

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
 федеральное государственное автономное  
 образовательное учреждение высшего образования  
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа: Инженерная школа природных ресурсов  
 Направление подготовки: 21.04.01 Нефтегазовое дело  
 Отделение школы (НОЦ): Отделение нефтегазового дела

### МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
<b>Модернизация шламовых насосов для повышения эффективности и ресурса работы</b>
УДК 621.65.03-021.467-048.35

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Васильев Максим Александрович		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Лев Алексеевич	Д.т.н.		

### КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Шарф Ирина Витальевна	Д.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД	Сечин Андрей Александрович	к.т.н.		

### ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф-м.н.		

## РЕЗУЛЬТАТЫ ОСВОЕНИЯ ООП

Код компетенции	Наименование компетенции
<b>Универсальные компетенции</b>	
УК-1	Способен осуществлять критический анализ проблемных ситуаций на основе системного подхода, вырабатывать стратегию действий
УК-2	Способен управлять проектом на всех этапах его жизненного цикла
УК-3	Способен организовывать и руководить работой команды, вырабатывая командную стратегию для достижения поставленной цели
УК-4	Способен применять современные коммуникативные технологии, в том числе на иностранном(ых) языке(ах), для академического и профессионального взаимодействия
УК-5	Способен анализировать и учитывать разнообразие культур в процессе межкультурного взаимодействия
УК-6	Способен определять и реализовывать приоритеты собственной деятельности и способы ее совершенствования на основе самооценки
<b>Общепрофессиональные компетенции</b>	
ОПК-1	Способен решать производственные и (или) исследовательские задачи на основе фундаментальных знаний в нефтегазовой области
ОПК-2	Способен осуществлять проектирование объектов нефтегазового производства
ОПК-3	Способен разрабатывать научно-техническую, проектную и служебную документацию, оформлять научно-технические отчеты, обзоры, публикации, рецензии
ОПК-4	Способен находить и перерабатывать информацию, требуемую для принятия решений в научных исследованиях и в практической технической деятельности
ОПК-5	Способен оценивать результаты научно-технических разработок, научных исследований и обосновывать собственный выбор, систематизируя и обобщая достижения в нефтегазовой отрасли и смежных областях
ОПК-6	Способен участвовать в реализации основных и дополнительных профессиональных образовательных программ, используя специальные научные и профессиональные знания
<b>Профессиональные компетенции</b>	
ПК(У)-1	Способность оценивать эффективность инновационных решений и анализировать возможные технологические риски их реализации.
ПК(У) -2	Способность анализировать и обобщать данные о работе технологического оборудования, осуществлять контроль и техническое сопровождение.
ПК(У)-3	Способность обеспечивать безопасную и эффективную эксплуатацию и работу технологического оборудования нефтегазовой отрасли.
ПК(У)-4	Знание современных САД-САЕ-систем, их функциональные возможности для проектирования геометрических моделей изделий высокой сложности.
ПК(У)-5	Способность применять полученные знания для разработки и реализации проектов, различных процессов производственной деятельности на основе методики проектирования в нефтегазовой отрасли, а также инструктивно-нормативных документов.
ПК(У)-6	Способность к разработке учебно-методических материалов для первичной и периодической подготовки и аттестации специалистов в области обеспечения работы технологического оборудования
ПК(У)-7	Способность реализовывать программы профессионального обучения: планировать и проводить учебные занятия, оценивать достижение планируемых результатов для первичной и периодической подготовки и аттестации специалистов в области обеспечения работы технологического оборудования

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ05	Васильев Максим Александрович

Школа	Инженерная школа природных ресурсов	Отделение школы (НОЦ)	Отделение нефтегазового дела
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	21.04.01 Нефтегазовое дело/Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

<i>1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	Оценка стоимости материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих ресурсов на проведение исследования в области бурения скважин в части модернизация ротора насоса путем дополнительной установки шнека
<i>2. Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	ПП РФ № 1 от 01.01.2002 (ред. от 27.12.2019)
<i>3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Налоговый кодекс Российской Федерации Ф3 №67 от 24.07.2009 в ред. от 26.03.2022

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

<i>1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала НИИ</i>	Обоснование перспективности модернизация ротора горизонтальной насосной установки путем дополнительной установки шнека на основе определения ресурсной эффективности исследования.
<i>2. Разработка устава научно-технического проекта</i>	Формирование бюджета затрат исследовательского проекта по модернизации горизонтальной насосной установки при строительстве скважин
<i>3. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i>	Оценка экономической эффективности и возможного сокращения затрат на ремонт и обслуживание насосов.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Шарф Ирина Валерьевна	д.э.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Васильев Максим Александрович		

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

<b>Группа</b>		<b>Васильев Максим Александрович</b>	
<b>Школа</b>	Инженерная школа природных ресурсов	<b>Отделение (НОЦ)</b>	Нефтегазовое дело
<b>Уровень образования</b>	магистратура	<b>Направление/специальность</b>	21.04.01 Нефтегазовое дело/Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Тема ВКР:

<b>Модернизация шламовых насосов для повышения эффективности и ресурса работы</b>	
<b>Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:</b>	
<p><b>Введение</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика) и области его применения.</li> <li>– Описание рабочей зоны (рабочего места) при разработке проектного решения/при эксплуатации</li> </ul>	<p>Объект исследования: шламовый насос.          Область применения: бурение, очистка шлама.          Рабочая зона: производственное помещение на буровой установке.          Размеры помещения: 10x15м.          Количество и наименование оборудования рабочей зоны: насос УНБ х2, пульт управления насосами х2, насосы ШН х4, трубная обвязка.          Рабочие процессы, связанные с объектом исследования, осуществляющиеся в рабочей зоне: монтаж/демонтаж насосов, ремонт насосов и их переобвязка, переключение оборудования.</p>
<b>Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:</b>	
<p><b>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности при эксплуатации:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>– организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.</li> </ul>	<p>1. Трудовой кодекс РФ          2. ГОСТ 17.1.3.06-82. Охрана природы. Гидросфера. Общие требования к охране подземных вод.          3. ГОСТ 17.1.3.13-86. Охрана природы. Гидросфера. Общие требования к охране поверхностных вод от загрязнений.          4. N 123-ФЗ от 22.07.2008 (ред. от 30.04.2021) "Технический регламент о требованиях пожарной безопасности"</p>
<p><b>2. Производственная безопасность при эксплуатации:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Анализ выявленных вредных и опасных производственных факторов</li> <li>– Расчет уровня опасного или вредного производственного фактора</li> </ul>	<p><b>Физические факторы воздействия:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• ударные волны и осколочные поля</li> <li>• тепловые и световые излучения</li> <li>• электрический ток высокого напряжения</li> <li>• движущиеся машины и механизмы подъемного оборудования</li> <li>• неблагоприятные метеорологические условия</li> <li>• выделение легких газов</li> </ul> <p><b>Виброакустические факторы</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• шум и вибрация</li> <li>• источниками являются электродвигатели, компрессоры, ударные процессы и т.д.</li> </ul>

	Расчет: Определение вероятных параметров ударной волны при взрыве газозвоздушной или паровоздушной смеси.
<b>3. Экологическая безопасность <u>при эксплуатации</u>:</b>	<p><b>Воздействие на литосферу</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>отчуждение и вывод из строя плодородных земель;</li> <li>нерациональное и бесконтрольное использование земельных участков под планировку буровых площадок и инженерных коммуникаций, прокладываемых к буровым;</li> <li>нарушение почвенного слоя и уменьшение продуктивности почв на месте ведения буровых работ</li> </ul> <p><b>Воздействие на гидросферу</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>поступление в водоносные горизонты и продуктивные пласты химических реагентов</li> <li>переток подземных вод из одного водоносного горизонта в другой или в продуктивный пласт (нефтяной или газовый) или переток углеводорода из одного продуктивного пласта в другой по затрубному пространству в стволе скважины</li> <li>утечка и проникновение в продуктивный горизонт масел, нефтепродуктов и глинистых растворов</li> <li>загрязнение поверхностных вод различными маслами, нефтепродуктами и химическими веществами</li> <li>загрязнение подъемных вод при использовании таких технических и технологических средств при бурении эксплуатационных скважин на нефть и газ, как торпедирование, солянокислотная обработка призабойной зоны и гидроразрыв пласта.</li> </ul> <p><b>Воздействие на атмосферу</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>выброс попутного газа</li> <li>выброс вредных веществ в атмосферу</li> </ul>
<b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях <u>при эксплуатации</u></b>	<p><b>ЧС природного характера</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>паводковые наводнения;</li> <li>лесные и торфяные пожары;</li> <li>ураганы;</li> <li>сильные морозы (ниже <math>-40^{\circ}\text{C}</math>);</li> <li>метели и снежные заносы.</li> </ul> <p><b>ЧС техногенного характера</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>пожары;</li> <li>взрывы;</li> <li>разливы сильнодействующих ядовитых веществ (СДЯВ);</li> <li>отключение электроэнергии</li> </ul> <p>Наиболее вероятная ЧС: сильные морозы (ниже <math>-40^{\circ}\text{C}</math>).</p>
<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Сечин Андрей Александрович	К.Т.Н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Васильев Максим Александрович		

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 119 с., 35 рис., 15 табл., 11 источников, 1 прил.

Ключевые слова: насос, шламовый насос, центробежный насос, шнекоцентробежный насос, ШН.

Объектом исследования является шламовый насос.

Цель работы – повысить эффективности насоса благодаря оснащению предвключенным шнеком.

В процессе исследования проводились построение модели рабочего колеса насоса в ANSYS .

В результате исследования получены сведения о линиях тока и влиянии шнека на работу рабочего колеса.

Область применения: бурение нефтяных скважин.

В будущем планируется создание опытного образца.

## Оглавление

Введение .....	6
Аннотация.....	8
1 Анализ существующих конструкций шламовых насосов.....	9
2 Описание базовой конструкции насоса .....	25
3 Патентная проработка и описание предлагаемой модернизации .....	33
4 Расчет насоса .....	39
5.Численное моделирование полученной конструкции в системе ansys .....	62
6 Основные требования к транспортировке, монтажу и эксплуатации оборудования.....	64
7 Финансовый менеджмент, ресурсосбережение и ресурсоэффективность ...	72
8 Социальная ответственность .....	72
Заключение .....	72
Список используемых источников.....	73

## Введение

Насосы - один из основных видов оборудования, применяемого для перекачивания различных смесей жидкости, включая абразивные, содержащие твердые вещества различных размеров, составов, прочности и прочих характеристик.

В этом случае используются специальные конструкционные насосные конструкции, которые называют грунтовыми. Разновидность грунтового насоса – шламочувствительный насос, предназначенный для перекачки гидросмесей относительно небольших твердых частиц, которые промышленность называет шламом. Шлам меньше абразивен, чем твердые частицы других типов, а их размер относительно маленький. Из-за довольно тяжелых условий эксплуатации таких насосов необходимо использовать соответствующие конструктивные приспособления.

Нефтегазовая промышленность широко использует шламочувствительные насосы в системе очистки скважин от выбуренной породы и очистки раствора от нее. Их также можно применять и в иных целях, где необходимо перекачивать загрязненные жидкости, особенно в случае сбора разлившихся жидкостей.

Для создания более совершенных конструкций шламочувствительных насосов и их эффективной эксплуатации требуется знание и учет уже существующих разработок в этой области и знание основ расчета и конструирования насосов подобного назначения.

Проанализировав конструкции существующих шламочувствительных насосов в качестве прототипа был выбран горизонтальный шламочувствительный насос 6Ш8. Данный насос является одним из самых распространенных шламочувствительных насосов на буровых Западной Сибири. Применяется при бурении скважин для перекачивания промывочного раствора с удельным весом 1200...1500 кг/м<sup>3</sup> и подачи отработанного раствора в гидроциклонную установку для очистки. Насос работает при перекачивании раствора с температурой не более 40 градусов, и содержанием твердых частиц до 20 мм.

Практика эксплуатации насоса 6Ш8 показала, что наиболее часто встречающейся проблемой является износ уплотнения вала (уплотнение часто



выходит из строя, что приводит к значительному снижению ресурса работы насоса). В связи с этим, модернизация 6Ш8 с целью повышения ресурса работы насоса является актуальной задачей.

Задачей дипломного проекта является увеличения межремонтного периода насоса. Для решения данной задачи в работе был выполнен анализ конструкций отечественных и зарубежных шламовых насосов, описаны их отличительные особенности, рассмотрены достоинства и недостатки конструкций.

Задачи дипломного проекта:

1. Исследование особенностей конструкций отечественных и зарубежных шламовых насосов и рассмотреть их достоинства и недостатки. Провести патентный поиск, приоритетная разработка была принята за основу для модернизации в данном проекте.

2. Провести модернизацию ротора насоса, путем оснащения его предвключенным шнеком во всасывающей патрубке.

3. Рассмотреть возможность снижения перетоков раствора.

4. Увеличить межремонтный период насоса на основе снижения кавитационной эрозии ротора.

5. Провести численное моделирование полученной конструкции в системе ANSYS.

6. Рассчитать и оптимизировать основные параметры шнека и обосновать конструкцию модернизированного шламового насоса на основе разработанной модели.

## **Аннотация**

Этот дипломный проект рассматривает центробежный горизонтальный одноступенчатый насос с односторонним входом рабочего колеса и жидкостью осевого подвода. Привод насоса происходит от электродвигателя по эластичной муфте. Проект рассматривает задачу модернизации ротора насоса, т.е. предлагается установка предвключенного шнека.

В дипломном проекте представлены пояснительная записка и графическая часть.

В пояснительной записке представлены три раздела: техническая и экономическая части, а также раздел о социальной безопасности. В техническом разделе проводится обзор консольного центробежного насоса, дается описание конструкций и принципов работы насоса ШН 6-Ш8, приводится описание модернизированного ротора, проведены необходимые расчеты на прочность.

Раздел по социальной безопасности проекта затрагивает вопросы о охране труда, а также об окружающей среде.

В экономической части проводится оценка эффективности экономического развития от введения усовершенствованного насоса.

## 1 Анализ существующих конструкций шламовых насосов

Шламовые насосы являются одним из видов достаточно большого класса грунтовых насосов. Специфические свойства перекачиваемых двухкомпонентных жидкостей – абразивность и наличие в них крупных твердых частиц, обуславливают особенности конструкции этого класса насосов.

Грунтовые насосы и, в том числе шламовые, центробежного типа, одноступенчатые, с консольным расположением рабочего колеса. Рабочие колеса грунтовых насосов выполняются широкими, с параллельными стенками в меридиональном сечении и малым числом лопастей (2...4). Отвод делают кольцевого, полуспирального или спирального типа.

Наличие крупных включений в гидросмесях вызывает ударные нагрузки, действующие на ротор и опорные узлы насосов, особенно проявляющиеся при заклинивании твердых включений в рабочем колесе. Поэтому подшипниковые узлы выполняют усиленными, способными воспринимать ударные нагрузки.

Особенностями конструкции, вызванными абразивными свойствами гидросмеси, в общем случае являются следующие:

- применение специальных износостойких материалов для быстроизнашиваемых деталей;
- использование легко заменяемых защитных элементов – бронедисков, уплотняющих колец и др.;
- увеличение толщины деталей (лопастей и дисков рабочего колеса, стенок корпуса, бронедисков), подвергающихся изнашиванию;
- разгрузка концевых уплотнений от давления и защита их от попаданий абразивных частиц;
- высокая ремонтпригодность насосов, обеспечивающая легкость и доступность замены деталей и сборочных единиц;

В некоторых грунтовых насосах могут использоваться:

- сменные внутренние корпуса;
- защита уплотнений при входе в рабочее колесо от изнашивания с помощью подачи промывочной жидкости;

- возможность регулирования осевых зазоров в уплотнениях в процессе эксплуатации;

- посадка и крепление рабочего колеса на валу, исключаящие наличие крепежной гайки во входной части колеса, а также использование различных вкладышей в ступице рабочего колеса для возможности обработки посадочного отверстия.

### 1.1 Анализ конструкций отечественных шламовых насосов

Наиболее распространенными в Западной Сибири являются насосы типа 6Ш8 и 6Ш8-2. Насосы 6Ш8 и 6Ш8-2 предназначены для перекачивания нейтральных гидросмесей с мелкой твердой фракцией плотностью 1200-1500 кг/м<sup>3</sup>, температурой до 40<sup>0</sup> С, содержащих твердые частицы максимальным размером не более 20 мм. Насосы 6Ш8 и 6Ш8-2 отличаются лишь некоторыми геометрическими размерами и, соответственно, техническими показателями. Характеристики насосов шламовых 6Ш8 и 6Ш8-2 представлены в таблице 1.1. Таблица 1.1 - Технические характеристики шламовых насосов типа 6Ш8 и агрегатов на их основе

Наименование основных параметров и размеров	Тип насоса	
	6Ш8	6Ш8-2
Подача, м <sup>3</sup> /ч	250	150
Напор, м	54	33
Частота вращения электродвигателя, об/мин	1500	1500
Мощность, кВт	90,100	30
Длина, мм	2030	2020
Ширина, мм	707	583
Высота, мм	880	760
Диаметр всасывающего патрубка, мм	150	125
Диаметр нагнетательного патрубка, мм	125	100
КПД, %	64	64
Высота всасывания, м	5	5
Масса насоса, кг	400	380
Масса насоса с рамой	475	455
Наработка на отказ, ч, м	600	600
Средний ресурс до капитального ремонта, ч.	6000	4000

Общий вид насоса представлен на рисунке 1.1.

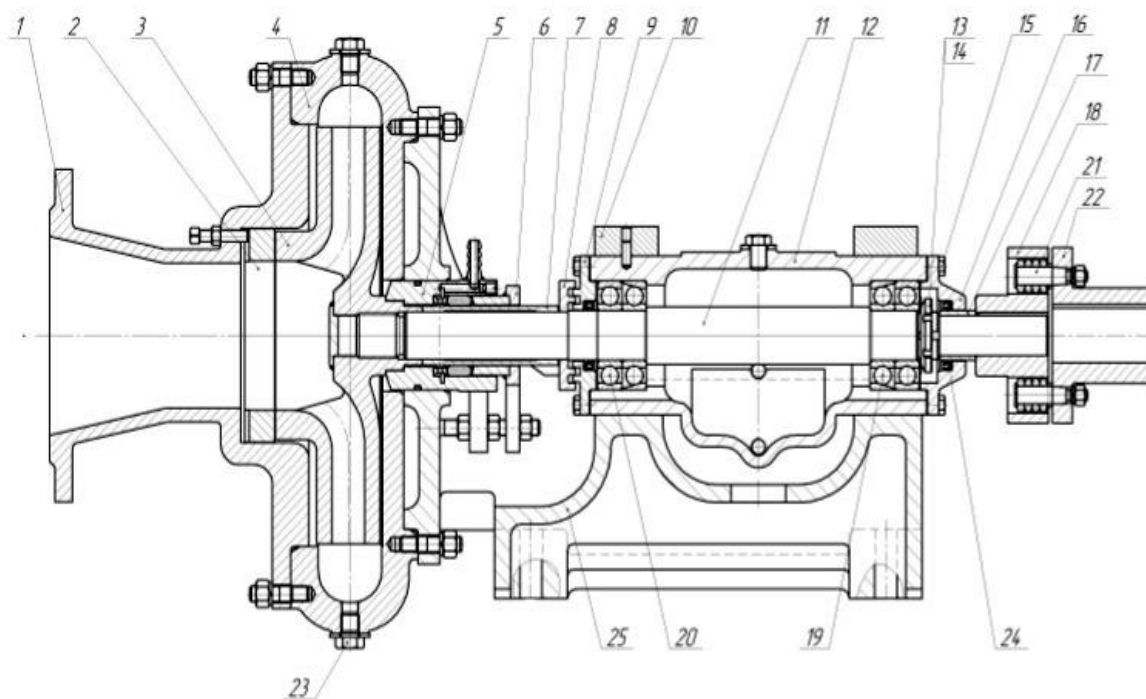


Рисунок 1.1 - Общий вид насоса 6Ш8

1 - всасывающий патрубок; 2 – кольцо; 3 - колесо рабочее; 4 - корпус спиральный; 5 - корпус уплотнения; 6 - корпус сальника; 7 - втулка подсальниковая; 8 - кольцо лабиринтное; 9 - крышка подшипника передняя; 10 – скоба; 11 – вал; 12 - корпус подшипника; 13 – гайка; 14 – шайба; 15 – болты; 16 - крышка подшипников задняя; 17 – втулка; 18 - полумуфта насоса; 19 - подшипник; 20 - подшипник ; 21 - пальцы муфты; 22 - полумуфта электродвигателя; 23 – пробка; 24 - манжета; 25 - корпус насоса

Насосный агрегат состоит из насоса, электродвигателя, соединительной муфты, кожуха, фундаментной плиты. Эти насосы консольные, одноступенчатые, центробежного типа. Вал насоса установлен в корпусе на двух подшипниках: передние роликовые воспринимают только радиальную нагрузку; задние радиально-упорные воспринимают радиальную и знакопеременную по направлению осевую нагрузку. Уплотнением вала служит сальниковая набивка. По мере износа набивки ее поджимают при помощи корпуса сальника. Для охлаждения и смазки сальникового узла предусмотрена подача чистой воды через штуцер в корпусе уплотнения. Уплотнение всасывающей стороны – подвижное торцевое. Дополнительно предусмотрена регулировка торцевого

зазора с помощью регулировочных винтов. Рабочее колесо закреплено на валу при помощи резьбового соединения. Наличие скоб, крепящих корпус подшипников, облегчает процесс разборки и сборки подшипникового узла без демонтажа опорного кронштейна.

Насос и электродвигатель устанавливаются на общую плиту так, чтобы между полумуфтами был зазор 5-6 мм, затем производят центровку полумуфт с применением специальных приспособлений и установкой под лапы электродвигателя прокладок металлических. Соосность валов насоса и электродвигателя не должна быть более 0,3 мм; непараллельность торцевых плоскостей полумуфт более 0,2 мм.

При монтаже всасывающего и нагнетательного трубопроводов следует обратить особое внимание на их герметичность. Всасывающая линия должна идти, поднимаясь к насосу. Это необходимо для того, чтобы воздух или пары, выделяющиеся из гидросмеси, могли легко удаляться. Внутренний диаметр всасывающего трубопровода не должен быть меньше внутреннего диаметра патрубка насоса. Нагнетательный и всасывающий трубопроводы должны исключить передачу усилий от веса трубопроводов. На всасывающей и нагнетательной линиях должны быть установлены задвижки.

Также на буровых установках применяют агрегаты электронасосные типа ГрА.

Агрегат электронасосный типа ГрА состоит из горизонтального одноступенчатого центробежного насоса и приводного электродвигателя. В зависимости от условий эксплуатации предусмотрена компоновка агрегата с верхним расположением электродвигателя и клиноременной передачей от двигателя к насосу и компоновка насоса и электродвигателя на общей фундаментной плите с соединением вала насоса и электродвигателя через упругую муфту. Преимущество верхнего расположения двигателя в том, что, изменяя соотношения диаметров шкивов на валу насоса и двигателя, можно получить соответствующее изменение производительности и напора насоса. Насос центробежного типа с консольно закрепленным на валу рабочим колесом.

Вход жидкости в рабочее колесо осевой. Отвод жидкости из рабочего колеса обеспечивается спиральной камерой. Спиральный корпус насоса притянут к промежуточному кольцу. Между кольцами и спиральным корпусом зажат бронедиск. В конструкции предусмотрены два взаимозаменяемых типа уплотнения – сальниковое и комбинированное. Для обеспечения надежной работы сальникового уплотнения в процессе работы необходимо подводить чистую воду. Комбинированное уплотнение целесообразно применять в условиях, когда отсутствует возможность подачи воды. Уплотнение состоит из укрепленного на валу диска с радиальными лопатками (экспеллера), вращающегося в закрытой цилиндрической камере. В месте выхода вала из камеры устанавливаются два кольца сальниковой набивки, разделенные кольцом и поджатые крышкой. [5]

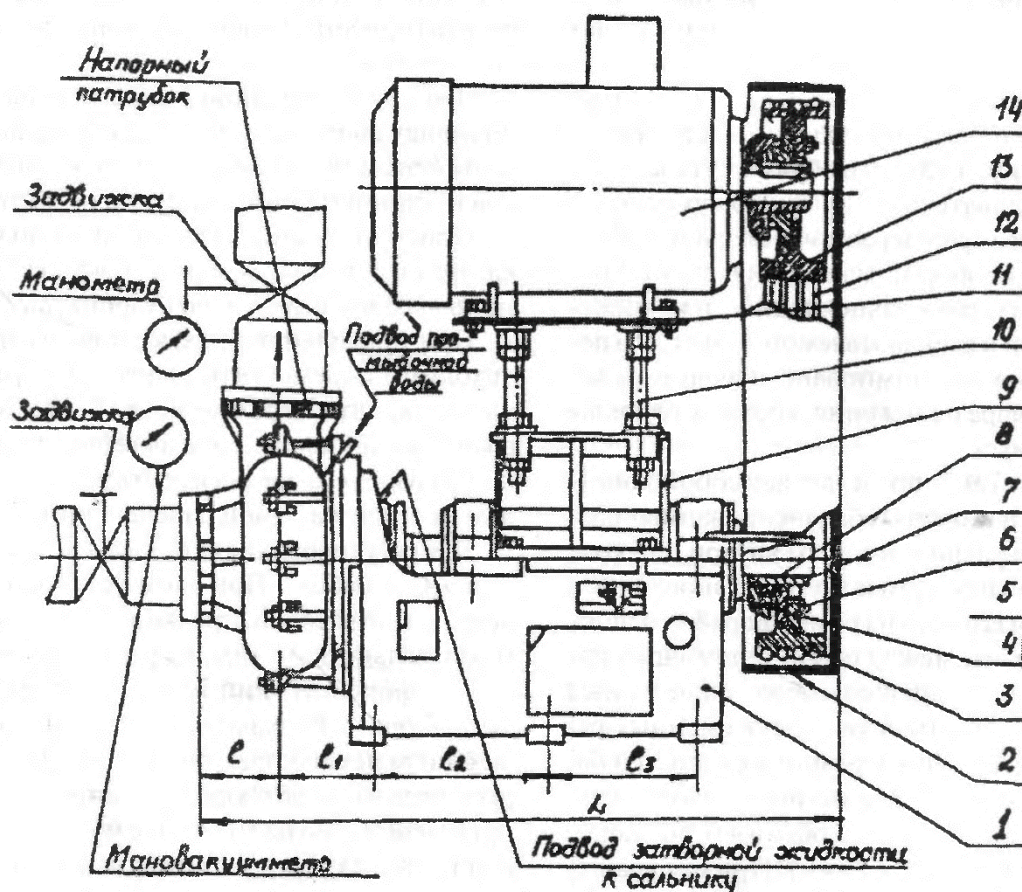


Рисунок 1.2 – Насосная установка ГрАК – 170/40

1 – насос; 2 – кожух; 3, 13 – шкив; 4 – кольцо; 5 – гайка; 6 – шпилька;

7 – диск; 8 – втулка коническая; 9 – рама; 10 – шпилька регулировочная;  
11 - плита; 12 – ремень; 14 – электродвигатель; 15 – плита фундаментная;  
16 – муфта; 17 – ограждение

Вал насоса вращается в двух подшипниковых опорах, которые размещаются в стальном стакане, закрепленном хомутами на кронштейне опорной стойки. В передней опоре размещен один роликовый двухрядный сферический подшипник, воспринимающий только радиальные нагрузки. В задней опоре размещены два подшипника: конический, упирающийся во внутренний бурт стакана и воспринимающий только осевые нагрузки, направленные в сторону всасывающего патрубка насоса, и двухрядный сферический роликовый, воспринимающий радиальные нагрузки.

В конструкции насоса предусмотрена возможность регулировки осевого положения ротора насоса, что необходимо для установки требуемого торцевого зазора между рабочим колесом и торцевыми поверхностями спирального корпуса и бронедиска (2-2,5 мм). Во избежание преждевременного выхода из строя подшипников вследствие повышения осевой силы сверх расчетной, передний торцевой зазор по рабочему колесу следует выдерживать в процессе эксплуатации и сборки насоса в указанных пределах. Регулировка осуществляется осевым перемещением стакана вместе с ротором с помощью регулировочных гаек и шпилек.

Для снижения давления перед уплотнением вала со стороны рабочего колеса и уменьшения осевой силы, действующей на подшипники ротора, на торцевых поверхностях рабочего колеса выполнены радиальные отбойные лопатки.

Таблица 1.2 – Характеристика агрегата электронасосного типа ГрА-170/40.

Максимальная плотность перекачиваемых суспензий, смесей, кг/м <sup>3</sup>	1400-1800
Подача, м <sup>3</sup> /час	170
Напор, м	40



Частота вращения, об/мин	1450
Допускаемый кавитационный запас, м., не более	4,5

При обвязке насосов необходима установка запорной арматуры на всасывающей и нагнетательной линиях. При монтаже агрегата необходимо соблюдать горизонтальность. Горизонтальность контролировать по уровню. После окончания монтажа агрегата и трубопроводов необходимо проверить центровку валов насоса и двигателя.

Кроме выше указанных насосов на буровых для перекачивания шлама используют вертикальные полупогружные насосы. Примером таких насосов является ВШН-150, а также его аналоги – ВШНС-250/60 и ВШН-300.

Насос ВШН-150 предназначен для перекачки промывочного раствора с удельным весом  $1300 \text{ кг/м}^3$ . Температура раствора не должна превышать  $50^{\circ} \text{C}$ , а содержание твердых частиц – 20 % при наибольшей их величине не более 20 мм.

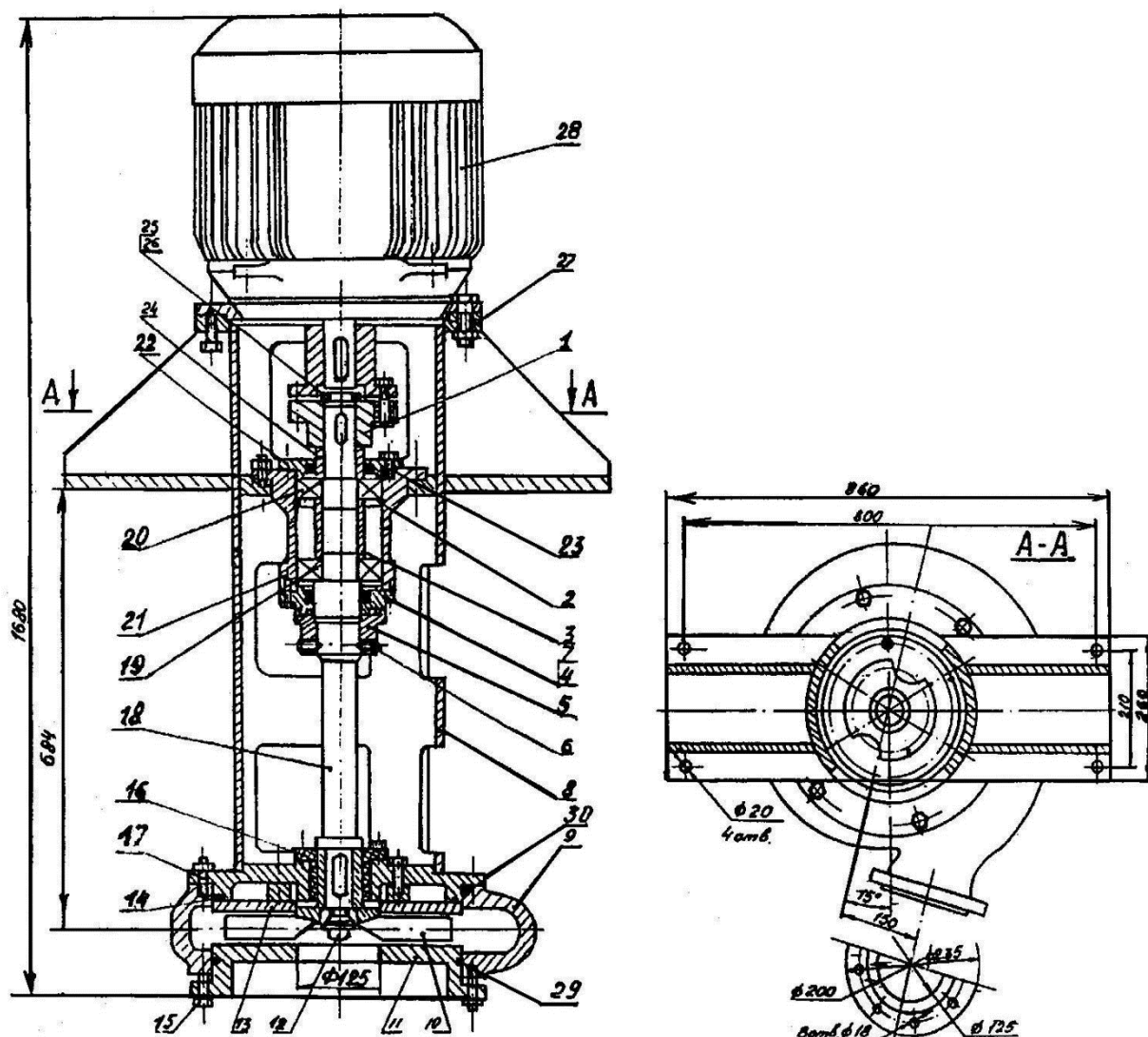


Рисунок 1.3 - Агрегат электронасосный центробежный вертикальный  
шламовый ВШН-150 (Описание на странице 17)

1 - полумуфта насоса; 2 - кольцо пружинное; 3 - втулка распорная; 4 - крышка;  
5 - кольцо лабиринтное; 6 - винт установочный; 7 - Манжета; 8 - корпус;  
9 - корпус спиральный; 10 - колесо рабочее; 11 - крышка; 12 - болт специальный;  
13 - броня; 14 - уплотнение; 15 - винт; 16 - подшипник (резина); 17 - шпилька; 18  
- вал; 19,20 - подшипник 312; 21 - стакан; 22 - крышка; 23 - Болт; 24 - втулка; 25  
- гайка; 26 - шайба стопорная; 27 - болт; 28 - эл/двигатель; 29 - уплотнение; 30 –  
уплотнение.

Насос ВШН-150 является насосом центробежного типа. Корпус насоса  
сварной состоит из трубы с окнами, верхнего фланца, двух кронштейнов и

нижней крышки. Внутри корпуса имеется фланец для крепления стакана. К верхнему фланцу крепится электродвигатель. К нижней крышке крепится задняя броня, спиральный корпус и резиновый подшипник, являющийся одновременно уплотнительным устройством. К спиральному корпусу крепится крышка, выполняющая роль передней брони. Рабочее колесо открытого типа, правого вращения. Колесо крепится на валу с помощью специального болта. Вал насоса установлен на двух шарикоподшипниках. Нижний конец вала проходит через резиновый подшипник. Для уплотнения крышки и спирального корпуса в них помещается резиновый шнур диаметром 6 мм. Для предохранения от проникновения раствора в подшипники над спиральным корпусом насоса на валу устанавливается лабиринтное кольцо, которое крепится установочными винтами.

При установке электродвигателя необходимо проверить правильность центровки насоса и электродвигателя накладыванием линейки по внешнему диаметру полумуфт в четырех противоположных местах, при этом зазор не должен быть более 0,3 мм между линейкой и полумуфтами, и зазор между полумуфтами не более 3,5 мм.

Таблица 1.3 – Техническая характеристика агрегата ВШН – 150.

Подача, м <sup>3</sup> /час	150
Напор, м	30
Диаметр нагнетательного патрубка, мм	125
Количество рабочих колес, шт	1
Диаметр рабочего колеса, мм	360
Ширина рабочего колеса, мм	40
КПД, %	57
Электродвигатель, тип:	4А-180М4
мощность, кВт	30
частота вращения, об/мин.	1500

Габаритные размеры, мм:	
длина	625
ширина	860
высота (вместе с электродвигателем), не более	1750
Масса агрегата, кг, не более	750

Агрегат устанавливается над емкостью так, чтобы плоскость опорного кронштейна насоса была выше на 120-150 мм, и расстояние от дна емкости до нижней плоскости насоса должно быть не менее 100 мм.[1]

## 1.2 Анализ конструкций зарубежных шламовых насосов

ООО «РИНКО АЛЪЯНС» - одна из ведущих сервисных компаний России в сфере предоставления услуг для компаний нефтегазового сектора, она специализируется на рынках России и СНГ в области комплектации и поставок:

- бурового и нефтепромыслового оборудования;
- труб нефтяного сортамента;
- стационарных и мобильных буровых установок;
- инструмента и материалов, используемых при строительстве нефтяных, газовых, геологоразведочных скважин.

Центробежные шламовые насосы Серии SB разработаны специально для перекачивания абразивных шламов. Песочные насосы Серии SB представляют собой новый тип согласующего оборудования системы управления твердой фракции. Когда выполняются технические параметры конструкции, он полностью считается песочным насосом для работы при оптимальных условиях разделения для системы управления твердой фракции. Они также могут использоваться в качестве канализационных насосов, всасывающих или дренажных насосов и специальных насосов для полевых работ и в горном деле.

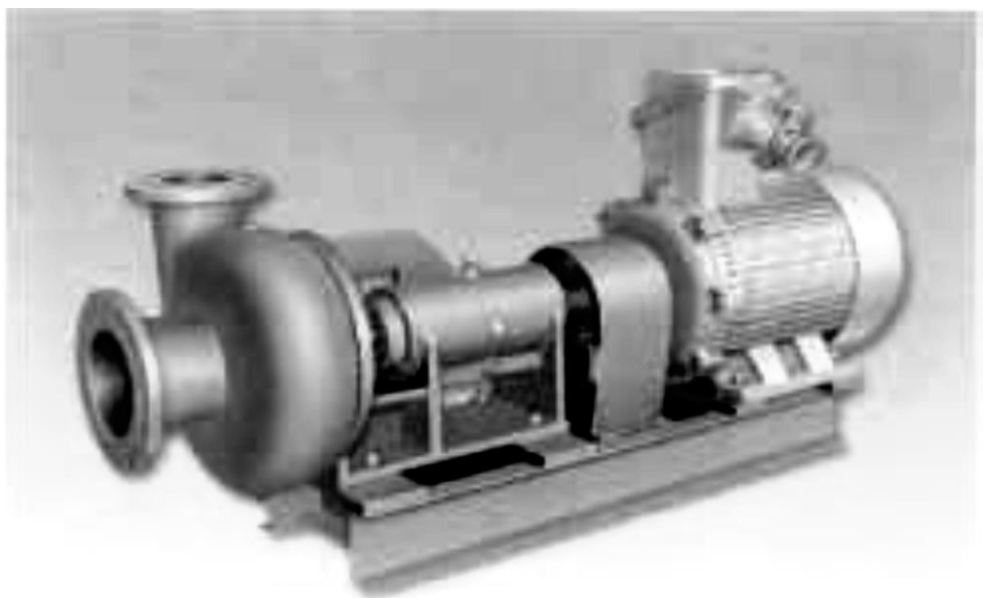


Рисунок 1.4 – Песочный насос SB – 200

Особенности насоса:

- части насоса имеют хорошую взаимозаменяемость. Насос отличается высоким КПД, плотным уплотнением вала без утечки, надежной работой, продолжительным сроком службы и простотой техобслуживания;

- песочный насос имеет осевую конструкцию, компоненты переливной части изготовлены из износостойкого чугуна и подходят для переливания коррозионного бурового раствора или жидкой среды, содержащей взвешенные частицы. Он оптимально подходит к пескоотделителю, илоотделителю и мешалке, а также является идеальным нагнетающим насосом для бурового раствора.

Таблица 1.4 – Основные технические параметры насосов Серии SB

Модель	SB - 200	SB - 150
Диаметр впускного патрубка, мм	200	150
Диаметр выпускного патрубка, мм	150	125
Лопасть, мм	315	310
Производительность, л/сек	67	50

Лифт, м	35	29
Скорость, об/мин	1,480	1,480
КПД накачки, %	74	70
Мощность насоса на валу, л/с	55	38
Мощность двигателя, л/с	45, 50	30
Нетто, кг	300	286
Вес двигателя, кг	520, 630	320
Общий вес, кг	820, 930	606
Срок службы уплотнений	$\geq 2,500$	$\geq 2,500$
Общие габариты (ДхШхВ), мм	2,000х630х890	1,803х585х846

Корпорация Metso – мировой лидер в поставках технологического оборудования и производственных систем. Она является изготовителем (Original Equipment Manufacturer) комплектного оборудования и является единственным поставщиком оригинальных деталей, изготовленных по оригинальным чертежам, для шламовых насосов под торговыми марками Metso, Svedala, Denver, Sala, Orion, Thomas.

Компания производит следующие виды шламовых насосов: насосы для грязной воды и растворов; шламовые насосы (вертикальные и горизонтальные); погружные шламовые насосы; струйные насосы. Кроме того компания является самым крупным поставщиком шламовых насосов во всем мире. В восточной Европе фирма занимается бизнесом с 1999 г.

Рассмотрим некоторые модели шламовых насосов этой фирмы.

Горизонтальные ST - насосы с заглубленными и канальными крыльчатками серии Orion. Ряд ST – насосов включает высокопрочные шламовые насосы общего назначения, которые получили особую известность благодаря заглубленным крыльчаткам. Гидравлическая конструкция обеспечивает весьма мягкую работу по перекачиванию шлама.

Работа насосов с заглубленными крыльчатками, обеспечивающая отсутствие комков и засоров, также делает машины данного ряда идеальными

для всех условий, когда требуется перекачивание шлама с крупными или длинными волокнистыми частицами.



Рисунок 1.5 – Горизонтальный шламочный насос серии ST

Насосы СТНМ также могут поставляться с различными конструктивными исполнениями крыльчаток, что обеспечивает легкую адаптацию к перекачиванию различных сред – от тяжелых суспензий до чистых жидкостей. Вихревая крыльчатка предназначена для перекачки тяжелых суспензий и газо-жидкостных смесей. Канальная крыльчатка предназначена для перекачки легких суспензий и чистых жидкостей.

Клиноременный привод - обеспечивает простую и недорогую настройку производительности насоса.

Подшипниковый узел имеет конструкцию кассетного типа с подшипниками, смазываемыми консистентной смазкой, рассчитанными на срок эксплуатации более 60000 часов.

Уплотнение вала - стандартная сальниковая коробка с водяной смазкой уплотнений. Прокладки могут иметь различные конструктивные исполнения.

Стандартные детали насоса изготавливаются из чугуна, нержавеющей стали, высокохромистой стали, а детали для некоторых типоразмеров изготавливаются из полиуретана или имеют резиновую футеровку.

Расположенная выше насоса опорная плита двигателя обеспечивает компактность установки, улучшенную защиту двигателя и простоту натяжения ремней.

Вихревая крыльчатка утоплена в заднюю часть корпуса насоса, что обеспечивает свободное прохождение потока через корпус. В обычных условиях насос может перекачивать любые среды, которые могут пройти через соединительные трубопроводы.

Вертикальные резервуарные насосы ряда VT производства Metso Minerals разработаны специально для перекачивания абразивных шламов, они обладают высокой прочностью и не требуют частого обслуживания.

При работе с абразивными шламами и коррозионными жидкостями используются на рабочем конце футеровки либо из эластомера, либо из сплава, причём подшипники не погружаются в жидкость.

Уникальная конструкция насосов обеспечивает простоту их монтажа и легкость обслуживания. Открытый картер и вертикальный вход предотвращают образование воздушных пробок и обеспечивают плавность работы.





Рисунок 1.6 – Внешний вид насоса серии SALA фирмы Metso

Перечень особенностей конструкции включает:

- комплексный насосный узел, обеспечивающий гибкие возможности для монтажа;
- плавную работу открытого картера и вертикальный ввод, предотвращающий образование воздушных пробок;
- консольную конструкцию, исключающую погружение подшипников или уплотнений вала;
- подшипниковый узел с двойным защитным уплотнением от воздействия шлама
- изнашивающиеся детали могут изготавливаться из различных материалов и являются взаимозаменяемыми простоту обслуживания

Производительность по потоку составляет до 600 м<sup>3</sup>/час. Напор до 30 метров.

Другой крупный поставщик насосов на Российском рынке - компания Warman. Компания является мировым лидером в производстве устойчивых к абразивному износу шламовых насосов, шламовых задвижек, гидроциклонов.

Насосы водоотливные типа "SP" и "SPR" спроектированы для особо тяжёлых условий для непрерывной работы. Конструкция подшипниковых узлов позволяет насосу работать в трудных условиях без повреждения подшипников. При работе с абразивными шламами и коррозионными жидкостями используются на рабочем конце футеровки либо из эластомера, либо из сплава, причём подшипники не погружаются в жидкость. Подходит для горных, химических и общего типа производств. Возможны различные длины и всасывающие насадки для большинства глубин. Для перекачки более крупных частиц возможны крыльчатки "Вортекс".[4]

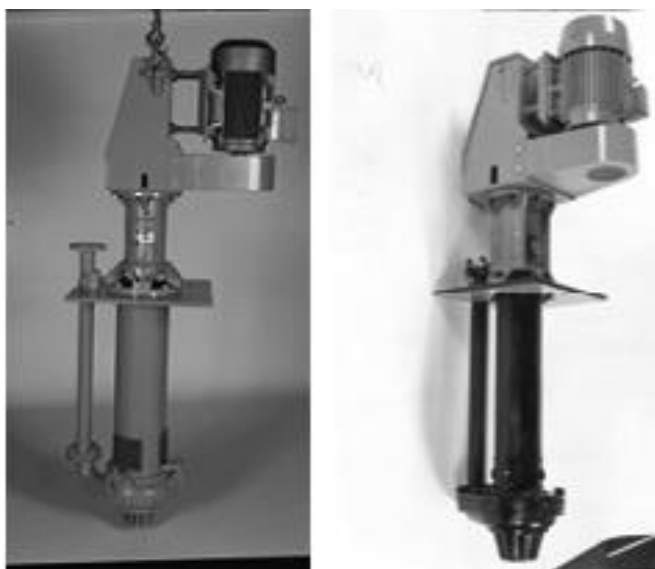


Рисунок 1.7 - Внешний вид насосов типа "SP" и "SPR" фирмы Warman

Типоразмеры: от 40 до 200 мм;

Производительность: от 13 л/сек до 140 л/сек;

Макс. напор: 35 м

Проанализировав конструкционные особенности, достоинства и недостатки отечественных и зарубежных шламовых насосов, в качестве прототипа был выбран горизонтальный шламовый насос 6Ш8, зарекомендовавший себя с наилучшей стороны при эксплуатации в районах Западной Сибири.

## 2 Описание базовой конструкции насоса

Насосы 6Ш8 и 6Ш8-2 (рисунок 2.1) предназначены для перекачивания нейтральных гидросмесей с мелкой твердой фракцией плотностью 1200...1500 кг/м<sup>3</sup>, температурой до 40 °С, содержащих твердые частицы максимальным размером на более 20 мм.

Буквы и цифры, входящие в обозначение насоса означают:

6 - диаметр всасывающего патрубка в мм, уменьшенный в 25 раз и округленный;

Ш - шламовый; 8 - коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз и округленный.

Насосы 6Ш8 и 6Ш8-2 отличаются лишь некоторыми геометрическими размерами и, соответственно, техническими показателями.

Насосный агрегат состоит из насоса и электродвигателя, которые смонтированы на общей фундаментной раме. Привод насоса от электродвигателя осуществляется при помощи соединительной упругой муфты.

Насос - центробежный, горизонтальный, одноступенчатый со спиральным корпусом.

Вал насоса вращается в двух подшипниковых опорах, для смазки которых предусмотрена масляная ванна. Подшипниковые узлы защищены от попадания в них перекачиваемой жидкости уплотнениями.

Для уплотнения корпуса насоса в месте выхода из него вала используются сальники, охлаждение и промывка которых осуществляется с помощью технической воды. Вода подводится с давлением на 0,05...0,1 МПа больше, чем выходное давление насоса. Переднее уплотнение рабочего колеса со стороны всасывания - подвижное, торцовое.

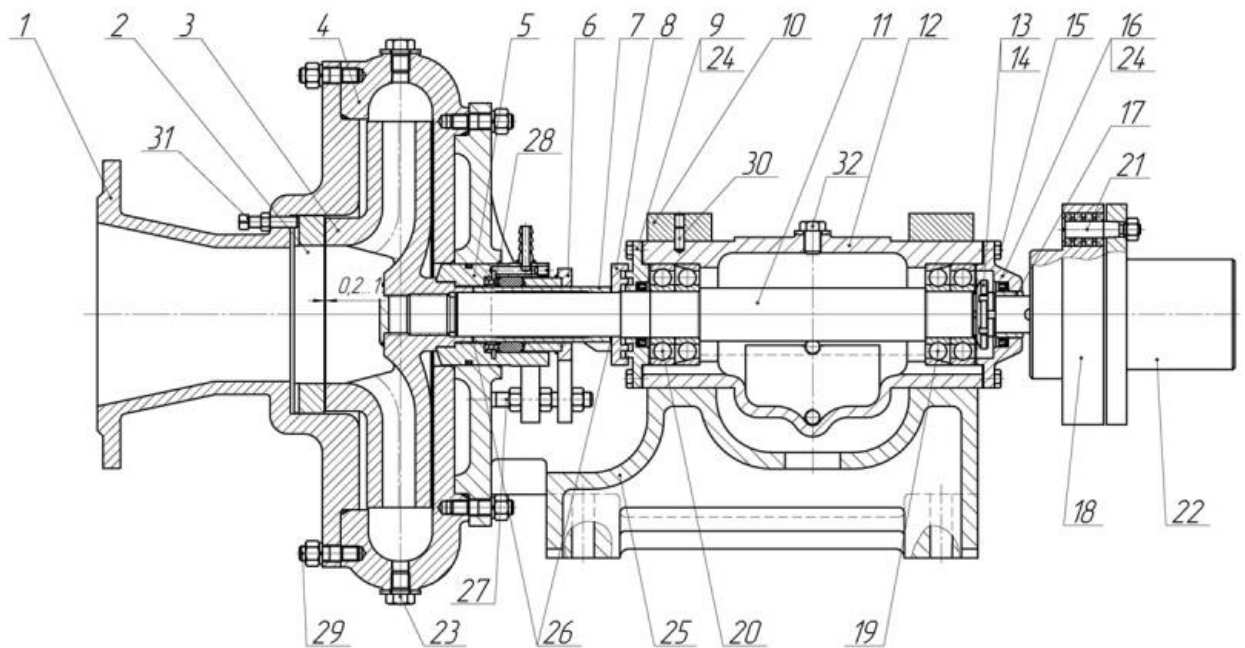


Рисунок 2.1 – Общий вид насоса 6Ш8

1 - всасывающий патрубок; 2 - кольцо уплотнительное; 3 - колесо рабочее; 4 - корпус спиральный; 5 - корпус уплотнения; 6 - корпус сальника; 7 - втулка (подсальниковая); 8 - кольцо лабиринтное; 9 - крышка подшипника передняя; 10 – скоба; 11 – вал; 12 - корпус подшипника; 13 – гайка; 14 – шайба; 15 – болты; 16 - крышка подшипниковая задняя; 17 - втулка; 18 - полумуфта шламового насоса; 19 - подшипник 346310 20; Подшипник 310; 21 - пальцы муфты; 22 - полумуфта электродвигателя; 23 – пробка; 24 - манжета 1.2-50x70; 25 - корпус шламового насоса; 26 - кольцо регулировочное; 27 - шпилька M16x125; 28 - кольцо сальника; 29 - шпилька M16x125; 30 - штифт 31 - винт регулировочный M12x55; 32 - пробка подшипниковая

Общий вид агрегата на базе шламового насоса 6Ш8 представлен на рисунке 2.2.

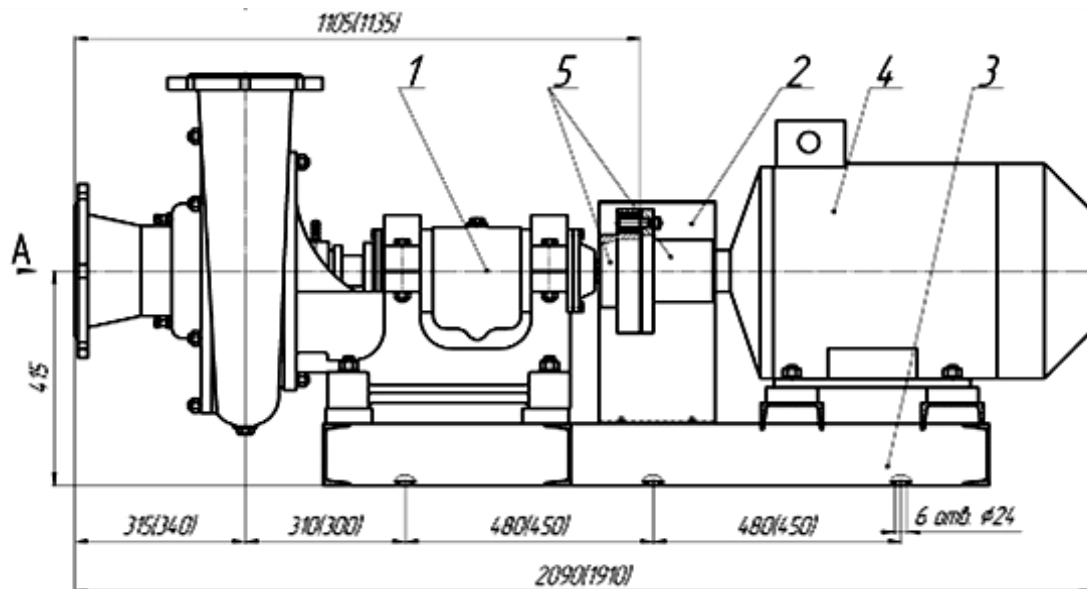


Рисунок 2.2 – Общий вид агрегата

1 – насос; 2 – кожух; 3 – рама; 4 – электродвигатель; 5 - муфта

## 2.1 Рабочая характеристика насоса 6Ш8

Характеристика насоса - это графическая зависимость основных технических показателей насоса (напора  $H$ , подводимой к насосу мощности  $N$  и КПД  $\eta$ ) от подачи  $Q$  при постоянной частоте вращения и физических свойствах перекачиваемой жидкой среды на входе в насос.

Рабочая характеристика строится на одном поле чертежа. Построение осуществляется на основании опытных данных, полученных в результате проведения испытаний насоса на стенде. Рабочая характеристика насоса 6Ш8 представлена на рисунке 2.3.

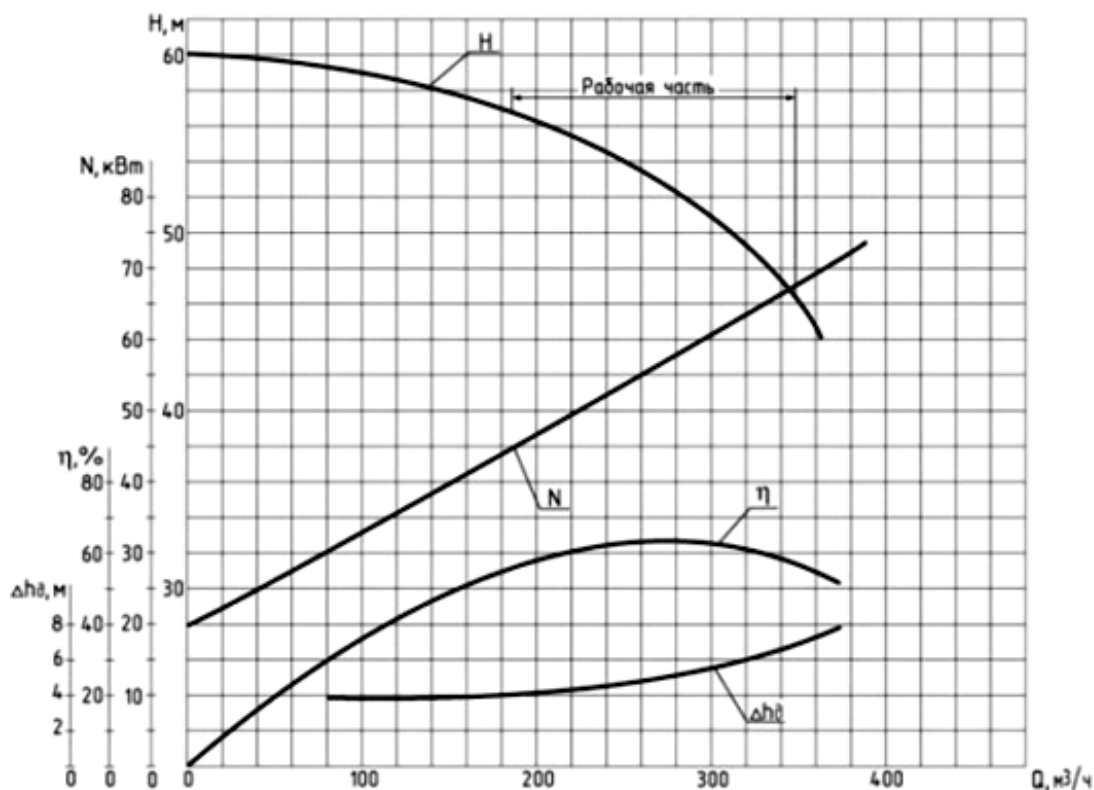


Рисунок 2.3 – Рабочая характеристика насоса 6Ш8 при работе на чистой воде

## 2.2 Анализ основных неисправностей и причин отказов

Анализ основных неисправностей и причин отказов насосов 6Ш8 был произведен на основании данных и экспертных оценок механиков, обслуживающих насосные агрегаты на промыслах.

Причины неисправностей насоса 6Ш8 и способы их устранения приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Причины неисправностей насоса 6Ш8 и способы их устранения

Неисправность	Вероятная причина	Способ устранения
Агрегат не подает гидросмесь	1. Насос и всасывающий трубопровод не были залиты водой перед запуском;	1. Залить водой насос и всасывающий трубопровод

Агрегат не подает гидросмесь	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Трубопроводы зашламованы;</li> <li>2. Всасывающий трубопровод не герметичен;</li> <li>3. Происходит подсос воздуха.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Очистить трубопроводы</li> <li>2. Устранить подсос воздуха</li> </ol>
Агрегат не обеспечивает необходимую подачу	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Уровень гидросмеси падает настолько, что возможен подсос воздуха</li> <li>2. Износ уплотнения вала</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Остановить насос до наполнения резервуара</li> <li>2. Заменить сальниковое уплотнение</li> </ol>
Агрегат не обеспечивает необходимого напора	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Износ рабочего колеса</li> <li>2. Электродвигатель не развивает полного числа оборотов, вследствие пониженного напряжения</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Заменить рабочее колесо</li> <li>2. Проверить напряжение в электросети</li> </ol>
Агрегат вибрирует во время работы	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Недопустимая несоосность осей валов насоса и электродвигателя</li> <li>2. Слабо закреплен насос и электродвигатель</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Отцентрировать оси валов насоса и электродвигателя</li> <li>2. Подтянуть болты, крепящие насос электродвигатель</li> </ol>

### 2.3 Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства (уплотнения) базовых конструкций применяют в подвижных и неподвижных соединениях для разделения сред с различными физическими свойствами и (или) параметрами.

Уплотнения можно подразделить на функциональные элементы и представить в виде структурной схемы с указанием взаимосвязей элементов и их зависимости от параметров сред и соединений. Общими элементами уплотнений различных видов являются уплотняемые поверхности стыка соединения и обеспечивающий герметичность уплотнитель. На работоспособность уплотнения влияют эксплуатационные, конструктивные, технологические, технико-экономические и экологические факторы. Важнейшими из них

являются: свойства рабочей и окружающей сред, режимы работы, свойства материалов герметизируемого соединения и уплотнителя, допускаемые пределы утечки, ресурс, общий срок эксплуатации, токсичность и химическая агрессивность сред.

В соответствии со свойствами материала и характером производства их подразделяют на механические (детали из твердых тел – углеграфитовые или стальные кольца), резиновые или эластомерные (резиновые кольца или манжеты), композиционные, набивочные, жидкостные (жидкости специальные и разделительные). На рисунке 2.4 представлены уплотнения по типу герметизируемых соединений.



**Рисунок 2.4 - Типы герметизируемых соединений и индексация уплотнений**

Для расчета уплотнений подвижных соединений необходимо изучить совокупность проблем герметичности, трения и изнашивания. Движение контртела (вала, штока и др.) вызывает новые физические процессы в зоне контакта с уплотнителем, в результате которых, между поверхностями может возникнуть пленка смазочного материала и в образовавшийся зазор  $\delta$  может проникнуть герметизируемая среда. В торцовых и радиальных УВ поток, создаваемый перепадом давлений  $\Delta p$ , перпендикулярен потоку жидкости в



направлении скольжения. В УПС этот поток совпадает по направлению с движением контртела.

Процессы в области контакта зависят, прежде всего, от свойств материалов контактирующих тел, поэтому они существенно различны для механических и эластомерных УПС и УВ. Одной из особенностей УПС и УВ является широкий диапазон условий работы и возникающих при этом различных режимов трения. Переход от одного режима трения к другому обусловлен изменением рабочих параметров  $\mu$ ,  $\nu$ ,  $\rho_k$  и наличием (или отсутствием) пленки смазочного материала. Многие смеси резины близки по составу и свойствам, поэтому в стандартах общего назначения указаны лишь группы резин с примерно одинаковыми свойствами. Поскольку принципы группирования различны и не основаны на классификации, существует несоответствие между группами, установленными разными стандартами. Так, группы по ГОСТ 18829-73 на кольца резиновые не совпадают с группами по ГОСТ 8752-79 на манжеты резиновые и с группами по документации для авиационной, химической промышленности и т. д. Основные свойства резины определяют свойства каучука. Комплекс ингредиентов в оптимальных соотношениях определяется особенностями каучука, требованиями совместимости со средой и условиями эксплуатации, что позволяет получить резину с наилучшими физико-механическими свойствами. В связи с этим в большинстве стандартов исходными принципами группирования резин являются рабочая среда и тип каучука

Для уменьшения утечек жидкости из отвода в подвод у входа в рабочее колесо выполняют уплотнение в виде малого зазора между рабочим колесом и корпусом. Стенки этого зазора изнашиваются довольно быстро из-за большой скорости жидкости в нём, способствующей химическому и эрозионному разрушению материала. Особенно быстро они изнашиваются при наличии в жидкости абразивных частиц. Для того чтобы при износе уплотняющего зазора не пришлось менять рабочее колесо или корпус насоса, на них часто закрепляют сменные уплотнительные кольца, образующие уплотняющий зазор. Следует отметить, что увеличение утечек, получающее при износе уплотнения рабочего

колеса, приводит к изменению закона распределения давления в области с левой стороны колеса. Это может привести к увеличению осевой силы давления в 1,5...2 раза.

В местах выхода вала из корпуса насоса чаще всего устанавливают сальники. Набивку чаще всего изготавливают из специального хлопчатобумажного или, при высокой температуре перекачиваемой жидкости, асбестового шнура квадратного сечения и, перед установкой, пропитывают смазкой из графита и технического жира. Шнур укладывают отдельными кольцами. Его нельзя наматывать на вал одним куском, так как при этом трудно получить равномерное по окружности поджатие набивки. При работе материал набивки изнашивается, перестает плотно прилегать к валу и утечка жидкости увеличивается. Поэтому гайки сальника надо периодически подтягивать. Если повторное натяжение крышки сальника не дает уплотнения или приводит к чрезмерному нагреву сальника, то набивку необходимо сменить. Набивка работает до смены от 200 до 4000 ч. в зависимости от степени загрязнения жидкости и материала набивки.

Вместо сальниковых уплотнений часто применяют торцовые. В крышку уплотнения запрессовывают неподвижное кольцо пары трения, к которому пружиной и давлением жидкости прижимается вращающееся кольцо. Уплотняющее резиновое кольцо препятствует протеканию жидкости между валом и кольцом.

### 3 Патентная проработка и описание предлагаемой модернизации

В авторском свидетельстве SU № 1318024 А предлагается рабочее колесо центробежного насоса, содержащее ведущий и покрывной диски и установленные между ними лопатки с лицевыми и тыльными сторонами отличающиеся тем, что с целью повышения ресурса работы на абразивных жидкостях, поверхности лицевых сторон лопаток перпендикулярны поверхностям дисков, а поверхности тыльных сторон наклонены к покрывному диску под углом  $74...87^{\circ}$ . (рисунок 1.3)[9]

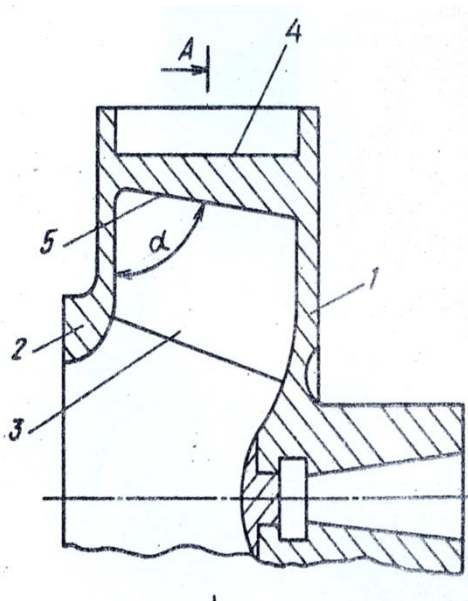


Рисунок 3.1 - Рабочее колесо центробежного насоса

1- ведущий диск; 2- покрывной диск; 3- лопатка; 4- лицевая сторона лопатки;  
5 - тыльная сторона лопатки

В авторском свидетельстве SU №1416755 А1 предлагается рабочее колесо грунтового насоса, содержащее основные лопатки с рабочими поверхностями, закреплённые между передним и задним дисками, снабжёнными уплотнительными лопатками с рабочими поверхностями, отличающееся тем, что, с целью повышения долговечности насоса путём уменьшения абразивного износа его элементов, рабочие поверхности уплотнительных лопаток переднего диска выполнены из периферийных и центральных участков, сопряжённых под острыми углами, направленными вершинами в сторону вращения колеса, причём

периферийные участки идентичны рабочим поверхностям основных лопаток, а центральные участки выполнены вогнутыми (рисунок 3.2).[8]

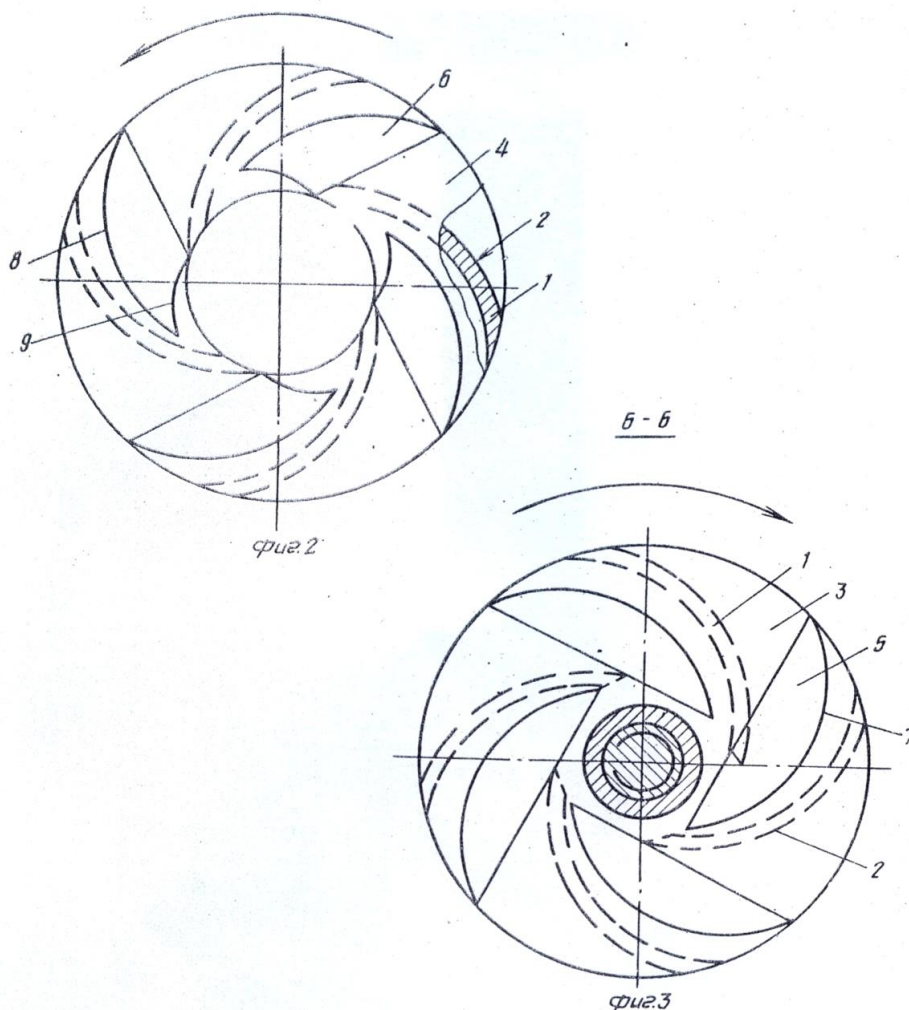


Рисунок 3.2 - Рабочее колесо грунтового насоса

1- основные лопатки; 2 - рабочие поверхности основных лопаток;  
3 - передний диск; 4- задний диск; 5,6 - уплотнительные лопатки; 7 - рабочие поверхности уплотнительных лопаток

В авторском свидетельстве SU № 1028894 А предлагается лопастное колесо насоса для перекачки абразивных жидкостей отличающееся тем, что, с целью повышения его износостойкости при перекачке мелкодисперсных жидкостей, рабочая поверхность каждой лопатки имеет уступ с наклонной поверхностью, расположенной под углом не менее 60 к оси вращения колеса и сопряжённой с другой, примыкающей к рабочей поверхности лопатки (рисунок 3.3)[7]

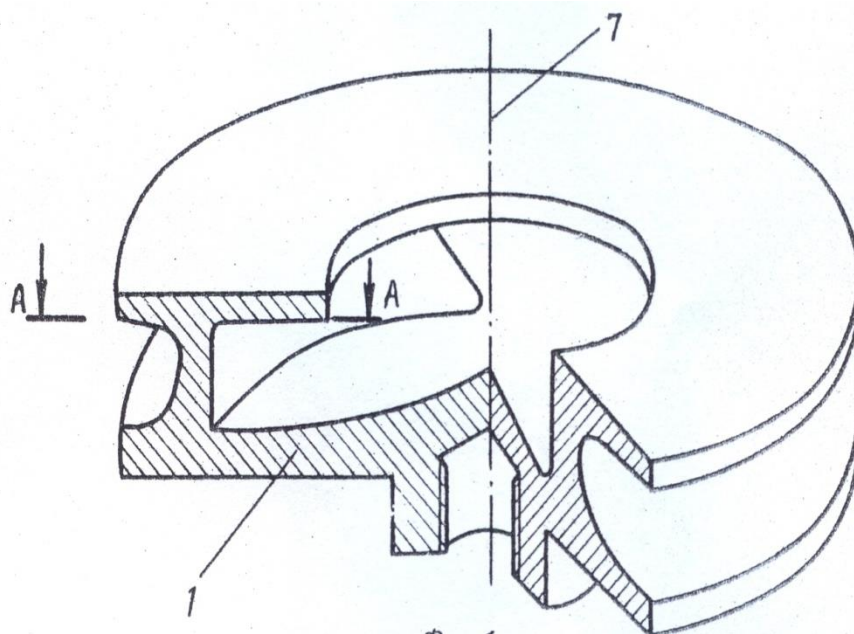


Рисунок 3.3 - лопастное колесо насоса для перекачки абразивных жидкостей

В патенте SU №1528035 A1 предлагается центробежный насос, содержащий корпус с передней и задней стенками и установленное в нем рабочее колесо с ведущим и ведомым дисками и расположенными между ними рабочими лопатками с входными и выходными кромками, при этом на ведомом диске со стороны передней стенки и на ведущем диске со стороны задней стенки выполнены отбойные лопатки, отличающийся тем, что ,угол установки отбойных лопаток ведомого диска на выходе равен углу установки отбойных лопаток ведущего диска на выходе, причем количество отбойных лопаток на ведомом диске равно общему количеству отбойных лопаток ведущего диска (рисунок 3.4).[10]

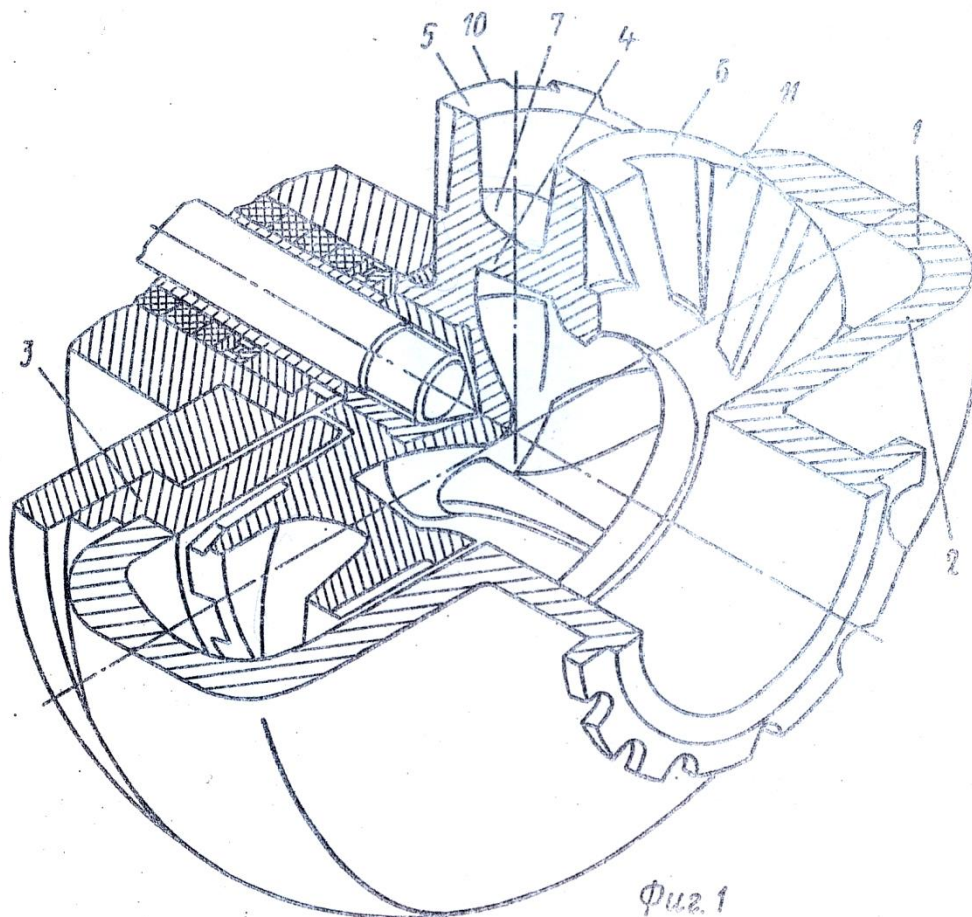


Рисунок 3.4 - Центробежный насос и установленное в нём рабочее колесо  
 1- корпус; 2,3- передние и задние стенки; 4- рабочее колесо; 5,6- ведущий и ведомый диски; 7- рабочие лопатки; 10,11- отбойные лопатки

### 3.1 Описание предлагаемой конструкции насоса

В качестве предлагаемой модернизации [11] предложена конструкция шнекоцентробежного шламового насоса. Таким образом, рабочий орган – центробежное колесо, дополнительно оснащается на входе шнеком.

Предлагаемая конструкция (рисунок 3.5) содержит корпус 1 со всасывающим патрубком 2 и установленный в нем, закрепленный на валу 3 ротор, включающий центробежное колесо 4 закрытого типа и предвключенный шнек с лопатками 5, выполненными на втулке 6. Лопатки 5 одновременно расположены внутри всасывающего патрубка 2 и горловине колеса 4.

Шнек выполнен двухзаходным, а его лопатки 5 установлены перпендикулярно втулке 6.

Диаметр лопаток 5 шнека выполнен уменьшающимся по направлению к центробежному колесу 4.

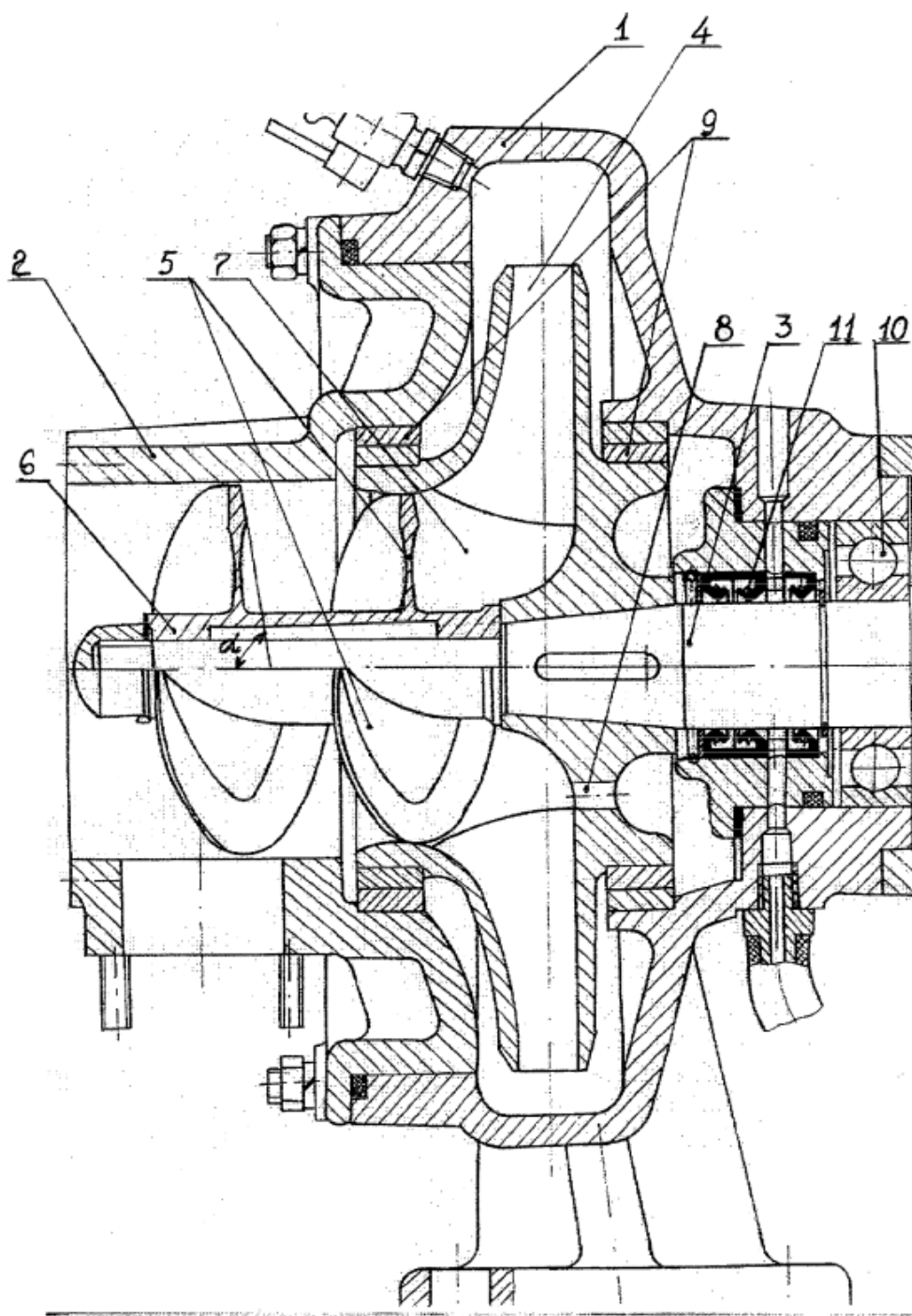


Рисунок 3.5 - Шнекоцентробежный шламовый насос

Принцип действия шнека основывается на использовании вращающегося винта, спиральная часть которого, способна перемещать раствор, расположенный в полостях между корпусом и винтовым пером шнека. Такая

схема обладает компактностью и имеет высокий коэффициент полезного действия, что делает насос экономичным оборудованием.

При вращении вала 3 происходит засасывание бурового раствора во всасывающий патрубок 2 предвключенным шнеком в центробежное колесо 4. За счет размещения выходного участка шнека внутри горловины 7 центробежного колеса 4 предотвращается распространение обратных токов из центробежного колеса 4 ко входу шнека, увеличивается окружная составляющая абсолютной скорости на входе в каналы центробежного колеса 4 и повышается напор, что, в свою очередь приводит к уменьшению величины динамического падения давления на лопастях центробежного колеса 4 и к повышению антикавитационных качеств насоса в целом.

В результате такого исполнения ротора насоса достигается повышение антикавитационных качеств и снижение кавитационной эрозии ротора насоса, а следовательно повышение ресурса шламового насоса.

Проведенная модернизация позволит снизить перетоки раствора (обратно во всасывающий патрубок), что приводит к увеличению к.п.д. насоса в целом, к уменьшению износа колеса и корпуса в результате образования антикавитационного эффекта.



## 4 Расчет насоса

К основным рабочим органам центробежных насосов относится рабочее колесо, а также отвод, в котором располагается рабочее колесо. Поэтому в расчетной части будут определены их конструктивные размеры[.

### 4.1 Расчет параметров рабочего колеса

Исходными данными для расчета рабочего колеса в данном случае можно принять следующие величины[2]:

Подача насоса	$Q=170 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,04722 \text{ м}^3/\text{с}$
Напор	$H=50\text{м}$
Частота вращения колеса	$n=1481 \text{ об/мин} = 24,68 \text{ с}^{-1}$
Угловая скорость	$\omega=155 \text{ рад/с}$
Плотность перекачиваемой жидкости	$\rho=1200 \text{ кг/м}^3$

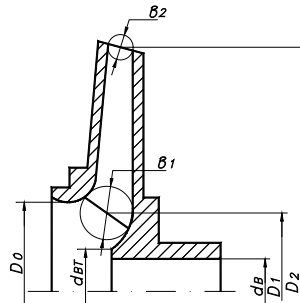


Рисунок 4.1 – Конструкция рабочего колеса

Расчитываем размеры и параметры меридианного сечения рабочего колеса.

Коэффициент быстроходности  $n_s$ :

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{(g \cdot H_{CT})^{3/4}}, \quad (4.1)$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$H_{CT}$ – напор, создаваемый одной ступенью, м.

$H_{CT} = H = 50\text{м}$ .

$$n_s = \frac{24,68 \cdot \sqrt{0,04722}}{(9,81 \cdot 50)^{3/4}} = 0,0514$$

Для центробежных насосов такой коэффициент быстроходности допустим, однако он свидетельствует о небольшом КПД насоса.

Расход жидкости в каналах рабочего колеса  $Q_k$ :

$$Q_k = \frac{Q}{\eta_{об}}, \quad (4.2)$$

где  $\eta_{об}$  – объемный коэффициент полезного действия;

$Q$  - расход жидкости, м<sup>3</sup>/ч.

Объемный коэффициент полезного действия  $\eta_{об}$ :

$$\eta_{об} = \frac{1}{1+6 \cdot 10^{-3} (n_s)^{-2/3}} = \frac{1}{1+6 \cdot 10^{-3} (0,0514)^{-2/3}} = 0,958 \quad (4.3)$$

Тогда:

$$Q_k = \frac{0,04722}{0,958} = 0,04929$$

Приведенный диаметр входа в рабочее колесо по одному из критериев подобия:

$$\frac{Q_k}{(n \cdot D_{1пр}^3)} = const \quad (4.4)$$

где

$D_{1пр}$  – приведенный диаметр входа в рабочее колесо, м.

Приведенный диаметр входа в рабочее колесо  $D_{1пр}^3$ :

$$D_{1пр} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n}}, \quad (4.5)$$

где  $k_{вх}$  – коэффициент входа,  $k_{вх} = 0,9-1,28$ .

Для малых размеров ( $D_{1пр} < 70$  мм) рекомендуются самые большие коэффициенты; средние – для первых ступеней многоступенчатых насосов; малые – для больших диаметров и промежуточных ступеней многоступенчатых насосов. Примем  $k_{вх} = 0,95$ .

$$D_{пр} = D_0^2 - d_{вт}^2, \quad (4.6)$$

где  $D_0$  – внешний диаметр входа в рабочее колесо, м;

$d_{вт}$  – диаметр втулки колеса, м.

$$D_{1пр} = 0,95 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,04929}{24,68}} = 0,1196 \approx 0,12$$

КПД насоса  $\eta$ :

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{\text{м}}, \quad (4.7)$$

где  $\eta_{\Gamma}$  – гидравлический КПД;

$\eta_{об}$  – объемный КПД,  $\eta_{об} = 0,958$ ;

$\eta_{\text{м}}$  – механический КПД,  $\eta_{\text{м}} = 0,8 \dots 0,98$

Меньшее значение  $\eta_{\text{м}}$  принимается для многоступенчатых насосов, для насосов с малым  $n_s$  (коэффициентом быстроходности), с осевой опорой у каждого колеса. Для нашего случая принимаем  $\eta_{\text{м}} = 0,8$ .

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 120 - 0,172)^2} = 0,88$$

Тогда:

$$\eta = 0,88 \cdot 0,958 \cdot 0,8 = 0,67$$

Определяем мощность потребляемую насосом:

$$N = \frac{Q_k \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta}, \quad (4.8)$$

где  $\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$H$  – напор, м.

$$N = \frac{0,04929 \cdot 1200 \cdot 9,8 \cdot 50}{0,67} = 43302 \text{ Вт} \approx 43,3 \text{ кВт}$$

Диаметр вала  $d_{\text{в}}$ :

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{N}{n \cdot [\tau]}}, \quad (4.9)$$

где  $[\tau]$  – допустимое напряжение материала вала при кручении (в предварительном расчете вала оно принимается заниженным), Па;  $[\tau] = 12-20$  МПа.

Принимаем  $[\tau] = 19 \cdot 10^6$  Па.

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{43302}{24,68 \cdot 19 \cdot 10^6}} = 0,045$$

т.е. можно использовать вал от насоса 6Ш8. Материал вала: Сталь 40Х ГОСТ 4543-71;  $[\tau] = 1500 \text{ кгс/см}^2 = 150 \text{ МПа}$ .

Диаметр вала: М45 допускается.

Внешний диаметр втулки  $d_{BT}$ :

$$d_{BT} = (1,2 - 1,35 \cdot d_B) \quad (4.10)$$

Для валов меньшего диаметра (25 - 17 мм) берут коэффициенты 1,2-1,35. В нашем случае принимаем коэффициент 1,22.

$$d_{BT} = 1,22 \cdot 0,045 = 0,055 \text{ м}$$

Диаметр входа в колесо  $D_0$ :

$$D_0 = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot Q_k}{\pi \cdot C_0}\right)^2 + d_{BT}^2}, \quad (4.11)$$

где  $C_0$  – осевая скорость жидкости у входа в пространстве между  $D_0$  и  $d_{BT}$ , определяется без учета подкрутки потока по зависимости Руднева, м/с:

$$C_0 = (0,9 - 1,28) \cdot \sqrt[3]{Q_k \cdot n^2}, \quad (4.12)$$

принимаем  $k_{вх} = 0,95$ .

$$C_0 = 0,95 \cdot \sqrt[3]{0,04929 \cdot 24,68^2} = 2,95 \text{ м/с}$$

Тогда:

$$D_0 = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 0,04929}{3,14 \cdot 2,95}\right)^2 + 0,055^2} = 0,155 \text{ м}$$

Округлив, принимаем значение  $D_0$ , как у насоса 6Ш8:  $D_0 = 0,15 \text{ м}$ .

Диаметр колеса у входной кромки лопасти  $D_0$ :

$$D_1 = (0,8 - 0,9) \cdot D_0, \quad (4.13)$$

$$D_1 = (0,8 - 0,9) \cdot 0,155 = 0,124$$

Принимаем  $D_0 = 0,135 \text{ м}$ .

Ширина канала рабочего колеса у входной кромки лопасти  $b_1$ :

$$b_1 = \frac{Q_k}{\pi \cdot D_1 \cdot C_{0m}}, \quad (4.14)$$

где  $C_{0m}$  – скорость потока на входе у лопастей до стеснения ими проходного сечения, м/с.

Принимаем  $C_{0m} = C_0 \approx (2,95 - 3,1) \approx 2,95$  м/с

Тогда:

$$v_1 = \frac{0,04929}{3,14 \cdot 0,135 \cdot 2,95} = 0,039 \approx 0,4 \text{ м.}$$

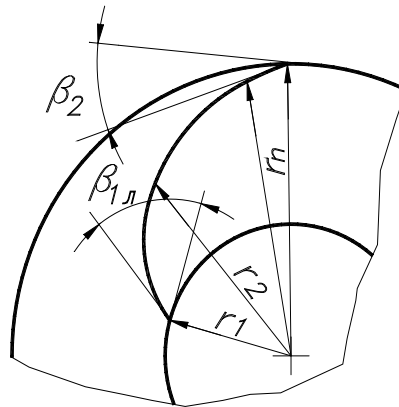


Рисунок 4.2 – Схема лопасти колеса

Угол входной кромки лопасти  $\beta_{1л}$ :

$$\beta_{1л} = \beta_1 + \delta, \quad (4.15)$$

где  $\delta$  – угол атаки, °

$\delta = 5 - 10^\circ$ , для повышения кавитационных качеств принимают

$\delta = 15^\circ$ .

Определяем  $\beta_1$  из выражения :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1}, \quad (4.16)$$

где  $U_1$  – окружная скорость.

$$C_{1m} = k_1 \cdot C_{0m}, \quad (4.17)$$

где  $k_1$  – коэффициент стеснения проходного сечения лопастями на входе колеса;  $k_1 = 1.1 - 1.25$

Примем  $k_1 = 1,25$ .

$$C_{1m} = 1.25 \cdot 2.95 = 3.69 \text{ м/с.}$$

Определим окружную скорость:

$$U_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2}, \quad (4.18)$$

$$U_1 = \frac{155 \cdot 0.135}{2} = 10.46 \text{ м/с}$$

Тогда:

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{3,69}{10,46} = 0,35277$$

Отсюда:

$$\beta_1 = \text{arctg} 0.35277 = 19.431438^\circ \approx 19^\circ 30'$$

Примем  $\delta = 7^\circ 30'$ .

$$\beta_{1л} = 19,5 + 7,5 = 27$$

$\rho_k = 0,7 - 0,75$  – коэффициент реакции для насосов, принимаем для нашего случая  $\rho_k = 0,74$ .

$$C_{2u} = 2 \cdot (1 - 0.74) = 0.52 \text{ м/с}$$

Тогда:

$$U_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 56,82}{0,52}} = 32,74 \text{ м/с}$$

$$D_2 = \frac{2 \cdot 32,74}{155} = 0,422 \text{ м}$$

Округляем  $D_2 = 0,42$  м.

Находим отношение:

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{0,42}{0,128} = 3,1 \quad (4.19)$$

Ширина канала рабочего колеса у входной кромки лопасти  $D_2$ :

$$B_2 = \frac{Q_k}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{2m}}, \quad (4.20)$$

где  $C_{2m}$  – меридиальная скорость на выходе из колеса, взятая без учета стеснения проходного сечения лопастями, м/с.

Принимают

$$C_{2m} = (0.8 - 1.1) \cdot C_{0m}, \quad (4.21)$$

В частности  $C_{0m}$  ближе к нижнему пределу в случае, если возникают технологические трудности при изготовлении колеса с узким каналом на выходе из него.

$$C_{2m} = 0,85 \cdot 2,95 = 2,5 \text{ м/с}$$

Тогда:

$$v_2 = \frac{0,04929}{3,14 \cdot 0,42 \cdot 2,5} = 0,15 \text{ м}$$

Угол выходной кромки лопасти  $\beta_2$  находят их планов скорости  $W_1$  и  $W_2$  с учетом коэффициента стеснения:

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_{1л} \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{C_{2m}}{C_{1m}}, \quad (4.22)$$

где  $\frac{W_1}{W_2} = 1,6 - 1,2$ - для насосов с  $n_s = 0.04 - 1.1$ ;

$\frac{W_1}{W_2} = 1,2 - 1,1$ - для насосов с  $n_s = 0.1 - 1.25$

Для нашего случая, при  $n_s = 0,0514$  принимаем  $\frac{W_1}{W_2} = 1,5$ .

Средний внешний диаметр колеса  $D_2$ :

$$D_2 = \frac{2 \cdot U_2}{\omega}, \quad (4.23)$$

где  $U_2$  – окружная скорость, м/с.

$$U_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H_T}{C_{2u}}}, \quad (4.24)$$

где  $H_T$  - теоретический напор, м.

$$H_T = \frac{H}{\eta_r}, \quad (4.25)$$

$$H_T = \frac{50}{0,88} = 56,82 \text{ м}$$

где  $C_{2u}$  – коэффициент окружной составляющей абсолютной скорости жидкости при выходе из колеса.

$$C_{2u} \quad (4.26)$$

где  $k_2$  – коэффициент стеснения проходного сечения лопастями на выходе из колеса (чем больше диаметр  $D_2$ , тем меньше коэффициент),  $k_2 = 1,04 - 1,1$ , т.е. предварительно выбираем  $k_2 = 1,05$ ;

$k_1 = 1,1-1,25$  – коэффициент стеснения лопастями, предварительно принимаем  $k_1 = 1,12$

$$\sin\beta_2 = \sin 27^\circ \cdot 1,5 \cdot \frac{1,05}{1,12} \cdot \frac{2,5}{3,69} = 0,43253$$

$$\beta_2 = 25,6286^\circ \approx 25^\circ$$

Оптимальное число лопастей  $Z_\varepsilon$ :

$$Z_\varepsilon = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_2 + \beta_{1л}}{2}, \quad (4.27)$$

где  $k = 6,5$  – при лопастях относительно большой толщины (~4-6 мм)

$k \geq 8$  – при лопастях, выполненных из листа с малой толщиной (~2-3 мм)

В нашем случае принимаем  $k = 6,5$  (при  $s = 16$  мм).

$$Z_\varepsilon = 6,5 \cdot \frac{0,42 + 0,135}{0,42 - 0,135} \cdot \sin \frac{25^\circ + 27^\circ}{2} = 5,5$$

Округляем и принимаем  $Z_\varepsilon = 5$  лопаток.

Теоретический напор при бесконечном числе лопастей  $H_{рт}$ :

$$H_{рт} = (1 + p) \cdot H_T, \quad (4.28)$$

$$p = \frac{2 \cdot \Psi}{Z_\varepsilon} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}, \quad (4.29)$$

$$\Psi = \frac{\pi}{2} \left[ \sin\beta_2 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \sin\beta_{1л} \right], \quad (4.30a)$$

или для  $n_s = 0,06-0,125$ :

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \cdot \sin\beta_2, \quad (4.30б)$$

Для нашего случая:

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \cdot 0,422618 = 0,85$$

Тогда:

$$p = \frac{2 \cdot 0,85}{5} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,135}{0,42}\right)^2} = 0,38$$

$$H_{рт} = (1 + 0,38) \cdot 56,58 = 78,41 \text{ м}$$

Проверка расчета:



$$C_{2m} = k_2 \cdot C_{2m}, \quad (4.31)$$

$$C_{2m} = 1.04 \cdot 2.52.6\text{м/с}$$

$$U_{2(2)} = \left( \frac{C_{2m}}{2 \cdot \text{tg}\beta_2} \right) + \sqrt{\left( \frac{C_{2m}}{2 \cdot \text{tg}\beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{\text{пр}}}, \quad (4.32)$$

$$U_{2(2)} = \left( \frac{2,6}{2 \cdot \text{tg}25^\circ} \right) + \sqrt{\left( \frac{2,6}{2 \cdot \text{tg}25^\circ} \right)^2 + 0,78 \cdot 78,41} = 30,66\text{м/с}$$

Определяем:

$$D_{2(2)} = \frac{2 \cdot U_{2(2)}}{\omega}, \quad (4.33)$$

$$D_{2(2)} = \frac{2 \cdot 30,66}{155} = 0,395\text{м}$$

$$B_{2(2)} = \frac{Q_k}{(\pi \cdot D_{2(2)} \cdot C_{2m})},$$

$$B_{2(2)} = \frac{0,04929}{(3,14 \cdot 0,395 \cdot 2,5)} = 0,0158\text{м} \quad (4.34)$$

## 4.2 Расчет вала на прочность

Рассчитаем вал по заданным параметрам на прочность. [6]

Исходные данные для расчета:

Мощность двигателя  $N = 50$  кВт;

Число оборотов  $n = 1481$  об/мин;

Для расчета вала на кручение диаметр вала  $d = 45$  мм;

на изгиб  $d = 50$  мм.

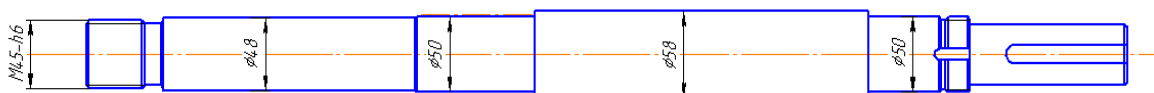


Рисунок 4.4 - Расчетная схема

Наибольший крутящий момент определяется по формуле

$$M_k = \frac{30N}{\Pi n}, \quad (4.62)$$

где  $N$  – мощность двигателя, кВт;

$n$  – частота вращения вала, об/мин.

$$M_K = \frac{30 \cdot 50 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1481} = 318 \text{ Нм}$$

Наибольшее касательное напряжение от кручения:

$$\tau = \frac{M_K}{W_K}, \quad (4.63)$$

где  $M_K$ - момент кручения, Нм;

$W_K$ - момент сопротивления вала кручению, мм<sup>3</sup>.

Момент сопротивления вала кручению определяется по формуле:

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16}, \quad (4.64)$$

где  $d$  - диаметр вала, мм.

$$W_K = \frac{3,14 \cdot 45^3}{16} = 17883 \text{ мм}^3$$

$$\tau = \frac{318 \cdot 10^3}{17883} = 17,8 \text{ МПа}$$

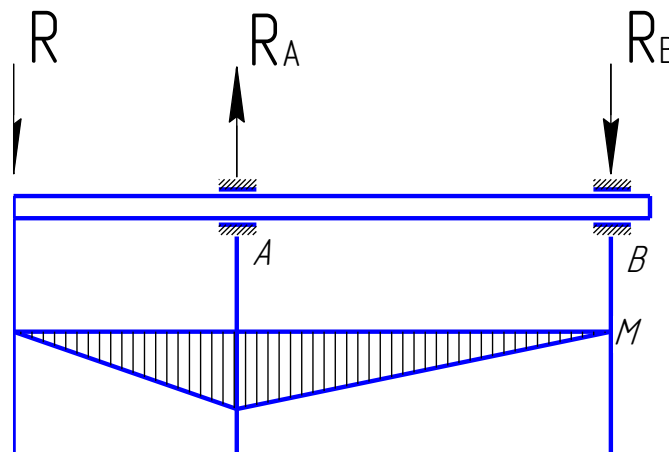


Рисунок 4.5 - Эпюры моментов

Из эпюры изгибающего момента видно, что наиболее опасным будет сечение в точке А (рисунок 4.5). Расчет вала на прочность произведем в этом сечении. Диаметр вала в опасном сечении  $d = 50$  мм.

При расчете момента сопротивления вала изгибу диаметром 50 мм, при расчете момента сопротивления вала кручению, диаметры концов вала 45 мм.

Наибольшее нормальное напряжение от изгиба:

$$\sigma = \frac{Mu}{Wu}, \quad (4.65)$$

где  $M_u$  - наибольший изгибающий момент, Нм;

$W_u$  - момент сопротивления изгибу, Нм.

Наибольший изгибающий момент определяется по формуле

$$M_u = Gl, \quad (4.66)$$

где  $G$  - усилие от веса колеса, н;

$l$  - плечо, мм

Усилие от веса колеса

$$G = mg, \quad (4.67)$$

где  $m$  - масса колеса, кг.

$$G = 11,3 \cdot 9,81 = 110,8 \text{ н}$$

Отсюда:

$$M_u = 110,8 \cdot 0,3 = 33,24 \text{ нм}$$

Момент сопротивления вала изгибу определяется по формуле:

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (4.68)$$

где  $d$  - диаметр вала, мм.

$$W_u = \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} = 12265 \text{ мм}^3$$

$$\sigma = \frac{118 \cdot 10^3}{12265} = 9,62 \text{ МПа}$$

Определим сумму моментов относительно точки В:

$$\sum M_B = G \cdot 0,6 - R_A \cdot 0,3 = 0$$

$$R_A = \frac{G \cdot 0,6}{0,3} = \frac{110,8 \cdot 0,6}{0,3} = 221,6 \text{ Н;}$$

$$R_B = 221,6 - 110,8 = 110,8 \text{ Н}$$

Изгибающий момент относительно точки А:

$$M_{\text{чa}} = Gl, \quad (4.69)$$

где  $G$  - усилие от колеса, Н;

$l$  - плечо изгиба, мм

$$M_{\text{чa}} = 110,8 \cdot 0,3 = 33,24 \text{ Нм}$$

Суммарное наибольшее напряжение вала определяется по формуле

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (4.70)$$

где  $\sigma$  - наибольшее нормальное напряжение от изгиба, МПа;

$\tau$  - наибольшее напряжение от кручения, МПа

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(9,62)^2 + 4 \cdot 17,8^2} = 18 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала вала (сталь 40Х).

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (4.71)$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести, МПа;

$S$  - коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (4.72)$$

где  $S_\tau$  - коэффициент запаса прочности при кручении;

$S_\sigma$  - коэффициент запаса прочности при изгибе

$$S_\sigma = \frac{\sigma W_u}{M_u}, \quad (4.73)$$

где  $M_u$  - момент сопротивления вала изгибу, мм<sup>3</sup>;

$W_u$  - изгибающий момент, Нм

$$S_\sigma = 3,1$$

$$S_\tau = \frac{\tau W_K}{M_K}, \quad (4.74)$$

где  $W_K$  - момент сопротивления вала кручению, мм<sup>3</sup>;

$M_K$  - момент кручения, Нм

$$S_\tau = 4,5$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S = 2,5$$

Допускаемое напряжение:

$$[\sigma] = \frac{640}{2,5} = 256 \text{ МПа}$$

Так как  $\sigma_{\max} < [\sigma]$ , можно диаметр вала принять 48 мм.

### 4.3 Расчет осевого усилия на вал

$$T = T_1 - T_2, \quad (4.75)$$

где  $T$  - осевое усилие действующее со стороны колеса на вал;

$T_1$  - осевое усилие действующее на колесо и вал со стороны вала;

$T_2$  - осевое усилие действующее на колесо со стороны всасывающего патрубка;

$$T_1 = \left( (\pi D_k^2) / 4 - (\pi d_B^2) / 4 \right) H, \quad (4.76)$$

где  $D_k$  - диаметр рабочего колеса;

$d_B$  - диаметр вала;

$$T_2 = \left( (\pi D_k^2) / 4 - (\pi d_{вп}^2) / 4 \right) H, \quad (4.77)$$

где  $d_{вп}$  - диаметр окна всасывания на рабочем колесе.

$$T_1 = \left( (3,14 \times 20^2) / 4 - (3,14 \times 6,2^2) / 4 \right) 4,5 = 1277 \text{ кг};$$

$$T_2 = \left( (3,14 \times 20^2) / 4 - (3,14 \times 12,8^2) / 4 \right) 4,5 = 834 \text{ кг};$$

$$T = 1277 - 834 = 443 \text{ кг}.$$

### 4.4 Расчет уплотнения

Для того чтобы рассчитать уплотнение необходимо задать исходные параметры исходя из требований международного стандарта качества ISO 9001:2000, размеров исходного уплотнения и насоса.

Материал для подвижного кольца пары трения – углерадит пропитанный смолами. Материал для неподвижного кольца пары трения – карбид кремния КК-90. Материал резиновых деталей – NBR. Материал стальных деталей – SS304.

Зададим исходные данные для расчета параметров уплотнения:

Диаметр вала насоса  $d = 48$  мм

Внутренний диаметр колец пары трения  $D_1 = 58$  мм

Наружный диаметр колец пары трения  $D_2 = 96$  мм

Высота вращающегося кольца пары трения  $h_f = 40$  мм

Высота неподвижного кольца пары трения  $h_s = 20$  мм

Максимальный наружный диаметр вращающейся части  $D_3 = 96$  мм

Диаметр камеры под торцовое уплотнение  $D_4 = 100$  мм

Наружный диаметр резиновой оболочки  $D_0 = 92$  мм

Поясок контакта резиновой оболочки с валом  $l_0 = 25$  мм

Установочная длина (для полностью изношенного вращ. кольца)  $L_0 = 81$   
мм

Установочная длина вращающейся части  $L_1 = 88$  мм

Установочный диаметр под контркольцо  $D_6 = 94$  мм

Для контркольца с г-образной резиновой манжетой  $D_5 = 88$  мм

Перепад давления в торцовом уплотнении  $\Delta p = 3,5$  кг/см<sup>2</sup>

Скорость вращения вала  $n = 1481$  мин<sup>-1</sup>

Коэффициент трения резиновой оболочки о вал  $f_{10} = 0,2$

Модуль упругости резины  $e_{10} = 10$  мпа

Диаметр капли  $d_{\text{drop}} = 3,0$

Рассчитаем необходимые параметры уплотнений

Рассчитаем толщину резиновой оболочки в зоне её контакта с валом,  $h_{L0}$

$$h_{L0} = \frac{D_0 - d}{2}, \quad (4.78)$$

$$h_{L0} = \frac{92 - 48}{2} = 68 \text{ мм}$$

Рассчитаем удельную утечку через уплотнение:

$$q = \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot t}, \quad (4.79)$$

где  $Q$  – утечка за время  $t$ , мм<sup>3</sup>;

$D$  – диаметр вала, мм;

$t$  – время сбора утечки, час

$$q = \frac{700}{3,14 \cdot 48 \cdot 8} = 0,5 \text{ см}^2 / \text{ч}$$

Степень герметичности уплотнения:

$$U = \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot l \cdot n}, \quad (4.80)$$

где  $Q$  – объем утечки, л;

$D$  – диаметр уплотняемой поверхности, м;

$l$  – длина уплотнения, м

$$U = \frac{0,1}{3,14 \cdot 0,048 \cdot 0,088 \cdot 1} = 7,5 \text{ л/м}^2$$

Определим жесткость пружины:

$$c = \frac{F_3}{8 \cdot D_{cp}^3 \cdot n}, \quad (4.81)$$

где  $F_3$  – сила пружины при максимальной деформации, Н;

$D_{cp}$  – средний диаметр пружины, мм;

$n$  – рабочее число витков, шт..

$$c = \frac{c_1}{n},$$

где  $c_1$  – жесткость одного витка пружины, Н/мм.

$$c = \frac{298,20}{3} = 99,4 \text{ Н / мм}$$

Индекс пружины:

$$i = \frac{D_{cp}}{d}, \quad (4.81)$$

$$i = \frac{88}{12} = 7,3$$

Длина развернутой пружины:

$$L = 3,14 \cdot D_{cp} \cdot (n + n_2), \quad (4.82)$$

где  $n_2$  – поджатое число витков, шт

$$L = 3,14 \cdot 88 \cdot (3 + 1) = 1105,28 \text{ мм}$$

Массу пружины определяем по формуле:

$$m = 0,0078 \cdot (L \cdot 0,785 \cdot d^2), \quad (4.83)$$

$$m = 0,0078 \cdot (1105,28 \cdot 0,785 \cdot 12^2) = 21,8 \text{ г}$$

Необходимая масса проволоки на пружину:

$$M = \frac{m \cdot 1}{1000} \cdot 1,1, \quad (4.84)$$

$$M = \frac{21,8 \cdot 1}{1000} \cdot 1,1 = 0,02_{кг}$$

где  $k$  - коэффициент, принимаемый равным 1,6;

$D_4$  - наружный диаметр уплотнения, м;

$D_1$  - внутренний диаметр уплотнения, м.

Прижимное усилие болтов, которым достигается требуемое уплотнение

$$P = k \cdot \pi \cdot P_n \cdot \frac{(D_4^2 - D_1^2)}{4}, \quad (4.85)$$

$$P = 1,6 \cdot 3,14 \cdot 26 \cdot 10^6 \cdot \frac{(0,104^2 - 0,05^2)}{4} = 1,9 \cdot 10^5$$

#### 4.5 Расчет параметров отвода

Основной целью расчета является определение площади трех характерных сечений (рисунок 4.6) - расчетного II-II ( $F_{pc}$ ), под языком I-I ( $F_K$ ) и входа в горловину напорного патрубка III-III ( $F_r$ ).

Для насосов, транспортирующих гидросмеси, из условия снижения износа отвода номинальная подача (подача рабочего колеса) должна быть меньше оптимальной, принятой для отвода. В соответствии с этим задаемся расчетной оптимальной подачей для отвода  $Q_{opt}$  больше расчетной подачи рабочего колеса  $Q$  на 30-40%.



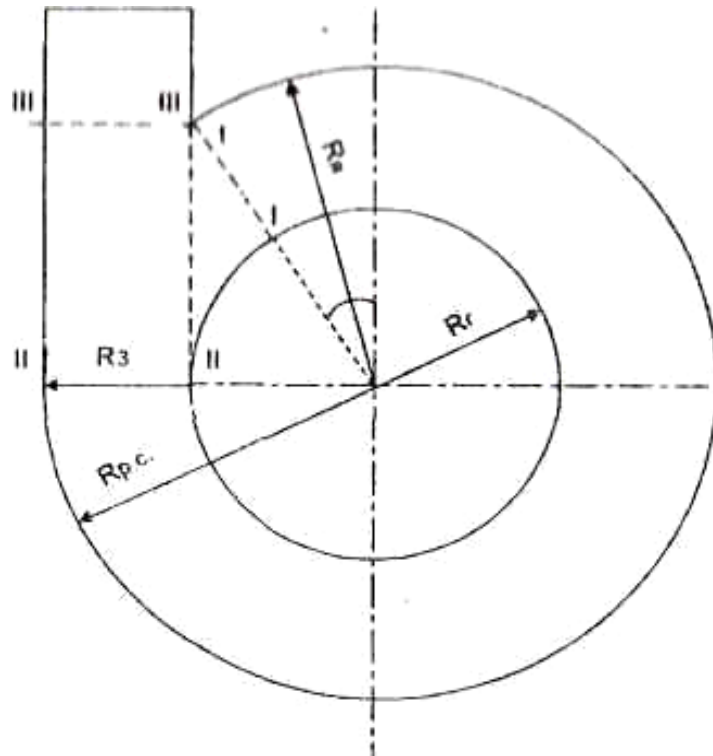


Рисунок 4.6 – Схема отвода грунтового (шламового) насоса

$$Q_{\text{опт}} = 1,4 \cdot Q = 1,4 \cdot 0,05 = 0,07 \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.86)$$

Радиальная составляющая скорости при оптимальной для отвода подаче:

$$C_{2\text{мопт}} = C_{2m} \cdot \frac{Q_{\text{опт}}}{Q} = 1,689 \text{ м/с} \quad (4.87)$$

Коэффициент стеснения потока увеличится пропорционально корню квадратному из радиальной скорости:

$$\psi_{2\text{опт}} = \psi_2 \cdot \sqrt{\frac{C_{2\text{мопт}}}{C_{2\text{б}}}} = 0,668 \cdot \sqrt{\frac{1,689}{1,206}} = 0,79 \quad (4.88)$$

Найдем поправку  $\Delta\beta_2$ :

$$\Delta\beta_2 = \frac{\arctg\left(\frac{\text{tg}20^\circ - 0,79 \cdot \text{tg}20^\circ}{1 + 0,79 \cdot \text{tg}^2 20^\circ}\right)}{2} = \frac{\arctg(0,069)}{2} = 1,97^\circ$$

Поправка на конечное число лопастей составит:

$$y = 1 - \frac{3,14 \cdot \sin(20^\circ - 1,97^\circ) \cdot 0,79}{5} = 0,847$$

Теоретический напор при подаче  $Q = 0,07 \text{ м}^3/\text{с}$  можно рассчитать по формуле:

$$H_T = \frac{157}{9,81} \left[ 0,21^2 \cdot 157 \cdot 0,847 - \frac{0,07}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,79 \cdot 0,364} \right] = 73,15 \text{ м}$$

Определяем касательную составляющую скорости потока на выходе из колеса при подаче  $Q = 0,07 \text{ м}^3/\text{с}$  по зависимости:

$$C_{2u} = \frac{g \cdot H_T}{U_2} = \frac{9,81 \cdot 73,15}{34,54} = 20,77 \text{ м/с} \quad (4.89)$$

Для дальнейших расчетов необходимо задать некоторые конструктивные размеры отвода. Ширину отвода  $B$  принимаем равной  $0,06 \text{ м}$ . Глубину отвода в сечении I-I  $b$  принимаем равной  $0,03 \text{ м}$ .

$$Q_{\text{опт}} = 1,4 \cdot Q, \quad (4.90)$$

где  $Q$  – расчетная подача рабочего колеса,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

$$Q_{\text{опт}} = 1,4 \cdot 0,047 = 0,07 \text{ м}^3/\text{с}$$

Радиальная составляющая скорости при оптимальной для отвода подаче:

$$C_{2m\text{опт}} = C_{2m} \cdot \frac{Q_{\text{опт}}}{Q}, \quad (4.91)$$

где  $C_{2m}$  – радиальная составляющая скорости потока на выходе,  $\text{м/с}$

$$C_{2m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}, \quad (4.92)$$

$$C_{2m} = \frac{0,05}{3,14 \cdot 0,44 \cdot 0,03} = 1,02 \text{ м/с}$$

$$C_{2m\text{опт}} = 1,02 \cdot \frac{0,047}{0,065} = 1,689 \text{ м/с}$$

Коэффициент стеснения потока увеличится пропорционально корню квадратному из радиальной скорости:

$$\psi_{2\text{опт}} = \psi_2 \cdot \sqrt{\frac{C_{2m\text{опт}}}{C_{2m}}}, \quad (4.93)$$

где  $\psi_2$  – коэффициент стеснения потока на выходе колеса

$$\psi_{2\text{опт}} = 0,668 \cdot \sqrt{\frac{1,689}{1,206}} = 0,79$$

Найдем поправку  $\Delta\beta_2$ :

$$\Delta\beta_2 = \frac{\theta}{2} = \frac{\arctg\left(\frac{\text{tg}\beta_2 - \psi_2 \cdot \text{tg}\beta_2}{1 + \psi_2 \cdot \text{tg}^2\beta_2}\right)}{2}, \quad (4.94)$$

$$\Delta\beta_2 = \frac{\arctg\left(\frac{\text{tg}20^\circ - 0,79 \cdot \text{tg}20^\circ}{1 + 0,79 \cdot \text{tg}^2 20^\circ}\right)}{2} = \frac{\arctg(0,069)}{2} = 1,97^\circ$$

Поправка на конечное число лопастей состави:

$$y = 1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_2 - \Delta\beta_2) \cdot \psi_2}{z}, \quad (4.95)$$

$$y = 1 - \frac{3,14 \cdot \sin(20^\circ - 1,97^\circ) \cdot 0,79}{5} = 0,847$$

Теоретический напор при подаче  $Q = 0,07 \text{ м}^3/\text{с}$  можно рассчитать по формуле:

$$H_T = \frac{\omega}{g} \left[ R_2^2 \cdot \omega \cdot y - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \psi_2 \cdot \text{tg} \beta_2} \right], \quad (4.96)$$

$$H_T = \frac{157}{9,81} \left[ 0,21^2 \cdot 157 \cdot 0,847 - \frac{0,07}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,79 \cdot 0,364} \right] = 73,15 \text{ м}$$

Определяем касательную составляющую скорости потока на выходе из колеса при подаче  $Q = 0,07 \text{ м}^3/\text{с}$  по зависимости:

$$C_{2u} = \frac{g \cdot H_T}{U_2}, \quad (4.97)$$

$$C_{2u} = \frac{9,81 \cdot 73,15}{34,54} = 20,77 \text{ м/с}$$

Для дальнейших расчетов необходимо задать некоторые конструктивные размеры отвода. Ширину отвода  $B$  принимаем равной  $0,06 \text{ м}$ . Глубину отвода в сечении I-I  $b$  принимаем равной  $0,03 \text{ м}$ .

По размерам проходного сечения можно найти его площадь:

$$F_{\text{я}} = B \cdot b, \quad (4.98)$$

$$F_{\text{я}} = B \cdot b = 0,06 \cdot 0,03 = 0,0018 \text{ м}^2$$

Параметр  $A$  для сечения отвода не прямоугольной формы ( $A = \int_{R_2}^{R_3} B \frac{dR}{R}$ )

определяют в насосостроении, используя метод графического интегрирования. В соответствии с ним для отвода, приведенного на рисунке 4.7, параметр  $A$  с необходимой точностью можно найти по формуле:

$$A = B \cdot \ln(1 + a/R_2) + B \cdot \delta \cdot [\pi \cdot (1 + \delta^2/4)/4 - (\delta/3) \cdot (1 + 2 \cdot \delta^2/5)],$$

(4.99)

где  $a$  – конструктивный размер, м;

$\delta$  – параметр отвода.

$$a = R_3 - R_2 - \frac{B}{2}, \quad (4.100)$$

$$\delta = \frac{B}{2 \cdot (R_2 + a)}, \quad (4.101)$$

Получив таким образом значения параметра  $A$ , можем рассчитать значения коэффициента относительной подачи  $\alpha$  (для грунтовых насосов  $\alpha$  обычно составляет от 1,1 до 1,6), который показывает отношение расхода через расчетное сечение отвода  $Q_{p.c.}$  к подаче насоса  $Q$  и является функцией характерных размеров отвода.

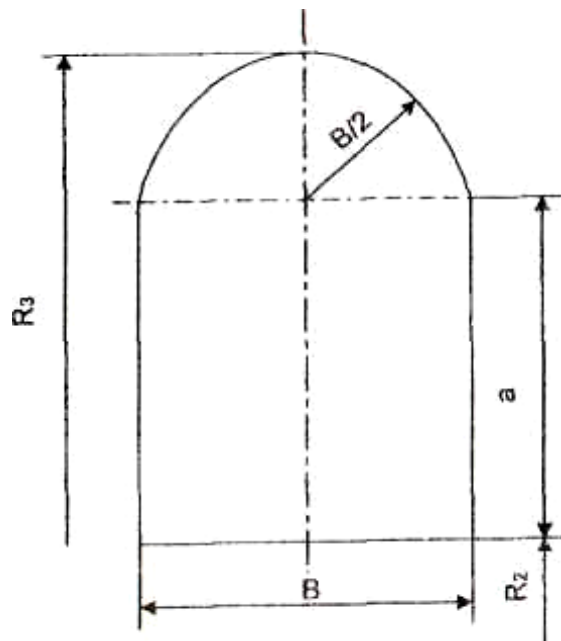


Рисунок 4.7 – Схема сечения отвода для расчета параметра  $A$

$$\alpha = \frac{A \cdot C_{2u} \cdot R_2}{Q_{opt}}, \quad (4.102)$$

Площадь расчетного сечения можно определить двумя способами. С одной стороны, из геометрии отвода следует:

$$F_{p.c.} = B \cdot a + \frac{\pi \cdot B^2}{8}, \quad (4.103)$$

С другой стороны, в соответствии с рекомендациями, должно выполняться условие:

$$F'_{p.c.} = \frac{F_{я}}{k \cdot (\alpha - 0,85)}, \quad (4.104)$$

где  $k$  – коэффициент, принимаемый равным 1,1...1,2.

Расчеты (4.86 – 4.104) произведены в автоматизированном комплексе Excel. Результат получен в виде таблицы (таблица 4.1), в последнем столбце которой приведены оптимальные значения величин.

Таблица 4.1 – Результаты расчета отвода

R3	0,27	0,28	0,29	0,295	0,3	0,31	0,32	0,33	0,3128
a	0,03	0,04	0,05	0,055	0,06	0,07	0,08	0,09	0,0728
$\delta$	0,125	0,12	0,1154	0,1132	0,1111	0,1071	0,1034	0,1	0,1061
A	0,0083	0,0107	0,0131	0,0142	0,0153	0,0175	0,0196	0,0216	0,0181
$\alpha$	0,5177	0,6689	0,8143	0,8849	0,9542	1,0892	1,2194	1,3454	1,1261
$F_{p.c}$	0,0032	0,0038	0,0044	0,0047	0,005	0,0056	0,0062	0,0068	0,0058
$F_{p.c}'$	-0,005	-0,009	-0,046	0,0469	0,0157	0,0068	0,0044	0,0033	0,0059

Для наглядности по данным таблицы построены графические зависимости  $F_{p.c} = f(\alpha)$  и  $F_{p.c}' = f(\alpha)$  (рисунок 4.8). Точка пересечения графиков соответствует оптимальному режиму работы.

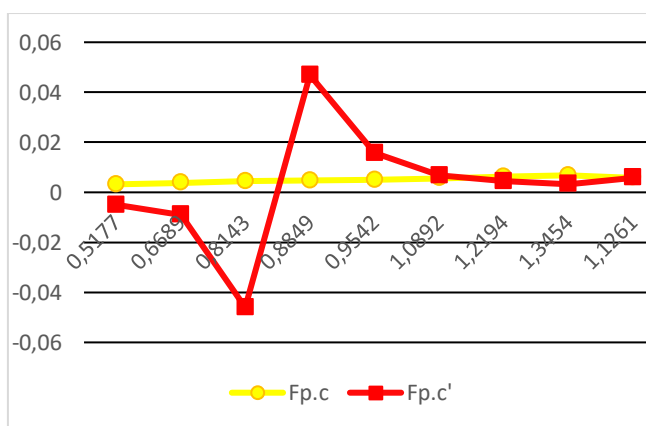


Рисунок 4.8 – Графическое определение значения коэффициента  $\alpha$

После определения  $F_{p.c.}$ , находим  $F_{\Gamma}$ :

$$F_{\Gamma} = F_{p.c.} \cdot k = 0,0059 \cdot 1,1 = 0,00649 \text{ м}^2 \quad (4.105)$$

Расчет отвода можно считать законченным. Площади всех трех сечений найдены. Можно посчитать напор насоса при заданной подаче  $Q = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$  (его уточненное значение). Для этого необходимо определить скорости в характерных сечениях отвода, а также гидравлические потери в отводе.

Скорость в сечении III-III:

$$v_{\Gamma} = \frac{Q}{F_{\Gamma}}, \quad (4.106)$$

$$v_{\Gamma} = \frac{0,047}{0,00649} = 7,704 \text{ м/с}$$

Скорость в сечении I-I для отвода, расположенного в горизонтальной плоскости:

$$v_{\text{я}} = \frac{\alpha_{\text{опт}} \cdot Q_{\text{опт}} - 0,75 \cdot Q}{F_{\text{я}}}, \quad (4.107)$$

$$v_{\text{я}} = \frac{1,1261 \cdot 0,07 - 0,75 \cdot 0,05}{0,0018} = 22,96 \text{ м/с}$$

Скорость в сечении II-II:

$$v_{p.c.} = \frac{Q_{\text{опт}} \cdot \alpha_{\text{опт}}}{F_{p.c.}}, \quad (4.108)$$

$$v_{p.c.} = \frac{1,1261 \cdot 0,07}{0,0059} = 13,36 \text{ м/с} \quad (4.109)$$

Для расчета гидравлических потерь в отводе, воспользуемся формулой:

$$h_{\text{отв}} = \frac{C_{2u}^2 - v_{\Gamma}^2}{2g} + \frac{v_{\text{я}}^2}{g} - \frac{\beta \cdot C_{2u} \cdot v_{\text{я}}}{g}, \quad (4.110)$$

где  $\beta$  – коэффициент, определяемый с достаточной точностью по выражению:

$$\beta = 1,31 - \frac{0,56 \cdot v_{\Gamma}}{v_{\text{я}}}, \quad (4.111)$$

$$\beta = 1,31 - \frac{0,56 \cdot 7,704}{22,96} = 1,122$$

$C_{2u}$  – окружная составляющая абсолютной скорости, по выражению (4.46) при подаче  $Q = 0,047 \text{ м}^3/\text{с}$ , составит:

$$C_{2u} = \frac{9,81 \cdot 73,16}{34,54} = 20,77 \text{ м/с}$$

Определим потери в отводе по формуле (4.55)

$$h_{\text{отв}} = \frac{20,77^2 - 7,704^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{22,96^2}{9,81} - \frac{1,122 \cdot 20,77 \cdot 22,96}{9,81} = 18,15\text{м}$$

Напор насоса при  $Q_{\text{опт}}$  составит:

$$H = H_T - h_{\text{отв}} - \eta_K, \quad (4.112)$$

$$H = 73,15 - 18,15 - 73,15 \cdot 0,85 = 51,34\text{м}$$

где  $\eta_K = 0,1 \cdot H_T$ .

Полученное некоторое несовпадение значений заданного и расчетного напоров (менее чем на 5%) объясняется тем, что расчет проводился для режима, соответствующего подаче, в 1,4 раза превышающей заданную. В связи с этим спроектированный отвод имеет увеличенные размеры сечений, что привело к более пологой форме напорной характеристики.[3]

## 5. Численное моделирование полученной конструкции в системе ansys

Расчет проводился в программном комплексе ANSYS CFX. Модель построена на параметрах, рассчитанных выше. Расчет проводился для модели два раза со шнеком и без него. На рисунках 5.2 и 5.3 изображены линии тока жидкости в рабочем колесе насоса.

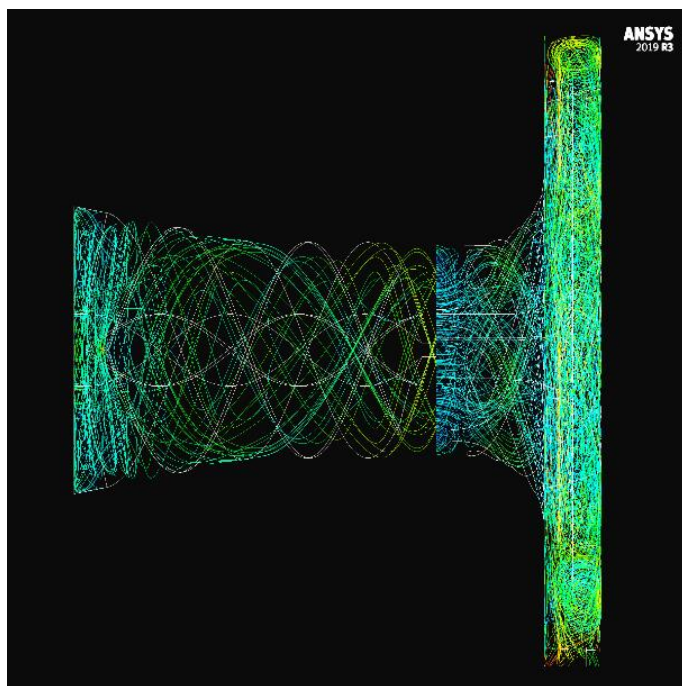


Рисунок 5.1– Модель проточной части рабочего колеса со шнеком

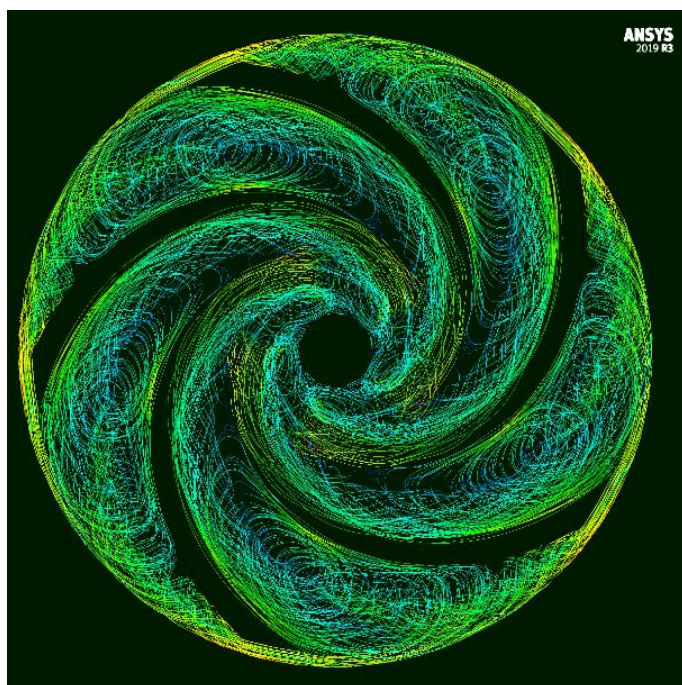


Рисунок 5.2 – Модель потоков жидкости в рабочем колесе без шнека



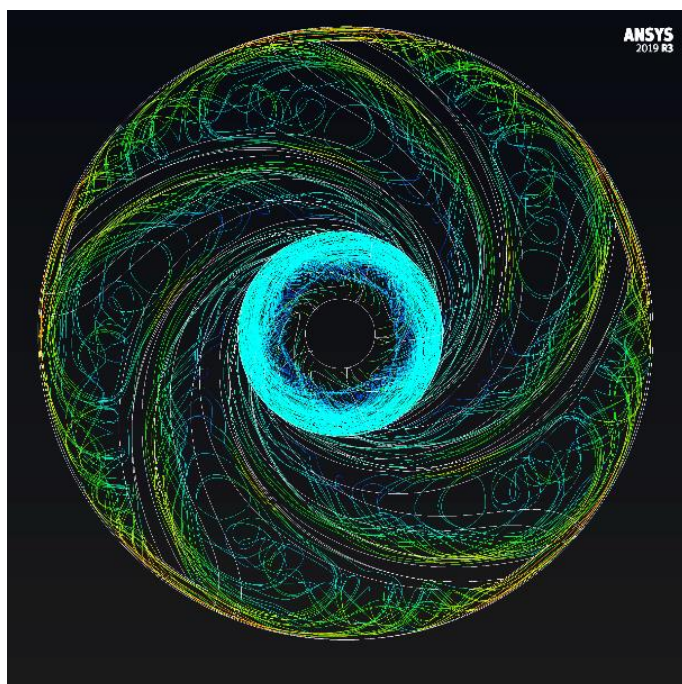


Рисунок 5.3 – модель потоков жидкости в рабочем колесе с учетом шнека

Таблица 5.1 – Сравнение основных параметров двух расчетов

Наименование	Значение		Ед.изм.
	Без шнека	Со шнеком	
Расход	102	228	м <sup>3</sup> /ч
Напор	49	44	м
Мощность	35,2	36,2	кВт
Скорость вращения	1480	1480	об/мин
Плотность р-ра	1200	1200	кг/м <sup>3</sup>
КПД	49,03	94,19	%

## **6 Основные требования к транспортировке, монтажу и эксплуатации оборудования**

### **6.1 Установка и монтаж**

Насос и электродвигатель устанавливаются на общей раме так, чтобы между полумуфтами был зазор 5-6 мм. Затем укрепляют насос и электродвигатель болтами и приступают к проверке совпадения осей.

Центровка полумуфты достигается металлическими прокладками, подкладываемыми под станину насоса или лапы электродвигателя (при слегка отпущенных болтах) в горизонтальной плоскости.

Несоосность вала насоса и электродвигателя не более 0,3 мм; непараллельность торцевых плоскостей полумуфт не более 0,2 мм. При этом болты, крепящие насос и электродвигатель к раме, должны быть прочно затянуты. С неотцентрированной муфтой запуск агрегата в работу запрещается.

При поступлении с предприятия насоса, смонтированного на раме, необходимо проверить центровку муфты.

Электронасосный агрегат монтируется на фундаменте и прочно закрепляется фундаментными болтами. При монтаже всасывающего и нагнетательного трубопровода особое внимание должно быть обращено на их полную герметичность.

Внутренний диаметр всасывающего трубопровода не должен быть меньше внутреннего диаметра всасывающего патрубка насоса (диам.200). Всасывающий и нагнетательный трубопроводы должны иметь самостоятельные опоры, исключаящие передачу на насос дополнительных усилий от веса трубопроводов.

На всасывающей и нагнетательной линиях должны быть установлены задвижки.

### **6.2 Подготовка агрегата к пуску**

Перед пуском агрегата необходимо произвести следующие работы. Проверить правильность направления вращения электродвигателя при отсоединённом насосе (направление вращения должно быть по часовой стрелке,

если смотреть на агрегат со стороны двигателя). Категорически запрещается пуск агрегата в работу без проверки правильности направления вращения или с вращением вала электродвигателя в противоположную сторону; в противном случае возможна поломка рабочего колеса, всасывающего патрубка, вала и других деталей насоса.

Проверить наличие жидкой смазки в корпусе подшипников по контрольной пробке.

Проверить легкость вращения вала насоса (ротор должен проворачиваться от руки за полумуфту).

Проверить затяжку болтов рамы, затяжку болтов насоса и электродвигателя, затяжку пальцев муфты.

Подвести воду в узел уплотнения вала насоса под давлением  $6,5 \text{ кгс/см}^2$ .

Проверить наличие перекачиваемой гидросмеси в резервуаре и всасывающем трубопроводе, при этом гидросмесь должна быть размешана, а трубопроводы расшламованы.

### **6.3 Пуск, эксплуатация и остановка агрегата**

Запрещается пуск насоса без наличия перекачиваемой гидросмеси в полости насоса.

Пуск производится при полностью открытой задвижке на всасывающем трубопроводе и неполностью закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе. После того, как электродвигатель включен и достигнуто полное число оборотов, задвижка постепенно открывается. Это устраняет перегрузку электродвигателя.

Резкие переходы диаметров трубопроводов и острые угловые колена не допускаются.

Всасывающая линия должна идти, поднимаясь к насосу. Это необходимо для того, чтобы воздух или пары, выделяющиеся из перекачиваемой гидросмеси, могли легко удаляться.

Регулированием задвижки на нагнетательном трубопроводе можно получить необходимую подачу насоса.

Запрещается регулировать производительность насоса задвижкой на всасывающем трубопроводе, так как при этом происходит кавитация, что вызывает вибрацию и преждевременный выход из строя насоса.

Сальник должен быть отрегулирован так, чтобы вода просачивалась через сальниковую набивку и вытекала в небольшом количестве из корпуса уплотнения.

В процессе работы необходимо постоянно следить за регулировкой сальника. Регулировка производится поджатием корпуса сальника гайками.

При остановке агрегата необходимо постепенно закрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе, а затем выключить электродвигатель. После остановки удалить из насоса перекачиваемую гидросмесь, вывернув нижнюю пробку на спиральном корпусе и промыть внутреннюю полость насоса водой.

При эксплуатации насоса необходимо следить за наличием перекачиваемой гидросмеси в емкости, а также за температурой подшипников, которая не должна превышать температуры окружающей среды более чем на 40 +45С.

Смазка подшипников – жидкая (масло "индустриальное И-30А" ГОСТ 20799-88).

Масло заливается через верхнее отверстие в корпуса подшипников до контрольного отверстия. Чрезмерное заполнение корпуса подшипников маслом, а также его загрязнение приводят к нагреву масла сверх допустимой температуры.

Смазка добавляется по мере надобности, но не реже одного раза в неделю. Полную замену смазки производить один раз в месяц в количестве 1 кг.

Заливаемое масло не должно содержать твердых включений, поэтому его фильтрация обязательна.

Невозможность отрегулировать увеличивающуюся утечку воды через сальник поджатием корпуса свидетельствует об износе сальниковой набивки. Набивку следует заменить без разборки насоса.

Если и после этого утечка будет велика, необходимо снять всасывающий патрубок 1, отвернуть рабочее колесо 3, подсальниковую втулку 7 и снова установить ее на вал, повернув другой стороной. При этом необходимо тщательно очистить от грязи поверхность втулки, которая будет соприкасаться с сальниковой набивкой во время работы.

#### **6.4 Подготовительные работы перед ремонтом насоса**

Нефтяное оборудование, работающее под открытым небом, очищают от песка, бурового раствора и нефти металлическими щётками и скребками. Наружную мойку машин выполняют в моечных камерах, специальных помещениях или на эстакаде.

После разборки насоса его узлы и детали также проходят очистку и мойку. Эта операция очень важна, так как она предшествует контролю и дефектовке деталей. Детали очищают от нагара и следов коррозии скребками и металлическими щётками. Более совершенным является пневматический способ.

Простейший метод очистки деталей – мойка погружением в ванну с обезжиривающим раствором. Так как активность слоя, находящегося в контакте с деталью, падает по мере насыщения его жиром, деталь необходимо полоскать, перемещая её в растворе. Так производят мытьё деталей в передвижных ваннах, используемых на месте разборки.

В качестве моющих растворов в передвижных ваннах применяют растворители (бензин, керосин, дизельное топливо).

Мойки бывают: вибрационные мойки – ведут в закрытых машинах, что позволяет работать с токсичными растворителями и эмульсиями; ультразвуковая мойка – в моющем растворе с помощью генераторов типа ПМС-7 вызываются звуковые колебания большой частоты, что приводит к образованию в жидкости

области сжатия и разрежения приводящим к кавитационным явлениям; химико–термическая очистка – деталь обрабатывается в расплаве солей и щёлочи, продолжительность очистки 5 – 15 минут, после обработки в расплаве деталь промывают в воде, а затем в кислотном растворе для нейтрализации остатков щёлочи; электрохимическая мойка – проводят в щелочных растворах (гальванических ваннах) при температуре 80С и плотности тока 10 – 15А/дм<sup>2</sup>, в этом случае к процессам эмульгирования, диспергирования и растворения добавляется механическое действие пузырьков газа, выделяющихся на границе раздела металла и загрязнений.

Работа с моющими растворами требует строжайшего соблюдения правил безопасности и противопожарной техники.

Детали и сборочные единицы, поступающие на дефектацию и ремонт, должны быть тщательно вымыты и очищены от коррозии. При дефектации насоса ремонтными предприятиями должна составляться ведомость отбракованных, годных и требующих ремонта деталей и сборочных единиц.

Детали и сборочные единицы должны быть проверены по всем дефектам на основании данных карт технических требований на дефектацию.

При обнаружении хотя бы одного неисправного дефекта деталь или сборочная единица должна браковаться и дальнейшая ее проверка не производится. Дефектация деталей должна производиться при помощи универсального измерительного инструмента, специальных шаблонов, калибров и приспособлений.

## **6.5 Разборка насоса ШН-170**

Перед началом разборки насоса надо промыть его.

В процессе разборки необходимо предохранять детали от механических повреждений.

Разборку следует производить в следующем порядке:

Отсоединить всасывающий и нагнетательный трубопроводы.

Отсоединить и снять электродвигатель.

Снять всасывающий патрубок.

Отвернуть болт специальный и снять рабочее колесо.

Снять спиральный корпус.

Отсоединить скобы, корпус сальника и корпус уплотнения и вынуть корпус подшипников, вместе с валом, полумуфтой, корпусом сальника, корпусом уплотнения и подсальниковой втулкой.

Снять корпус уплотнения, корпус сальника, подсальниковую втулку и лабиринтное кольцо.

Отвернуть болты, снять крышку переднего подшипника.

Выпрессовать вал вместе с полумуфтой.

Снять полумуфту и крышку заднего подшипника.

Снять втулку, отвернуть гайку, снять шайбу.

Выпрессовать подшипники

После разборки насоса детали очистить от грязи, промыть и определить годность каждой детали.

Вышедшие из строя и изношенные детали заменить или отремонтировать.

## **6.6 Проверка и испытание насоса ШН-170 после ремонта**

Основная цель испытания шламowego насоса - определение его основных параметров после капитального ремонта. Данные этих испытаний дают возможность выявить техническое состояние насоса и возможность его применения по назначению. О качестве ремонта насоса вполне достаточно судить по соответствию внешней характеристики паспортным данным. К индивидуальной характеристике относится графическое изображение зависимостей напора, развиваемого насосом, мощности на валу электродвигателя и коэффициента полезного действия от производительности насоса при постоянной частоте вращения вала насоса.

Насос должен быть испытан на чистой воде при частоте вращения вала 1500 об/мин и мощности электродвигателя 30кВт.

При испытании насоса должны проверяться:

1. Производительность и давление

2. Температурный режим - нагрев подшипников не должен превышать температуры окружающей среды более чем на 40-45 С

Для обкатки насосов ШН-170 после капитального ремонта применяют стенд испытания шламовых насосов.

Продолжительность контрольных испытаний 30 минут, а в том числе обкатка насоса при оптимальном давлении не менее 15 минут.

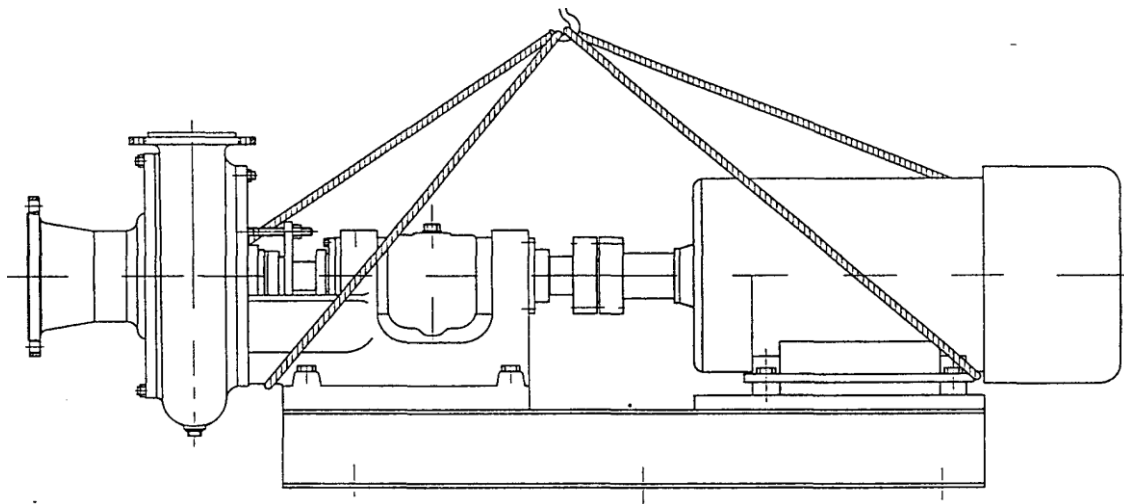


Рисунок 6.1 - Схема строповки агрегата



**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
2БМ05	Васильев Максим Александрович

<b>Школа</b>	Инженерная школа природных ресурсов	<b>Отделение школы (НОЦ)</b>	Отделение нефтегазового дела
<b>Уровень образования</b>	Магистратура	<b>Направление/специальность</b>	21.04.01 Нефтегазовое дело/Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

<i>4. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	Оценка стоимости материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих ресурсов на проведение исследования в области бурения скважин в части модернизация ротора насоса путем дополнительной установки шнека
<i>5. Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	ПП РФ № 1 от 01.01.2002 (ред. от 27.12.2019)
<i>6. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Налоговый кодекс Российской Федерации Ф3 №67 от 24.07.2009 в ред. от 26.03.2022

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

<i>4. Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i>	Обоснование перспективности модернизация ротора горизонтальной насосной установки путем дополнительной установки шнека на основе определения ресурсной эффективности исследования.
<i>5. Разработка устава научно-технического проекта</i>	Формирование бюджета затрат исследовательского проекта по модернизации горизонтальной насосной установки при строительстве скважин
<i>6. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i>	Оценка экономической эффективности и возможного сокращения затрат на ремонт и обслуживание насосов.

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Шарф Ирина Валерьевна	Д.Э.Н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Васильев Максим Александрович		

## **7 Финансовый менеджмент, ресурсосбережение и ресурсоэффективность**

## **8 Социальная ответственность**

### **Заключение**

В данном дипломном проекте была предложена конструкция горизонтального шламового насоса, который применяется для перекачки бурового раствора.

Был проведен анализ имеющихся конструкций центробежных консольных насосов, проведена патентная проработка конструкций по модернизации консольных насосов, применяемых для перекачки абразивных жидкостей.

Кроме этого проанализированы основные неисправности и причины отказов шламовых насосов.

В результате данного анализа в качестве прототипа был выбран шламовый насос 6Ш8 отечественного производства.

Была обоснована предлагаемая модернизация конструкции шнека, который предложено устанавливать на входе, перед колесом.

Выполнены расчеты геометрических и энергетических параметров шламового насоса 6Ш8, прочностные расчеты вала и действующего на него осевого усилия при эксплуатации насоса.

Освещены вопросы безопасности и экологичности проекта.

Произведен расчет ожидаемого экономического эффекта.

## Список используемых источников

1. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы: учебник для вузов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.
2. Горгиджаниян С.А. Гидравлические расчеты проточной части центробежных насосов: методические указания по курсовому проектированию. – Л., 1982. – 40 с.
3. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования: учебное пособие для вузов. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
4. Калмыков Н.Н., Стефанов Ю.А., Яковлев А.И. Буровая техника и технология за рубежом. – М.: Недра, 1968. – 318 с.
5. Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. – М.: Недра, 1986. – 368 с.
6. Чичеров Л.Г. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1987. – 424 с.
7. 7.А.С.1028894 А СССР, МКИ F04D 7/04. Лопастное колесо насоса для перекачки абразивных жидкостей/А.И. Золотарь, Д.С. Самойлович, В.К. Караханьян, О.В. Кузнецов, В.Б. Копелянский и В.Е. Нестеренко др.- №3354993/25-06; Заявлено 18.11.81; Оpubл. 15.07.83; Бюл. № 26.
8. А.С. 1416755 А1 СССР, МКИ F04D 7/04. Рабочее колесо грунтового насоса/Г.Т. Питулько и В.И. Курятников др.-№4165665/25-06; Заявлено 24.12.86; Оpubл. 15.08.88; бюл. № 30.
9. А.С. 1318024 А СССР, МКИ F04D 7/04, 29/22. Рабочее колесо центробежного насоса/С.С. Кувшинов, В.В. Стебелев, В.А. Муравьев, Р.М. Холодков и В.С. Савин др.- №3873126/25-06; Заявлено 07.01.85
10. Патент №1528035 А1 США, МКП F 04 D 7/04, 29/22.Центробежный насос/А.И. Золотарь, Е.А. Ключин, Н.Г. Корочабан, С.В. Лившиц, В.К. Караханьян, О.В. Кузнецов. Заявлено 18.02.87
11. Патент № 2305798 С1 RU F04D 1/04 Шнекоцентробежный насос / Н. А.Мельников, Потуроев А.А., Филатов В.А., 10.09.2007.

## Приложение А

### Upgrade of cuttings pumps to improve efficiency and service life

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Васильев Максим Александрович		

Консультант – лингвист отделения (НОЦ) школы ШБИП:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Матвеевко Ирина Алексеевна	д.ф.н.		

## INTRODUCTION

Pumps are one of the main types of equipment used to pump various mixtures of liquid, including abrasive, containing solids of various sizes, compositions, strength and other characteristics.

In this case, special structural pump structures are used, which are called soil structures. A type of soil pump is a sludge pump designed to pump hydraulic mixtures of relatively small particulate matter, which industry calls sludge. The sludge is less abrasive than other types of solid particles and their size is relatively small. Due to the rather difficult operating conditions of such pumps, it is necessary to use appropriate design devices.

The oil and gas industry makes extensive use of cuttings pumps in the drilling system. They can also be used for other purposes where contaminated liquids need to be pumped, especially in the case of spilled liquids.

In order to create more advanced designs of sludge pumps and their efficient operation, it is necessary to know and take into account already existing developments in this area and to know the basics of calculation and design of pumps of similar purpose.

After analyzing the designs of the existing sludge pumps, the horizontal sludge pump 6Sh8 was chosen as the prototype. This pump is one of the most common cuttings pumps in drilling Western Siberia. It is used when drilling wells for pumping mud with a specific weight of 1200... 1500 kg/m<sup>3</sup> and supplying spent solution to a hydrocyclone unit for cleaning. The pump operates when pumping a solution with a temperature of not more than 40 degrees, and a solids content of up to 20 mm.

The practice of operating the pump has 6Sh8 shown that the most common problem is the wear of the shaft seal (the seal often fails, which leads to a significant decrease in the life of the pump). In this regard, the modernization of the 6Sh8 in order to increase the life of the pump is an urgent task.

The objective of the diploma project is to increase the inter-repair period of the pump. To solve this problem, the work analyzed the structures of domestic and foreign

sludge pumps, described their distinctive features, considered the advantages and disadvantages of the structures.

Objectives of the diploma project:

1. Study the features of the structures of domestic and foreign slurry pumps and consider their advantages and disadvantages. To conduct a patent search, priority development was taken as the basis for modernization in this project.

2. Upgrade the pump rotor by equipping it with a pre-connected screw in the suction nozzle.

3. Consider reducing the flow of the solution.

4. Increase the inter-repair period of the pump based on reducing cavitation erosion of the rotor.

5. Perform numerical modeling of the resulting design in the ANSYS system.

6. Calculate and optimize the basic screw parameters and substantiate the design of the upgraded slurry pump based on the developed model.

## ANNOTATION

In this capstone project is considered cantilever centrifugal horizontal single stage pump with a single-entry impeller and an axial inlet fluid. The pump is driven by a motor through a flexible coupling. The project considers the problem of modernization of mechanical shaft seals.

Thesis project consists of explanatory notes and a graphic part. Explanatory note: includes three sections: technical, economic, and part of the section of safety and environmental project. In the technical review cantilever centrifugal pumps, we describe the design and operating principle of the slurry pump 6S8, a description of the upgraded sealing to meet the necessary strength calculations.

Section of safety and environmental project examines the health and the environment.

The economic part covers assessment of the cost-effectiveness of introducing an improved shaft seal.

## 1 ANALYSIS OF EXISTING SLUDGE PUMP STRUCTURES

Sludge pumps are one of the types of a fairly large class of soil pumps. The specific properties of pumped two-component liquids - abrasivity and the presence of large solid particles in them - determine the design features of this class of pumps.

Soil pumps and, including sludge, centrifugal type, single-stage, with cantilever arrangement of impeller. Impellers of ground pumps are made wide, with parallel walls in meridional section and small number of blades (2... 4). The tap is of circular, semi-spiral or spiral type.

The presence of large inclusions in hydraulic mixtures causes shock loads acting on the rotor and pump support units, especially when solid inclusions are jammed in the impeller. Therefore, the bearing assemblies are reinforced, capable of receiving impact loads.

The design features caused by the abrasive properties of the slurry are generally as follows:

- application of special wear-resistant materials for wear-resistant parts;
- use of easily replaceable protective elements - armored plates, sealing rings, etc.;
- increase in thickness of parts (blades and impeller disks, housing walls, armored plates) subject to wear;
- unloading end seals from pressure and protecting them from abrasive particles;
- high maintainability of pumps, ensuring ease and accessibility of replacement of parts and assembly units;

Some ground pumps may use:

- replaceable internal housings;
- protection of seals at the impeller inlet against wear by means of flushing liquid supply;
- possibility of adjustment of axial clearances in seals during operation;



- fitting and fastening of the impeller on the shaft, excluding the presence of a fastening nut in the inlet part of the impeller, as well as the use of various inserts in the impeller hub for the possibility of processing the mounting hole.

### 1.1 Analysis of structures of domestic cuttings pumps

The most common pumps in Western Siberia are 6Sh8 and 6Sh8-2 pumps. Pumps 6Sh8 and 6Sh8-2 are designed for pumping neutral hydraulic mixtures with fine solid fraction with density of 1200-1500 kg/m<sup>3</sup>, temperature up to 400 C, containing solid particles with maximum size of not more than 20 mm. Pumps 6Sh8 and 6Sh8-2 differ only in some geometric dimensions and, accordingly, in technical characteristics. Characteristics of sludge 6Sh8 and 6Sh8-2 pumps are given in Table 1.1.

Table 1.1 - Technical characteristics of sludge pumps of 6Sh8 type and units based on them

Name of main parameters and dimensions	Pump type	
	6SH8	6SH8-2
Capacity, m <sup>3</sup> /h	250	150
Head, m	54	33
Motor speed, rpm	1500	1500
Power, kW	90,100	30
Length, mm	2030	2020
Width, mm	707	583
Height, mm	880	760
Injection nozzle diameter, mm	150	125
Discharge nozzle diameter, mm	125	100
EFFICIENCY FACTOR, %	64	64
Injection height, m	5	5
Imp weight, kg	400	380
Height of pump with frame	475	455
Time between failures, h, m	600	600
Average life to overhaul, h.	6000	4000

The general view of the pump is shown in Figure 1.1.

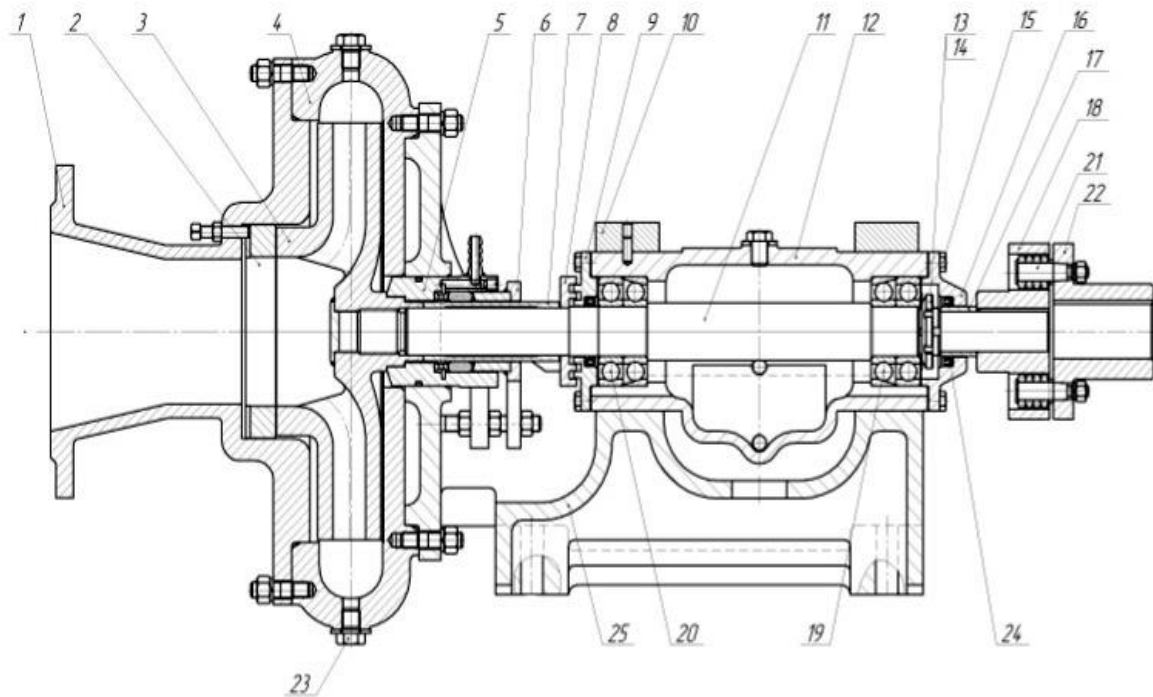


Figure 1.1 - General view of the pump 6Sh8

1 - suction nozzle; 2 - ring; 3 - working wheel; 4 - is a spiral housing; 5 - seal housing; 6 - gland housing; 7 - underside bushing; 8 - labyrinth ring; 9 - front bearing cover; 10 - bracket; 11 - shaft; 12 - bearing housing; 13 - nut; 14 - washer; 15 - bolts; 16 - rear bearing cover; 17 - bushing; 18 - pump half-coupling; 19 - bearing; 20 - bearing; 21 - coupling pins; 22 - motor half-coupling; 23 - plug; 24 - cuff; 25 - pump housing

Pump unit consists of pump, electric motor, coupling, casing, foundation slab. These pumps are cantilever, single-stage, centrifugal type. The pump shaft is installed in the housing on two bearings: the front roller ones perceive only radial load; rear radial-thrust ones perceive radial and alternating axial load in direction. Gland packing serves as shaft seal. As the packing wears out, it is pressed by means of the gland body. For cooling and lubrication of the gland assembly, clean water is supplied through the connector in the seal housing. Suction side seal - movable end face. Additionally, the end gap is adjusted by means of adjusting screws. Impeller is secured on shaft by threaded joint. The presence of brackets supporting the bearing housing facilitates the disassembly and assembly of the bearing assembly without removing the support bracket.

The pump and the electric motor are installed on a common plate so that there is a gap of 5-6 mm between the half-couplings, then the half-couplings are aligned using special devices and metal gaskets are installed under the legs of the electric motor. Alignment of pump and electric motor shafts shall not exceed 0.3 mm; non-parallelism of end planes of half-couplings is more than 0.2 mm.

When installing suction and discharge pipelines, special attention should be paid to their tightness. The suction line must go up to the pump. This is necessary so that air or vapors released from the slurry can be easily removed. The internal diameter of the suction line shall not be smaller than the internal suction nozzle of the pump. The discharge and suction pipelines shall exclude the transfer of forces from the weight of the pipelines. Valves shall be installed on the suction and discharge lines.

Electric pump units of GrA type are also used on drilling rigs.

Electric pump unit of GrA type consists of horizontal single-stage centrifugal pump and drive electric motor. Depending on the operating conditions, there is a layout of the unit with an upper arrangement of the electric motor and V-belt transmission from the engine to the pump, and a layout of the pump and the electric motor on a common foundation plate with the connection of the pump shaft and the electric motor through an elastic coupling. The advantage of the upper position of the motor is that by changing the ratio of the diameters of the pulleys on the shaft of the pump and the motor, it is possible to obtain a corresponding change in the capacity and head of the pump. Centrifugal pump with impeller cantilevered on shaft. Inlet of liquid into axial impeller. Liquid discharge from impeller is provided by spiral chamber. Helical housing of pump is pulled to intermediate ring. Armored disc is clamped between rings and spiral body. The design provides for two interchangeable types of seal - gland and combined. Clean water must be supplied during operation to ensure reliable operation of the gland seal. The combined seal is useful in conditions where there is no possibility of water supply. The seal consists of a disk with radial blades (expeller) fixed on the shaft, rotating in a closed cylindrical chamber. Two gland packing rings separated by a ring and tightened by a cover are installed at the shaft outlet from the chamber.

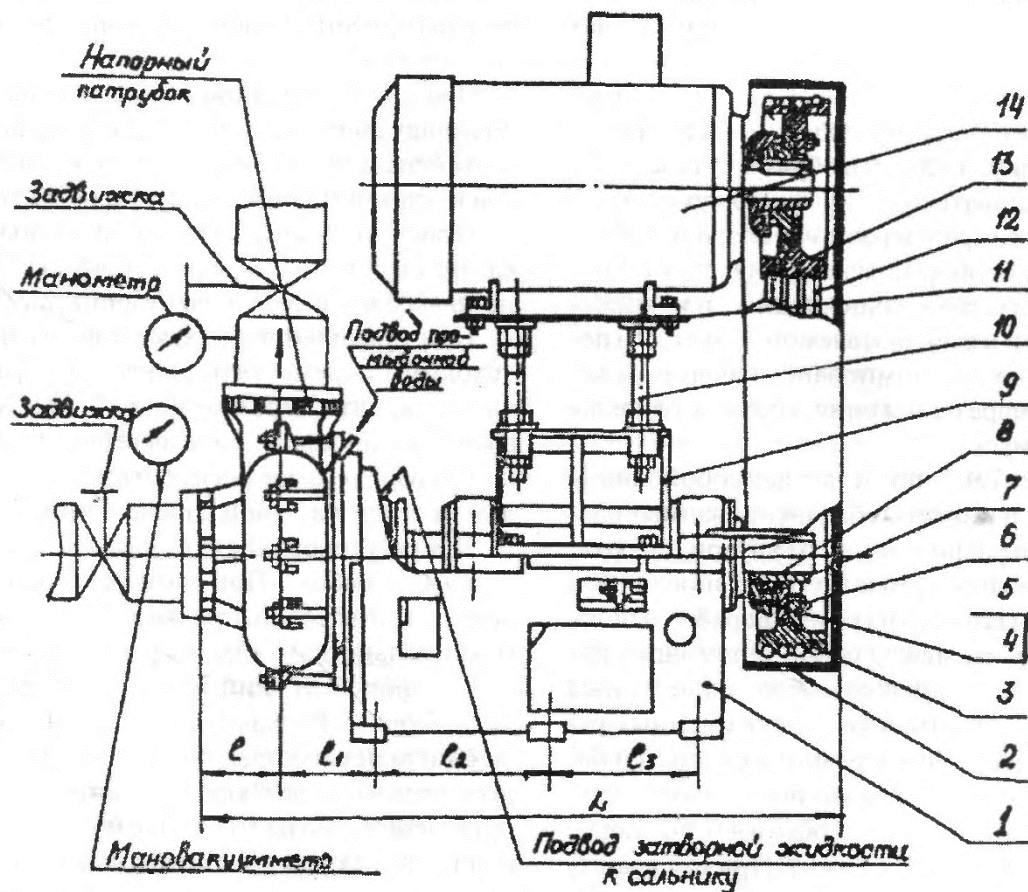


Figure 1.2 - Pumping unit GrAK - 170/40

1 - pump; 2 - casing; 3, 13 - pulley; 4 - ring; 5 - nut; 6 - stud; 7 - disk; 8 - conical bushing; 9 - frame; 10 - adjustment pin; 11 - plate; 12 - belt; 14 - electric motor; 15 - foundation slab; 16 - coupling; 17 - fencing

The pump shaft rotates in two bearing supports, which are located in a steel sleeve fixed by clamps on the support bracket. Front support accommodates one roller two-row spherical bearing receiving only radial loads. In the rear support there are two bearings: a conical bearing resting against the inner collar of the sleeve and receiving only axial loads directed towards the suction branch pipe of the pump, and a two-row spherical roller bearing receiving radial loads.

The pump design provides for the possibility of adjusting the axial position of the pump rotor, which is necessary to install the required end clearance between the impeller and the end surfaces of the spiral housing and the armored disc (2-2.5 mm). In order to avoid premature failure of bearings due to increased axial force in excess of

the design one, the front end clearance along the impeller should be maintained during operation and assembly of the pump within the specified limits. Adjustment is performed by axial movement of sleeve together with rotor by means of adjusting nuts and studs.

Radial baffle blades are made on end surfaces of impeller to reduce pressure before shaft sealing from impeller side and to reduce axial force acting on rotor bearings.

Table 1.2 - Characteristics of the electric pump unit GrA-170/40.

Maximum density of pumped suspensions, mixtures, kg/m <sup>3</sup>	1400-1800
Supply, m <sup>3</sup> /h	170
Head, m	40
Speed, rpm	1450
Allowable NPSH, m, max.	4,5

When connecting pumps, it is necessary to install shutoff valves on the suction and discharge lines. During installation of the unit it is necessary to observe horizontal. Horizontal control by level. After installation of the unit and pipes, check alignment of pump and engine shafts.

In addition to the above mentioned pumps, vertical semi-submersible pumps are used for pumping cuttings to drill cuttings. An example of such pumps is VShN-150, as well as its analogues - VShNS-250/60 and VShN-300.

The VShN-150 pump is designed to transfer the washing solution with a specific weight of 1300 kg/m<sup>3</sup>. The temperature of the solution should not exceed 500 C, and the content of solid particles - 20% with the largest value of not more than 20 mm.

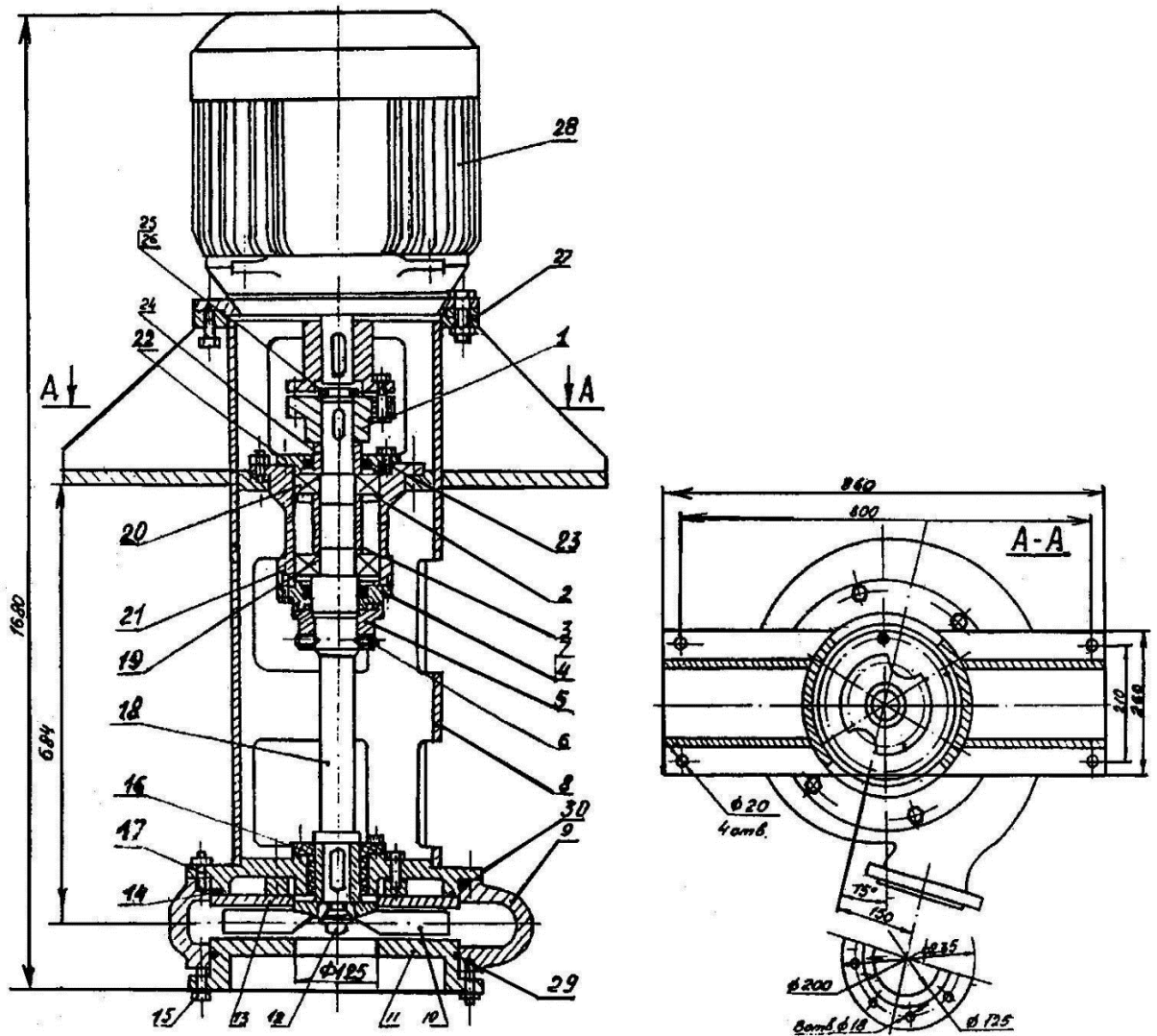


Figure 1.3 - Vertical electric pump centrifugal unit

sludge VShN-150 (Description on page 17)

- 1 - pump half-coupling; 2 - spring ring; 3 - spacer bushing; 4 - cover; 5 - labyrinth ring; 6 - installation screw; 7 - Cuff; 8 - housing; 9 - spiral housing; 10 - working wheel; 11 - cover; 12 - special bolt; 13 - armour; 14 - sealing; 15 - screw; 16 - bearing (rubber); 17 - stud; 18 - shaft; 19,20 - bearing 312; 21 - beaker; 22 - cover; 23 - Bolt; 24 - bushing; 25 - nut; 26 - locking washer; 27 - bolt; 28 - electric/engine; 29 - sealing; 30 - compaction.

Pump VShN-150 is a centrifugal type pump. Welded pump housing consists of pipe with windows, upper flange, two brackets and lower cover. Inside the housing there is a flange for attachment of the sleeve. An electric motor is attached to the upper

flange. Rear armor, spiral housing and rubber bearing are attached to the lower cover, which is simultaneously a sealing device. A cover is attached to the spiral body, which serves as front armor. Impeller of open type, right rotation. The wheel is attached to the shaft using a special bolt. Pump shaft is mounted on two ball bearings. Lower end of shaft passes through rubber bearing. To seal the cover and the spiral body, a 6 mm diameter rubber cord is placed therein. To prevent the penetration of solution into the bearings above the helical housing of the pump, a labyrinth ring is installed on the shaft, which is attached with mounting screws.

When installing the electric motor, it is necessary to check the correctness of the alignment of the pump and the electric motor by superimposing a ruler along the outer diameter of the half-couplings in four opposite places, while the clearance should not be more than 0.3 mm between the ruler and the half-couplings, and the clearance between the half-couplings is not more than 3.5 mm.

Table 1.3 - Technical characteristics of VSN-150 unit.

Supply, m <sup>3</sup> /h	150
Head, m	30
Discharge nozzle diameter, mm	125
Number of impellers, pcs	1
Impeller diameter, mm	360
Impeller width, mm	40
EFFICIENCY, %	57
Electric motor, type:	4A-18OM4
power, kW	30
Speed, rpm.	1500
Overall dimensions, mm:	
length	625
width	860
height (together with the electric motor), not more than	1750

Weight of the unit, kg, not more than	750
---------------------------------------	-----

The unit is installed above the tank so that the plane of the pump support bracket is 120-150 mm higher, and the distance from the bottom of the tank to the lower plane of the pump should be at least 100 mm.

### 1.2 Analysis of structures of foreign sludge pumps

LLC "RINKO ALLIANCE" is one of the leading service companies in Russia in the field of providing services for companies in the oil and gas sector, it specializes in the markets of Russia and the CIS in the field of procurement and supplies:

- drilling and oilfield equipment;
- Oil-grade pipes;
- fixed and mobile drilling rigs;
- tools and materials used in the construction of oil, gas and exploration wells.

The centrifugal sludge pumps of the SB Series are designed specifically for pumping abrasive sludge. SB Series Sand Pumps are a new type of solid fraction control system matching equipment. When design specifications are met, it is fully considered a sand pump to operate under optimal separation conditions for the solids control system. They can also be used as sewage pumps, suction or drainage pumps, and special field and mining pumps.

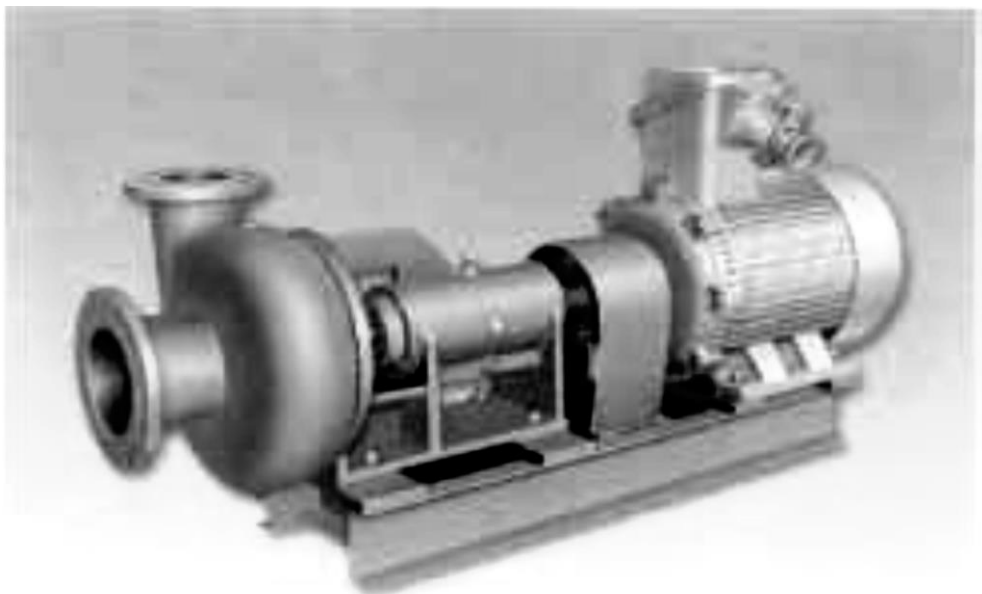




Figure 1.4 - Sand pump SB - 200

Pump features:

- parts of the pump have good interchangeability. The pump has high efficiency, tight shaft sealing without leakage, reliable operation, long service life and easy maintenance;

- sand pump has axial structure, components of overflow part are made of wear-resistant cast iron and are suitable for transfer of corrosive drilling mud or liquid medium containing suspended particles. It is optimally suited to desander, desilter and agitator, and is an ideal mud injection pump.

Table 1.4 - Main technical parameters of SB series pumps

Model	SB - 200	SB - 150
Inlet nozzle diameter, mm	200	150
Outlet nozzle diameter, mm	150	125
Blade, mm	315	310
Capacity, L/s	67	50
Elevator, m	35	29
Speed, rpm	1,480	1,480
Pumping efficiency, %	74	70
Pump shaft power, l/s	55	38
Engine power, l/s	45, 50	30
Net, kg	300	286
Engine weight, kg	520, 630	320
Total weight, kg	820, 930	606
Sealing life	>=2,500	>=2,500
Overall dimensions (DxShV), mm	2,000x630x890	1,803x585x846

Metso Corporation is the world leader in the supply of technological equipment and production systems. She is a manufacturer (Original Equipment Manufacturer) of

packaged equipment and is the only supplier of original parts manufactured according to original drawings for sludge pumps under the brands Metso, Svedala, Denver, Sala, Orion, Thomas.

The company produces the following types of sludge pumps: pumps for dirty water and solutions; sludge pumps (vertical and horizontal); submersible sludge pumps; jet pumps. In addition, the company is the largest supplier of slurry pumps worldwide. In eastern Europe, the firm has been in business since 1999.

Let's consider some models of sludge pumps of this company.

Horizontal ST - pumps with buried and channel impellers of the Orion series. A number of ST pumps include high-strength general-purpose sludge pumps, which have gained particular notoriety for buried impellers. The hydraulic design provides a very soft operation for pumping cuttings.

The operation of pumps with buried impellers, ensuring the absence of lumps and blockages, also makes the machines of this series ideal for all conditions when the pumping of sludge with large or long fibrous particles is required.



Figure 1.5 - ST-series horizontal sludge pump

STHM pumps can also be supplied with different impeller designs, which allows easy adaptation to the pumping of various media - from heavy suspensions to clean liquids.

The vortex impeller is designed for pumping heavy suspensions and gas-liquid mixtures. The channel impeller is designed for pumping light suspensions and clean liquids.

V-belt drive - provides simple and inexpensive adjustment of pump capacity.

The bearing assembly has a cassette type design with grease lubricated bearings designed for a service life of more than 60000 hours.

Shaft seal - standard packing box with seal water lubricant. Gaskets can have different design designs.

Standard pump parts are made of cast iron, stainless steel, high-chromium steel, and parts for some sizes are made of polyurethane or have a rubber lining.

Above the pump, the motor support plate provides compactness of installation, improved motor protection and ease of belt tensioning.

The vortex impeller is recessed into the rear of the pump body to allow free flow through the body. Under normal conditions, the pump can pump any media that can pass through the interconnecting piping.

Metso Minerals Vertical VT Tank Pumps are designed specifically for the transfer of abrasive sludge and have high strength and do not require frequent maintenance.

When working with abrasive sludge and corrosive liquids, either elastomer or alloy lining is used at the working end, and the bearings are not immersed in the liquid.

The unique design of the pumps ensures easy installation and easy maintenance. The open crankcase and vertical inlet prevent the formation of air plugs and ensure smooth operation.



Figure 1.6 - Appearance of Metso SALA series pump

The list of design features includes:

- complex pump unit providing flexible installation capabilities;
- smooth operation of the open crankcase and vertical inlet preventing formation of air plugs;
- cantilever structure, which excludes immersion of bearings or shaft seals;
- bearing assembly with double protective seal against the impact of sludge
- wear parts can be made of different materials and are interchangeable with ease of maintenance

The flow capacity is up to 600 m<sup>3</sup>/h. Pressure up to 30 meters.

Another major supplier of pumps in the Russian market is Warman. The Company is a world leader in the production of abrasive resistant sludge pumps, sludge valves and hydrocyclones.

The "SP" and "SPR" main drain pumps are designed for extremely difficult conditions for continuous operation. The design of the bearing assemblies allows the pump to operate under difficult conditions without damaging the bearings. When working with abrasive sludge and corrosive liquids, either elastomer or alloy lining is used at the working end, and the bearings are not immersed in the liquid. Suitable for mining, chemical and general production. Different lengths and suction nozzles are possible for most depths. Vortex impellers are possible for pumping larger particles.

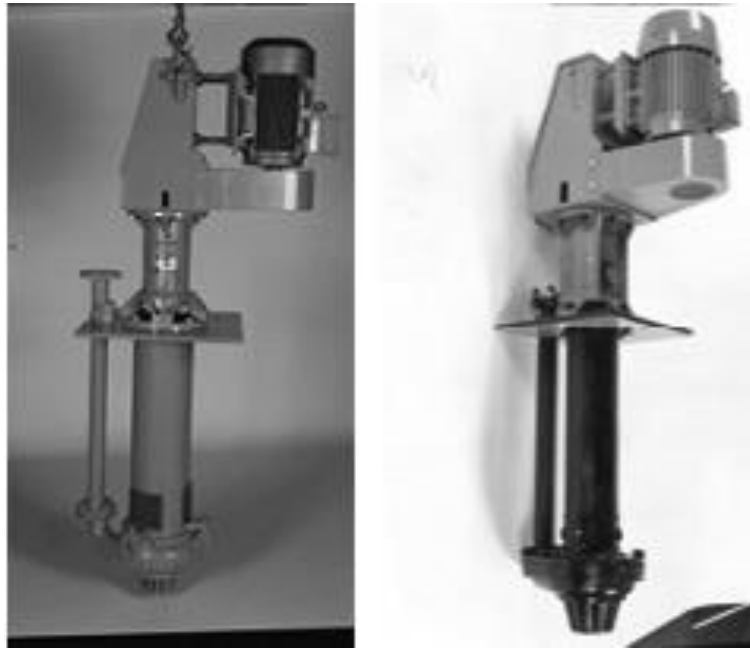


Figure 1.7 - Appearance of Warman SP and SPR pumps

Sizes: from 40 to 200 mm;

Capacity: from 13 l/s to 140 l/s;

Max. head: 35 m

After analyzing the design features, advantages and disadvantages of domestic and foreign sludge pumps, the horizontal 6Sh8 sludge pump was chosen as a prototype, which proved to be the best during operation in the regions of Western Siberia.