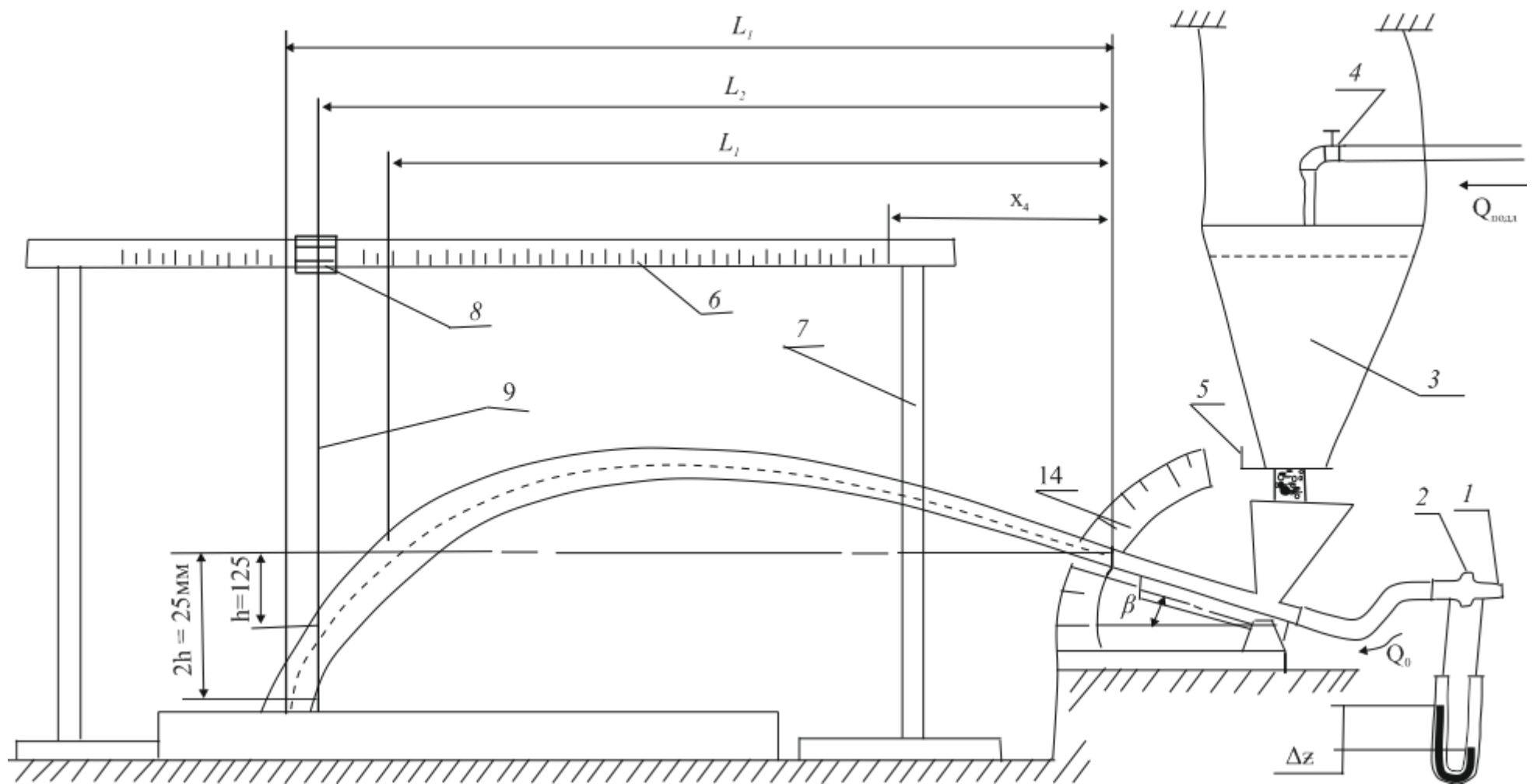


Рисунок 4.1. Схема экспериментальной установки

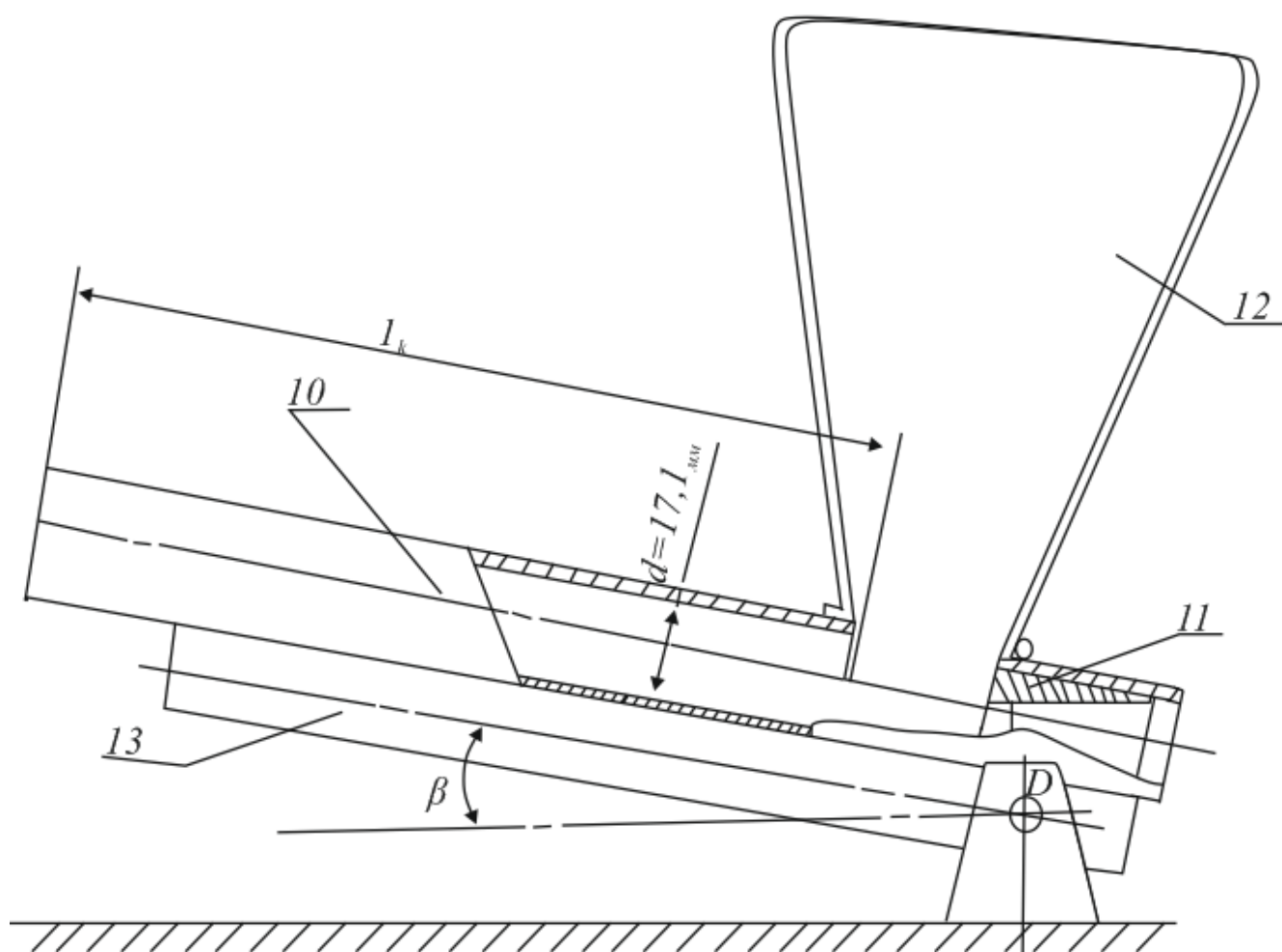


Рисунок 4.2. Схема экспериментального гидрометра

4.1.2. Методика проведения опытов

Первая серия опытов была связана с определением дальности полета гидросмеси при различных углах выброса струи [87,71,70]. В каждом опыте:

1. Измерялась дальность полета струи на трех уровнях (см. рисунок 4.1);
2. Определялись расходы потоков Q_0 , Q , $Q_{\text{подп}}$ и подсчитывался коэффициент эжекции.
3. Находился минимально потребный расход подпиточной воды, который обеспечивал равномерное поступление песка в рабочую камеру гидрометра.

По данным измерения рассчитывались относительная

дальнобойность струи.

$$X_k^* = X_k \cdot \frac{v_3^2}{2g} \quad (4.2)$$

и коэффициент эффективности аппарата

$$k = \frac{\rho_n (Q - Q_0) X_k}{\rho_0 Q_0 H_0} \quad (4.3)$$

Здесь ρ_n, ρ_0 - плотность пассивного и активного потоков, соответственно;

$v_3 = Q : A_3$ - скорость потока гидросмеси в выходном сечении аппарата;

A_3 - площадь выходного сечения рабочей камеры гидрометателя;

X_k - дальность полета струи гидросмеси по определенному уровню; h (см. рисунок 4. 1)

$H_0 = \frac{v_0^2}{2g}$ - скоростной напор активной струи в выходном сечении сопла;

$v_0 = Q_0 : A_0$ - скорость воды на выходе из сопла;

A_0 - площадь выходного отверстия сопла.

Вторая серия опытов была связана с определением максимально достижимого коэффициента эжекции у гидрометателя [90,89]. Эти опыты проводились с аппаратом, имеющим только цилиндрическую камеру, так как сужение в конце камеры может привести при прочих равных условиях только к снижению коэффициента эжекции. В этих опытах использовались два сопла: одно с центральным отверстием (диаметр $d_0 = 7,7$ мм), как и у аппарата в предыдущей серии опытов, а другое с тремя отверстиями, имеющими ту же суммарную площадь проходного сечения. Центры трех отверстий располагались равномерно по окружности с радиусом $\eta = 5$ мм.

4.1.3 Результаты экспериментов

Результаты опытов представлены в таблицах 4.1-4.5 и на рисунках 4.3 – 4.7. На рисунках 4.3 и 4.4 расчетная траектория струи сравнивается с измеренной [87,58]. Наблюдается хорошее совпадение обеих кривых. Зависимости относительной дальности полета струи от углов установки гидрометателя к горизонту показана на рисунках 4.5 – 4.7 (сплошными линиями отмечены результаты расчета по изложенной выше методике, а точками – результаты опытов).

Значения коэффициентов эффективности, полученных в условиях эксперимента, представлены в таблицах 4.1 ... 4.3.

Анализируя эти результаты, можно прийти к следующим выводам [89,90]

1. Хорошее совпадение расчетных и опытных кривых зависимости дальности полета струи от угла β наблюдается при всех высотах h , что свидетельствует о приемлемости разработанной методики расчета струи.

Наибольшая дальность полета струи зафиксирована при углах $\beta = 30^\circ - 35^\circ$, что согласуется с данными другими исследователей [6,67].

2. Опыты показали, что равномерная загрузка гидрометателя возможна только при расходах подпитки $Q_{\text{п}}$ больших 70% по отношению к расходам твердого материала $Q_{\text{т}}$, т.е.

$$Q_{\text{подп}} \geq 0,7Q_{\text{т}}$$

4. Наименьшие коэффициенты эффективности получены на гидрометателе с составной рабочей камерой. Гидрометатель с длинной цилиндрической камерой имел практически такие же коэффициенты, как и с короткой камерой.

В таблицах 4.4 и 4.5 и на рисунках 4.8 и 4.9 представлены результаты опытов, связанных с определением достижимых значений коэффициента эжекции. Анализируя эти данные, можно отметить, что, во-первых, - опытные значения коэффициента эжекции несколько меньше расчетного. Для опытного

аппарата с относительной площадью сопла $\Omega = \left(\frac{d_c}{d_k}\right)^2 = \left(\frac{7,7}{17,1}\right)^2 = 0,2$ расчетный коэффициент эжекции равен $\alpha_p = 0,8$ (см. рисунок. 3. 2, $\rho_* \approx 2$), а опытные $\alpha_0 = 0,38, \dots, 0,59$ (с тремя соплами) и $\alpha_0 = 0,45, \dots, 0,65$ (с одним соплом). Как видно, вариант с тремя соплами оказывается худшим по предельной грузочной способности аппарата. Кроме того, вероятность засорения сопла с уменьшением диаметра резко возрастает. Поэтому наиболее предпочтительным оказывается вариант с одним центральным соплом.

5. В оптимальном варианте с одним соплом увеличение относительной длины камеры смешения l_k / d_k сверх восьмикратной не оправдывается результатами опытов, поэтому гидрометатель может быть коротким.

6. Увеличение относительной крупности твердой фракции приводит к уменьшению максимально достижимого коэффициентов эжекции, поэтому при использовании гидрометателя для гравия целесообразно выбирать меньшие против расчетных коэффициенты эжекции, а, следовательно, большие относительные размеры сопла по сравнению с наиболее эффективными.

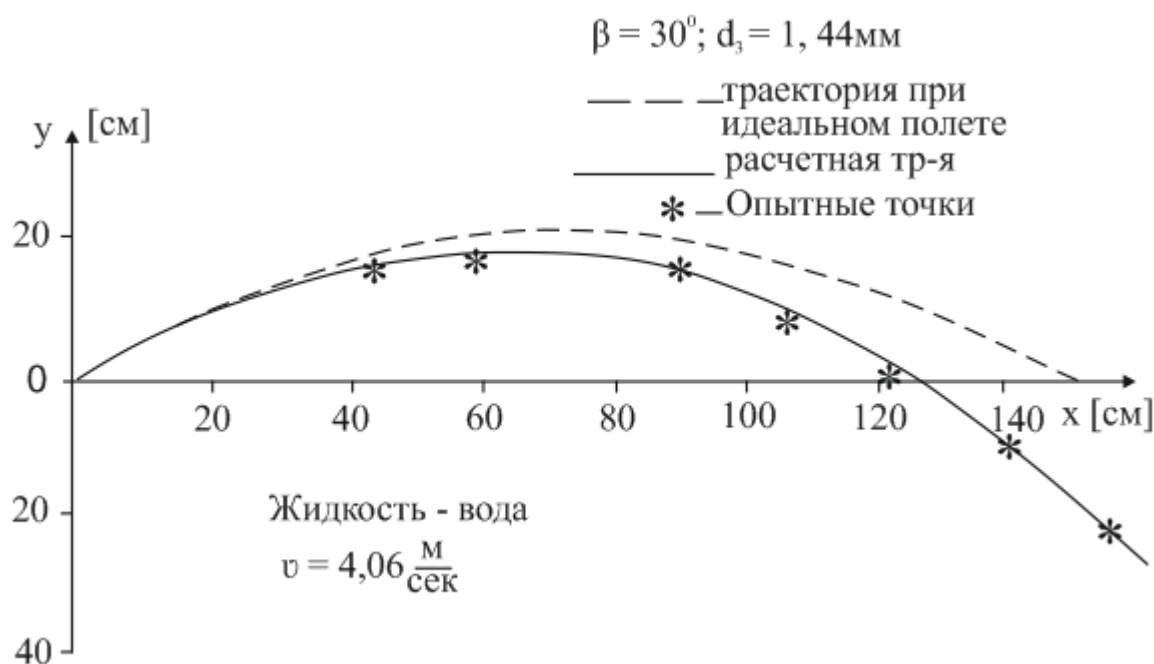


Рисунок 4.3. Траектория струи воды

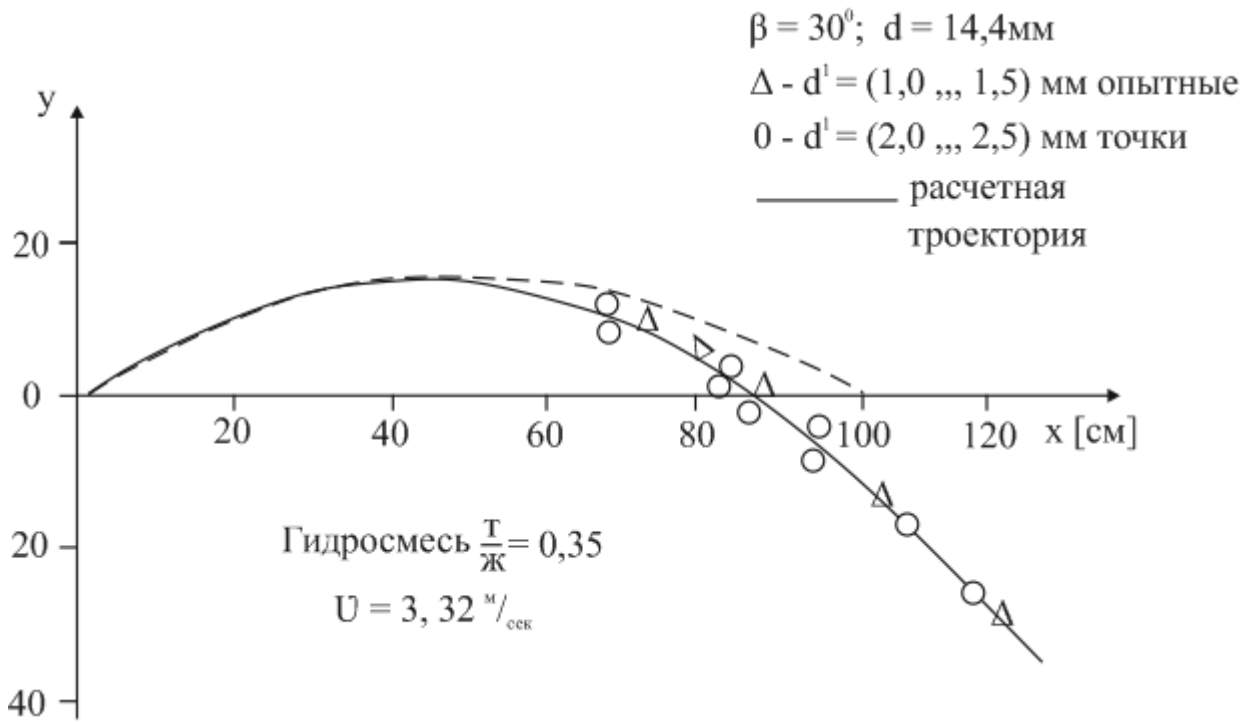


Рисунок 4.4. Траектория струи гидросмеси

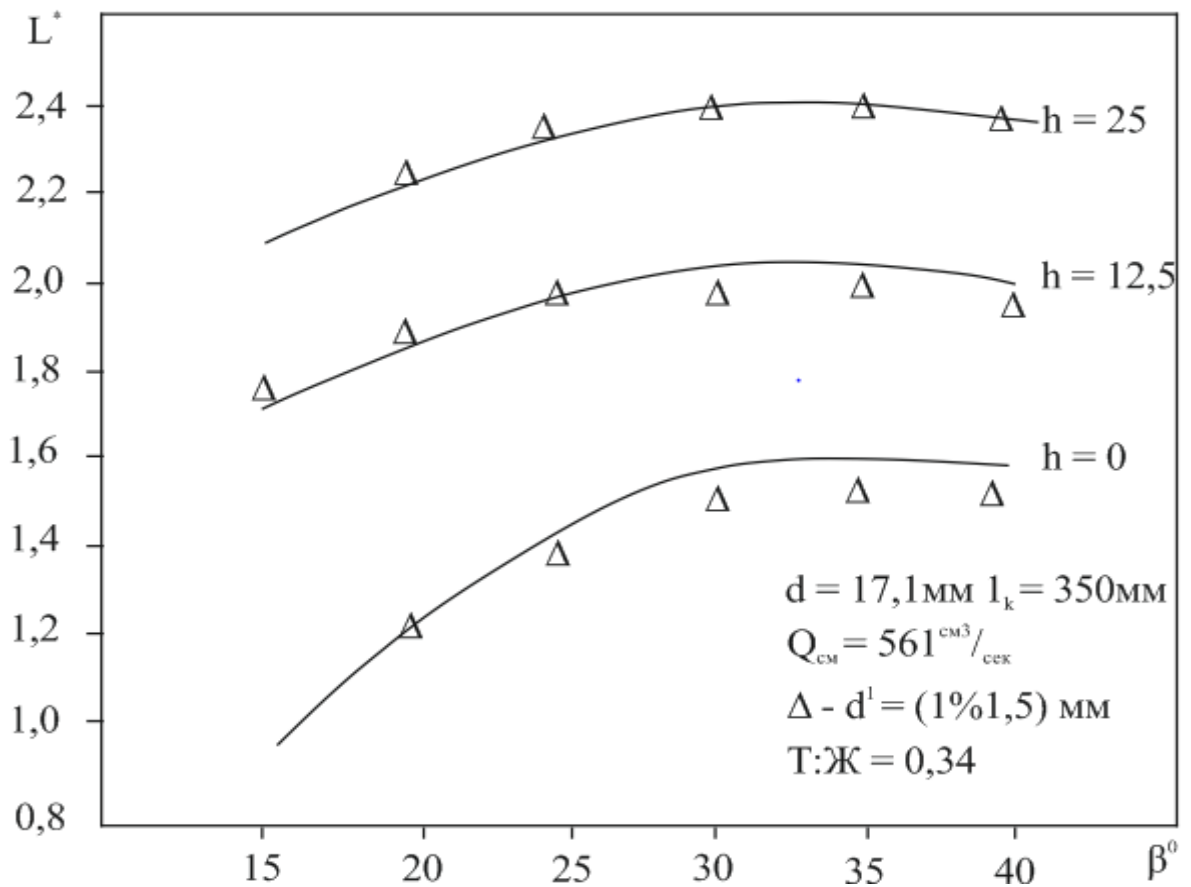


Рисунок 4.5. Относительная дальность полета струи в зависимости от угла установки гидрометателя

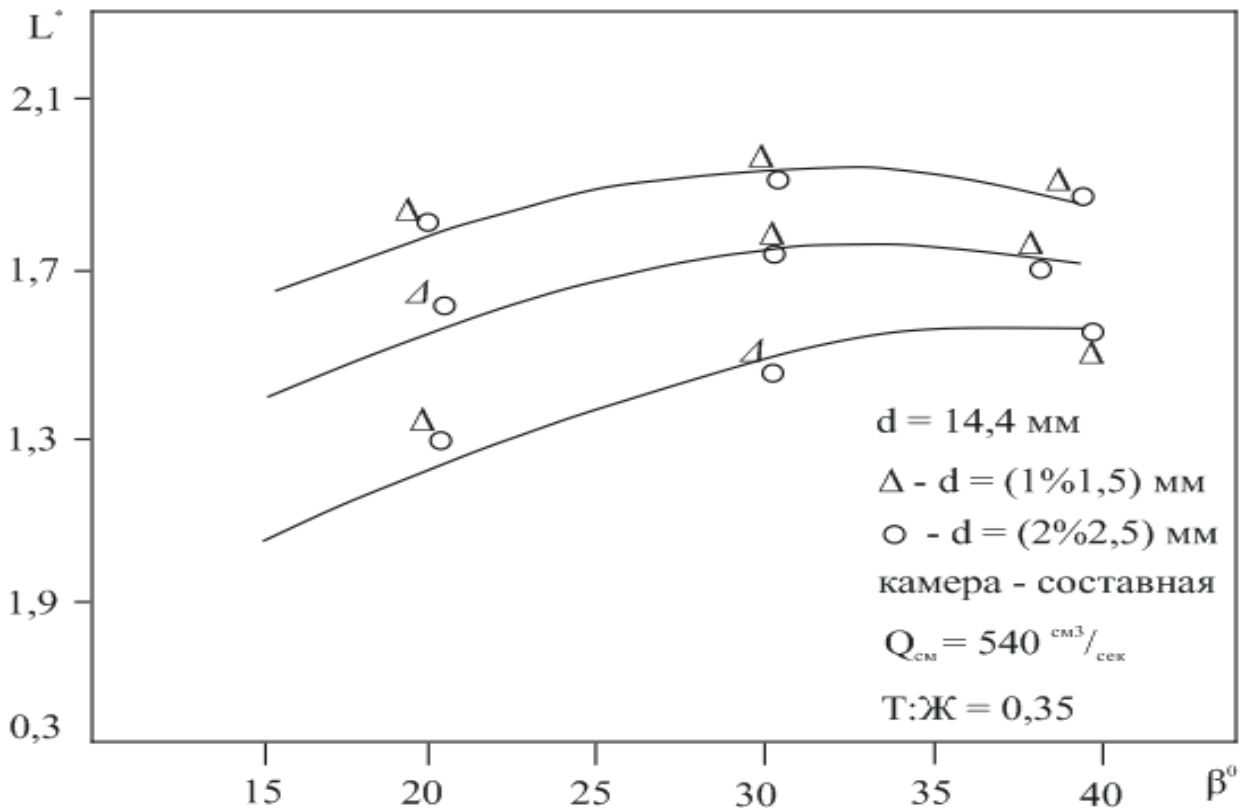


Рисунок 4.6. Относительная дальность полета струи в зависимости от угла установки гидрометателя

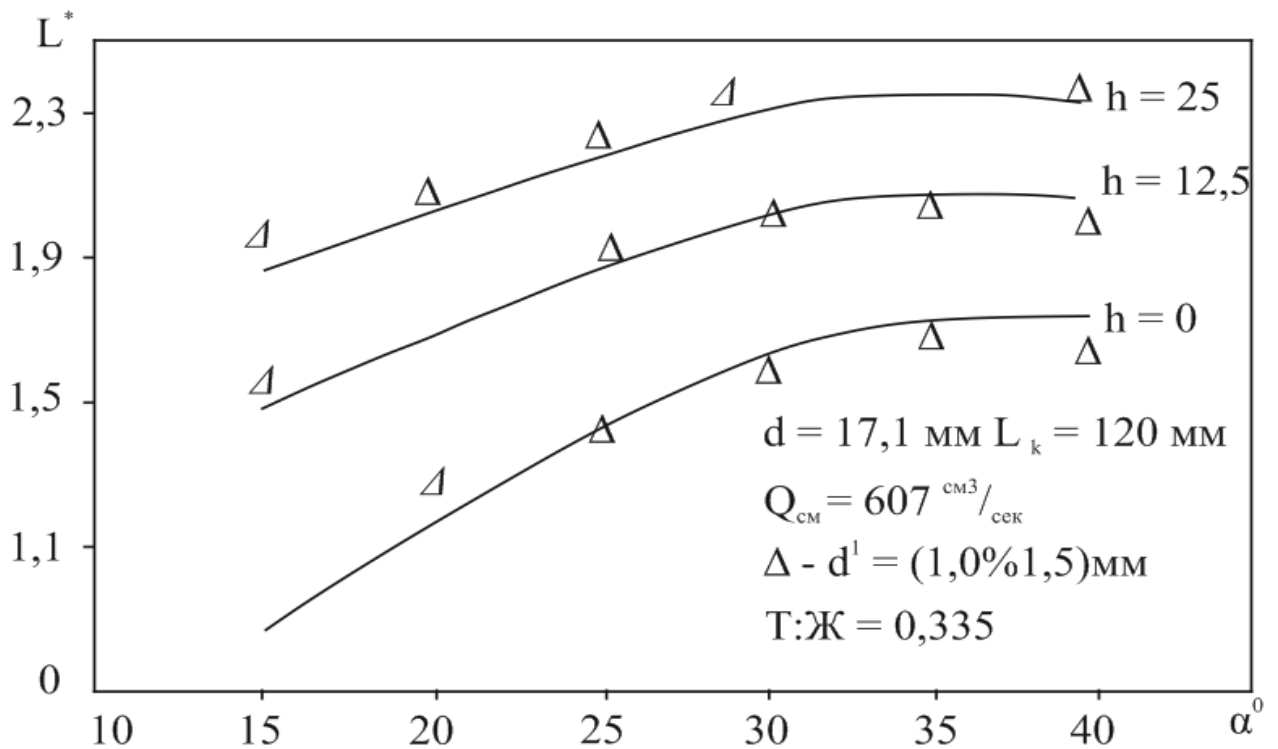


Рисунок 4.7. Относительная дальность полета струи в зависимости от угла установки гидрометателя

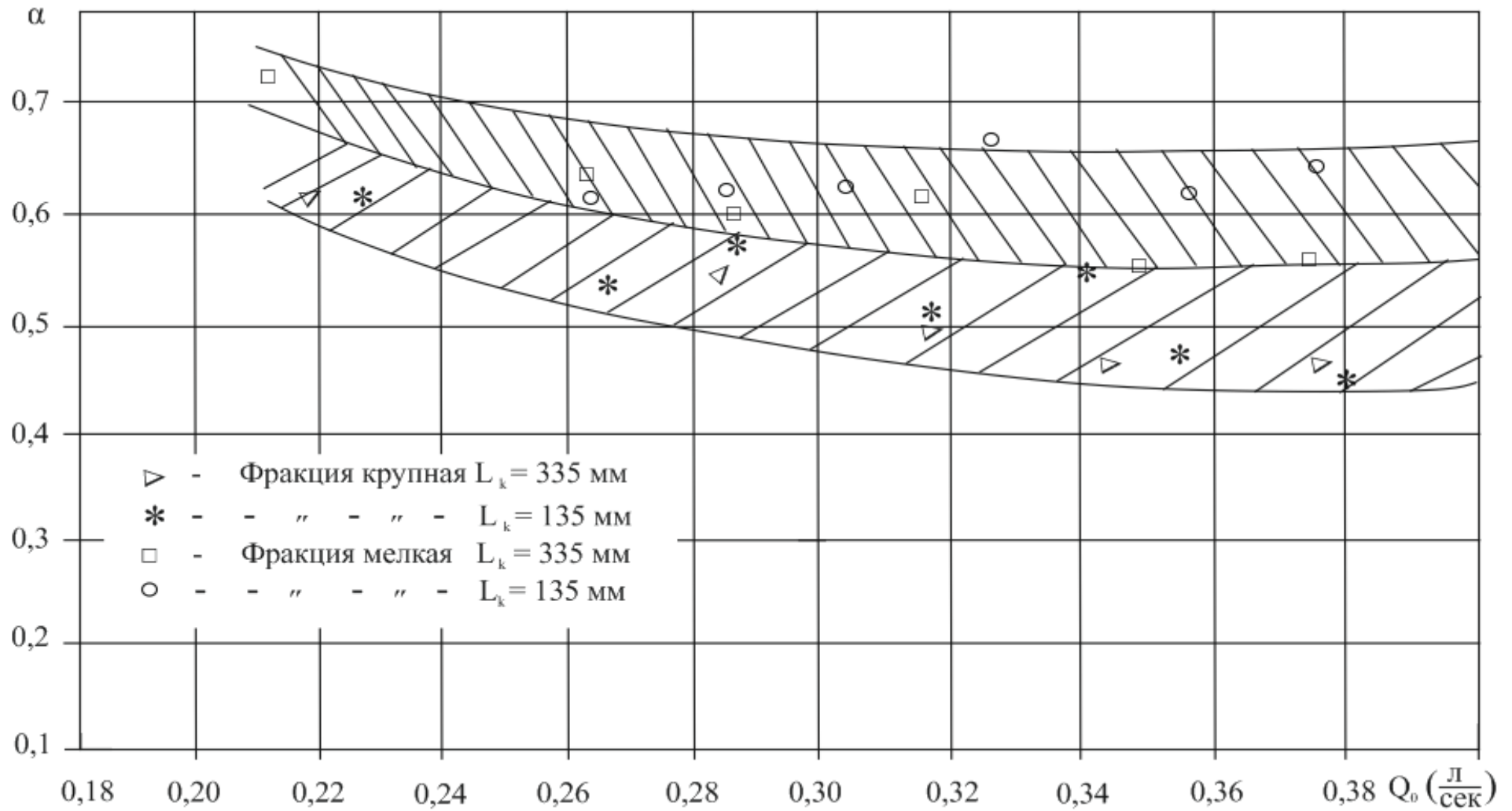


Рисунок 4. 8. Коэффициент эжекции аппарата с одним соплом

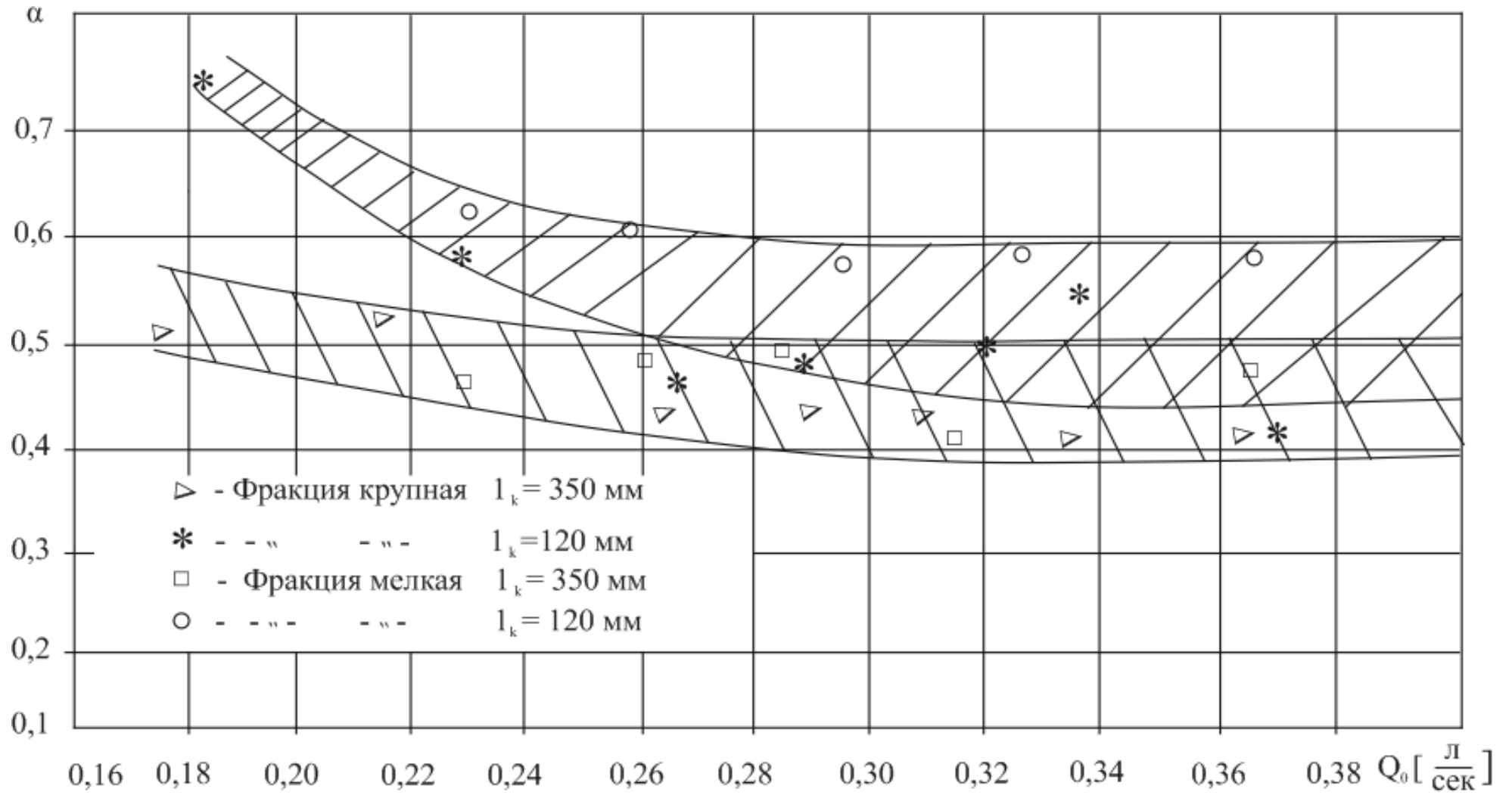


Рисунок 4. 9 Коэффициент эжекции аппарата с тремя соплами

ТАБЛИЦА 4.1. ВЫПИСКА ИЗ ПРОТОКОЛА ОПЫТОВ

Аппарат с короткой рабочей камерой

L = 120 мм; d₀ = 7,7 мм; d_к = 17,1 мм

Крупность песка d _п = 1,0 ÷ 1,5 мм																
Угол наклона рабочей камеры	Дальность полёта струи			Объемные расходы			Коэф. эжекции	Скорость	Относительная дальность полёта струи			Скорость	$\frac{\rho_n}{\rho_0}$	Коэффициент эффективности		
				Акт. поток	Смесь	Подпитка										
α^0	X _{к1}	X _{к2}	X _{к3}	Q ₀	Q	Q _{подп}	α	U ₃	X _{к1}^*}	X _{к2}^*}	X _{к3}^*}	U ₀		K _{э1}	K _{э2}	K _{э3}
град.	см	см	см	см ³ /сек	см ³ /сек	см ³ /сек	-	см/сек	-	-	-	см/сек	-	-	-	-
15	42,6	55	68	365	607	89	0,665	264	1,2	1,55	1,92	785	1,965	0,18	0,23	0,28
20	44,5	65	72						1,26	1,85	2,05			0,19	0,28	0,31
25	49	67	77						1,38	1,9	2,18			0,21	0,28	0,33
30	54	69	82						1,5	1,95	2,33			0,23	0,29	0,35
35	56,5	70	88,5						1,6	1,97	2,5			0,24	0,30	0,38
40	53,5	67,5	81						1,52	1,92	2,3			0,23	0,28	0,34

ТАБЛИЦА 4.2. ВЫПИСКА ИЗ ПРОТОКОЛА ОПЫТОВ

Аппарат с короткой рабочей камерой

L = 350 мм; d₀ = 7,7 мм; d_к = 17,1 мм

Крупность песка d _п = 1,0 ÷ 1,5 мм																
Угол наклона рабочей камеры	Дальность полёта струи			Объемные расходы			Коэф. эжекции	Скорость	Относительная дальность полёта струи			Скорость	$\frac{\rho_n}{\rho_0}$	Коэффициент эффективности		
				Акт. поток	Смесь	Подпитка										
α^0	X _{к1}	X _{к2}	X _{к3}	Q ₀	Q	Q _{подп}	α	U _з	X _{к1}^*}	X _{к2}^*}	X _{к3}^*}	U ₀		K _{э1}	K _{э2}	K _{э3}
град.	см	см	см	см ³ /сек	см ³ /сек	см ³ /сек	-	см/сек	-	-	-	см/сек	-	-	-	-
15		54	68,5							1,75	2,22				0,26	0,32
20	38	59	70						1,25	1,93	2,27			0,18	0,28	0,33
25	43	60,5	73						1,4	1,96	2,36			0,21	0,28	0,34
30	47,5	61	75	338	561	80	0,66	244	1,55	2,0	2,4	727	1,96	0,23	0,29	0,34
35	48,5	62,5	74						1,57	2,04	2,4			0,24	0,29	0,36
40	46	59	73						1,5	1,94	2,3			0,22	0,29	0,33

ТАБЛИЦА 4.3. ВЫПИСКА ИЗ ПРОТОКОЛА ОПЫТОВ

Аппарат с короткой рабочей камерой
 $L = 120$ мм; $d_0 = 7,7$ мм; $d_k = 14,4$ мм; $d_c = 14,4$ мм

Крупность песка $d_{п} = 1,0 \div 1,5$ мм																
Угол наклона рабочей камеры	Дальность полёта струи			Объемные расходы			Коэф. эжекции	Скорость	Относительная дальность полёта струи			Скорость	Коэффициент эффективности			
				Акт. поток	Смесь	Подпитка										
α^0	X_{K1}	X_{K2}	X_{K3}	Q_0	Q	$Q_{ПОДП}$	α	U_3	X_{K1}^*	X_{K2}^*	X_{K3}^*	U_0	$\frac{\rho_n}{\rho_0}$	$K_{Э1}$	$K_{Э2}$	$K_{Э3}$
град.	см	см	см	см ³ /сек	см ³ /сек	см ³ /сек	-	см/сек	-	-	-	см/сек	-	-	-	-
20	72	89	101	360	540	90	0,5	332	1,28	1,6	1,8	770	1,75	0,19	0,25	0,28
30	86	101	113						1,52	1,8	2,05			0,22	0,28	0,32
40	86	102	112						1,52	1,82	1,98			0,22	0,28	0,32
Крупность песка $d_{п} = 2,0 \div 2,5$ мм																
20	69	89	101	360	540	90	0,5	332	11,2	1,6	1,8	770	1,75	0,18	0,25	0,28
30	81	97	110						1,42	1,73	1,95			0,21	0,27	0,31
40	89	97	110						1,6	1,73	1,95			0,25	0,27	0,31

ТАБЛИЦА 4.4. ВЫПИСКА ИЗ ПРОТОКОЛА ОПЫТОВ

Аппарат с одним центральным соплом

1) $d_0 = 7,7$ мм; $d_k = 1,71$ мм; $L = 335$ мм2) $d_0 = 7,7$ мм; $d_k = 1,71$ мм; $L = 135$ мм

Крупность песка	Объемные расходы			Коэффиц. эжекции
	Акт. поток	Смесь	Под- питка	
$d_{\text{П}}$	Q_0	Q	$Q_{\text{ПОДП}}$	$\alpha = \frac{Q - Q_0}{Q_0}$
мм	см ³ /сек	см ³ /сек	см ³ /сек	-
2,0 ÷ 2,5	377	550	70	0,46
	345	500		0,45
	318	475		0,496
	286	440		0,538
	258	390		0,513
	220	335		0,61
1,0 ÷ 1,5	377	580	70	0,55
	350	540		0,543
	315	505		0,603
	285	456		0,6
	264	428		0,623
	215	370		0,72

Крупность песка	Объемные расходы			Коэффиц. эжекции
	Акт. поток	Смесь	Под- питка	
$d_{\text{П}}$	Q_0	Q	$Q_{\text{ПОДП}}$	$\alpha = \frac{Q - Q_0}{Q_0}$
мм	см ³ /сек	см ³ /сек	см ³ /сек	-
2,0 ÷ 2,5	377	554	70	0,47
	356	520		0,463
	318	478		0,505
	286	451		0,578
	264	405		0,531
	340	520		0,544
2,0 ÷ 2,5	228	368	70	0,612
	374	608		0,627
	356	572		0,607
	326	540		0,656
	304	485		0,622
	385	460		0,615
2,0 ÷ 2,5	264	425	70	0,615
	240	392		0,615

ТАБЛИЦА 4.5. ВЫПИСКА ИЗ ПРОТОКОЛА ОПЫТОВ

Аппарат с одним центральным соплом

3) $d_0 = 3 \times 4,5$ мм; $d_k = 1,71$ мм; $L = 335$ мм5) $d_0 = 3 \times 4,5$ мм;; $d_k = 1,71$ мм; $L = 135$ мм

Крупность песка	Объемные расходы			Коэффиц. эжекции
	Акт. поток	Смесь	Под- питка	
$d_{\text{п}}$	Q_0	Q	$Q_{\text{подп}}$	$\alpha = \frac{Q - Q_0}{Q_0}$
мм	см ³ /сек	см ³ /сек	см ³ /сек	-
2,0 ÷ 2,5	415	560	70	0,35
	365	510		0,4
	336	465		0,386
	310	440		0,42
	290	412		0,421
	264	374		0,417
	215	327		0,52
1,0 ÷ 1,5	410	562	70	0,37
	365	535		0,465
	315	440		0,397
	286	425		0,485
	260	384		0,477
	228	336		0,472

Крупность песка	Объемные расходы			Коэффиц. эжекции
	Акт. поток	Смесь	Под- питка	
$d_{\text{п}}$	Q_0	Q	$Q_{\text{подп}}$	$\alpha = \frac{Q - Q_0}{Q_0}$
мм	см ³ /сек	см ³ /сек	см ³ /сек	-
2,0 ÷ 2,5	370	520	70	0,406
	334	515		0,542
	320	475		0,488
	286	420		0,47
	264	386		0,462
	228	362		0,588
	183	320		0,75
2,0 ÷ 2,5	365	572	70	0,566
	346	545		0,577
	322	504		0,566
	394	461		0,568
	258	412		0,598
	230	372		0,62
	183	332		0,814

4.2 Метод расчета эжектора для агрегата питания

Исходными данными для расчета регулируемого струйного насоса являются энергетические характеристики основного насоса, требуемый диапазон регулирования подачи агрегата питания, физические свойства жидкости. Задача расчета сводится к определению основных размеров проточной части регулируемого струйного насоса [88,107,116].

Последовательность расчета.

Для обеспечения эффективной работы насосной установки максимальная подача жидкости потребителю Q_{max} должна удовлетворять режиму работы основного насоса с наибольшими КПД. В этих условиях проходное сечение сопла эжектора закрыто, расход $Q_1 = 0$, максимальная подача Q_{max} агрегата равна подаче насоса Q_H , т.е. $Q_{max} = Q_H$. Весь расход жидкости от потребителя возвращается на вход основного насоса через проточную часть эжектора.

При минимально необходимой подаче жидкости $Q_{мин}$ потребителю сопло струйного насоса полностью открыто, при этом режим работы основного насоса остается практически прежним. Поэтому в первом приближении можно принять, что высоконапорный поток жидкости подводится к соплу эжектора с расходом:

$$Q_1 = Q_H - Q_{мин} ,$$

а низконапорная жидкость подводится к эжектору из гидробака или сливной магистрали с расходом $Q_{мин}$. Следовательно коэффициент эжекции струйного насоса

$$\alpha = \frac{Q_{мин}}{Q_1} = \frac{Q_{мин}}{Q_H - Q_{мин}} , \quad (4.4)$$

а минимальная относительная подача агрегата питания

$$q = \frac{Q_{мин}}{Q_H} \quad (4.5)$$

По известной относительной подаче агрегата, основываясь на его экстремальной напорной характеристике (рисунок 4.10), определяем оптимальную относительную площадь сопла [88,169].

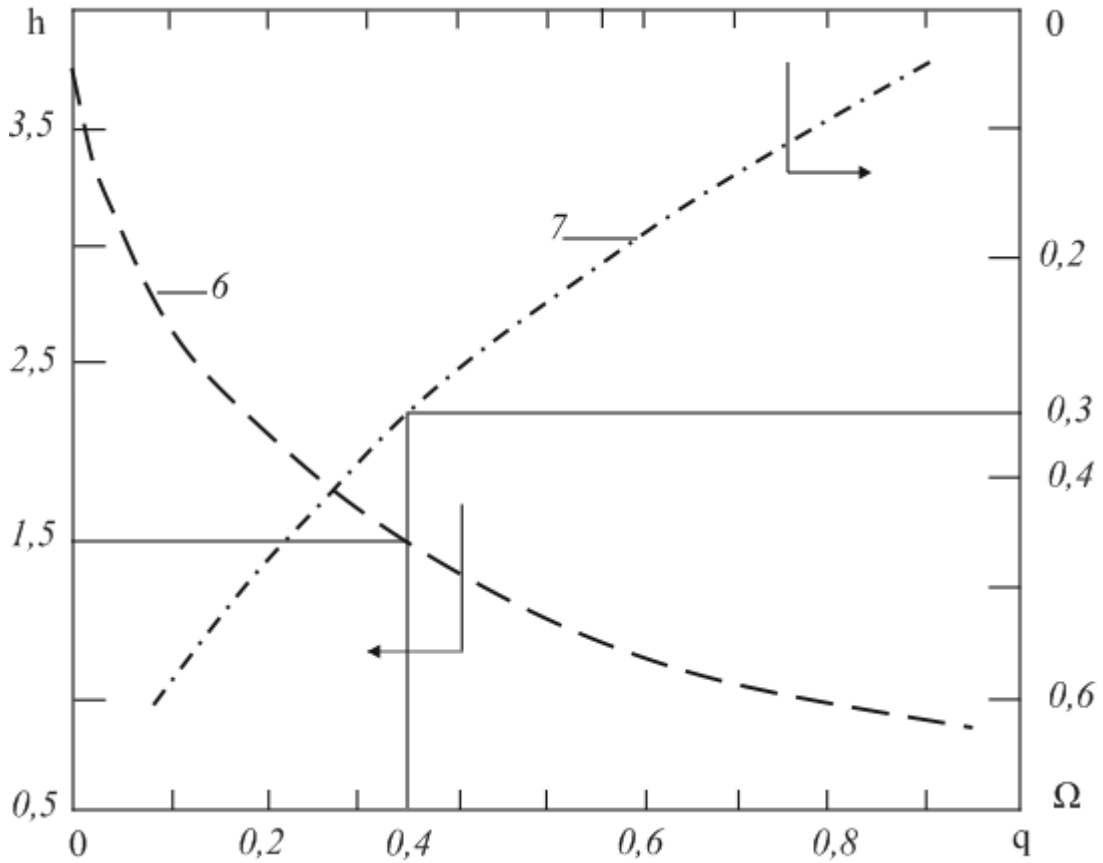


Рисунок 4.10. Экстремальная характеристика агрегата питания

$$\Omega = \frac{A_0}{A_3}$$

и наибольший относительный напор агрегата (установки)

$$h = \frac{H}{H_H}$$

Площадь проходного сечения сопла $A_0 = \frac{Q_1}{v_0}$, где скорость истечения

жидкости из сопла

$$v_0 = \varphi \sqrt{2gh \cdot H_H}$$

Здесь H_H — напор основного насоса.

φ – коэффициент скорости сопла эжектора.

Зная площадь проходного сечения сопла A_0 , определяем площадь нормального сечения смесительной (рабочей) камеры эжектора

$$A_3 = \frac{A_0}{\Omega}.$$

Зная оптимальную площадь сопла A_0 и рабочей камеры A_3 , остальные размеры проточной части струйного насоса определяем по рекомендациям, изложенным в [68,80,94,79].

Сопло. Является одним из основных элементов эжектора, служит для перевода потенциальной энергии активного потока в кинетическую. Желательно, чтобы этот процесс сопровождался минимальными потерями энергии. Поэтому главным показателем несовершенства сопла является его коэффициент сопротивления ξ_c : чем меньше этот коэффициент, тем лучше сопло.

Гидравлически наиболее совершенным является сопло, спроектированное по кривой Виташинского (рисунок 4.11) [53,54,50,]:

$$\left(\frac{d_0}{d_x}\right)^2 = 1 - \left(1 - \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^2\right) \left(1 - \left(\frac{x}{e_0}\right)^2\right)^2 / \left(1 + \frac{1}{3}\left(\frac{x}{e_0}\right)^2\right)^3, \quad (4.6)$$

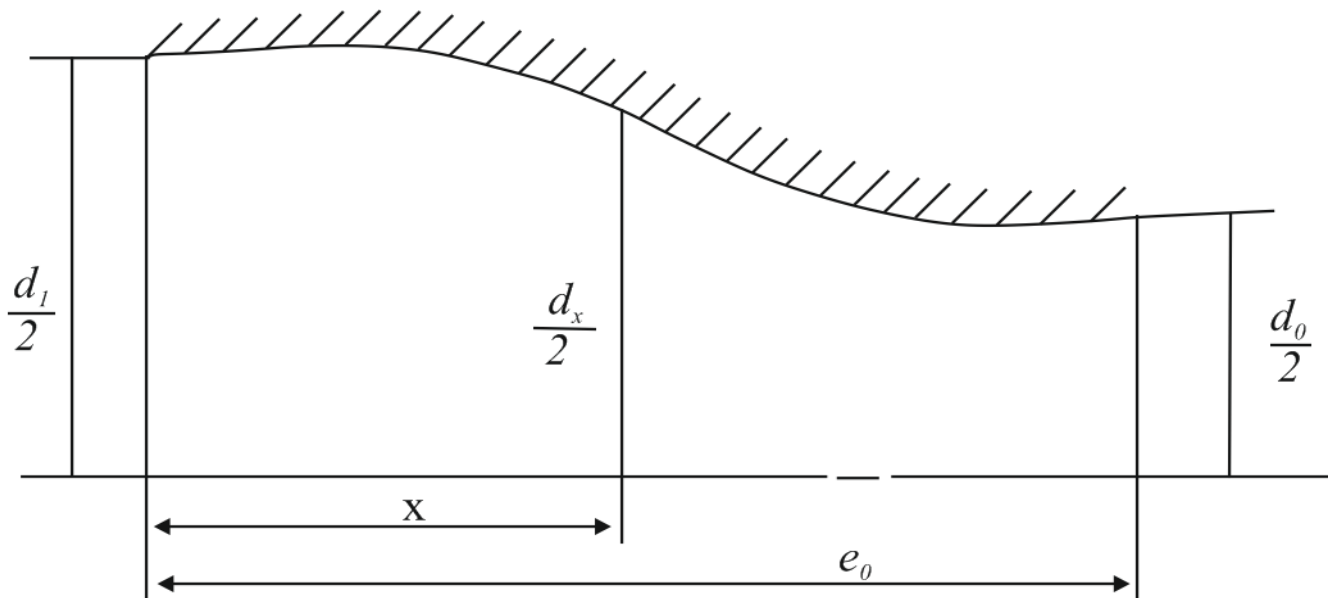


Рисунок. 4.11. К профилированию сопла по кривой Виташинского

Причем соотношение диаметров на входе и выходе сопла и его относительная длина принимаются в следующих пределах:

$$\frac{d_1}{d_0} = 2,0 \dots 2,5; \quad \frac{\ell_0}{d_0} = 3,0 \dots 4,0.$$

Из-за сложного криволинейного профиля проточной части этого сопла при его изготовлении возникают определенные трудности. Поэтому в жидкостных эжекторах чаще всего устанавливаются более простые конические сопла (рисунок 4.12 а). Коэффициент сопротивления такого сопла оказывается наиболее близким к коэффициенту сопротивления сопла с профилем Виташинского при следующем соотношении его геометрических размеров:

$$\frac{\ell_0}{d_0} = 3,0 \dots 4,0; \quad \frac{\eta}{d_0} \approx 0,3 \quad \theta_c = 15^\circ \dots 20^\circ. \quad (4.7)$$

Влияние числа Рейнольдса $R_e = \frac{d_0}{\nu} \sqrt{2 \frac{P_1 - P_0}{\rho}}$ на коэффициент

сопротивления конического сопла показано на рисунке 4.12 б.

При относительно большой приемной камере приближение среза сопла (сечение 0-0 на рисунке 4.1) к начальному сечению 3-3 смесительной камеры улучшает характеристики эжектора, если стенки сопла практически не стесняют кольцевой проход для пассивного потока. Если же толстые стенки сопла заметно сужают кольцевой канал пассивного потока, то возможно ухудшение характеристик эжектора при вдвигании сопла. В этом случае, а также и при эжектировании крупных твердых частиц целесообразно отодвигать сопло от рабочей камеры на расстояние $\ell_0 \leq 2d_0$ [99,42,43,44].

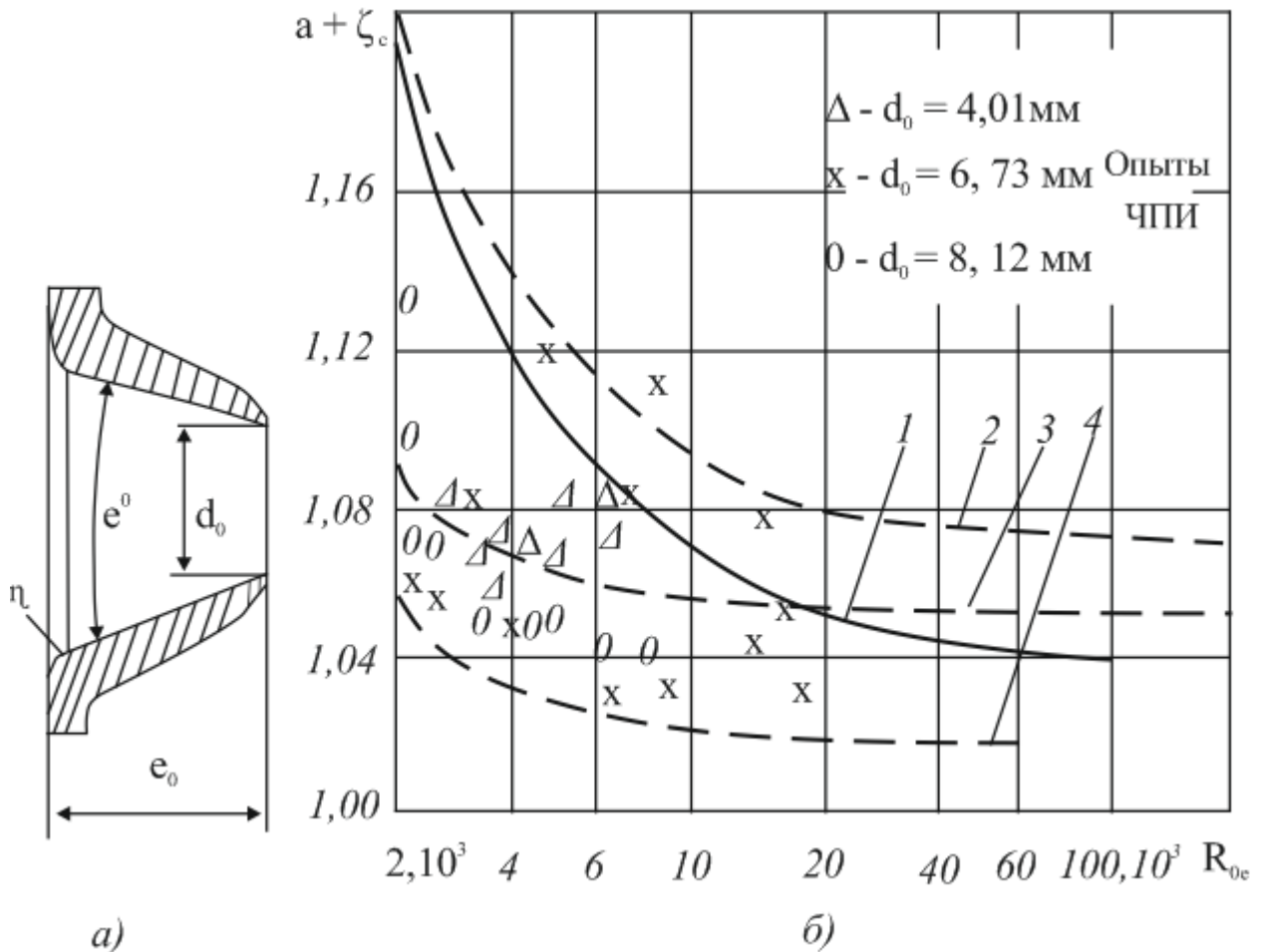


Рисунок 4. 12. Проточная часть (а) и коэффициент сопротивления (б) конического сопла

Рабочая камера. Являясь вторым обязательным элементом эжектора, служит для непрерывного и полного перемешивания активного и пассивного потоков. Это перемешивание сопровождается потерями энергии. Чем они меньше, тем выше эффективность смесительной камеры.

Наиболее широкое применение получили три типа смесительной камеры: цилиндрическая (рисунок 4. 13 а), цилиндрическо – диффузорная (рисунок 4.13 б) и конфузорно – цилиндрическая (рисунок 4. 13 в) [94,97,56,41].

Чаще других встречается цилиндрическая камера, как наиболее простая и достаточно эффективная в широком диапазоне рабочих режимов эжектора. Ее длина из условия полного перемешивания потоков должна быть:

$$l_k = (5,0 \dots 7,0) d_3$$

в зависимости от относительной плотности пассивного потока, причем

$$\ell_k = (6,5 \dots 7,0)d_3 \text{ при относительной плотности } \delta = 1, \text{ а } \ell_k = 5d_3 \text{ при } \delta \approx 3,0.$$

Вход в камеру выполняется плавным с радиусом $\eta \approx 0,3d_3$.

Ориентировочные значения коэффициента сопротивления трения ζ_T такой камеры при $\delta = 1$, $\ell_k = 6,5d_3$ на режимах работы эжектора, близких к оптимальным, показаны на рисунке 4. 14 в зависимости от числа Рейнольдса.

Как показывают опыты и теоретический анализ, снизить сопротивление трения у рабочей камеры можно путем замены части цилиндра диффузором с малым углом расширения ($\theta_k \approx 3^\circ$) [97,103].

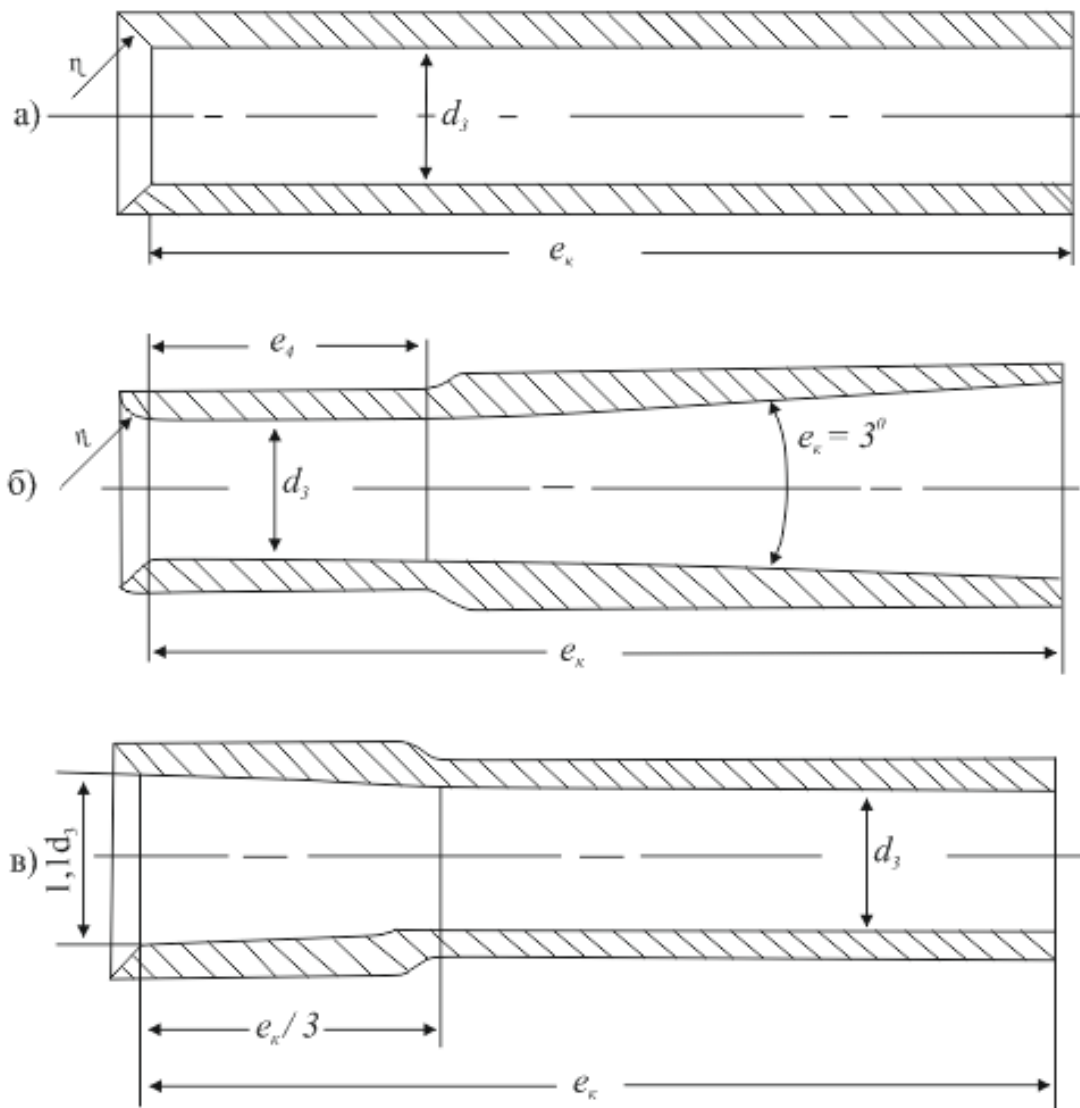


Рисунок 4. 13. Смесительные камеры эжектора

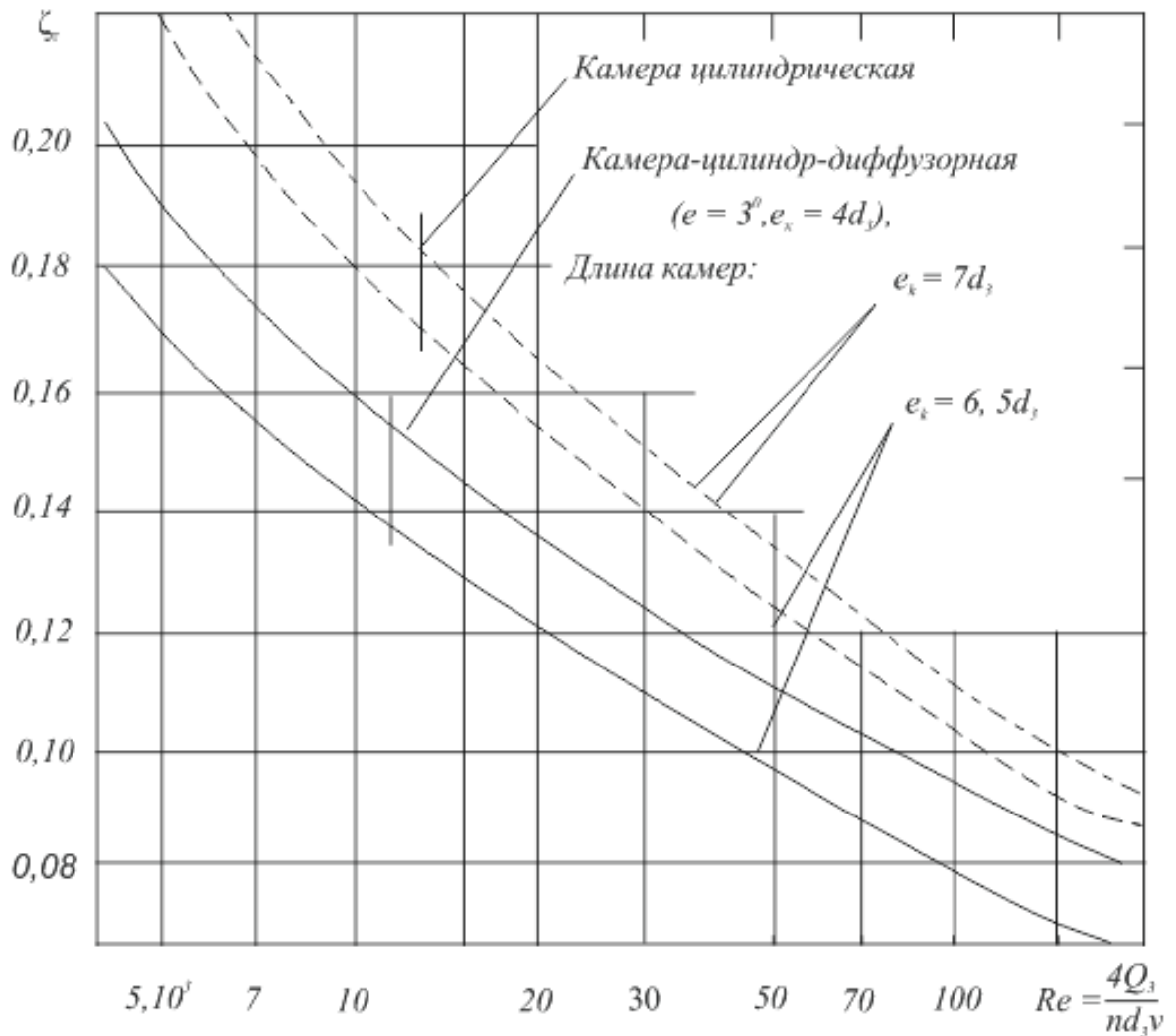


Рисунок 4.14. Коэффициент сопротивления трения смесительной камеры в зависимости от числа Рейнольдса

Такая комбинированная камера (рисунок 4.13 б) является более эффективной по сравнению с простой цилиндрической. Основные размеры цилиндрическо -диффузорной камеры: длина l_k такая же, как у цилиндрической камеры, длина цилиндрического участка $l_u = (0,3 \dots 0,5) l_k$ угол диффузора $\theta_k \approx 3^\circ$, радиус скругления входа $\eta \approx 0,3d_3$. Ориентировочные значения ее коэффициента сопротивления трения при оптимальных и близких к ним режимах работы эжектора показаны на рис. 4.13 сплошной линией в зависимости от числа Рейнольдса.

Для улучшения кавитационных характеристик эжектора иногда применяется конфузорно-цилиндрическая камера. Расширение входного сечения камеры приводит к уменьшению скорости пассивного потока и повышению давления на конфузорном участке, что снижает вероятность кавитации. Однако эффективность конфузорно-цилиндрической камеры несколько ниже, чем простой цилиндрической, поэтому ее использование оправдывается лишь необходимостью устранить кавитацию или обеспечить свободный вход крупных твердых частиц вместе с пассивным потоком.

Диффузор (рис. 4.15 а). Служит для перевода части кинетической энергии смешанных потоков в потенциальную [97,60,61,63,102]. Эффективность этого процесса тем выше, чем меньше коэффициент сопротивления диффузора:

$$\zeta_o = \frac{\Delta p_o^*}{\rho \frac{v_4^2}{2}} = \frac{\Delta h_g}{\frac{v_4^2}{2_g}} = \varphi \quad (4.8),$$

где $\Delta P_o^* \equiv P_4^* - P_5^*$ - потери полного давления в диффузоре; Δh_o - потери полного напора в диффузоре; φ - безразмерный коэффициент, учитывающий влияние угла расширения и числа Рейнольдса $Re_4 = 4Q_3 / (\pi d_4 \nu)$ на сопротивление диффузора (рисунок 4.15 в).

Оптимальными являются углы расширения диффузора $\theta_o = 6...8^\circ$. Чем больше угол θ_o , тем короче при одинаковом соотношении d_3 / d_4 диффузор, поэтому чаще всего принимается $\theta_o = 8^\circ$.

На рисунке 4.15 б показана доля кинетической энергии потока, преобразованной в потенциальную, в зависимости от степени расширения диффузора [97,24,34]. Видно, что это преобразование практически завершается при четырехкратном расширении потока, поэтому

$$\left(\frac{d_5}{d_4} \right)^2 \approx 4 \rightarrow \frac{d_5}{d_4} \approx 2 \quad (4.9)$$

4.2.1 Условия бескавитационной работы эжектора

Работа эжектора может сопровождаться кавитацией. Она возникает прежде всего в струйном пограничном слое за соплом [81,97,87,22,23].

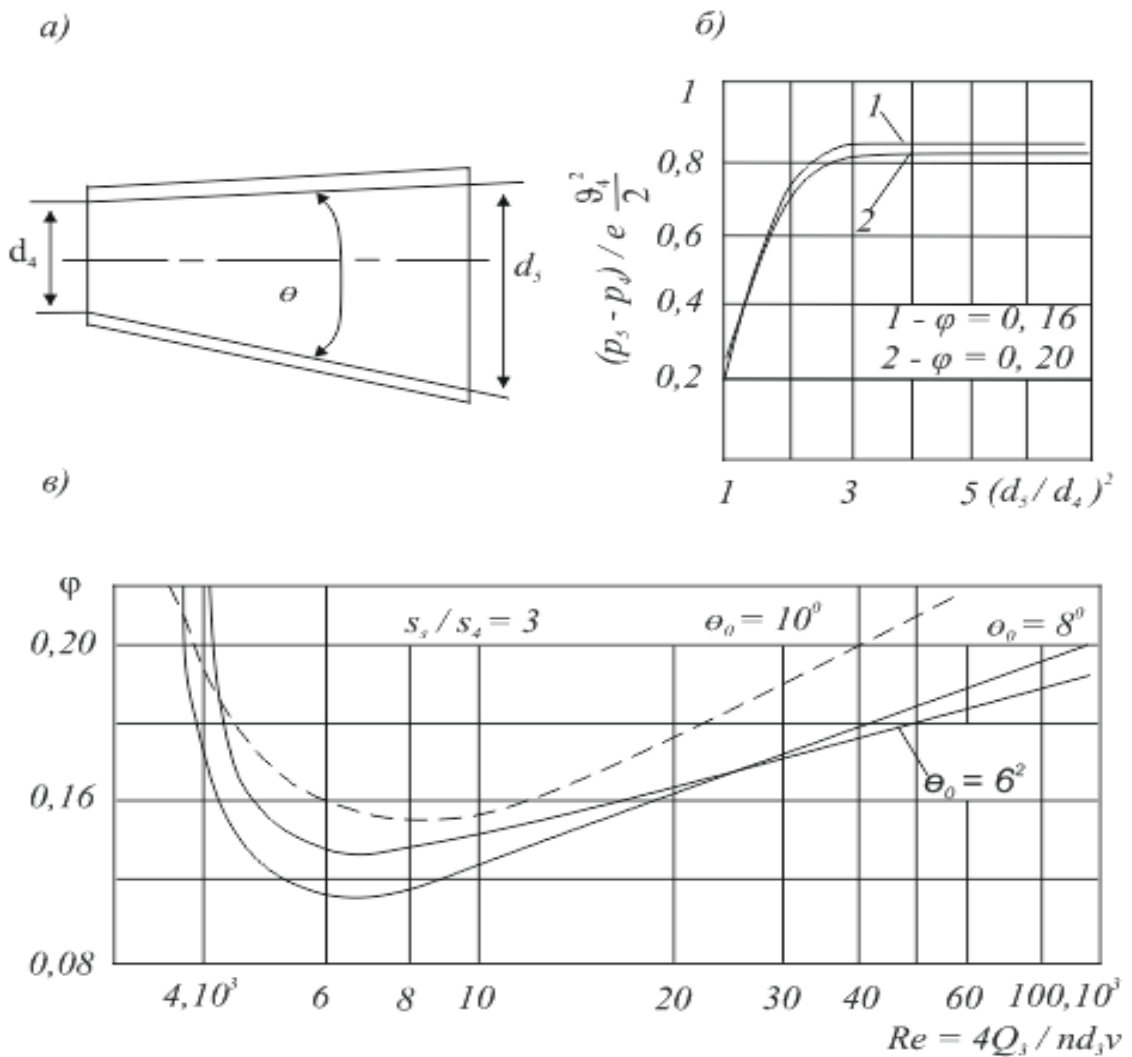


Рисунок 4.15. К профилированию диффузора

На границе активного и пассивного потоков появляются каверны, заполненные паром и выделяющимся из жидкости газом, которые уменьшают обмен количеством движения между потоками, а вместе с ним и эжекцию (рисунок 4.16 б). Это приводит к некоторому падению перепада полного давления в эжекторе и снижению напорной характеристики $\Delta p_{52}^* (Q_2)$ (рисунок 4.16 а).

При развитой кавитации процесс газовыделения и парообразования охватывает не только границу струи, но и значительную часть пассивного потока на входном участке рабочей камеры (рисунок 4.16 а). Распространение кавитации на пассивный поток приводит к резкому падению напора, КПД, к "запиранию" канала пассивной жидкости и ограничению коэффициента эжекции (рисунок 4.16 а).

Предельный (по кавитации) расход пассивного потока определяется падением давления на входе в рабочую камеру (сечение 3-3 на рисунке 2.1) до давления насыщенных паров ($p_3 = p_{н.н}$):

$$Q_{2пред} = (A_3 - A_0) \sqrt{2 \frac{P_{ат} - P_{нп} - \rho_2 g h_{вс}}{\left(\alpha + \zeta_{вх} + \zeta_{вс} \left(\frac{A_3 - A_0}{A_2} \right)^2 \right) \rho_2}} \quad (4.10)$$

Здесь $h_{вс}$ - высота всасывания эжектора (если эжектор погружен под уровень пассивной жидкости, то $h_{вс} < 0$); $\zeta_{вс}$ - коэффициент сопротивления всасывающего трубопровода.

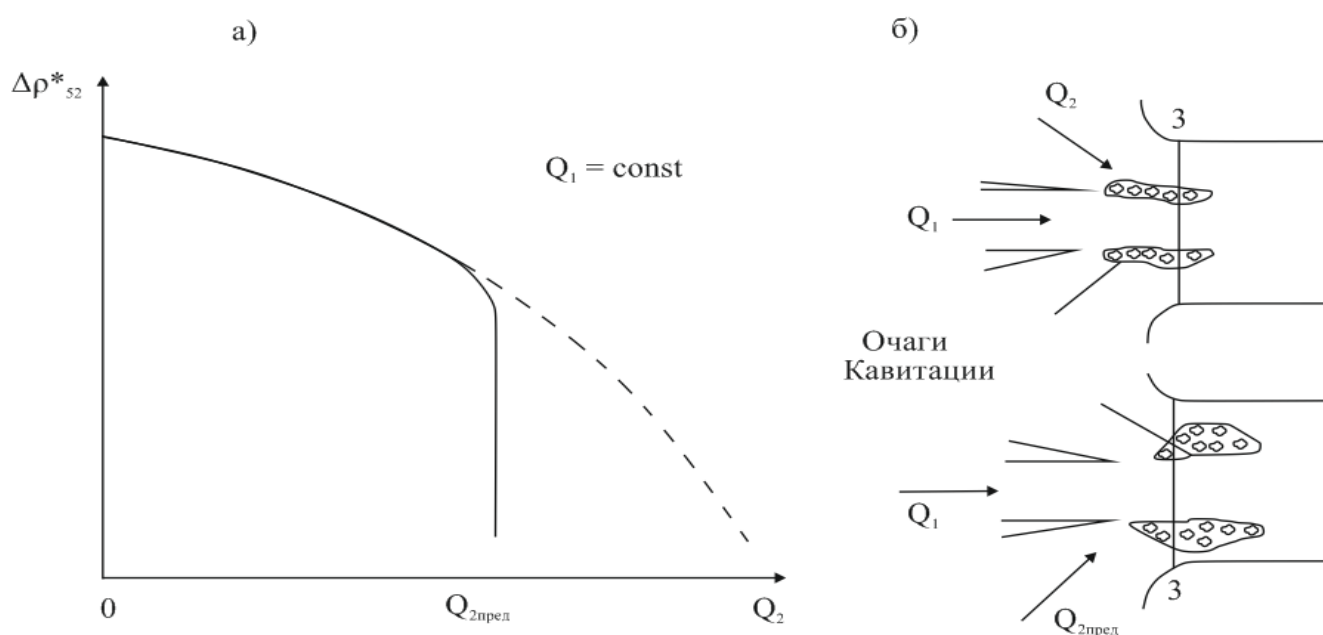


Рисунок 4.16. Напорная характеристика (а) и структура потоков во входном участке рабочей камеры эжектора (б и в) при кавитации

Коэффициент сопротивления входа вместе с коэффициентом кинетической энергии при закрытой приемной камере у эжектора $\alpha + \zeta_{ex} = \bar{\sigma}'' = 1,10 \dots 1,40$; а при открытой приемной камере $\alpha + \zeta_{ex} \equiv \bar{\sigma}'' = 1,05 \dots 1,30$. Большие значения следует принимать для эжекторов, у которых срез сопла располагается вблизи сечения 3-3 (см. рисунок 2.1), а меньшие – для эжектора с соплом, отодвинутым от рабочей камеры [97,20,21].

Развитая кавитация наблюдается при полном давлении пассивного потока

$$P_2^* \leq P_{нп} + \bar{\sigma}'' \frac{\rho_2 v_3^2}{2}, \quad (4.11)$$

где $P_{нп}$ - давление насыщенных паров пассивной жидкости;

$\bar{\sigma}'' = \alpha + \zeta_{ex}$ - второе число кавитации, значения которого приведены выше.

Кавитация в струйном пограничном слое появляется при

$$P_2^* \leq P_{нп} + \bar{\sigma}^1 \frac{\rho_1 v_0^2}{2} + \bar{\sigma}'' \frac{\rho_2 v_3^2}{2}, \quad (4.12)$$

где $\bar{\sigma}^1 \approx 0,07 + 1,36\Omega(1 - \Omega)$ - первое число кавитации.

4.2.2 Пример. Расчет эжектора для агрегата питания

основных размеров струйного насоса. Определим основные размеры регулируемого струйного насоса агрегата питания на основе центробежного насоса 6 НДС с частотой вращения ротора $n = 2950$ об/мин.

Напорно-расходная характеристика центробежного насоса и зависимость КПД от подачи приведены на рисунке 4.17.

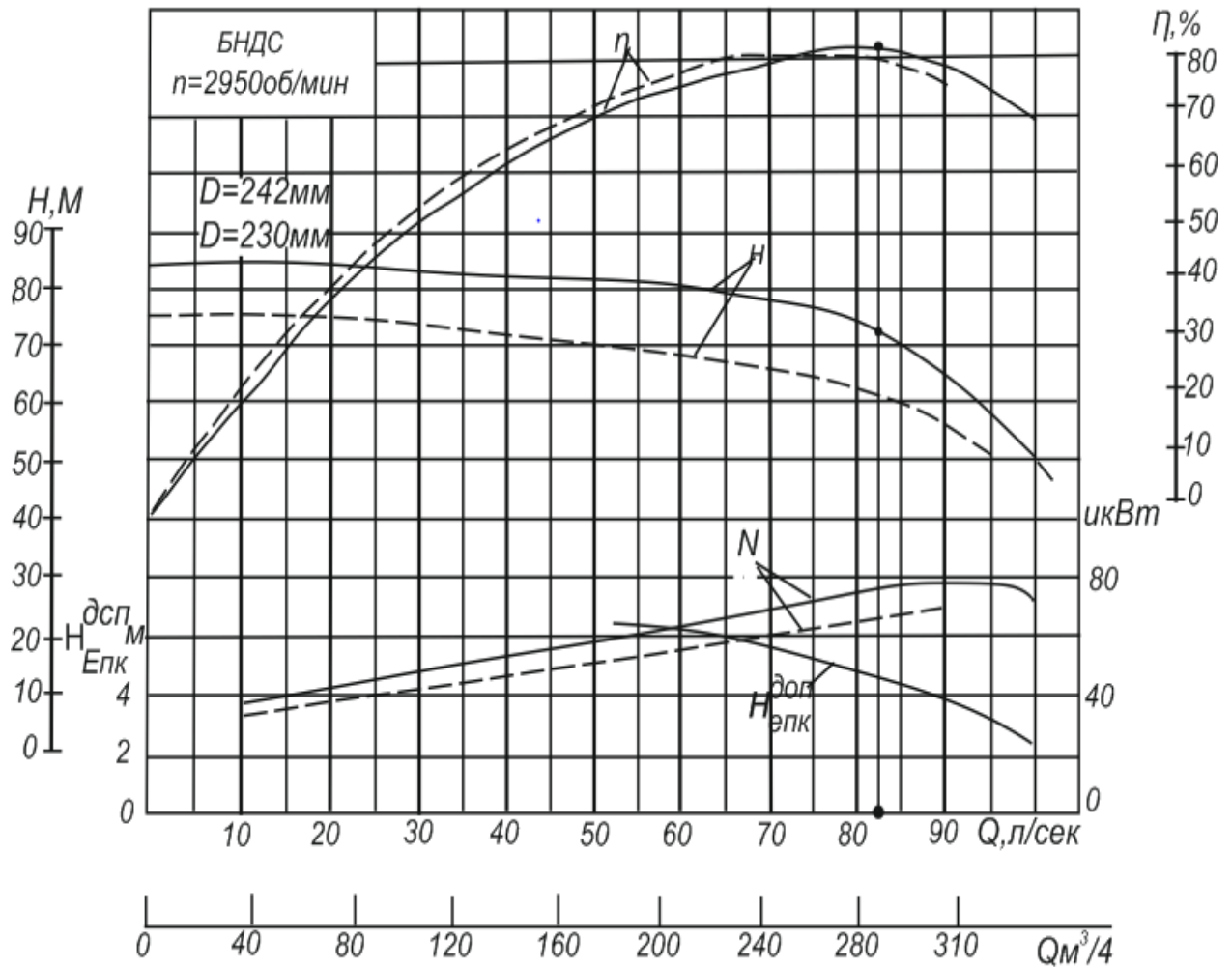


Рисунок 4.17. Характеристика насосов БНДв и БНДс

В качестве расчетного режима работы насоса выберем режим с наибольшим КПД, а именно: подача $Q_H = 83$ л/с; напор $H_H = 70$ м. Этот режим соответствует максимальной подаче агрегата питания, $Q_{max} = Q_H = 83$ л/с. Примем минимальную подачу агрегата питания $Q_{мин} = 30$ л/с. На этом режиме сопло струйного насоса полностью открыто и расход активной жидкости к соплу

$$Q_1 = Q_H - Q_{мин} = 83 - 30 = 53 \text{ л/с} \quad (4.13)$$

Минимальная относительная подача агрегата питания

$$q_{мин} = \frac{Q_{мин}}{Q_H} = \frac{30}{83} = 0,361 \quad (4.14)$$

Этой относительной подаче согласно экстремальной характеристике агрегата питания (см. рисунок 6) соответствует оптимальные относительный

напор $h = 1,55$ и относительная площадь сопла $\Omega = 0,32$. Скорость истечения воды из сопла согласно уравнения Торичелли

$$v_0 = \varphi \sqrt{2g(H_1 - H_2)} = \varphi \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gh \cdot H_H} = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,55 \cdot 70} = 35,21 \text{ м/с}$$

Зная скорость истечения воды из сопла v_0 и расход активного потока Q_1 , определим максимальную площадь проходного сечения сопла.

$$A_0 = \frac{Q_1}{v_0} = \frac{53 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}}{35,21 \text{ м/с}} = 1,51 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 15,1 \text{ см}^2 \quad (4.15)$$

Площадь поперечного сечения горловины смесительной камеры

$$A_3 = \frac{A_0}{\Omega_0} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 47 \text{ см}^2 \quad (4.16)$$

В качестве расчетного примем коническое сопло с углом $\Theta = 20^\circ$.

Диаметр выходного сечения сопла

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15,1 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 4,39 \cdot 10^{-2} (\text{м}) = 4,39 (\text{см}). \quad (4.17)$$

Длина сопла $l_0 = 3,5 \cdot d_0 = 3,5 \cdot 4,39 = 15,365 \text{ см}$.

Радиус входа в проточную часть сопла $r_0 = 0,3 \cdot d_0 = 0,3 \cdot 4,39 = 1,317 \text{ см} = 13,17 \text{ мм}$.

Наиболее эффективной является составная цилиндрическо-диффузорная смесительная камера [30,10,18].

Диаметр горловины камеры

$$d_3 = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot A_3} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot 47 \cdot 10^{-4}} = 7,74 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 = 7,74 \text{ см}^2, \quad (4.18)$$

где $A_3 = \frac{A_0}{\Omega_0} = 4,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ – площадь горловины камеры. Длина всей камеры

$$l_k = 7 \cdot d_3 = 7 \cdot 7,74 = 54,18 \text{ см}, \quad (4.19)$$

а длина цилиндрического участка

$$l_y = 0,35 l_k = 0,35 \cdot 54,18 = 18,963 \text{ см} \approx 18,96 \text{ см} \quad (4.20)$$

Диаметр выходного сечения смесительной камеры при угле раскрытия

диффузорного участка $\theta_k = 3^\circ$ равен

$$d_4 = d_3 + 2(\ell_k - \ell_y) \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta_k}{2} = 7,74 + 2(54,18 - 18,96) \cdot \operatorname{tg} 1,5^\circ = 9,59 \text{ см} \quad (4.21)$$

Диффузор эжектора выполним коническим с углом раскрытия $\theta_o = 8^\circ$ и степенью расширения $h = \left(\frac{d_5}{d_4} \right) = 4$,

Тогда диаметр выходного сечения $d_5 = d_4 \sqrt{h} = d_4 \sqrt{4} = 2 \cdot 9,59 = 19,18 \text{ см}$, а длина диффузора $\ell_o = \frac{d_5 - d_4}{2 \operatorname{tg} \left(\frac{\theta_o}{2} \right)} = \frac{19,18 - 9,59}{2 \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{8^\circ}{2} \right)} = 68,57 \text{ см}$

Схема проточной части струйного насоса без устройства регулирования сопла показана на рисунке 4.10.

4.3 Метод расчета гидрометателя

Задача расчета гидрометателя состоит в том, чтобы при заданных дальности полета пульпы, подаче сыпучего материала и его физических свойствах определить основные размера гидрометателя, при которых энергопотребление на его работу будет минимальным [23,21,19,18,87].

Основными соотношениями для расчета оптимального гидрометателя являются уравнения дальности полета струи гидросмеси и характеристики гидрометателя, а также выражение для коэффициента эффективности гидрометателя, равного отношению кинетических энергий струи гидросмеси на выходе из аппарата и активного потока (воды) на срезе сопла [89,87,15]. В безразмерных координатах уравнение характеристики имеет вид [89]:

$$\alpha_{max} = \frac{-(\rho_* - 1) + \sqrt{(\rho_* + 1)^2 + 4\rho_* \left(1 + \frac{c}{B}\right) \left(\frac{2}{\Omega B} - 1\right)}}{2\rho_* \left(1 + \frac{c}{B}\right)} \quad (4.22)$$

$$B = 2 + \zeta_{TP} c = \frac{1 - \zeta_{Bx} - 2\Omega}{(1 - \Omega)^2} \quad (4.23),$$

где α – коэффициент эжекции, равный отношению объёмных расходов эжектируемой гидросмеси и струи активного потока; $\rho_* = \rho_1 / \rho_0$ – относительная плотность пассивного потока (гидросмеси) во входном бункере; ρ_0 – плотность воды; ρ_1 – плотность эжектируемой гидросмеси; $\rho_{2*} = \rho_2 / \rho_0$ – относительная плотность гидросмеси на выходе из гидрометателя. ρ_2 – плотность гидросмеси на выходе из гидрометателя; $\Omega = A_0 / A_2$ – относительная площадь сопла; A_0 и A_2 – площади выходного сечения сопла и нормального сечения смесительной камеры. ζ_{TP} , ζ_{Bx} – коэффициенты сопротивления смесительной камеры и входа в камеру.

Зависимость коэффициента эффективности гидрометателя от относительной площади сопла при нескольких значениях относительной плотности эжектируемой гидросмеси представлены на рисунке 4.18.

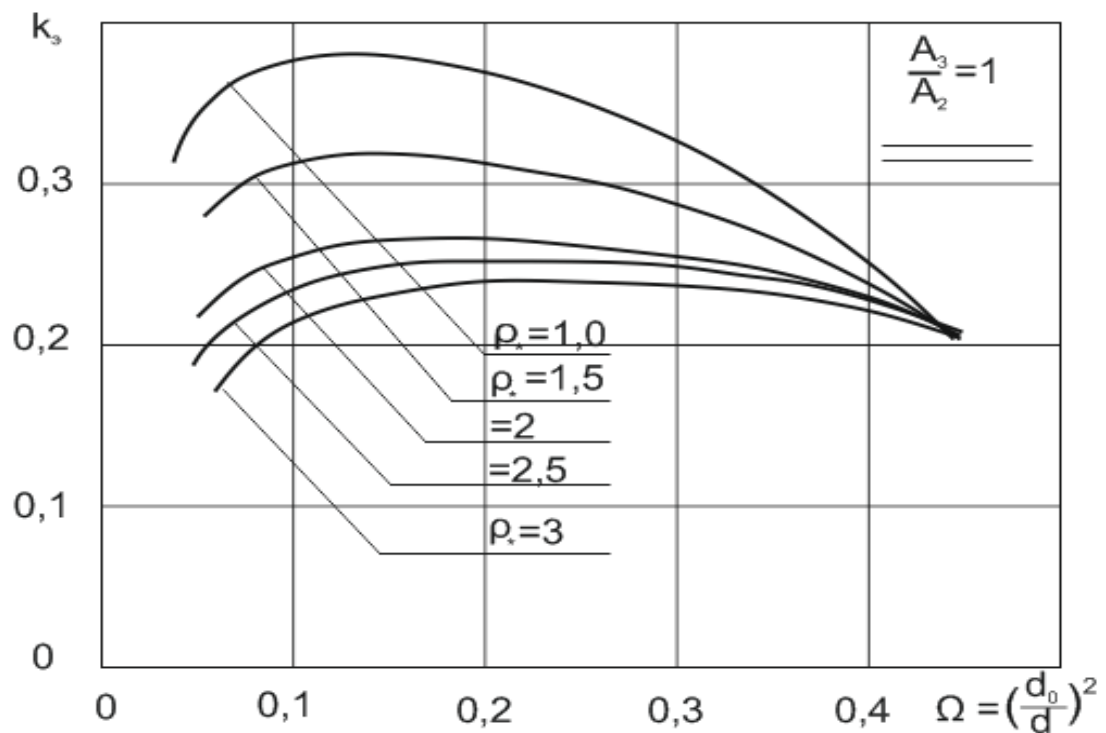


Рисунок 4.18. Влияние размеров аппарата и соотношения плотностей потоков на коэффициент эффективности

Например, при относительной плотности эжектируемой гидросмеси $\rho_* = 2$ наибольшая эффективность аппарата достигается при $\Omega = 0,2$. Этой относительной площади соответствует максимальный коэффициент эжекции $\alpha = 0,92$. Таким образом, зная относительную плотность ρ_* гидросмеси во входном бункере, определяем по графикам на рисунке 5 оптимальную относительную площадь сопла Ω_0 (при которой коэффициент эффективности наибольший), и по уравнению (2) – максимальный коэффициент эжекции α [89,96,56,2,13]. Имея величину расхода эжектируемой пульпы Q_{Π} , можно найти расход гидросмеси на выходе из гидрометателя по формуле:

$$Q_{CM} = \frac{\alpha + 1}{\alpha} Q_{\Pi}$$

Как показали экспериментальные исследования [104,3849,92,74,75,93], для равномерной загрузки гидрометателя необходимо подавать твердую фракцию в смеси с водой, причем расход воды $Q_{\text{подп}}$ должен составлять (68...70)% от расхода сыпучего материала Q_T . Следовательно, расход подпитки равен

$$Q_{\text{подп}} = 0,70 \cdot Q_T \quad (4.24),$$

а расход пассивного потока

$$Q_{\Pi} = Q_T + Q_{\text{подп}} \quad (4.25)$$

При этом относительная плотность эжектируемой гидросмеси

$$\rho_* = \frac{Q_{\text{подп}} \cdot \rho_{\text{ж}} + Q_T \cdot \rho_{\text{гр}}}{Q_{\Pi} \rho_{\text{ж}}} \quad (4.26)$$

По известной дальности укладки x_k и вычисленному значению расхода эжектируемой гидросмеси при данном коэффициенте эжекции α из расчета дальности струи по формулам [76]:

$$X_k = \frac{X_{k0}}{1 + 0,63\psi}; \quad X_{k0} = 2H \sin 2\beta \quad (4.27)$$

$$\psi = \frac{\lambda \cdot X_{\kappa 0}}{d} \cdot \frac{\rho_6}{\rho_{жс}} \cdot \frac{t_g \beta}{\ln \frac{1 + \sin \beta}{1 - \sin \beta}}; \quad (4.28)$$

можно вычислить диаметр d рабочей камеры гидрометателя. Диаметр d_0 сопла активного потока определится по формуле:

$$d_0 = d \sqrt{\Omega}. \quad (4.29)$$

Здесь $H = \frac{v_2^2}{2g}$ – скоростной напор струи гидросмеси на выходе из рабочей

камеры, ρ_B и ρ_0 – плотности воздуха и воды, β – угол наклона оси рабочей (смесительной) камеры гидрометателя, λ – коэффициент гидравлического трения. Режим работы гидрометателя определяется расходом Q_0 и напором H_0 активного потока на срезе сопла, которые найдутся из соотношений

$$Q_0 = \frac{Q_{п}}{\alpha}; \quad H_0 = \frac{v_0^2}{2g} = \frac{8Q_0^2}{g\pi^2 d_0^4} \quad (4.30)$$

Мощность активного потока перед соплом гидрометателя равна:

$$N = \frac{\rho_0 g Q_0 H_0}{\phi^2} \quad (4.31),$$

где ϕ – коэффициент скорости сопла активного потока, g – ускорение свободного падения.

Выполняя расчет для ряда значений коэффициента α , выбираем наиболее приемлемый режим работы гидрометателя и соответствующие этому режиму значения диаметров сопла и рабочей камеры.

Чтобы воспользоваться формулами (4.24) и (4.25) расчета струи, необходимо знать коэффициент трения λ . В первом приближении для определения коэффициента λ можно воспользоваться опытами, проведенными различными авторами на свободных водяных струях [11,71,104,38,88]. Используя эти эксперименты, было установлено, что коэффициент трения зависит, главным образом, от двух параметров: от угла наклона оси камеры β и от отношения $\frac{H}{d}$,

где $H = \frac{v_3^2}{2g}$, d диаметр - выходного сечения рабочей камеры. На рисунке 4.22 представлен график зависимости коэффициента λ от отношения напора к диаметру, построенный по опытным данным [9,71,104,38], с использованием формул (4.27 и 4.28). Как видим, коэффициент гидравлического трения струи в воздухе практически одинаков при одном и том же отношении как при $30^\circ \dots 32^\circ$ так и при 15° .

Таким образом, формулы расчета свободной струи, дополненные графиком зависимости $\lambda = f(H/d)$ (рисунок 4.22) позволяют провести расчет струи и определить диаметр рабочей камеры по дальности полета струи и расходу гидросмеси.

Объединим формулы 4.27 одним общим выражением:

$$X_k = \frac{2H \sin 2\beta}{1 + 2,52\lambda \cdot \frac{\rho_B}{\rho_{жс}} \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\sin^2 \beta}{\ln \frac{1 + \sin \beta}{1 - \sin \beta}}}, \quad (4.32),$$

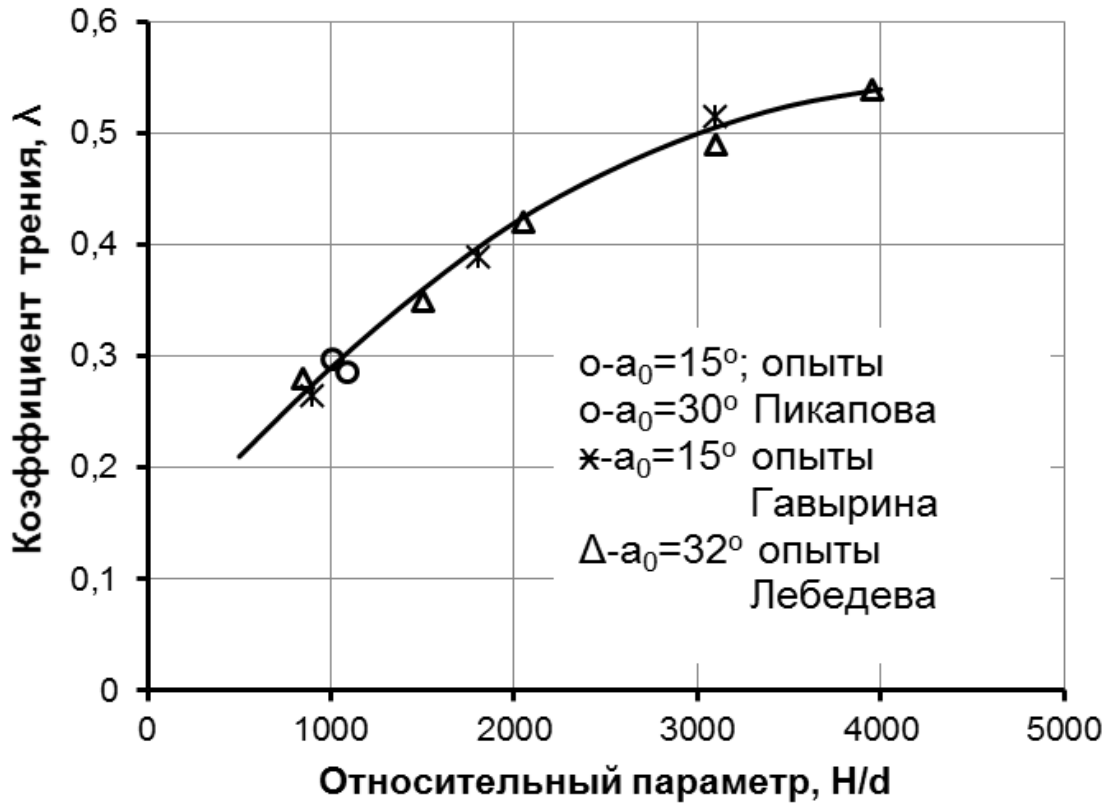
из которого видно, что на дальность полета струи X_k угол β оказывает большое влияние. Как показали лабораторные испытания гидрометателя и рекомендации других авторов [5,106,88,71,25,104], наибольшая дальность полета достигается при углах $\beta = 30^\circ \dots 35^\circ$. Подставив в формулу 4.27 $\beta = 30^\circ$ после вычислений получим:

$$X_{k_{max}} = \frac{1,732H}{1 + \lambda \cdot \frac{\rho_B}{\rho_{жс}} \cdot \frac{H}{d} \cdot 0,573} \quad (4.33)$$

Напор струи H на выходе из рабочей камеры можно выразить через расход смеси и диаметр рабочей камеры по формуле

$$H = \frac{8Q_{см}^2}{g\pi^2 d^4} = 0,0825 \frac{Q_{см}^2}{d^4} \quad (4.34)$$

Отношение плотности ρ_B воздуха к плотности ρ_0 жидкости (воды) в первом приближении равно $1,25 \cdot 10^{-3}$



Рисунке. 4.22. Зависимость коэффициента трения от отношения напора к диаметру

Тогда уравнение (4.33) после некоторых преобразований с использованием равенства (9) можно записать так:

$$X_{K_{max}} = \frac{0,143 \frac{Q^2}{d^4}}{1 + 5,9 \cdot 10^{-5} \lambda \cdot \frac{Q^2}{d^5}} \quad (4.35)$$

По этому уравнению и графику $\lambda = f\left(\frac{H}{d}\right)$ на рисунке 4.22 построены графики для определения диаметра рабочей камеры гидрометателя d в зависимости от расхода гидросмеси $Q_{см}$ и требуемой дальности полета струи. Этот график значительно упрощает расчет гидрометателя.

Пример расчета гидрометателя

Рассчитаем гидрометатель при расходе гравия $Q_T = 53 \text{ м}^3 / \text{час}$ и дальности укладки $X_K = 50 \text{ м}$. По формуле (4.24) определяем расход подпитки

$$Q_{подп} = 0,70, 53 = 36,6 \left[\text{м}^3 / \text{час} \right],$$

а по формуле (4.24) - расход пассивного потока

$$Q_{\Pi} = 53 + 36,6 = 89,6 \text{ м}^3 / \text{час} = 2,49 \cdot 10^{-2}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Плотность пассивного потока, как это следует из выражения (4.26), равна

$$\rho_* = \frac{36,6 \cdot 10^3 + 53 \cdot 2,65 \cdot 10^3}{89,6 \cdot 10^3} = 2,0$$

Задаваясь коэффициентом эжекции из формулы (4.1), определим режим работы гидрометателя. Как было показано выше, наибольшая эффективность гидрометателя достигается при $\alpha = 0,92$. Примем это значение коэффициента эжекции за расчетное и определяем соответствующее значение основного геометрического параметра $\Omega = 0,2$. Расход гидросмеси на выходе из гидрометателя найдем по формуле:

$$Q_{см} = \frac{1+0,92}{0,92} \cdot 89,6 = 187 \text{ [м}^3 / \text{час]} \quad (4.36)$$

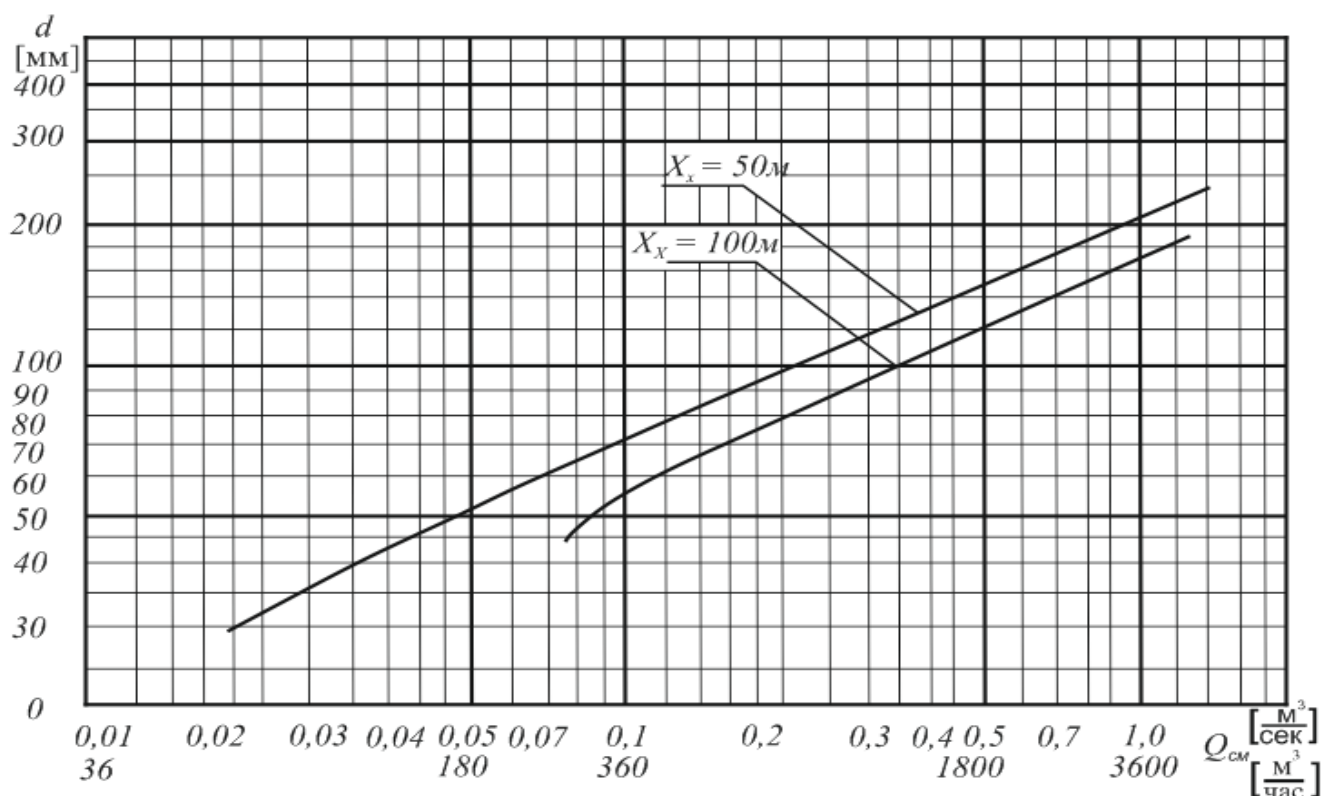


Рисунок 4.20. Вспомогательный график к расчету диаметра рабочей камеры

Зная, расход гидросмеси и дальность укладки $X_k = 50$ м, по графику на рисунке 4.20 находим диаметр рабочей камеры гидрометателя $d = 62$, мм, диаметр выходного сечения сопла активного потока $d_0 = 62,0\sqrt{0,2} = 27,9$ [мм], расход и напор активного потока:

$$Q_0 = \frac{2,4910^{-2}}{0,92} = 2,71 \cdot 10^{-2} \text{ [м}^3/\text{сек]} \quad (4.37)$$

$$H_0 = \frac{8Q_0^2}{g\pi 2d_0^4} = \frac{8 \cdot 2,71^2 \cdot 10^{-4}}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 2 \cdot 27,9^4 \cdot 10^{-8}} = \frac{58,75 \cdot 10^{-4}}{58,61 \cdot 10^{-6}} = 100 \text{ [м]} \quad (4.38)$$

Мощность активного потока перед соплом гидрометателя:

$$N = \frac{\rho_0 g Q_0 H_0}{\nu^2} = \frac{10^3 \cdot 9,81 \cdot 2,71 \cdot 10^{-2} \cdot 100}{0,95^2} = 29,5 \text{ кВт}$$

Как видим, при оптимальном режиме работы гидрометателя ($\alpha = 0,92$; $\Omega = 0,2$) необходим напор активной жидкости $H_0 = 100$ м. Остальные размеры проточной части гидрометателя определяем по рекомендациям, изложенным в книгах [2,96,55,21,7,18].

4.3.1 Выводы по главе

1. Удовлетворительное совпадение опытных данных с расчетными значениями дальности полета струи свидетельствует о приемлемости разработанной методики расчета струи гидросмеси.

2. Наибольшая дальность полета струи гидросмеси наблюдается при углах наклона оси гидрометателя к горизонту $\beta = 30^\circ \dots 35^\circ$.

3. Применение многоструйного сопла подачи высоконапорной воды, удлиненной или составной рабочей камеры является нецелесообразным. Оптимальной следует признать проточную часть гидрометателя, содержащего одноструйное сопло и цилиндрическую рабочую камеру с относительной длиной, равной 7,5 ... 8,0 диаметров.

4. Для обеспечения равномерного поступления пассивного потока в рабочую камеру гидрометателя подача подпиточной воды в бункер (приемную камеру) должна составлять более 70% от объемного расхода твердого материала.

5. Реально достижимые коэффициенты эжекции гидрометателя оказываются меньше расчетных значений на (20 ... 30) %. Это обусловлено повышенным гидравлическим сопротивлением проточной части аппарата движению гидросмеси.

6. Разработан метод расчета регулируемого эжектора для насосного агрегата с минимальным энергопотреблением.

7. Предложен метод расчета гидроструйного эжекционного гидрометателя с минимальными расходами воды и энергии при заданных подаче и дальности полета твердого сыпучего материала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Применение эжектора с изменяемой площадью выходного сечения сопла в линии всасывания основного насоса взамен дросселя позволяет уменьшить потери удельной механической энергии, сохранить простоту и надежность дроссельного регулирования подачи насосного агрегата и создает условия для его бескавитационной работы.

Агрегат питания с эжекторным регулированием подачи обладает по сравнению с дроссельным регулированием более высокими КПД. В диапазоне относительных подач 0,2 ... 0,5 превышение КПД составляет более 20 %.

2. Гидротранспорт сыпучих материалов (например, песка и мелкого гравия) в отвалы может осуществляться не только по трубопроводу, но и по воздуху струей гидросмеси. В этом случае струйный насос выполняет функцию гидрометателя - устройства для создания высокоскоростной струи гидросмеси. Относительный расход эжектируемой гидрометателем гидросмеси и его эффективность зависят, главным образом, от относительных площади активного сопла Ω и плотности гидросмеси ρ^* . С их увеличением расход эжектируемой гидросмеси снижается. При относительной плотности гидросмеси $\rho^* = 1,0$ оптимальная относительная площадь сопла $\Omega = 0,13$; при $\rho^* = 2,0$ $\Omega_{\text{опт}} = 0,2$, а при $\rho^* = 2,5$ оптимальная относительная площадь сопла $\Omega_{\text{опт}} = 0,25$.

3. Наибольшая дальность полета струи гидросмеси наблюдается при углах наклона оси гидрометателя к горизонту $\beta = 30^0 \dots 35^0$. Дальность выброса гидросмеси зависит от ряда факторов: скорости гидросмеси в выходном сечении аппарата, консистенции гидросмеси, угла установки оси аппарата к горизонту. На основе дифференциальных уравнений движения отсека струи в воздухе и экспериментальных исследований выведена формула для определения дальности полета струи гидросмеси в атмосфере.

4. Для обеспечения равномерного поступления пассивного потока в рабочую камеру гидрометателя подача подпиточной воды в бункер (приемную камеру) должна составлять более 70% от объемного расхода твердого материала. Применение многоструйного сопла подачи высоконапорной воды, удлиненной

или составной рабочей камеры является нецелесообразным. Оптимальной следует признать проточную часть гидрометателя, содержащую одноструйное сопло и цилиндрическую рабочую камеру с относительной длиной, равной 7,5...8,0 диаметров.

5. Разработаны методы расчета регулируемого эжектора для насосного агрегата с минимальным энергопотреблением и гидрометателя с минимальными расходами воды и энергии при заданных подаче и дальности полета твердого сыпучего материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Aldas, K. K. Aldas, R. Yaplı. Investigation of Effects of Scale and Surface Roughness on Efficiency of Water jet pumps Using CFD // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. – 2014. – Vol. 8, no. 1. – P.
2. A. Goharzadeh, P. Rodgers, Experimental characterization of solid particle transport by slug flow using particle image velocimetry, in: Proc. International Symposium on Measurement Techniques for Multiphase Flows, 2009.
3. Berge Djebedjian. Saad Abdalla. Magdy Abou Rayan. Parametric Investigation of boost jet pump Performance. Proceedings of FEDSM, 2000, 2000 ASME Fluids Engineering Summer Conference June 11 – 15, 2000, Boston.
4. Ben Trettel. Ofodike A. Ezekoye. Proceedings of ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE 2015 November 13-19, 2015, Houston, United States of America.
5. Bello, K. Experimental investigation of sand minimum transport velocity in multiphase fluid flow in pipes / K. Bello, B. Oyenehin // Nigerian Journal of Technology. - 2016. - Vol. 35. - p. 531-536.
6. Cunningham R. G. The Jet Pump as a Lubrication Oil Scavenge Pump for Aircraft Engines. W.A.D.C. Report 55-143, July 1954.
7. Coleman, G.N. Direct numerical simulation of a decelerated wallbounded turbulent shear flow / G.N. Coleman, J. Kim, P.R. Spalart // J. Fluid Mech. – 2003. – Vol. 495. – P. 1 – 18.
8. Dong, Jianrui. Jianrui Dong, Weidong Shi, Zhohgming Ye. // Research of centrifugal pump jet self – priming device // Agricultural Engineering. – 2006. – vol. 2 (1). – P. 89 – 92.
9. Dabirian, R. Solid-particles Flow Regimes in Air/Water Stratified Flow in a Horizontal Pipeline / R. Dabirian, R. Mohan, O. Shoham, G. Kouba // Oil and Gas Facilities. - 2016. - pp. 5-6.
10. E. Lisowski H. Momeni. CFD modelling of a jet pump with circumferential nozzles for large flow rates. ARCHIVES of FOUNDRY ENGINEERING Volume 10, Special Issue 3/2010, 69-72.

11. Flügel C. Berechnung von Strahlapparaten. VDI-Forschungsheft, 395 (1939).
12. Gugulothu, S. K. S. h. Manchikatla. // Experimental and performance analysis of single nozzle jet pump with various mixing tubes // International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering (IJMECH). – 2014. – vol. 3, no. 4. – p. 119 – 133. DOI: 10.14810/ijmech. 2014. 3411.
13. Haimoni, A. Hydraulic transport of solids in pipes: a simple method for the prediction of pressure drop / A. Haimoni, D.J. Hannant // Materials and Structures. - 1993 - Vol. 26. - pp. 144–151
14. Gao, Z. Multi – scale equations for incompressible turbulent flows / Z. Gao, F. Zhuang // J. Shanghai Univ. – 2004. – Vol. 8, №2. – P. 113 – 116.
15. Gosline James, O'Brien M. The Water Jet Pump. University of California Publications, Engineering, 1942. - V. 3. -No 3.
16. Golinski J.A., Trokolanski A.T. STRUMIENICE. Teoria i konstrukcja. Warszawa, 1968.
17. Gosline J. E. and O'Brien M. P. The Water Jet Pump // University of California Publication in Engineering. - 1937. - №3. Vol. 3. - pp. 107-190.
18. Govier, G.W. The Flow of Complex Mixtures in Pipes, Second Edition / G. W. Govier, Kh. Aziz - Society of Petroleum Engineers, 2008. - 792 p.
19. Kong, Fanyu. Gang Chen, Jianrui Liu. Using jet device to eliminate cavitation vibration of large pump units // Journal of China Safe Science. – 2005. – vol. 15 (4). – P. 62 – 65.
20. Kim, C. Hydraulic transport of sand-water mixtures in pipelines Part I. Experiment / C. Kim, M. Lee, C. Han // Journal of Mechanical Science and Technology - 2008. Vol. 22. - pp. 2534–2541.
21. Kim, C. Numerical Simulation of Hydraulic Transport of Sand-Water Mixtures in Pipelines/ C. Kim, C. Han // Open Journal of Fluid Dynamics, - 2013. - pp. 266-270.
22. Kim, C.S. Nonlinear robust control of a hydraulic elevator / C.S. Kim, K.S. Hong, M.K. Kim // Control Engineering Practice. - 2005. - Volume 13, Issue 6., - p. 789-803.

23. Leporinia, M. Sand transport in multiphase flow mixtures in a horizontal pipeline: An experimental investigation / M. Leporinia, B. Marchetti, F. Corvaro, G. Giovinea, F. Polonara, A. Terenzi // *Petroleum*. - 2019. - Volume 5, Issue 2. - P. 161-170
24. Lee, M.S. Pipe Size Effect on Hydraulic Transport of Jumoonjin Sand – Experiments in a Dredging Test Loop / M.S. Lee, V. Matousek, C.K. Chung and Y.N. Lee // *Terra et Aqua*. - 2005. - No. 99 – p. 1-10.
25. Li, Chuanjun. Weidong Shi, Weidong Cao. The principle and design of waste gas jet self – priming device / Chuanjun Li, // *Pump Technology*. – 2006. - №. 1. – P. 3-4. DOI: 10.1991 / 15.2015.348.
26. Liang, Aiguo Jingzhi Lin, Xiping Long. Numerical simulation and throat optimization // *Pump Technology*. – 2003. – Vol. 1. – P. 3-6.
27. Liu, Chunwang. Xinpuan Liu, Lianjun Ma. Using venturi jet device to collect gas in the tank // *Petroleum Machinery*. – 2005. – Vol. 33 (2). – P. 64-65.
28. Long, X. H. Yao, J. Zhao. Investigation on mechanism of critical cavitating flow in liquid jet pumps under operating limits // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2009. – vol. 52 – P. 2415 – 2420.
29. Long X., Han N. and Chen Q. Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump // *Journal of Mechanical Science and Technology*. - 2008. - 22. - pp. 1959-1965.
30. Meakhail, Tarek A. A. Meakhail, Ibrahim R. Teaima. Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving pressure on the Water jet pump performance // *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology*. – 2013. – vol. no. 5. – p. 373 – 377.
31. Michele C. Pedroso. Antonio C. Bannwart. Rigoberto E. M. Morales. Elisio F. Caetano COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS APPLIED TO JET PUMPS 23 rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering December 6 -11, 2015, Rio de Janeiro, RJ, Brazil.
32. Md. Mizanur Rahman, Md. Assad - Uz - zaman and Mohammad Mashud.

- Performance Evaluation of Water Jet Pump for Nozzle to Throat Area Ratios on Suction Lift. 145303-0606-IJMME-IJENS © June 2014 IJENS.
33. Muller, N. Water jet pump / N. Muller // Journal of the Hydraulics Division Proceedings of ASCE. – 1964. – Vol. 90, №4. – P. 125 – 230.
34. Mueller N.H.G. Water Jet Pump. Proceedings of the American Society of Civil Engineering. Journal of the Hydraulic Division, 1964.
35. Qiao Lyu, Zhihuai Xiao, Qinlong Zeng, Longzhou Xiao and Xiping Long. Implementation of design of experiment for structural optimization of annular jet pumps. Journal of Mechanical Science and Technology 30 (2) (2016) 585-592.
36. Rahman, Md. Md. Mizanur Rahman, Md Assad-Uz-Zaman, Mohammad Mashud. Mizanur Performance Evaluation of Water Jet Pump for Nozzle to Throat Area Ratios on Suction Lift // International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMMT – IJENS, 2014. – p. 45-47.
37. Reddy, L. R. Numerical investigation of ejectors for ejector refrigeration system // International Journal of Innovative Science and Research Technology. – 2018. – vol. 3, iss. 5. – p. 166 – 171.
38. Sodieki, W. Jet pumps – numerical modeling possibilities upon the bifurcation phenomena // Technical Sciences. University of Warmia and Mazury in Olsztyn. – 2010. – vol. 13. – P. 240 - 255. DOI 10.247/ v 10022-010-0023-6.
39. S. R. Pandhare, A. K. Pitale. Study the Performance of Water Jet Pump by Changing the Angle of Mixing Nozzle. IJSRST1733189 | 16 April 2017 | Accepted: 26 April 2017 | March-April-2017 [(2)3: 538-540].
40. Sanger N. L. Экспериментальное исследование различных водоструйных насосов с малым отношением площадей поперечных сечений сопла и камеры смешения // Теоретические основы инженерных расчетов: Труды американского общества инженеров - механиков. - 1970. - №1. - p. 12.
41. T.J. Danielson, Sand transport modeling in multiphase pipelines, in: Proc. Offshore Technology Conference, 2007.
42. Picchi, D. An experimental investigation and two-fluid model validation for dilute viscous oil in water dispersed pipe flow / D. Picchi, D. Strazza, M. Demori, V.

- Ferrari, P. Poesio // *Experimental Thermal and Fluid Science*. - 2015. - Vol. 60. - p. 28-34.
43. O.O. Bello, *Modeling Particle Transport in Gas-oil-sand Multiphase Flows and its Applications to Production Operations*, Ph.D Thesis, Clausthal University of Technology, Germany, 2008.
44. Thomson J. *On a Jet Pump or Apparatus for Drawing Up Water by the Power of a Jet*. Report, British Assn., London, England, 1852, 130 p.
45. Vahedi Tafreshi, H. Pourdeyhimi, B. The effects of nozzle geometry on waterjet breakup at high Reynolds bers // *Experiments in Fluids*. – 2003. – vol. 35. – P. 364 – 371. DOI: 10.1007 / s00348-003-0685.
46. Vogel R. *Theoretical and Experimental Investigation of Jet Pumps* // *Maschinenbautechnik*. - 1956. - 5. - pp. 619-637.
47. Winoto, S. H. H. Li, D. A. Shah. Efficiency of jet pumps // *Journal of Hydraulic Engineering*. – 2000. – vol. 126 (2). – p. 150-156.
48. Wang, Changbin. The determination method of jet pump best parameter // *Fluid Machinery*. – 2004. – vol. 32 (9). – p. 21-25.
49. Zeuner G. *Das Lokomotivblasrohr*, Zürich, 1863.
50. Zeuner G. *Vorlesungen über Theorie der Turbinen*. Leipzig, 1899.
51. А. А. Аноп, С. М. Иодко. Струйный насос / А. с 309304 СССР, МКИ F 04 F 5/48. (СССР). - № 168776/24-6; заявлено 23.08.71; опубликовано 11.07.73, Бюл. № 30. – 2 с.
52. А. А. Поспелов., В. Н. Виноградов., М. Ю. Зорин и др. Сравнительный анализ методик построения рабочих характеристик насосов с частотно-регулируемым электроприводом // *Вестник ИГЭУ*. – 2007. – вып. 2. – С. 1-8.
53. Абрамович Г. А. *Теория турбулентных струй* / Г. А. Абрамович. – М.: Физико-математическая литература, - 1960. – 715 с.
54. Абрамович Г. Н. *Прикладная газовая динамика* / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, - 1976. – 888 с.
55. Абрамович Г. Н. *Теория турбулентных струй*. М.: Физматиз, 1960.
56. Абрамович Г. Н. *Турбулентные свободные струи жидкостей и газов* / Г

- Н. Абрамович. М.: Госэнергоиздат, - 1948. – 288 с.
57. Абрамович Г.Н. Турбулентное смешение потоков (удар). Труды ЦАГИ, вып. 211, 1935.
58. Альтшуль А. Д., Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. – М.: Недра, - 1982. – 224 с.
59. Агроскин И.И., Дмитриев Г.Т., Пикалов Ф.И., Гидравлика. Издательство «Энергия» Москва 1964. 352с.
60. А. Л. Душкин А.В. Карпышев С.Е. Ловчинский. Особенности распространения жидкостной струи в атмосфере. Пожаровзрывобезопасность. 2011. ТОМ 20 / 12. С 45 – 48.
61. Артемов А. В. и Чабурко, П. С. Исследование отличных от оптимальных режимов работы струйных насосов методами гидродинамического моделирования // Молодежный научно-технический вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. - 2013 г. - 12.
62. Арнольд И.М., Кунаков В.Г. Гидромеханизация на стройках Министерства строительства СССР. "Новая техника и передовой опыт в строительстве", №7, 1956.
63. Аренс Г.А. Струйные аппараты. Госэнергоиздат, 1948.
64. Берман Л.Д. Методика расчета водоструйного эжектора / Л. Д. Берман Г. И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1964. - № 8. – С. 92-94.
65. Берман Л.Д. Расчетные зависимости для водоструйных эжекторов / Л. Д. Берман Г. И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1964.- №7. - С. 44- 48.
66. Берман Л.Д. Теория и расчет водоводяных струйных насосов / Л.Д. Берман // Известия ВТИ / ВТИ. – 1935. - № 3. – С. 13 – 16.
67. Берман Л. Д. К выбору рационального профиля проточной части струйного аппарата / Л. Д. Берман // Известия ВТИ / ВТИ. – 1950. -№ 3. – С. 13 - 15.
68. Берман Л.Д. Еще о расчете струйных аппаратов (эжекторов и гидроэлеваторов). "Вестник инженеров и техников", №1, 1939.
69. Болдов Н.Г. Исследование гидравлических характеристик и параметров

- конических насадков / Н. Г. Болдов // Труды ВНИИ по сбору, подготовке и транспортированию нефти и нефтепродуктов. – 1978. - №20. – С. 45-68.
70. Будов В. М. Судовые насосы: справю. / Л.: Судостроение, 1988. – 432 с.
71. Бутов А.С., Богданов Н.А., Исследования процесса грунтозабора. Энергоатомиздат, «Гидротехническое строительство», 1994, №9 16. 22. С
72. Биткин Г.В. Горин М.А. Вавилон Н.Г. Гидромеханизация на транспортном строительстве. изд – во «транспот», 1970, стр. 1 – 304.
73. Бородзич В.А. Использование водоструйных насосов для разработки грунтов. Речиздат, 1956.
74. Будлей В.Р. Скоростной способ опускания шахтных колодцев в несвязных грунтах. "Гидротехника и мелиорация", №2, 1953.
75. Болотских Н.С. Исследование работы гидроэлеваторов, транспортирующих мягкие породы. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Харьков, 1964.
76. Болотских Н.С., Тиховидов Б.Д. Теоретические основы и метод расчета гидроэлеваторов, транспортирующих мягкие породы. Труды ВНИИ организации и механизации шахтного строительства, №16, 1965.
77. Быков А.И., Малыгин С.С. Механизация очистки зумпфов скиповых стволов угольных шахт. "Уголь Украины", №9, 1968.
78. Баулин К.К. Исследование работы эжектора. Труды НАГИ, вып. 211, 1935.
79. Баулин К.К. О расчете эжектора. "Отопление и вентиляция", №6, 1938.
80. В. А Сыченков., В. И. Панченко., Р. Р Халиулин., Е. В. Сыченкова. Исследование характеристик кольцевых эжекторов и эжекторов с криволинейным входом // Вестник КГТУ. – 2013. - №2-2. – С. 56-59.
81. Гервасьева М.М. Влияние реакции конфузора на работу эжектора низкого давления. Реферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Свердловск, 1961.
82. Гапин В.М. Водоструйные насосы и их применение при намыве земляных плотин и при строительных работах с глубоким водоотливом. Сборник "Проектирование и строительство земляных сооружений". Госстройиздат, М., 1953.
83. Гиргидов А. Д. Механика жидкости и газа (гидравлика): учеб. для вузов. – СПб. Изд-во Политехнического университета, 2014. - стр. 545.
84. Гончаров В.Н. Теория эжектора / В.Н. Гончаров. – Новочеркасск, - 1930.
85. Губин М.Ф. Применение эжекторов на гидроэлектростанциях / М. Ф. Губин Ю. Н. Горностаев, К. А. Любицкий. – М.: Энергия, - 1971. – 87с.

- 86.Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: Учебник для вузов по специальности «Гидравлические машины с средства автоматизики». – 2-еизд. перерабю. и доп. / Б.Т. Емцев. – М.: Машиностроение, - 1987. – 440с.
- 87.Жангарин А.И., Абдураманов А.А. Исследование гидроциклона при его расположении на всасывающей линии центробежных насосов. Сборник "Опыт гидромеханизации горных, строительных, мелиоративных и транспортных работ", М., 1972.
- 88.Зарянкин А. Е. Механика несжимаемых и сжимаемых жидкостей: учебник для вузов. - М.: Издательский дом МЭИ, 2014. - стр. 590.
- 89.Зингоренко Г. И., Силин Н.А., Гидромеханизация кессонных работ. Гострансжелдориздат, 1949.
- 90.Идельчик И. Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов. - М. : Машиностроение, 1983. - стр. 351.
- 91.Калачев В. В. Струйные насосы. Теория, расчет и проектирование / В. В. Калачев. - М.: филинь: Омега-Л, 2017. 418 с.
- 92.Калачев В.В. Рабочий процесс струйных насосов на переменных режимах / В.В.Калачев Л.Г. Подвидз // Транспортное и энергетическое машиностроение. – 1988. – С. 41 – 45.
- 93.Карамбиров С.Н. Возможности улучшения характеристик струйных насосов / С.Н Карамбиров., В.Ф. Чебаевский // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2005. - №2. – с. 26 – 28.
- 94.Карамбиров С.Н. К выбору оптимальных безразмерных параметров струйного насоса / С.Н. Карамбиров //Науч. тр. Моск. Гидромелиор. ин-та. – 1981. – Т. 71. – С. 105 – 111.
- 95.Кирилловский Ю.Л. Расчет струйных насосов и установок / Л.Г. Подвидз Ю.Л. Кирилловский // Труды ВНИИ гидромаша / ВНИИ гидромаш. – 1968.– вып. 38. – С. 44-97
- 96.Кирилловский Ю. Л. и Подвидз Л. Г. Рабочий процесс и основы расчета струйных насосов // Труды ВИГМ. - 1960 г. - 26.
- 97.Кирилловский Ю.Л. Баланс энергии и расчет водоструйных аппаратов.

- Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. МВТУ им. Баумана, М., 1955.
- 98.Кэрнс На. Оптимизация водоструйных насосов / На. Кэрнс // Энерг. Машины и установки. – 1969. - №1. – С. 92-102.
- 99.Каменев П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве / П.Н. Каменев. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1970. – 414 с.
- 100.Кострубицкий А. А. Динамика и распад прерывистых струй воды при тушении пожаров. Вестник Академии гражданской защиты. Выпуск 3 (11), 2017. 5 – 9 с.
- 101.Канторович В.В. Расчет и построение универсальной характеристики эжектора и результаты лабораторных испытаний. "Отопление и вентиляция", №10, 1934.
- 102.Клячко В.А., Апельцин И.Э. Очистка природных вод. Стройиздат, М., 1971.
- 902.Ким-Чен-Син. К выбору питателя для открытых горных работ // Гидромеханизация земляных и открытых горных работ. М., 1968.
- 103.Лахтин В.Н. Применение эжекторных установок в гидромеханизации. Научно-техническое сообщение, ВНИИНеруд, №12, 1964.
- 104.Ложков Е.Ф. Экспериментальное определение длины рабочей камеры гидроэлеватора // Тематический сборник научных трудов. Челябинск 1978. №217. С 127-130
- 105.Ложков Е. Ф. Отмывка осадка от органических примесей с помощью гидроэлеваторов// Тематический сборник научных трудов. Челябинск 1978. №217. С 131-134.
- 106.Ложков Е.Ф. Расчет гидроэлеваторных установок для удаления осадка из песколовков // Тематический сборник научных трудов. Челябинск 1978. №217. С 134-133.
- 107.Ложков Е.Ф. Исследование гидротранспортных установок с гидроэлеваторам: Автореф. дис канд. тех. наук: Ложков Е.Ф. – Челябинск, - 1974. – 23 с.
- 108.Ложков Е.Ф. Наиболее экономичные режимы работы гидроэлеваторов в системах гидрозолоудаления. "Теплоэнергетика", №11, 1971.
- 110.Лебедев Б. М. Дождевальные машины. Изд. 2-е, перераб. И доп. М.,

- «Машиностроение», 1977, 244 с.
111. Лебедев Б.М. Дождевальные машины. Издательство «Машиностроение» Москва 1965. 250 с.
112. Ломакин В. О. Влияние геометрической формы сопла струйного насоса на его характеристики / В.О. Ломакин, П.С. Чабурко // МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2014. – Т. 12. – С. 128 – 136.
113. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, - 1988. – 256 с.
114. Лямаев Б.Ф. Применение воздухоудувных эжекторов для откачки воздуха из центробежных насосов. "Водоснабжение и санитарная техника", №10, 1966.
115. Лобанов Д. П. Гидромеханизация геологоразведочных и горных работ / Д. П. Лобанов, А.Е. Смолдырев. – М.: Недра, 1974. – 296 с.
116. Левин С.И. Проектирование и строительство подводных трубопроводов. Гостоптехиздат, 1960.
117. Меламут Д.Л. Гидромеханизация в ирригационном и сельскохозяйственном строительстве / Д.Л. Меламут. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1967. – 393 с.
118. Маньжов Н.А. Моделирование гидроэлеваторов. Движение неоднородной жидкости, вып. 45. МИСИ, 1963.
119. Маньжов Н.А. Элементы теории и метод расчета гидроэлеваторов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 1963.
120. Мустафин Х.Ш. Эжекторный грунтозабор га землесосных снарядах. Известия АН СССР, №6, 1939.
121. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. пособие / О.Ф. Никитин. – 2-е изд., испр. И доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. – 430
122. Нурок Г.А. Гидромеханизация открытых разработок. "Недра", М., 1970.
123. Нурок Г.А. Технология и проектирование гидромеханизации горных работ. М.: Недра, 1965.
124. Нурок Г.А. Процессы и технология гидромеханизации открытых горных работ. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М., Недра, 1979. 549 с.

125. Нейтман Л.К., Фридман М.М., Кожевников Н.Н Цурган Ф.П. Оснащение земснарядов погружными грунтовыми насосами. М.: 1994. №1 43- 46 с.
126. Накорчевский А.И. О рациональной форме камеры смешения струйных аппаратов. Гидравлика, №1, Киев, 1965.
127. Подвидз Л.Г. Расчет оптимального струйного насоса для работы на разнородных и однородных жидкостях / Л.Г. Подвидз, Ю.Л. Кирилловский // Труды ВИГМ / ВИГМ. – 1963. – вып .32. – С. 114 – 128.
128. Подвидз Л. Г. Кавитационные свойства струйных насосов // Вестник машиностроения. - М.: Машиностроение, 1978 г. - №3. - стр. 17-20.
129. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Расчет струйных насосов и установок. Труды ВНИИГидромаша, вып. 38, 1968.
130. Попов Д. Н., Панайотти, С. С. и Рябинин, М. В. Гидромеханика: учеб. для вузов. - М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. - стр. 382.
131. Пониковский М.В. К расчету входного участка эжектора. Известия ОТН АН СССР, №1, 1957.
132. Петухова Г.А. Исследование рациональных профилей водоструйных аппаратов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 1972.
133. Разумов И.М. Пневмо-и гидротранспорт в химической промышленности / И.М Разумов. – М.: Химия, 1979. – 248 с.
134. Сазонов Р.П. Экспериментальное исследование водяных струйных насосов с цилиндрической камерой смешения / Р.П. Сазонов / Известия ВТИ / ВТИ. – 1949. - №11. – с. 13 – 17
135. Спиридонов Е.К. Экспериментальное исследование жидкой прерывистой струи / Е.К. Спридонов // Изв. вузов СССР. Сер. Энергетика. – 1986. №2. – С. 114- 117.
136. Спиридонов Е.К. Характеристики клапанного эжектора / Е.К.Спиридонов, Е.К. Темнов // Изв. вузов СССР. Сер. Энергетика. – 1976. - №6. – С. 110 – 115.
137. Спиридонов Е.К., Якубов Г.Г. К определению дальности полета струи жидкости в воздухе. XXIII Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и

- гидропневмоавтоматика» (Москва, 04 декабря 2019 г.). Материалы конференции. [Электронный ресурс]. – 2019.– С. 309-313.
138. Спиридонов Е.К., Якубов Г.Г. Агрегат питания с регулируемым струйным насосом. Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". 2019. Т. 19, № 3. С. 53–59.
139. Спиридонов Е.К., Якубов Г.Г., Хабарова Д.Ф. Гидроструйный эжекционный гидрометатель сыпучих материалов. Рабочий процесс и характеристики. Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2020. Т. 20, №1. С. 47-54.
140. Спиридонов Е.К., Якубов Г.Г., Хабарова Д.Ф. Гидроструйный эжекционный гидрометатель сыпучих материалов. Метод расчета. Вестник ЮУрГУ. серия «Машиностроение». 2020. Т. 20, № 2. – С. 19 – 26.
141. Спиридонов Е.К., Битюцких С.Ю. О работе жидкостного эжектора при малых коэффициентах эжекции // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - Самара Издательство Самарского научного центра РАН, 2014г. - 1(2) Т. 16. - стр. 538-542.
142. Спирина В.М. Проходка пывунов спускными колодцами с помощью водоструйных насосов. Научные труды УкрНИИГиМ, вып. 76/2. Сельхозиздат УССР, Киев, 1954.
143. Справочник по специальным работам. Трубы, арматура и оборудование водопроводно-канализационных сооружений. Под редакцией инж. Москвитина. Стройиздат, М., 1970.
144. Смолдырев А.Е. Гидро-и пневмотранспорт в металлургии: техника и технология инженерные расчеты / А.Е. Смолдырев. – М.: Металлургия, 1985. – 280 с.
145. Смолдырев А.Е., Сафонов Ю.К. Трубопроводный транспорт концентрированных гидросмесей. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.: ил.
146. Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е.Я Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, - 1989. – 352 с.
147. Соколов Е.Я. Теоретическое и экспериментальное исследование водоструйных насосов и методика их расчета. Известия БТИ, №5, 1950.

148. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / А.И. Степанов. – М.: Машгиз, - 1960. – 464 с.
149. Сазонов Р.Н. Экспериментальное изучение водоструйных насосов с цилиндрической камерой смешения. Известия ВТИ, №11, 1949.
150. Т. М Башта., С. С Руднев., Б.Б. Некрасов / Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для машиностроит. вузов / и др. – 5-е изд., стер. перепч. со 2-го изд. 1982 г. – М.: Мздат. Дом «Альянс», 2011. – 423 с.
151. Темнов В.К. Расчет и проектирование жидкостных эжекторов: учеб. пособие / В.К. Темнов, Е.К. Спиридонов. – Челябинск: ЧПИ, 1984. – 44 с.
152. Темнов В.К. К использованию гидроэлеваторов в системах дальнего гидротранспорта. Дальний трубопроводный гидротранспорт сыпучих материалов / В.К. Темнов, Е.Ф. Ложков // Материалы Всесоюзной научной конференции. – Тбилиси, 1974. – С. 241.
153. Темнов В. К. О влияние положения сопла на характеристики жидкостного эжектора / В.К. Темнов // Известия вузов. Сер. Машиностроение. – 1975. - №1. – С. 96 – 100.
154. Темнов В. К. Основы теории жидкостных эжекторов / В.К Темнов. – Челябинск: ЧПИ, - 1971. – 88с.
155. Темнов В.К. Оптимальные условия работы гидроэлеватора в системе напорного гидротранспорта / В.К. Темнов Е.Ф. Ложков // Гидротехническое строительство. – 1970. - №5. С. 34-37.
156. Темнов В.К. Об эжекции прерывистой струй / В.К. Темнов, Е.К. Спиридонов // Изв. вузов СССР. Сер. Энергетика. – 1976. - №9. – С. 94 – 98.
157. Темнов В. К. Влияние вязкости жидкости на характеристики эжектора // Известие вузов. Сер. Машиностроение. - 1987 г. - №10. - стр. 70-75. 161
158. Темнов В.К. О коэффициенте полезного действия струйных насосов. Известия ВУЗов "Строительство и архитектура", №11, 1967.
159. Тури В.И. Насосы и насосные станции. Госстройиздат, М., 1961.
160. Тиховидов Б.Д., Болотских Н.С. Повышение эффективности работы гидроэлеваторов, транспортирующих горную массу. Сб. "Гидравлическая

- добыча угля", №3, 1965.
- 161.Тиме И.А. Исследование водоструйных приборов. "Горный журнал", т. 10, №9, 1891.
- 162.Тиме И.А. Второе исследование водоструйных приборов. "Горный журнал", т. 1, №2, 1892.
- 163.Юфин А.П., Гидромеханизация. Издательство литературы по строительству Мосва – 1965 с 495.
- 164.Ю.Л Арзуманов., Е.М Халатов., В.И Чекмазов. Основы проектирования систем пневмо – и гидроавтоматики: монография – М.: Издат. дом «Спектр», 2017. – 459 с.
- 165.Фридман Б. Э. Гидроэлеваторы / Б.Э. Фридман. – М.: Машгиз, 1960. – 324 с.
- 166.Фридман Б.Е. Всасывание грунтов из-под воды // Гидротехническое строительство. 1951. №8.
- 167.Хлебников И. А. Исследование водоструйного насоса и его применение в железнодорожном водоснабжении: Автореф. Дис...канд. техн. наук: Хлебников И. А. – Л., - 1951. – 25с.
- 168.Шкундин Б.М. Гидромеханизация в энергетическом строительстве. – М.: Энергоатомиздат, 1986. 224 с.
- 169.Шкундин Б.А. Землесосные снаряды. "Энергия", 1973.
- 170.Шапиро Я. Г. Экспериментальное исследование жидкостного эжектора // Научные тр. МАИ. - 1950 г.. - 97. - стр. 191-236.
- 171.Шевцов Д.Н. Гидроэлеваторы на предприятиях Северо-востока. Магадан, 1968.
- 172.Шабалин А.Ф. Эксплуатация промышленных водопроводов. Metallургия, М., 1972.
- 173.Шостак М.А. Гидравлическая разработка золотоносных пород и применение к Сибирским приискам. "Горный журнал", № 4, 5, 1891ю
- 174.Ялтанец И.М., Пастихин Д.В., Исаева Н.И. Открытые горные работы при строительстве: Учебное пособие для вузов. – М.: Издательство «Горная книга», 2014. – 384 с.
- 175.А. с. 626252 СССР, МКИ2 F 04 F 5 /14. Эжектор / В. И. Варцаба (СССР). – № 2443943/ 25-06; заявлено 10.01.77; опубликовано 30.09.78, Бюл. №36. – 2 с.

176.А. с. 800434 СССР, МКИ2 F 04 F 5 / 42, В 64 D 13/08. Эжектор / В. Е.

Щербаков, Ф. С. Югай, Л. А. Норкина (СССР). - №2753508/25-06; заявлено 23.04.79; опубликовано 30.01.81, Бюл. №4. – 2с.

177.А. с. 901654 СССР, МКИ2 F 04 F 5 / 14. Струйный насос / Ю. М. Ермаков,

З. С. Проскуряков, А. С. Щербаков (СССР). - №2913077 / 25-06; заявлено 14.04.80; опубликовано 30.01.81, Бюл. №4. – 2 с.

178.Пат. 3650637 США, МИКЗ F 04 F 5 / 42, F 04 F 5/46, F 04 F 5/00.

Asymmetrical jet ejetjr / D. W. Amick. - №3650637; заявлено 27.04.1970;
Опубликова.

ПРИЛОЖЕНИЕ А**АКТ**

о внедрении результатов исследования кафедры
«Гидравлика и гидропневмосистемы»
ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)»

«19» _____ 01 _____ 2020 г.

Результаты разработки кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» ЮУрГУ по теме «Насосный агрегат с регулируемым эжектором» переданы Заказчику и использованы им при совершенствовании гидротранспортной системы.

Вид и объем внедрения включает техническое предложение по модернизации насосного агрегата заменой дроссельного регулирования подачи на эжекторное и разработку технического проекта эжектора с изменяемой площадью выходного сечения сопла.

Эффективность внедрения применения регулируемого эжектора позволило:

1. Уменьшить затраты энергии на работу насосного агрегата.
2. Сохранить простоту и надежность устройства регулирования подачи агрегата.
3. Обеспечить бескавитационную работу насоса

Директор ООО ИК «АМПРИ»,
к.т.н.



Дурасов А.А