

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа
Кафедра Технологические машины и оборудования нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ Э.А. Петровский

« _____ » _____ 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

направление 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических
объектов нефтегазового производства»

Модернизация насоса типа ЦНС

Руководитель _____ к.т.н., доцент Е.А. Соловьёв

Выпускник _____ С.С. Щипец

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа
Кафедра Технологические машины и оборудования нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ Э. А. Петровский
«____» _____ 2017 г.

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы**

Красноярск 2017

Студенту Щипец Сергею Сергеевичу

Группа ГБ 13-04

Направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело»

Профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового производства»

Тема выпускной квалификационной работы «Модернизация насоса типа ЦНС»

Утверждена приказом по университету № _____ от _____

Руководитель ВКР Е.А. Соловьёв, доцент кафедры ТМиОНГК, Институт нефти и газа Сибирского федерального университета

Исходные данные для ВКР: Предметом модернизации является центробежный секционный насос (типа ЦНС) для системы поддержания пластового давления. Объектом модернизации является проточная часть насоса. Цель модернизации – улучшение эксплуатационных характеристик насоса. Рабочие параметры насоса: подача 567 м³/ч, напор 1900 м.

Перечень рассматриваемых вопросов (разделов ВКР):

Введение. Актуальность темы и современное состояние проблемы

Раздел 1 – Литературный обзор. Аналитический обзор литературы, в том числе патентных источников и научных статей по существующим типам насосов для поддержания пластового давления. Изучение характеристик рабочей жидкости для системы поддержания пластового давления. Сравнительный анализ существующих конструкций секционных центробежных насосов с выявлением их достоинств и недостатков. Заключение к литературному обзору, постановка задач на проектирование. Отчёт о патентных исследованиях выполнить по ГОСТ отдельным приложением к бакалаврской работе.

Раздел 2 – Конструкторско-технологический раздел. Разработка технического задания на модернизацию конструкции центробежного секционного насоса. Расчёт основных параметров рабочего колеса насоса (технологический расчёт, конструкторский расчёт). Модернизация конструкции рабочего колеса насоса. Разработка мероприятий по антикоррозионной защите насоса.

Раздел 3 – Эксплуатация и ремонт. Разработка руководства по эксплуатации насоса. Разработка мероприятий по техническому обслуживанию и ремонту насоса.

Заключение. Выводы по результатам выполненной работы.

Перечень графического и иллюстративного материала: Чертёж общего вида агрегата (1 лист формата А1), чертеж модернизированной детали (1 лист формата А3), презентация (12 –16 страниц).

Руководитель ВКР

_____ Е.А. Соловьёв

Задание принял к исполнению

_____ С.С. Щипец

«____» _____ 2017 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Модернизация насоса типа ЦНС» содержит 101 страницу текстового документа, 31 рисунок, 7 таблиц, 2 приложения, 30 использованных источников, 2 листа графического материала.

СИСТЕМА ПОДДЕРЖАНИЯ ПЛАСТОВОГО ДАВЛЕНИЯ, ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС СЕКЦИОННЫЙ, РАБОЧЕЕ КОЛЕСО, ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ, ЛОПАСТЬ, АБСОЛЮТНАЯ СКОРОСТЬ, НАПОР, ДАВЛЕНИЕ ПОТОКА ЖИДКОСТИ

Цель работы: Проанализировать конструкции центробежных насосов для системы поддержания пластового давления (ППД). Разработать метод оптимизации геометрии рабочего колеса центробежного секционного насоса (ЦНС), исходя из оценки гидродинамических параметров потока рабочей среды и напряжений, действующих на лопасти, в следствии давления, создаваемого потоком жидкости.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- анализ существующих конструкций центробежных насосов;
- исследование проблем центробежных секционных насосов, с учетом конструкции, характеристик рабочего агента и назначения оборудования;
- патентно – информационный обзор;
- выбор более эффективного гидравлического дизайна лопасти насоса ЦНС 500 - 1900.
- проведён расчет основных параметров рабочего колеса.

В результате анализа проблем центробежных насосов, конструкции насоса ЦНС 500 – 1900 и проведения патентно-информационного обзора было выявлено, что существующая конструкция насоса не обеспечивает высокого показателя КПД, в следствии гидравлических потерь.

В итоге была сформулирована и решена задача оптимизации конструкции рабочего колеса центробежного секционного насоса.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1 ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР	9
1.1 Особенности эксплуатации насосов типа ЦНС	9
1.1.1 Назначение оборудования	9
1.1.2 Принцип работы	9
1.1.3 Технические характеристики	11
1.1.4 Основные характеристики рабочей среды	12
1.1.5 Анализ существующих конструкций центробежных насосов	13
1.2 Проблемы насосов типа ЦНС	19
1.2.1 Проблемы, связанные с геометрией деталей агрегата	19
1.2.2 Проблема выбора оптимальной модели насоса	21
1.2.3 Проблемы надёжности насосов типа ЦНС	23
1.3 Заключение к литературному обзору и постановка задачи	31
2 КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	33
2.1 Техническое задание на модернизацию конструкции центробежного секционного насоса	33
2.2 Техническое предложение	35
2.3 Расчетная часть	38
2.3.1 Исходные данные	38
2.3.2 Технологический расчет рабочего колеса	38
2.3.3 Конструкторский расчет рабочего колеса	41
2.4 Разработка мероприятий по антикоррозионной защите насоса	44
2.5 Заключение к разделу 2	47
3 ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ	48
3.1 Руководство по безопасной эксплуатации насосов типа ЦНС	48
3.1.1 Характеристика опасностей производства	48
3.1.2 Возможные виды аварийного состояния производства и способы их ликвидации	49
3.1.3 Меры безопасности при эксплуатации производственного объекта ...	51

3.2 Мероприятия по техническому обслуживанию и ремонту насосов типа ЦНС.....	55
3.2.1 Организация ремонтных работ на насосных станциях	55
3.2.2 Схема технологического процесса ремонта насосных агрегатов.	58
3.2.3 Составление графика планово-предупредительного ремонта (ППР)..	60
3.3 Заключение к разделу 3	62
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.	63
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	64
Приложение А. Отчёт о патентных исследованиях	67
Приложение Б. Графические материалы.	100

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день многие месторождения не могут нормально функционировать и давать приемлемые показатели по добычи нефти без применения методов воздействия на пласт, в частности заводнения. Для чего применяются многоступенчатые центробежные секционные насосы (ЦНС) (ГОСТ 10407—88) [1].

В настоящее время, когда сильно возрастают расходы на эксплуатацию, добычу и поддержание скважин нефтяных месторождений в работоспособном состоянии, очень актуально встает проблема применения и развития нефтепромыслового оборудования, отвечающего этим требованиям.

Цель данной работы, выявить недостатки насоса ЦНС 500 – 1900 и предложить вариант модернизации, для улучшения его рабочих характеристик.

Основными задачами данной работы является, рассмотрение существующих конструкции центробежных насосов, выявление проблем данных насосных агрегатов, патентно – информационный обзор, техническое предложение по модернизации насоса, расчет основных параметров рабочего колеса.

1 Литературный обзор

1.1 Особенности эксплуатации насосов типа ЦНС

1.1.1 Назначение оборудования

Агрегат электронасосный АЦНС 500 – 1900 предназначен для перекачивания очищенной пластовой воды в системе заводнения нефтяных пластов месторождения.

В соответствии с техническими характеристиками насоса ЦНС 500 – 1900 рабочий интервал подач насоса – от 0, 052 м³/с (187 м³/ч) до 0,173 м³/с (624 м³/ч) [1].

Агрегат (Рисунок 1.1) состоит из насоса поз. 1, двигателя поз. 2, маслоустановки с воздушным маслоохладителем поз. 3, местной панели установлены на общей фундаментной раме поз. 5. Валы насоса и двигателя соединены между собой муфтой упругой пластинчатой поз. 1, закрытой ограждением [2].

1.1.2 Принцип работы

Принцип работы насоса заключается в преобразовании механической энергии приводного двигателя в гидравлическую энергию потока жидкости за счет гидродинамического взаимодействия лопастной системы рабочих колес и направляющих аппаратов с потоком перекачиваемой жидкости.

Насос в составе агрегата – центробежный, горизонтальный, секционный многоступенчатый, с односторонним расположением рабочих колес автоматическим уравновешиванием осевого усилия ротора диском разгрузочным.

Базовыми деталями насоса (Рисунок 1.1) являются всасывающая и напорная крышки и набор секций, которые центрируются между собой на цилиндрических заточках и стягиваются шпильками. Герметичность стыков

секций, всасывающей и напорной крышек обеспечивается металлическим контактом прилегающих плоскостей и установленными уплотнительными резиновыми кольцами. В секциях и крышке напорной установлены направляющие аппараты.

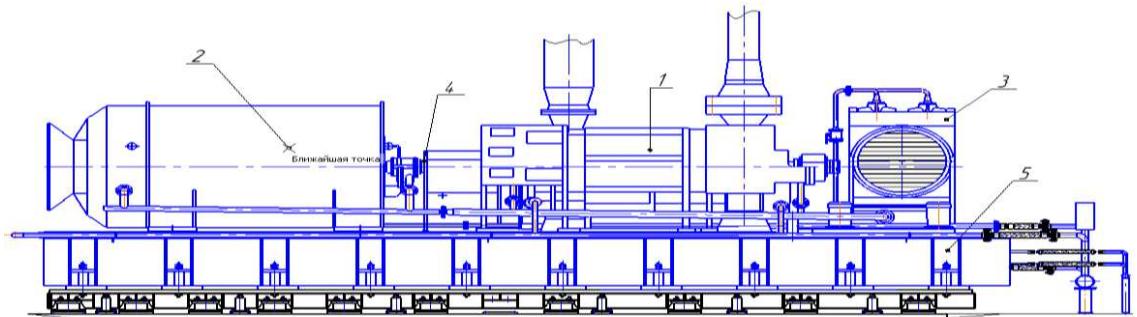


Рисунок 1.1 – Агрегат электронасосный АЧНС 500 – 1900

В местах уплотнения рабочих колес в крышке всасывающей, секциях и направляющих аппаратах установлены сменные уплотняющие кольца.

Всасывающий и напорный патрубки насоса направлены вверх, соединение с трубопроводами – фланцевое.

Ротор насоса состоит из вала, рабочих колес, диска разгрузочного, гильзы дроссельной, колец дистанционного и разъемного.

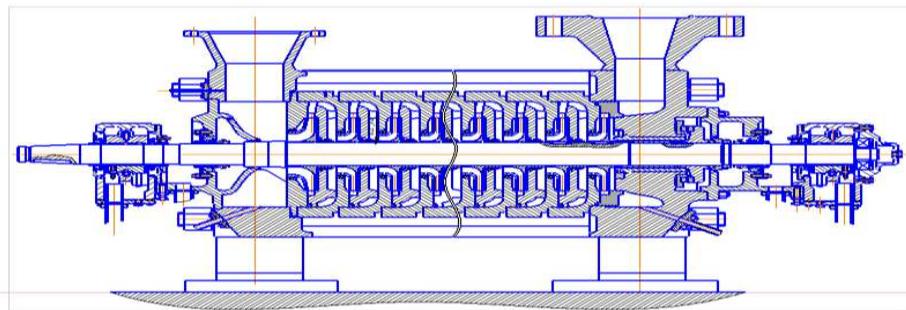


Рисунок 1.2 – Центробежный насос секционный ЧНС 500 – 1900

При работе насоса на рабочие колеса действует осевое усилие, направленное в сторону всасывания. Осевое усилие воспринимается и уравновешивается диском разгрузочным. Для нормальной работы диска разгрузочного предусмотрен отвод жидкости из камеры разгрузочного

устройства во всасывающий трубопровод. Для контроля осевых перемещений ротора и износа разгрузочного устройства на заднем подшипнике предусмотрен указатель осевого сдвига, который комплектуется двумя сенсорами виброперемещения.

Радиальные усилия, действующие на ротор, воспринимаются подшипниками скольжения с принудительной смазкой от маслоустановки. Для контроля вибрации подшипников установлены на каждом подшипнике по два сенсора виброперемещения.

Концевые уплотнения вала насоса – торцевые, одинарные, с подводом очищенной перекачиваемой промывочной воды через гидроциклонную систему.

В качестве привода насоса применяется асинхронный взрывозащищенный двигатель 5АЗМВ 5000/10000 У2,5, мощностью 5000 кВт, напряжением 10000 В, частота тока сети 50 Гц, частотой вращения 2985 об/мин [2].

1.1.3 Технические характеристики

В таблице 1 приведены технические характеристики насоса ЦНС 500 – 1900 [3].

Таблица 1 – Технические характеристики [3]

Наименование показателя	Значение
Нагрузка на основание корпуса модуля от массы агрегата и воды, кН	379,4
Суммарная динамическая нагрузка, передаваемая на модуль, кН	2,98
Пусковой момент, кН	64,02
Аварийный момент (внезапное заклинивание), кН/м	163,32
Момент короткого замыкания, передаваемый на основание модуля, кН/м	10,89
Электродвигатель 5АЗМВ-5000/10000 У2,5:	
- мощность, кВт	5000
- угловая скорость, об/мин	2985
- напряжение в сети, В	10000
- масса, кг	13100
Насос ЦНС 500-1900УХЛ4:	
- производительность, м ³ /ч	567
- напор, м	1900
- условное давление на входе в насос, кгс/см ² (не более)	10
- давление на выходе из насоса, кгс/см ²	261
- масса, кг	8000
Масса агрегата («Сухая»), кг	34000
Масса, агрегата при эксплуатации, кг	34200

1.1.4 Основные характеристики рабочей среды

На нефтедобывающих предприятиях для заводнения пластов используют пластовую и подпиточную воду.

Пластовая вода – отделенная от нефти в процессе обезвоживания вода проходит очистку от нефти и механических примесей на установке подготовки пластовой воды. Пластовая вода по степени минерализации относится к соленой воде, имеет слабощелочную реакцию.

Приблизительный физико – химический состав пластовой воды приведен в таблице 2 [4].

Таблица 2 – Примерный физико-химический состав пластовой воды [4]

Наименование показателя	Значение
1 Плотность (20 °C), г/см ³	1,007
2 pH, ед.рН	7,24
3 Cl - ион, мг/дм ³	67,91-204
4 Карбонаты, мг/дм ³	36
5 Гидрокарбонаты, мг/дм ³	521,75
6 Сульфаты, мг/дм ³	13,07
7 Кальций, мг/дм ³	516,13
8 Магний, мг/дм ³	87,1
9 Железо (общее), мг/дм ³	50,4 – 62
10 Калий, натрий, мг/дм ³	4580
11 Общая минерализация, мг/дм ³	14433

Для восполнения дефицита закачиваемой воды в систему ППД используются очищенные минерализованные воды вспомогательных свит – подпиточная вода. Количество твердых взвешенных веществ составляет (44 – 54) мг/дм³.

Приблизительный физико – химический состав по подпиточной воды приведен в таблице 3.

Таблица 3 – Примерный физико – химический состав подпиточной воды [4]

Наименование показателя	Значение
1 Плотность (20° C), г/см ³	1,007
2 pH, ед.рН	7,5
3 Cl- ион, мг/дм ³	6510
4 Карбонаты, мг/дм ³	15
5 Гидрокарбонаты, мг/дм ³	316,45
6 Кальций, мг/дм ³	145

Окончание таблицы 3

7 Магний, мг/дм ³	46,35
8 Калий, натрий, мг/дм ³	4096,93
9 Общая минерализация, мг/дм ³	11150

1.1.5 Анализ существующих конструкций центробежных насосов

Центробежные насосы различаются:

По числу колес:

а) одноколесные или одноступенчатые, повышение давления достигается увеличением частоты вращения колеса, однако она ограничивается прочностью колеса; одним колесом создается давление, близкое $(4 - 5)10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 40 - 50 \text{ м вод. ст.}$ На рисунке 1.3, а, б показан общий вид и разрез такого насоса с гидравлическим затвором 2 сальника 4 [5].

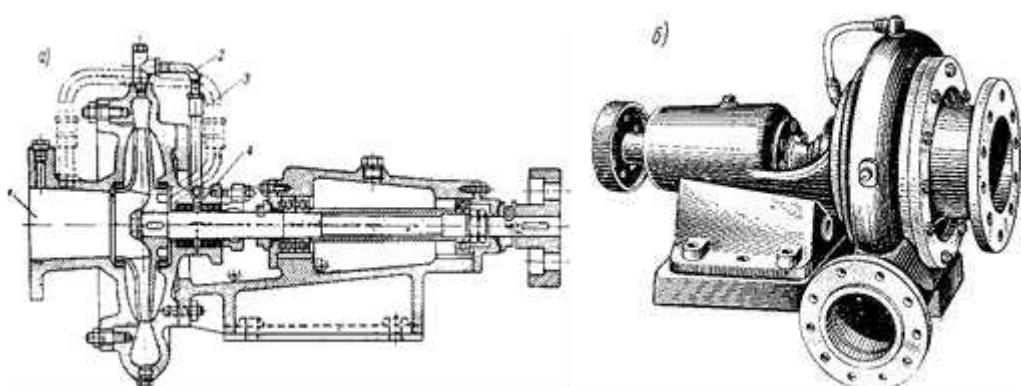


Рисунок 1.3 – Одноступенчатый центробежный насос [5]

б) многоколесные, или многоступенчатые, для больших давлений, состоят из нескольких колес 2, 3, 4, 5, вращающихся с валом 7 в общем корпусе (рисунок 1.4); жидкость через всасывающий патрубок 1 подводится к центру колеса 2, а с периферии этого колеса подается к центру следующего колеса 3, и т. д. до нагнетательного патрубка 6 [5].

На рисунке 1.5 показан общий вид пятиступенчатого центробежного насоса секционного типа. Производительность многоколесных насосов теоретически такая же, как у одноступенчатого насоса с колесом таких же размеров при той же частоте вращения; теоретическое давление

многоступенчатого насоса приблизительно равно сумме давлений, развиваемых каждым колесом в отдельности [4].

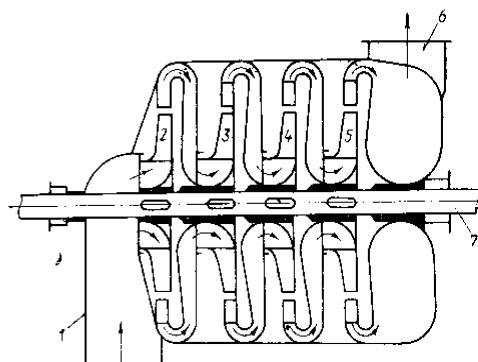


Рисунок 1.4 – Схема многоступенчатого центробежного насоса [5]

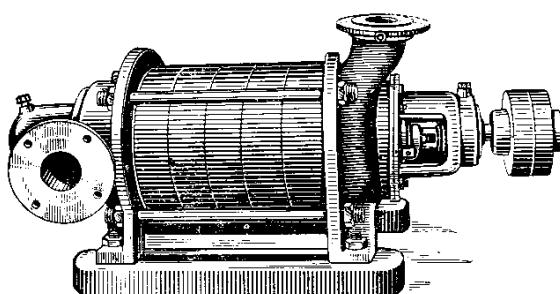


Рисунок 1.5 – Общий вид пятиступенчатого центробежного насоса [5]

Количество колес обычно до 10 – 12. Имеются насосы с числом ступеней до 30 и давлением до $300 \cdot 10^5 \text{Н/м}^2$. Дальнейшее увеличение числа ступеней нецелесообразно вследствие больших потерь в направляющих устройствах. При необходимости еще большего давления применяются последовательно соединенные насосы; для высоких давлений и большей производительности используются центробежные насосы многопоточного типа со ступенями давления. Такая машина состоит из двух или четырех групп ступеней давления. Ступени в каждой группе включены последовательно (для повышения давления), а группы ступеней включены параллельно (для увеличения производительности) [5].

Многоступенчатые насосы имеют относительно высокий объемный КПД, так как в них уменьшается перетекание жидкости с периферии колеса к входу в него через щели между колесами и неподвижными частями насоса; однако

гидравлический КПД у них ниже ввиду значительной потери давления в самом насосе [6].

По создаваемому давлению:

- а) низкого давления – до $2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$;
- б) среднего давления – до $6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$;
- в) высокого давления – свыше $6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

По способу подвода жидкости к колесу:

- а) с односторонним подводом (всасыванием) жидкости к колесу (рисунок 1.3);
- б) с двусторонним подводом; жидкость входит в колесо с двух сторон, общий вид представлен на рисунке 1.6.

По расположению вала насоса:

- а) горизонтальные (наиболее распространенные);
- б) вертикальные, применяются чаще всего для откачивания воды из глубоких колодцев, скважин.

По способу разъема корпуса:

- а) с горизонтальным разъемом (рисунок 1.6) — корпус делится горизонтальной плоскостью на две части — нижнюю и верхнюю (крышку);
- б) с вертикальным разъемом; эти насосы называются секционными, так как корпус состоит из нескольких секций 1 (по числу колес), которые стягиваются между собой стяжными (анкерными) болтами 2 (рисунок 1.7).

По способу отвода жидкости из рабочего колеса в камеру:

- а) спиральные (рисунок 1.8), в которых жидкость через рабочие колеса поступает непосредственно в спиральный корпус и далее в нагнетательный трубопровод;
- б) турбинные, в которых жидкость из рабочего колеса поступает в спиральный корпус через направляющий аппарат, представляющий собой неподвижное кольцо с лопатками.

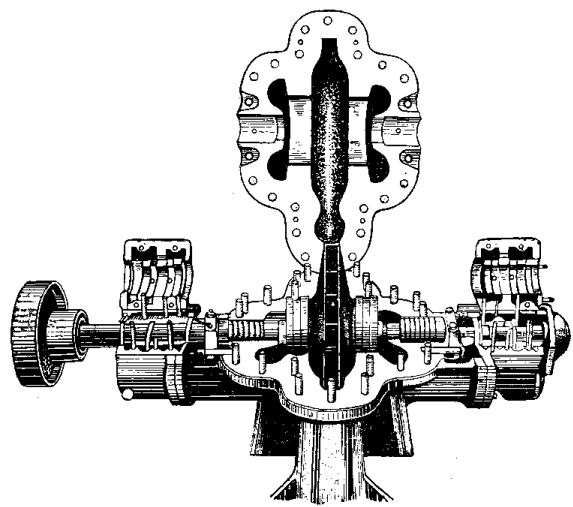


Рисунок 1.6 – Одноколесный насос с двусторонним всасыванием и горизонтальным разъемом корпуса [5]

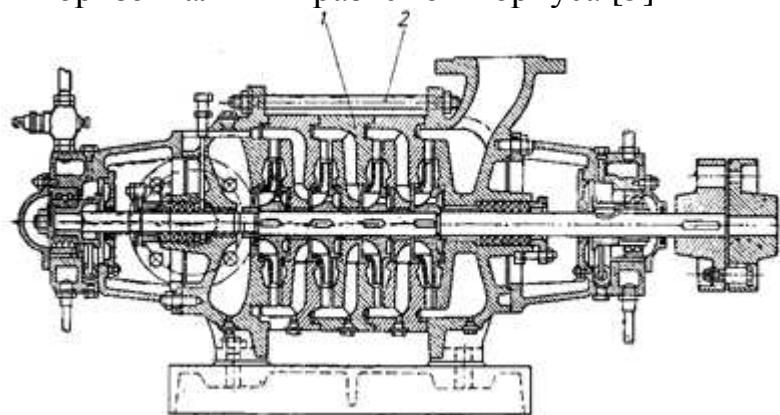


Рисунок 1.7 – Секционный четырехступенчатый центробежный насос [5]

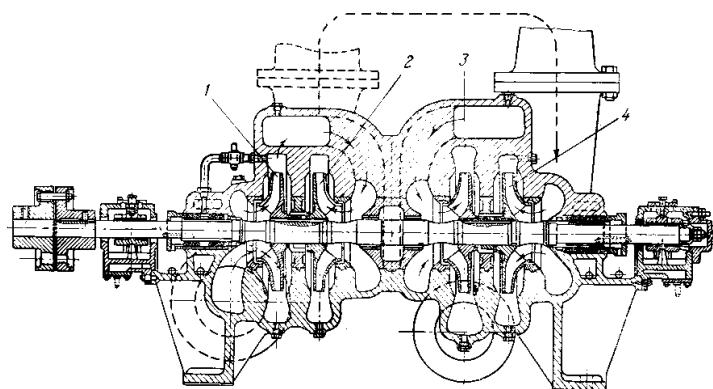


Рисунок 1.8 – Многоступенчатый спиральный насос [5]

По способу соединения с двигателем:

- соединяемые непосредственно с электродвигателем;
- турбонасосы, где насос 1 приводится от паровой турбины 2

в) моноблочные насосы, в которых рабочее колесо насажано непосредственно на вал электродвигателя.

По назначению:

- а) водопроводные;
- б) канализационные;
- в) специальные – шламовые багерные, для перекачивания нефти, кислот, шахтной воды, горячей воды, соков, молока, и др.

Центробежные насосы широко применяются на заводах промышленности строительных материалов. Для перекачивания чистой воды используются насосы типов НД, К, многоступенчатые секционные и спиральные; для перекачивания воды с содержанием твердых включений - насосы типов НФ, НП и П (песковой).

Насосы НД – насос с двусторонним входом (рисунок 1.6), предназначены для перекачивания чистой воды с $t \leq 80^{\circ}\text{C}$. Они выпускаются низкого, среднего и высокого давления НДп, НДс, НДв. Цифры в марке насоса (16НДс, 4НДв) означают диаметр напорного патрубка, увеличенный в 40 раз [6].

Корпус насоса чугунный с горизонтальным разъемом. Это позволяет удобно и легко вскрывать корпус для осмотра, ремонта, замены колеса без демонтажа трубопроводов, присоединенных к нижней части насоса. С электродвигателем насос соединяется непосредственно при помощи упругой муфты. Направление вращения вала – против часовой стрелки, если смотреть со стороны муфты. Вода подводится к колесу с двух сторон, благодаря этому уравновешиваются осевые усилия на колесе, а производительность насоса удваивается. Если насос используется для перекачивания морской воды, то рабочее колесо, уплотняющие защитные кольца и втулки изготавливаются из бронзы, вал – из нержавеющей стали.

Производительность насосов НД составляет 25 – 1400 л/с; они развивают давление $(1 - 10) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Диаметр рабочих колес 265 – 900 мм; $\eta = 0,64 - 0,92$. Наибольшая допустимая вакуумметрическая высота 5 м; масса 660 – 5000 кг. Входной и напорный патрубки расположены горизонтально и направлены в

разные стороны. Насосы НДн выпускаются трех размеров (16НДн, 20НДн, 24НДн; масса их 660 – 5000 кг); насосы НДс – шести размеров (6НДс; 12НДс; 14НДс; 18НДс; 20НДс; 22НДс; масса их 280 – 5750 кг); насосы НДв – четырех размеров (4НДв; 5НДв; 6НДв; 8НДв; масса их 285 – 950 кг).

Центробежные насосы типа К – центробежные консольные, одноступенчатые с рабочим колесом одностороннего входа, предназначены для перекачивания чистой воды с $t \leq 80$ °С (рисунок 1.3). Буквы и цифры, составляющие марку насоса типа К, означают: первая цифра – диаметр входного патрубка, увеличенный в 40 раз; К – консольный; последняя цифра – коэффициент быстроходности.

Основные детали насоса: корпус, рабочее колесо, опорная стойка, крышка с патрубком - чугунные. Входной патрубок направлен по оси вала, напорный – горизонтально, но может быть повернут на 90°, 180° и 270°. Насосы непосредственно соединяются с электродвигателем упругой муфтой. Вал вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны муфты.

Насосы этого типа рассчитаны на производительность 3 – 100 л/с, давление $(1,5 - 9,8) \cdot 10^5$ Н/м²; $n = 1450 - 2900$ об/мин. Диаметр рабочих колес (132 – 328) мм, полный КПД 0,50 – 0,84.

Секционные насосы – многоступенчатые центробежные насосы (рисунок 1.5, 1.7). Они собираются из нескольких секций, каждая из которых составляет одну ступень и состоит из одного колеса, направляющего аппарата и соответствующей части корпуса. Секции стягиваются между собой болтами. Особенностью и преимуществом секционных насосов является возможность изменения давления путем изменения числа секций. Когда нужно увеличить давление, ранее удаленные секции можно поставить на место.

Многоступенчатые секционные насосы имеют ряд крупных недостатков:

- развивается большое осевое усилие;
- небольшой срок службы (при перекачивании шахтной воды не превышает трех лет);

в) у секционных насосов с направляющими аппаратами КПД ниже, чем у спиральных насосов;

г) так как вал секционных насосов должен быть более жесткий (большого диаметра), то диаметр входного отверстия колеса больше, следовательно, длина лопатки меньше и давление меньше, чем у спиральных насосов.

Центробежные спиральные насосы – проточная часть корпуса насоса, представляет собой спиральную камеру. Корпус насоса сплошной (рисунок 1.6, 1.8) разъемный в горизонтальной плоскости. Направляющих аппаратов у этих насосов нет. Осевые усилия автоматически уравновешиваются, так как рабочие колеса расположены симметрично попарно, жидкость подводится к ним с противоположных сторон. Жидкость по перепускному каналу подводится от колеса к центру колеса. С периферии колеса жидкость по обводной трубе подводится к колесу и далее по перепускному каналу к центру колеса, откуда она направляется к нагнетательному патрубку насоса. Спиральные насосы имеют более высокий КПД, по сравнению с секционными.

Один из недостатков спиральных высоконапорных многоступенчатых насосов с горизонтальным разъемом заключается в невозможности изменения числа колес [7].

1.1 Проблемы насосов типа ЦНС

1.1.1 Проблемы, связанные с геометрией деталей агрегата

Конструктивной особенностью центробежных секционных насосов является осевая сила, действующая на рабочие органы и направленная в сторону всасывания жидкости. Причина возникновения этой силы заключается в разности сил давления, действующего рабочие колеса. На распределение скоростей и давлений по поверхности рабочего колеса оказывает влияние ряд факторов, таких как размеры и форма входного отверстия, шероховатость поверхности, величина и направление радиального течения, завихрение потока

на выходе из рабочего колеса. В связи с этим величина осевой силы определяется приближенно. Износ уплотнений рабочих колес между ступенями дополнительно приводит к увеличению осевой силы, которая может достигать значения в два раза превышающего значение силы, действующей в новом насосе [8].

Осевая сила зависит от напора и числа ступеней и имеет относительно большую величину, что не всегда позволяет уравновешивать её упорным подшипником. В следствие этого в большинстве насосов применяются различные способы разгрузки ротора от осевых усилий.

В большинстве многоступенчатых насосов силы, действующие на ротор, уравновешивают специальными гидравлическими разгрузочными устройствами. Самым простым уравновешивающим устройством является разгрузочный поршень, но он обладает большим недостатком: уравновешивает силу только на расчетном режиме работы, а также, насосы, в которых используется данное разгрузочное устройство, имеют низкий объёмный КПД, вследствие утечек через уплотнение данного узла. Наиболее распространенным способом разгрузки ротора от осевой силы в многоступенчатых насосах является применение автоматического уравновешивающего устройства – гидропяты. Её плюсом является саморегулирование, что позволяет использовать её в качестве осевого подшипника при низком значении утечки по сравнению с барабаном. Недостатками гидропяты являются сложность конструкции, а также чувствительность к парообразованию. Кроме того, опыт эксплуатации показывает, что продолжительность работы автоматического уравновешивающего устройства в условиях системы ППД не очень высокая.

Надежность работы гидропяты на стадии проектирования определяется, за счет выбора оптимальных геометрических параметров, обеспечивающих безотказную работу во время эксплуатации.

А также основные эксплуатационные характеристики зависят от геометрических размеров рабочего колеса и направляющего аппарата насоса. Данная зависимость представлена на рисунке 1.9 [8].

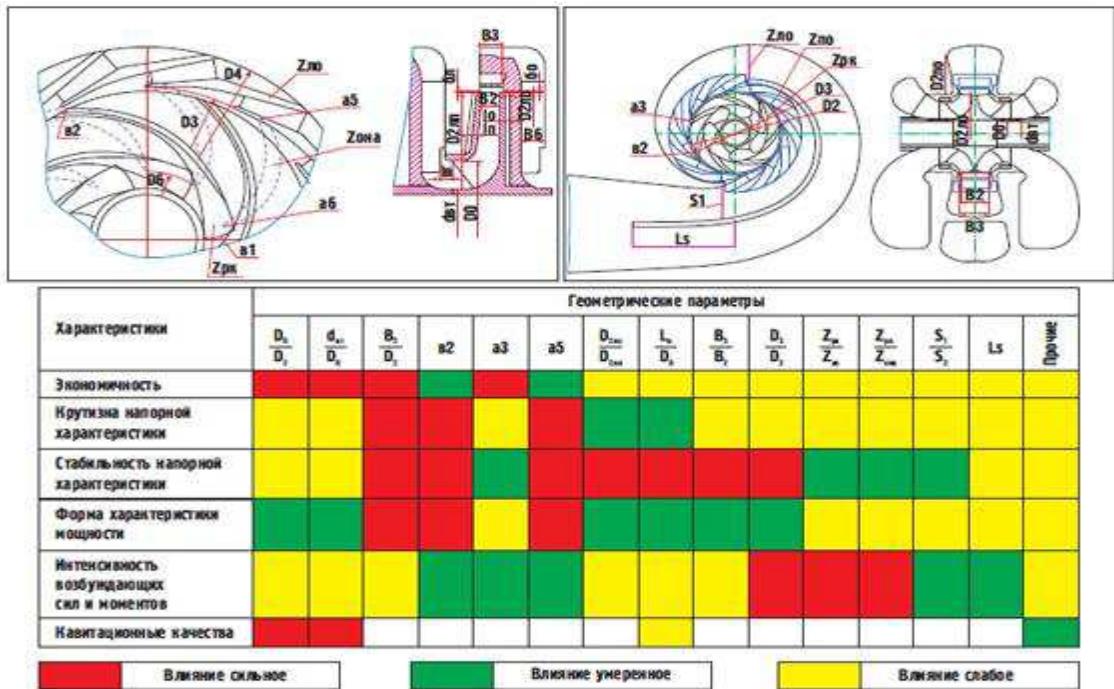


Рисунок 1.9 – Влияние различных геометрических параметров на характеристики насоса [8]

1.1.2 Проблема выбора оптимальной модели насоса

В нефтяной отрасли система поддержания пластового давления является наиболее энергоемкой и оказывает большое влияние на себестоимость добычи нефти. Система ППД потребляет от 30 до 40 % электроэнергии, затрачиваемой на добычу нефти. При чем около 80 % электроэнергии в системе поддержания пластового давления потребляют насосные агрегаты для закачки воды в пласт, единичная мощность которых достигает 6 МВт при средней мощности около 4 МВт [9].

Особенность центробежных секционных насосов состоит в том, что их подача зависит от напора. Чем больший напор приходится развивать насосу для подъема воды на высоту или ее течения через длинный трубопровод с большим гидравлическим сопротивлением, тем меньший объем воды он сможет перекачивать за единицу времени. Зависимость подачи от напора называется

напорной характеристикой насоса. В паспорте агрегата приводится в виде графика. При подборе агрегата сначала определяют необходимый напор (гидравлическое сопротивление + высота подъема + давление, которое нужно получить в точке водозабора), а затем подбирается модель, способная при данном напоре дать достаточную производительность. Модель считается оптимальной, если необходимые напор и подача находятся в средней части ее главной характеристики.

Анализ систем поддержания пластового давления нефтяных компаний показывает, что её эффективность зависит от следующих факторов:

- принятой технологии закачки воды в пласт;
- соответствия технических параметров насосного оборудования требованиям технологии;
- выбора оптимальных режимов закачки воды в пласт;
- системы технического обслуживания и ремонта насосного оборудования.

Проблема состоит в том, что удельные энергопотребление насосных агрегатов на закачку воды в пласт достигают 12 кВт – ч на 1м³, что является очень большим показателем. При этом, ресурс до капитального ремонта насосов типа ЦНС, работающих в системе ППД обычно не превышает 4000 часов [8].

В большинстве компаний отсутствует методика подбора насосов для системы ППД, которая учитывает особенности технологии закачки воды в пласт и обеспечивает оптимальные режимы работы системы «насосная станция – трубопроводная сеть – нагнетательная скважина».

Разработка конструкций новых насосных агрегатов и модернизация существующих ведутся без учёта особенностей их работы в системе ППД, характеристики насосов не удовлетворяют требованиям технологии закачки воды в пласт. Отсутствует параметрический ряд насосов для системы ППД, что затрудняет задачу выбора при проектировании системы заводнения. Не разработаны критерии для оценки технического уровня насосов, проведения контроля и вывода на капитальный ремонт.

Для устранения этих недостатков необходимо совершенствовать технологию закачки, разрабатывать и применять методики оптимального выбора насосов, правильно выбирать экономичные режимы работы агрегатов, внедрять рациональные системы технического обслуживания и ремонта насосов типа ЦНС по техническому состоянию [9].

1.2 Проблемы надёжности насосов типа ЦНС

Эффективность работы систем поддержания пластового давления (ППД) во многом зависит от надежности и эффективности работы насосного оборудования. Повышение этих показателей зависит от успешности оптимизации режимов работы насосов в сети, совершенствования конструкции насосов и их узлов, применения стойких к перекачиваемой среде материалов и повышения эффективности системы обслуживания и ремонта оборудования на месте эксплуатации [10].

На рисунке 1.10 представлена зависимость эксплуатационной надёжности от рабочей характеристики центробежного насоса.

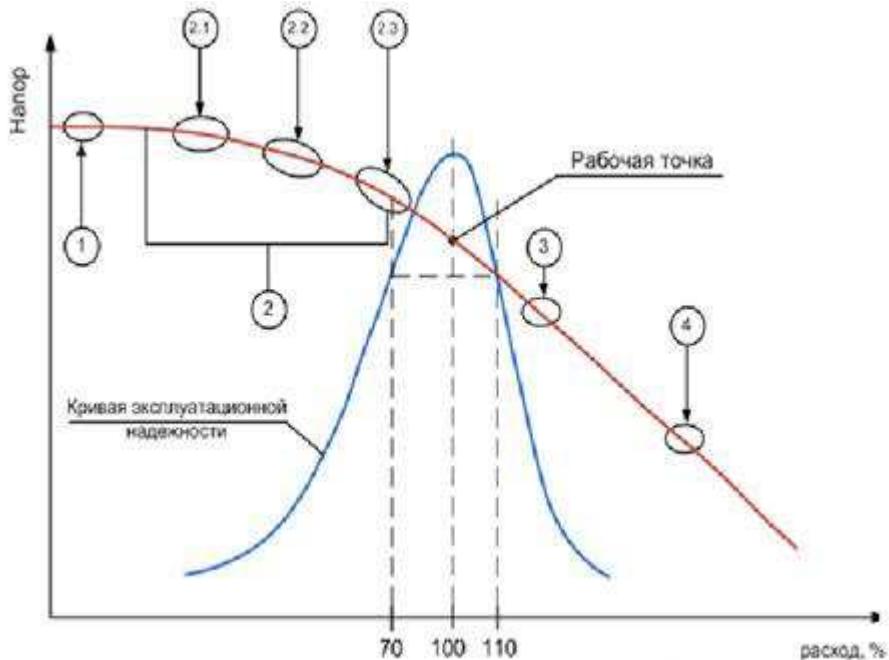


Рисунок 1.10 – Возникновение негативных эффектов при работе на различных участках рабочей характеристики:

1-Значительное повышение температуры; 2 – Снижение ресурса работы подшипников и уплотнений из-за вибрации, вследствие: 2.1 – Возможной кавитации; 2.2 – 2.3 – Возникновения рециркуляции потока на входе и выходе рабочего колеса; 3 - Снижение ресурса работы подшипников и уплотнений из-за вибрации, вызванной отрывом потока в проточной части; 4 – Кавитация, перегрузка электродвигателя [10]

Оборудование с параметрами, несоответствующими гидравлической сети, не должно допускаться к эксплуатации, а случаи неправильного подбора насосов необходимо своевременно выявлять.

Стоимость перерасходованной электроэнергии, а также затраты на ремонт и демонтаж оборудования очень часто в таких случаях намного превосходят стоимость самого насоса [10].

На рисунке 1.11 представлена наработка на отказ разных моделей и модификаций насосов ЦНС в условиях работы на территории Российской Федерации в системе поддержания пластового давления.

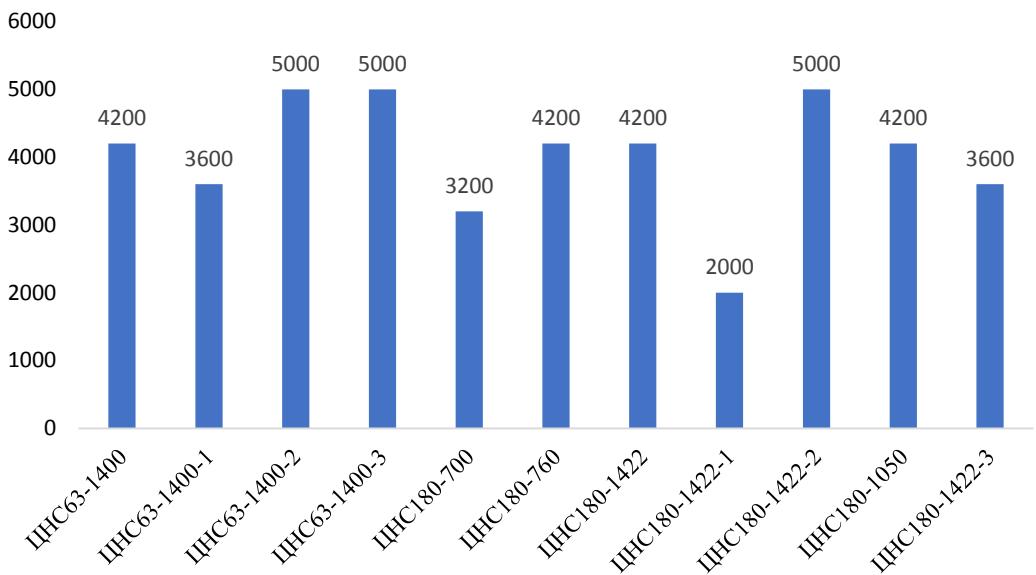


Рисунок 1.11 – Наработка на отказ насосов типа ЦНС, ч

Из диаграммы мы видим, что одним из направлений модернизации насосных агрегатов является повышение надёжности, так как некоторые модели насосного оборудования более поздних модификаций обладают наиболее высокими показателями наработки на отказ.

Интенсивность отказов ЦНС рассчитывается по формуле (1.1):

$$\lambda_{\text{H}} = \lambda_y + \lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{п}} + \lambda_{\text{к}} + \lambda_{\text{рч}}, \quad (1.1)$$

где λ_y - интенсивность отказов всех уплотнителей;

$\lambda_{\text{в}}$ - интенсивность отказов вала насоса;

$\lambda_{\text{п}}$ - интенсивность отказов подшипников;

$\lambda_{\text{к}}$ - интенсивность отказов корпуса насоса;

$\lambda_{\text{рч}}$ - интенсивность отказов рабочей части.

На рисунке 1.12 представлена диаграмма распределения вероятностей отказов по основным деталям насоса типа ЦНС.



Рисунок 1.12 – Диаграмма распределения вероятностей отказов [8]

Вал насоса имеет очень высокую надежность в отличие от других компонентов насоса. Интенсивность отказов вала насоса в среднем в 8 раз ниже интенсивности отказов уплотнителей и в 3 раза ниже, чем у шарикового подшипника. Возможность разрушения вала насоса независимо от других компонентов насоса весьма мала. Тем не менее, вал насоса подвержен серьезным нагрузкам и необходимо подбирать правильный режим работы насоса, чтобы не допустить высоких нагрузок, которые могут вызвать смещение, деформацию или прогиб вала и его повышенный износ. Деформация вала насоса возможна при потоке жидкости, отличном от номинального. Если поток жидкости не оптимален для данного насоса, то крыльчатка насоса испытывает повышенную нагрузку. Из-за разницы давлений в рабочей области возникает дисбаланс и отклонение вала.

Корпус насоса достаточно надежный компонент. Интенсивность его отказов достаточно низка относительно других компонентов насоса. Срок службы корпуса насоса может достигать до 10 лет, в отличие от подшипников, у которых средний срок службы составляет 1 – 2 года. При правильном проектировании корпуса его интенсивность отказов может составлять $0,001 \cdot 10^{-6} \text{ч}^{-1}$. Корпус ЦНС подвержен окислительному износу. Окислительный износ – процесс коррозионного износа, при котором доминирует химическая реакция с кислородом или окислительной окружающей средой. Тип износа в результате скольжения между двумя металлическими компонентами, при

котором образуется оксидная пленка на металлических поверхностях. Эта оксидная пленка предотвращает металлическое сцепление между поверхностями скольжения, что приводит к формированию продуктов износа и снижению уровня сцепления.

Подшипники наиболее уязвимая часть насоса. Хоть они и являются недорогими компонентами, выход из строя насоса по их вине ведет к дорогостоящему простою всей системы, который может привести к значительным затратам. Короткий срок службы подшипников в насосе вызван рядом проблем, таких как разбалансировка вала, ротора, недостаток смазки, чрезмерная температура, наличие влаги в корпусе насоса.

Срок службы подшипника определяется количеством часов, в течение которых наступает «усталость металла», количеством оборотов подшипника, наличием и количеством смазки. Компании, занимающиеся насосами, прогнозируют ритмичную и надежную работу подшипника в течение нескольких лет. Однако, когда подшипник находится под давлением при вращении вала, нагрузка передается с внутреннего кольца подшипника через элементы качения на внешнее кольцо. Каждый шар несет часть нагрузки, в конечном итоге это приводит к усталости всех металлических частей [8].

Когда насос работает с максимальной эффективностью, подшипник должен выдерживать следующую нагрузку:

- массу узла вращения в сборе;
- напряжение, возникшее в процессе подгонки подшипника к валу;
- любой предварительный натяг подшипника, обусловленный производителем.

В действительности, большинство подшипников становятся неисправными по следующим причинам:

- неправильный подбор подшипника к валу (несоблюдение допусков);
- отсутствие соосности между насосом и его ведущим шкивом;
- деформация валов;

- несбалансированность вращающихся элементов;
- термическое расширение вала;
- бесполезная попытка охладить подшипники, заливая в корпус подшипника воду из шланга или любую другую жидкость. Охлаждение внешней поверхности подшипника служит причиной высыхания смазки подшипника и ухудшения его рабочих свойств, увеличивает трение и создает дополнительную нагрузку на подшипник;
- кавитация;
- пульсация водяного потока;
- аксиальное давление;
- деформация корпуса подшипника;
- вибрации всех видов;
- большое расстояние между крыльчаткой и подшипником, что часто встречается в мешалках и миксерах;
- установка некачественного подшипника, что становится серьезной проблемой в связи с ростом производства поддельных подшипников.

Вследствие перегрузки подшипник начинает нагреваться, а нагрев, в свою очередь, является другой частой причиной преждевременного выхода подшипника из строя. Уменьшение вязкости смазочных материалов в результате нагревания приводит к тому, что подшипник теряет способность нести нагрузку.

По результатам многолетних эксплуатационных испытаний, проведенных в США, Великобритании и Германии, от 60% до 90% торцевых уплотнений выходит из строя раньше предельного износа их пар трения. Результаты анализа эксплуатационных испытаний промышленных насосов атомных станций, где надёжности, качеству, сроку службы и обслуживанию оборудования уделяется особо пристальное внимание, показали, что применение конструктивно совершенных торцевых уплотнений, изготовленных из высококачественных материалов, при известных вполне определённых условиях эксплуатации оборудования вовсе не обеспечивает необходимый гарантийный срок службы.

Так, одни и те же торцевые уплотнения, изготовленные из одинаковых материалов с одинаковым качеством одной и той же фирмой, показали в одних и тех же насосах разные сроки службы этих уплотнений от 1 до 18 месяцев. За первые 1,5 месяца работы насосов вышли из строя около 50% (из всех установленных 169 шт. торцевых уплотнений), остальные уплотнения выходили из строя в течение последующих 12–18 месяцев эксплуатации насосов.

Таким образом, можно сделать вывод, что основными определяющими факторами, влияющими на выход из строя торцевых уплотнений валов являются, прежде всего, условия эксплуатации. Торцевое уплотнение достаточно быстро выходит из строя в том случае, когда для него не обеспечены необходимые и обязательные условия эксплуатации. Поэтому торцевые уплотнения не могут работать при любых условиях эксплуатации, как например заявляется некоторыми торговыми компаниями на их сайтах [8].

Основными видами износа уплотнений насосного оборудования являются:

- коррозионный износ;
- эрозионный износ;
- перегрев, вызванный превышением допустимых напряжений.

Виды износа рабочей части насоса типа ЦНС:

– Гидроабразивный износ, обусловлен, главным образом, режущим воздействием на детали гидромашин твёрдых частиц, содержащихся в перекачиваемой жидкости. Интенсивность гидроабразивного износа зависит от концентрации, плотности, геометрической формы и размера твёрдых частиц, а также от механических свойств материала деталей и частоты вращения ротора гидромашины. Интенсивность гидроабразивного износа возрастает при возникновении химической коррозии металла, возникающей от воздействия солей и растворённого воздуха, которые содержатся в перекачиваемой жидкости.

– Кавитационный износ, происходит под воздействием кавитационных явлений, возникающих при эксплуатации лопастных гидромашин. Кавитация представляет собой процесс нарушения сплошности

потока жидкости на тех участках пути, где местное давление, понижаясь, достигает критического значения, вследствие чего происходит холодное вскипание жидкости и в ней образуется пузыри-каверны, которые, попадая в зону повышенного давления, мгновенно захлопывается на обтекаемой поверхности при этом возникает гидравлический удар, превышающий прочность материала. Процесс кавитации сопровождается также целым рядом сопутствующих явлений, которые также оказывают влияния на интенсивность кавитационного разрушения.

- Кавитационно–гидроабразивный износ характеризуется одновременным воздействием на рабочие органы гидромашин кавитации и твёрдых частиц, содержащихся в перекачиваемой воде.
- Коррозийный износ происходит вследствие химических и электрохимических процессов, возникающих при взаимодействии деталей гидромашин с кислородом и другими химически активными веществами, содержащимися в атмосфере и в перекачиваемой жидкости. Коррозионный износ, проявляется в виде ржавчины и осповидных углублений на поверхностях деталей гидромашин.
- Износ от трения контактирующих между собой при относительном движении деталей возникает вследствие возникновения механического контакта между вращающимся рабочим колесом и неподвижным кольцом щелевого уплотнения из-за технологических погрешностей, допущенных при изготовлении и сборке гидромашины.
- Износ, точнее, разрушение, от соударения, возникает вследствие попадания в проточную часть насоса относительно крупных твёрдых включений, например, гравия и т.п.

На надежность насоса оказывают большое влияние различные факторы, наиболее опасными из которых являются кавитация и вихревание. Эффект кавитации – это образование пузырьков газа в жидкости и их дальнейшее схлопывание из-за воздействия подвижных частей насоса. Эффект кавитации возникает в областях пониженного давления. Такие области в насосе возникают,

например, в местах искривления трубопроводов. В таких местах скорость потоков жидкости различна и из-за различия скоростей возникают турбулентные зоны, которые и приводят к образованию пузырьков. Схлопывание пузырьков ведет к повышению вибрации и акустическим ударам. Этот эффект весьма опасен, поскольку приводит к повреждению вала, ротора и рабочей части насоса. В насосах эффект кавитации может быть легко обнаружен и устранен изменением конфигурации трубопроводов.

Вихревание в центробежных насосах вызвано недостаточной высотой жидкости во входном трубопроводе или неправильным потоком жидкости. Вихревание приводит к понижению производительности насоса, вибрациям и шумной работе и схоже с эффектом кавитации, с той разницей, что вихревание – обратимый эффект. Вихревания можно избежать изменением потока жидкости или повышением давления в трубопроводе.

К менее опасным факторам относятся интерференция и коррозия. Эффект интерференции – это расширение частей насоса из-за нагрева во время работы. Термическое расширение является опасным, если материалы, из которых изготовлены насосы, подобраны неверно. Для центробежного насоса интерференция опасна при возникновении эффекта кавитации, которая вызывает вибрации и дисбаланс насоса. Проблема интерференции решается правильным подбором деталей с учетом их механических и тепловых свойств [10].

1.3 Заключение к литературному обзору и постановка задачи

В ходе выполнения литературного обзора был выполнен аналитический обзор литературы, в том числе патентных источников по теме работы, который представлен в приложении А.

Изучены особенности эксплуатации насосов типа ЦНС, в частности: назначение оборудования, принцип работы, технические характеристики насосных агрегатов для системы поддержания пластового давления. Проведён сравнительный анализ существующих конструкций центробежных насосов.

Представлены основные характеристики рабочей жидкости для центробежных секционных насосов системы поддержания пластового давления.

В ходе выполнения литературного обзора были выявлены проблемы данных насосных агрегатов, и сделан вывод о том, что насосы типа ЦНС на базе объектов системы поддержания пластового давления работают недостаточно эффективно, с точки зрения эксплуатационных показателей.

Таким образом, актуальными задачами в ходе дальнейшей работы являются:

- предложить вариант конструкции рабочего колеса, геометрические параметры которого будут способствовать улучшению эксплуатационных характеристик центробежного секционного насоса;
- выполнить расчет основных параметров модернизированного рабочего колеса;
- разработать мероприятия по антикоррозионной защите насоса;
- разработать мероприятия по техническому обслуживанию и ремонту насосного агрегата.

2 КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 Техническое задание на модернизацию конструкции центробежного секционного насоса

1 Назначение

Многоступенчатый центробежный секционный насос предназначен для закачки в нефтеносные пласти пресных и нефтепромысловых вод, в том числе сероводородсодержащих, с целью поддержания внутрипластового давления при добыче нефти.

2 Область применения

Насосы типа ЦНС применяются для системы законтурного или внутренеконтурного заводнения нефтяных пластов, системы утилизации пластовой воды на нефтяных месторождениях, системы гидросбыва окалины на металлургических заводах и в литейных производствах, системы гидровыгрузки кокса в установках замедленного коксования на нефтеперерабатывающих заводах.

3 Технические характеристики

- производительность насоса – 567 м³/ч;
- габаритные размеры: высота – 1477 мм, ширина – 1330мм, длина – 2620мм;
- масса – 8000 кг;
- условное давление на входе в насос – 10 кгс/см²;
- давление на выходе из насоса – 261 кгс/см²;
- напор – 1900 м;
- материал изготовления:
- корпус – углеродистая сталь 25Л с коррозионно – стойкими наплавками;
- проточная часть и детали щелевых уплотнений – сталь 20Х13Л;

- вал – сталь 40ХФА.

4 Требования к конструкции и комплектации

Насос типа ЦНС – горизонтальный центробежный многоступенчатый однокорпусной секционного типа с колесами одностороннего входа и гидравлическим устройством разгрузки осевого усилия ротора (гидропятой).

Входной патрубок насоса направлен горизонтально, напорный – вертикально вверх.

Концевые уплотнения вала насоса – торцового типа. Конструкцией торцовых уплотнений предусмотрена возможность их периодической промывки от продуктов эрозии, коррозии и других взвешенных частиц. Опорами ротора насоса служат подшипники скольжения с картерной либо принудительной смазкой. В качестве соединительной муфты между двигателем и насосом используется упругая пластинчатая муфта, обеспечивающая снижение вибративности.

Насос ЦНС изготавливаются в общепромышленном исполнении для эксплуатации в помещениях взрывоопасной зоны класса В – 1б или пожароопасной зоны класса П – 1 в соответствии с «Правилами устройства электроустановок» (ПУЭ). Климатическое исполнение УХЛ, категория размещения 4 по ГОСТ 15150.

Комплектация поставки:

- насос в собранном виде на раме со вспомогательными трубопроводами;
- маслосистема;
- муфта с ограждением;
- КИПиА;
- приводной электродвигатель;
- запасные части, инструмент и принадлежности;
- эксплуатационная и техническая документация.

5) Требования к надежности

Гарантийный срок на оборудование устанавливается заводом изготовителем, но не менее 12 месяцев со дня поставки товара заказчику.

2.1 Техническое предложение

На основании проведенного патентно – информационного обзора предлагаю повести модернизацию центробежного насоса, заключающуюся в изготовлении новых рабочих колес и направляющих аппаратов – для секционного насоса. Такие насосы установлены на Ванкорском производственном участке, на объекте БКНС № 2. За счет изменения конструкции рабочих органов ЦНС 500-1900, увеличить рабочие параметры до: $Q=567 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H=2080 \text{ м}$, при паспортном увеличении КПД с 78% до 84,6%.

В состав комплекта модернизации насоса ЦНС 500 – 1900 входит вновь спроектированная проточная часть насоса (рабочие колеса, направляющие аппараты). При этом необходима механическая доработка существующих секций, для установки новых направляющих аппаратов.

Увеличение коэффициента полезного действия насосов системы ППД достигается путем замены проточной части насосов с более эффективным гидравлическим дизайном. В частности, лопасти рабочего колеса центробежного насоса, ограниченной окружностью наружного диаметра рабочего колеса, имеющую лицевую и тыльную стороны, выполнена на выходном участке скругленной с тыльной стороны. При чём экспериментальные расчеты, с использованием программного пакета SOLIDWORKS Flow Simulation, показали, что значение эффективного радиуса скругления лопасти на выходе лежит в пределах $\delta/1,5 \leq R \leq \delta$, где δ – это ширина выходного участка лопасти.

В таблицах 4 и 5 указаны характеристики исходного и модернизированного насосов, а на рисунке 2.1 предполагаемая зависимость КПД от подачи исходного и модернизированного насосов.

Таблица 4 – Характеристика исходного насоса

Марка	ЦНС 500–1900
Давление на приеме, м	100
Давление на выкиде, м	2000
Расход номинальный, м ³ /ч	567
Номинальный КПД, %	78
Плотность перекачиваемой жидкости, кг/м ³	1010
Потребление электроэнергии, кВт*ч	3801

Таблица 5 – Характеристика модернизированного насоса

Марка	ЦНС 500–2080
Давление на приеме, м	100
Давление на выкиде, м	2180
Расход номинальный, м ³ /ч	567
Номинальный КПД, %	84,6
Плотность перекачиваемой жидкости, кг/м ³	1010
Потребление электроэнергии, кВт*ч	3801

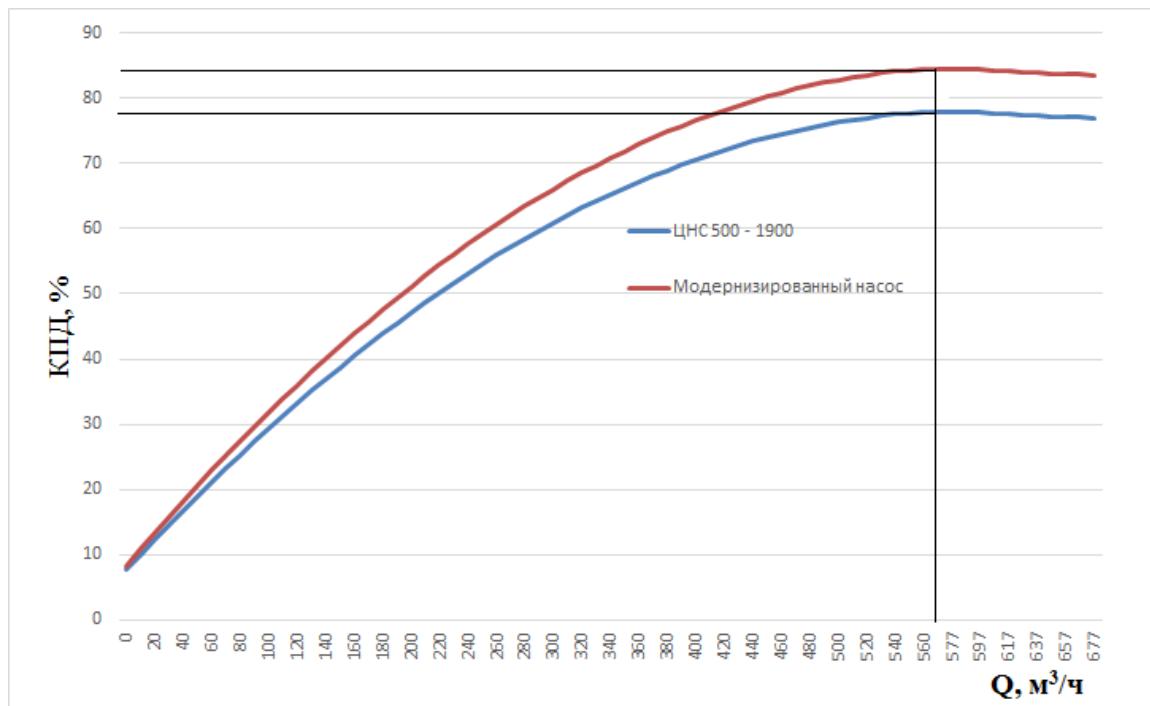


Рисунок 2.1 – Зависимость КПД от подачи

Также данное техническое решение способствует повышению ресурса и надежности рабочего колеса за счет повышения прочности лопасти на выходе в результате отсутствия острой кромки на выходе лопасти. На рисунке 2.2 представлены данные о расчете напряжений на выходном участке лопасти

рабочего колеса центробежного насоса ЦНС 500-1900, с использованием программного пакета SOLIDWORKS Flow Simulation.

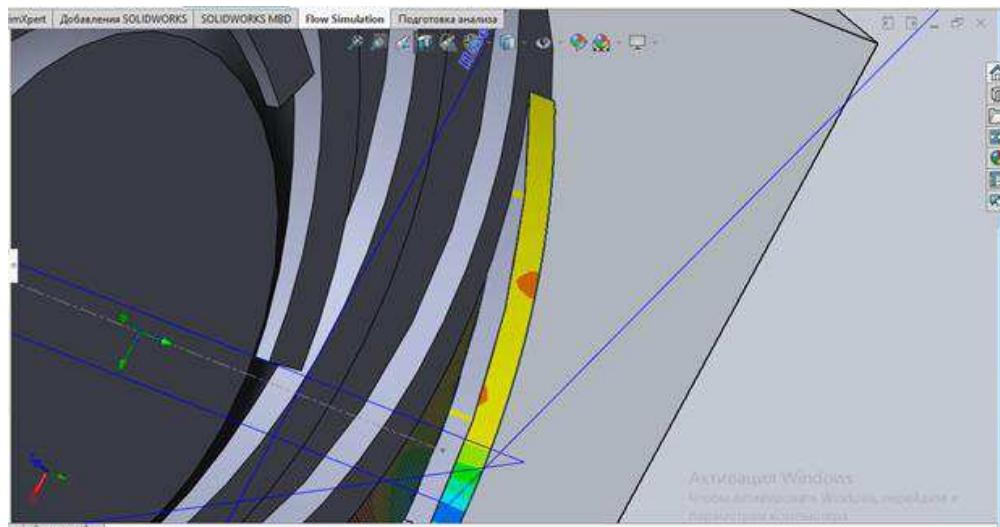


Рисунок 2.2 – Расчет распределения напряжений в лопасти рабочего колеса прототипа

На рисунке 2.3 представлены данные о расчете напряжений на выходном участке лопасти рабочего колеса центробежного насоса, в соответствии с данным техническим предложением, с использование программного пакета SOLIDWORKS Flow Simulation.

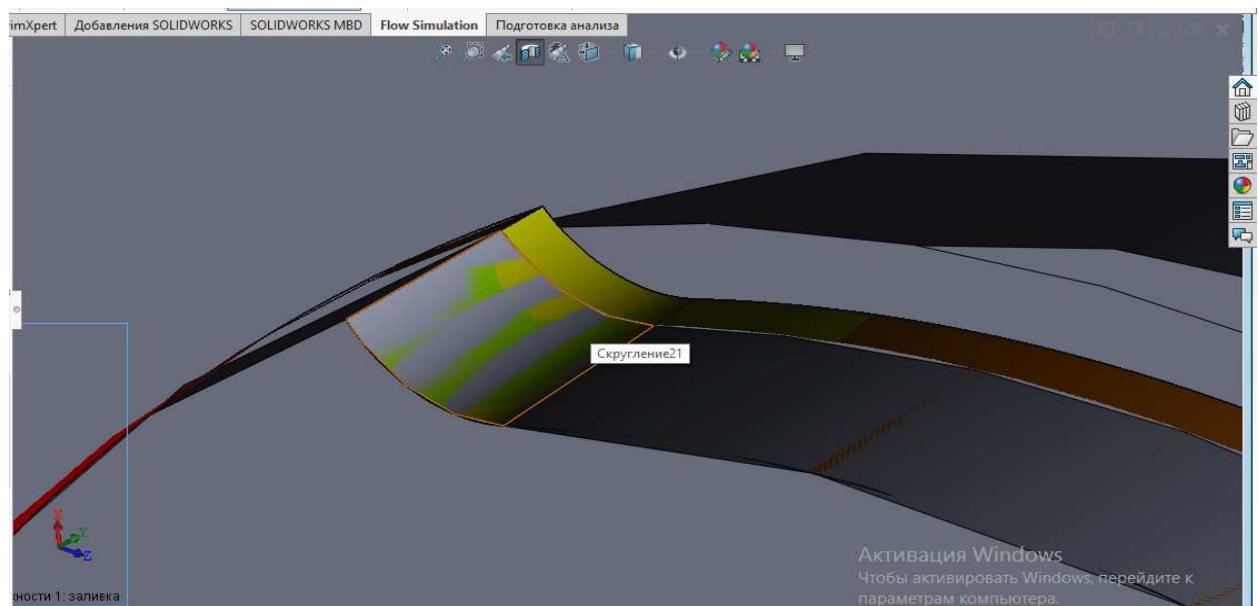


Рисунок 2.3 – Расчет распределения напряжений в лопасти рабочего колеса модернизированного насоса

Сравнивая рисунки 2.2 и 2.3, видно, что окрас лопасти на выходе сменился с ярко – желтого на светло – зеленый, что соответствует снижению уровня напряжений при течении рабочей среды.

2.2 Расчетная часть

2.2.1 Исходные данные

По условию нам даны: подача $Q=567 \text{ м}^3/\text{ч}=0,1575 \text{ м}^3/\text{с}$, напор $H=2080 \text{ м}$, частота вращения $n=2980 \text{ об/мин}$.

2.2.2 Технологический расчет рабочего колеса

Коэффициент быстроходности находится по формуле 2.1:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}; \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 2980 \cdot \sqrt{0,1575}}{\left(\frac{2080}{13}\right)^{\frac{3}{4}}} = 92,32.$$

$$Q_1 = \frac{Q}{k},$$

где k – число потоков в насосе.

$$Q_1 = \frac{0,1575}{I} = 0,1575 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Напор колеса находится по формуле 2.2:

$$H_1 = \frac{H}{i}, \quad (2.2)$$

где i – число ступеней в насосе [13].

$$H_1 = \frac{2080}{13} = 168,5 \text{ м}.$$

Проверим обеспечение бескавитационной работы формула 2.3.

$$h \geq 10 \frac{H \cdot \sqrt{Q}}{C}; \quad (2.3)$$

где h – допустимый напор бескавитационной работы 12 м.;

C – кавитационный к. быстроходности = 800.

$$h \geq 10 \frac{2080 \cdot \sqrt{0.1575}}{800} = 10,9 \text{ м.}$$

$$12 \text{ м.} \geq 10,9 \text{ м.}$$

По вычисленным значениям Q_1 , H_1 и скорости вращения колеса определяют n_1 и конструктивный тип насоса.

Расчетная подача Q' больше подачи Q_1 на величину объемных потерь найдем по формуле 2.4:

$$Q' = \frac{Q_1}{\eta_{об}}. \quad (2.4)$$

Объемный КПД находится по формуле 2.5:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 6 * 10^{-3} n_S^{-2/3}}. \quad (2.5)$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 6 * 10^{-3} 92,32^{-2/3}} = \frac{1}{1,03} = 0,97.$$

$$Q' = \frac{0,1575}{0,97} = 0,1624 \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Теоретический напор колеса можно определить из формулы 2.6:

$$H_{т1} = H_1 / \eta_{т}. \quad (2.6)$$

Гидравлический КПД зависит от совершенства формы проточной части, качества поверхностей и размеров насоса.

Для насоса с высококачественной чистотой обработки поверхностей проточной части гидравлический КПД на расчетном режиме работы насоса вычисляют по формуле 2.7 [11]:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1,np} - 0,172)^2}. \quad (2.7)$$

$$D_{1,np} = (3,7 \dots 3,8) \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_1}{n}},$$

где n – скорость вращения колеса (об/мин).

$$D_{1,np} = (3,7) \cdot \sqrt[3]{\frac{0,1624}{2980}} = 0,139 \text{ м.}$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,139 - 0,172)^2} = 0,928$$

$$H_{\tau 1} = \frac{168,5}{0,928} = 187,2 \text{ м.}$$

Определим полный КПД по формуле 2.8:

$$\eta = \eta_r \eta_{oob} \eta_M \quad (2.8)$$

где η_M – механический КПД = 0,94.

$$\eta = 0,928 \cdot 0,94 \cdot 0,97 = 0,846$$

Определим мощность, потребляемую электродвигателем по формуле 2.9:

$$N = \frac{Q \rho g H}{\eta} \quad (2.9)$$

где p – плотности перекачиваемой жидкости = 1000 г/см³.

$$N = \frac{0,1575 \cdot 1010 \cdot 9,8 \cdot 2080}{0,846} = 4035540 \text{ Вт.}$$

Определим угловую скорость по формуле 2.10:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (2.10)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 2980}{30} = 311 \text{ с}^{-1}$$

Крутящий момент на валу по формуле 2.11:

$$M = \frac{N}{\omega} \quad (2.11)$$

$$M = \frac{4035540}{311} = 12976 \text{Нм.}$$

Расчетный крутящий момент на валу находится по формуле 2.12:

$$M_{kp} = \frac{M}{\eta_m} \quad (2.12)$$

$$M_{kp} = \frac{12976}{0,94} = 13804 \text{Нм.}$$

2.2.3 Конструкторский расчет рабочего колеса

Определим минимально допустимый диаметр вала формула 2.13.

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16M_p}{\pi(\tau)}} \quad (2.13)$$

где $[\tau] = 80 * 10^6 \text{ Па}$.

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 13804}{3,14 \cdot 80 * 10^6}} = 0,0958 \text{ м.}$$

Диаметр вала d_v рассчитывают на прочность от кручения и изгиба, на жесткость с учетом действия поперечных сил и на вибрацию. Для жесткого вала критическая частота вращения должна быть на 20–25 % выше рабочей. Диаметр распорной втулки многоступенчатого насоса d_{vt} (формула 2.14) зависит от диаметра вала $d_v = 128$ мм. И в первом приближении [12].

$$d_{vt} = (1,1 \dots 1,25) \cdot d_v. \quad (2.14)$$

$$d_{vt} = (1,1) \cdot 0,128 = 0,141 \text{мм.}$$

Основные рекомендации по выбору диаметра $D_0 = 200\text{мм}$. Входного отверстия колеса направлены на обеспечение величины скорости поступления потока в колесо V_0 , ее значение влияет на входные элементы лопатки и на величину меридианной составляющей скорости во всем канале рабочего колеса.

Приведенный диаметр, характеризующий «живое» сечение на входе в колесо при наличии втулки, получим из выражения [12]:

$$D_{1,\text{пр}} = \sqrt{D_o^2 - d_{\text{вт}}^2}. \quad (2.15)$$

$$D_{1,\text{пр}} = \sqrt{0,2^2 - 0,141^2} = 0,142\text{м}.$$

Размер входного отверстия в колесо определяют по величине скорости входа:

$$V_o = (0,08...0,1) \cdot \sqrt{Q_1 \cdot n^2}.$$

$$V_o = (0,1) \cdot \sqrt[3]{0,2 \cdot (2980/60)^2} = 0,79\text{м/с}.$$

Диаметр входного отверстия находится по формуле 2.16:

$$D_o = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi V_o}} \quad (2.16)$$

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2}{3,14 \cdot 0,63}} = 0,471\text{м}.$$

Определим диаметр колеса по кромке лопасти найдем по формуле 2.17:

$$D_1 = 0,85 \cdot D_0; \quad (2.17)$$

$$D_1 = 0,85 \cdot 0,471 = 0,401\text{м}.$$

Ширину канала в меридианном сечении b_1 находят по формуле 2.18 из уравнения оплошности потока по значению скорости V_{t1} до стеснения лопастями, которая для колес с обычными кавитационными свойствами выбирается равной скорости V_o ($V_{t1}' = V_o$):

$$b_1 = Q_1' / \pi \cdot D_1 \cdot V_o'. \quad 2.18$$

$$b_1 = \frac{0,2}{3,14 \cdot 0,400 \cdot 0,79} = 0,024\text{м}.$$

Расположение входных кромок лопастей принимают по аналогии с выполненными образцами колес параллельно оси или под углом 15–30° к оси насоса [11].

Приняв коэффициент стеснения на выходе $k_1 = 1,1 - 1,15$, определяют скорость на входе на лопатку $V_{t1} = k_1 V_0'$ и окружную скорость U_1 , а затем угол безударного входа потока на лопатку по формуле 2.19:

$$V_{t1} = 1,1 \cdot 0,79 = 0,869 \text{ м/с.} \quad (2.19)$$

Определим по формуле 2.20 окружную скорость:

$$U_1 = \frac{\omega D_1}{2} \quad (2.20)$$

$$U_1 = \frac{314 \cdot 0,401}{2} = 76 \text{ м/с}$$

$$\operatorname{tg}\beta_{1,0} = \frac{V_{t1}}{U_1}$$

$$\operatorname{tg}\beta_{1,0} = \frac{0,79}{76} = 0,01$$

$$\beta_{1,0} = 2^0$$

При проектировании насосов рассматриваемого типа допускают угол атаки $\Delta\beta = 2-5^\circ$:

Большинство выпускаемых в настоящее время центробежных насосов имеют колеса с 5–8 лопастями.

Энергетические качества насоса в значительной степени зависят от величины выходного угла β_2 лопастей рабочих колес. Если на экономичность и напорность насоса увеличение этого угла в некоторых пределах может оказать положительное влияние, то на форму напорной характеристики – отрицательное. Кроме того, с увеличением β_2 уменьшается коэффициент рабочего колеса, а значит, возрастает скоростная составляющая в созданной им энергии. Целесообразнее большую часть напора в колесе получать в виде давления, так

как в колесе процесс преобразования энергии более экономичен. Перечисленное указывает на сложность учета всех факторов при выборе β_2 .

Рекомендуется в диапазоне быстроходностей $n_s = 80\text{--}120$, при числе лопастей $z = 7$ угол β_2 выбирать равным 24° [11].

2.3 Разработка мероприятий по антикоррозионной защите насоса

Под технологическими методами борьбы с коррозией следует понимать следующие мероприятия: сохранение или поддержание первоначально низкой коррозионной активности среды, предотвращение попадания в рабочую среду агрессивных компонентов (сероводорода и кислорода) из различных источников; создание для действующего оборудования коммуникаций нефтепромыслов наиболее благоприятных условий эксплуатации в агрессивной среде.

Технологические методы защиты от коррозии в большинстве случаев носят направленный (профилактический) характер.

Используют следующие методы борьбы с коррозией:

– технологические, направленные на сохранение первоначально низкой агрессивности рабочей среды или создание наиболее благоприятных условий, с точки зрения защиты от коррозии, условий эксплуатации того или иного оборудования. К этому относятся полная герметизация оборудования, и берется специальное утолщение стенок корпусов для увеличения антикоррозионной стойкости оборудования к агрессивной жидкости.

– специальные средства защиты, включающие применение ингибиторов коррозии, неметаллических материалов и сплавов, а также электрохимической защиты.

Одна из операций защиты оборудования от коррозии и придания ему декоративного вида является окраска оборудования. Чтобы надежно предохранить оборудование от коррозии лакокрасочные покрытия должны обладать определенным комплексом свойств; сплошностью пленки, хорошим

сцеплением с поверхностью металла, стойкостью к действию масел, топлив, повышенной влажности, водной среды; В некоторых случаях к покрытию предъявляются специальные требования, как например, сопротивление истирианию, теплостойкость.

Лакокрасочные покрытия, выпускаемые промышленностью, делятся на грунты, шпаклевки, лаки и эмали. Каждый вид лакокрасочного покрытия имеет определенное целевое назначение. Грунты обеспечивают хорошее сцепление между металлом и последующими слоями покрытия, а также создают надежный антисорбционный слой. Эмали и лаки используют для наружных слоев покрытия с целью получения механически прочных и химически инертных пленок, устойчивых к действию окружающей среды.

Обычно лакокрасочные покрытия представляют собой многослойную систему, состоящую из различных лакокрасочных материалов, нанесенных в определенной последовательности.

Для атмосферостойких покрытий рекомендуется наносить 1 – 2 слоя грунта, шпаклевку и 2 – 3 слоя эмали. Для водостойких и химически-стойких покрытий рекомендуется применить подобную схему, однако число слоев эмали должно быть увеличено.

Покрытие наружных поверхностей насоса, приводного электродвигателя, рамы на которой они установлены, а также наружных поверхностей маслосистемы – грунтовка ГФ – 021 ГОСТ 25129 – 82 [13], эмаль НЦ – П25 – 814 ГОСТ 7930 – 73 [14]; трубопроводной обвязки – эмаль НЦ – 132П ГОСТ 6631 – 74 [15]. Раму окрасить эмалью НЦ – 132П серого цвета; штурвалы задвижек окрашиваются эмалью НЦ – 132П – «красная» ГОСТ 6631 – 74 [15].

В настоящее время хорошо зарекомендовали себя защитные покрытия на основе полиуретана. Рабочие колеса, являющиеся одним из важнейших элементов конструкции насосов типа ЦНС в основном изготавливаются из стали 20Х13Л, данный конструкционный материал в условиях системы поддержания пластового давления не оказывает достаточное сопротивление коррозионному износу, вследствие чего они выходят из строя.

Для защиты рабочих органов от коррозии производят напыление наружных поверхностей уретановыми эластомерами. Преимуществами данного защитного слоя являются:

- После нанесения состав мгновенно (за 30-40 сек.) – твердеет, полимеризуется, поверхность застывает за 60-190 секунд, что позволяет почти не прерывать работу оборудования при покраске и обеспечить монолитность покрытия. (Максимальное время простоя оборудования сокращается таким образом до 1 суток).
- Прочно и исключительно надежно связывается с основой – металлом.
- Напыляется слоем от 1 до 12 мм на поверхности любой сложной конфигурации.
- Состав обладает свойствами электрического изолятора.
- Эластичен, не будет растрескиваться, расслаиваться или отслаиваться при экстремальных температурах от -40° до 140° С.
- Легко очищается.
- Создает воздухо – и водонепроницаемый герметичный слой.
- Устойчив к истиранию и действию абразивов, защищает объекты от действия воды, погоды, предотвращает образование ржавчины, коррозии.
- Экологически безопасен для людей [15].

Наибольший интерес в условиях системы поддержания пластового давления представляет сочетание технологических методов и ингибиторов коррозии. Полученный при этом эффект защиты во многом зависит от свойств перекачиваемой жидкости конкретных месторождений, конструкции агрегата, технологической схемы подготовки рабочего агента и других факторов, тесно связанных с технологией и техникой системы поддержания пластового давления.

Эффективность использования защитных покрытий, неметаллических материалов, коррозионно – стойких металлов и сплавов, а также электрохимической защиты определяется технологией нанесения защитных

покрытий, стойкостью и конструкционными свойствами неметаллических материалов, особенностями применения катодной и протекторной защиты на том или ином объекте. Эти методы защиты от коррозии широко используются во многих отраслях промышленности, особенность их применения в разных условиях достаточно хорошо изучена, а их эффективность в значительной степени оценена длительным промысловым опытом.

2.4 Заключение к разделу 2

В ходе выполнения работы был предложен вариант модернизации, проведен технологический и конструкторский расчет рабочего колеса модернизированного насоса, разработаны мероприятия по антикоррозийной защите агрегата.

По результатам моделирования процесса течения жидкости, с помощью программного пакета SOLIDWORKS Flow Simulation, была разработана оптимальная конструкция выходной части лопасти рабочего колеса насоса ЦНС 500 – 1900, обеспечивающая повышение коэффициента полезного действия агрегата и надежностных характеристик рабочего колеса.

3 ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ

3.1 Руководство по безопасной эксплуатации насосов типа ЦНС

3.1.1 Характеристика опасностей производства

Основные опасности производства обусловлены свойствами сырья, вспомогательных материалов, энергоресурсов, особенностями технологического процесса, используемого оборудования и условиями его эксплуатации.

Основными опасными и вредными производственными факторами при проведении технологического процесса являются:

- высокое давление на всасе и нагнетании напорных агрегатов АЦНС;
- применение для отогрева трубопроводов и подготовки оборудования к ремонту, водяного пара с температурой до 160 °C;
- опасность травмирования персонала в связи с наличием движущихся и вращающихся частей оборудования;
- наличие электрического тока при нарушении изоляции токопроводящих линий и устройств и при неприменении средств электрозащиты может вызвать поражение током;
- проведение работ повышенной опасности (пуск и останов системы или отдельных единиц оборудования, отбор проб, установка/снятие заглушек, подготовка оборудования к ремонту, вскрытие и зачистка оборудования, работы на высоте);
- возможный контакт с нагретыми поверхностями способен вызвать термические ожоги;
- наличие загазованности в укрытии водозаборных скважин и в модуле водонагнетательной насосной.
- наличие человеческого фактора, несоблюдение безопасных приёмов труда, а также требований по применению спецодежды, спецобуви и других

средств индивидуальной защиты в соответствии с характером и условиями выполняемых работ [16].

Насосы наиболее уязвимые части систем под давлением, поскольку в них есть движущиеся части, которые могут вращаться с частотой до 3000 об/мин. Насосы подвержены эрозии, а вибрация, возникающая в них, может при вращении приводить к усталостным разрушениям. Аварийное отключение насосов может привести к нарушению гидравлического, теплового и массообменного режима и разрушению оборудования.

Трубопроводные системы являются источником повышенной опасности из-за большого количества сварных и фланцевых соединений, запорной и регулирующей арматуры.

Пожароопасность объекта обусловлена наличием в системе горючих материалов (электрические кабели, смазочные масла, промасленные материалы). К возгоранию также способна промасленная ветошь. Поэтому после употребления она должна собираться в закрытые металлические ящики и вывозиться с территории.

Применение технического азота для продувок оборудования может вызвать удушье от недостатка кислорода [17].

3.1.2 Возможные виды аварийного состояния производства и способы их ликвидации.

Возможные неполадки технологического процесса, их причины и способы устранения приведены в таблице 6 [18].

Таблица 6 – Возможные неполадки технологического процесса [18]

Вид аварийного состояния производства	Причина возникновения	Действия персонала по устранению аварийного состояния
1 Падение давления воды на всасывающей линии насоса	1 Засорен приёмный фильтр насоса ЦНС	1 Перейти на резервный агрегат, прочистить приёмный фильтр
	2 Газовая пробка в полости насоса	2 Перейти на резервный насос. Остановить загазованный насос. Стравить газовую пробку, заполнить водой полость насоса. Проверить показания радарного уровнемера в буферных резервуарах

Продолжение таблицы 6

2 Большой перепад давления масла перед и после маслопровода	1 Засорен маслопровод на линии маслопровода	1 Перейти на резервный маслонасос или резервный маслопровод. Произвести чистку фильтра
3 Утечки через торцевое уплотнение (более 0,5 л/ч) насоса ЦНС	1 Не герметичны торцевые уплотнения насоса ЦНС	1 Перейти на резервный насос. Насос, вышедший из работы отключить, подготовить для ремонта
4 Падение уровня рабочего агента в буферных резервуарах V=2000 м ³	1 Остановка водозаборной скважины	1 Запустить резервную водозаборную скважину
	2 Уменьшение сброса подтоварной воды с ЦПС	2 Запустить резервную водозаборную скважину
	3 Порыв водовода низкого давления от водозаборных скважин	3 Действовать согласно плану ликвидации аварий
5 Критический рост уровня в буферных резервуарах V=2000 м ³	1 Увеличение сброса подтоварной воды с ЦПС	1 Остановить работающую водозаборную скважину. Произвести откачуку излишков подтоварной воды на УПСВ-С
6 Насос при запуске не развивает подачи и давления в напорном патрубке	1 Неисправность электродвигателя	1 Вызвать электротехника, поменять фазы на электродвигателе. Проверить и сбросить газовую пробку из полости насоса
7 Насос не развивает необходимой подачи, электродвигатель перегружается	1 Изношены уплотнения рабочих колёс, уплотнительные кольца, детали разгрузочного устройства	1 Остановить насос. Включить резервный. Отремонтировать изношенные детали или заменить их на запасные
	2 Смещение рабочих колёс относительно направляющих аппаратов	2 Обеспечить соосность каналов рабочих колёс и направляющих аппаратов
8 Нарушена герметичность стыков деталей	1 Стяжные шпильки недостаточно затянуты	1 Остановить насос. Включить резервный
	2 Повреждены уплотнительные поверхности	2 Разобрать насос для ремонта с притиркой поверхностей
9 Повышенная вибрация насоса	1 Нарушена балансировка ротора	1 Остановить насос. Включить резервный. Проверить ротор на балансировочном станке
	2 Расцентровка агрегата	2 Остановить насос. Включить резервный. Отцентрировать ротор насоса и электродвигателя
	3 Недостаточная затяжка фундаментных болтов. Вибрация трубопровода за счёт ослабления крепления	3 Выполнить протяжку резьбовых соединений. Устранить вибрацию трубопроводов (насос в ремонте)
	4 Увеличены зазоры в подшипниках агрегата	4 Перезалить вкладыши или заменить их запасными

Окончание таблицы 6

10 Повышенная температура подшипников насосного агрегата	1 Расцентровка роторов	1 Остановить насос. Включить резервный. Проверить центровку. Отцентрировать с помощью специальных приспособлений
	2 Износ подшипников	2 Остановить насос. Включить резервный. Заменить вышедшие из строя подшипники
	3 Недостаточное количество смазки подшипников или её отсутствие	3 Остановить насос. Включить резервный. Увеличить количество масла
11 Вал электродвигателя насоса не вращается	1 Неисправен электродвигатель	1 Включить в работу резервный насос. Неисправный насос отсечь запорной арматурой, обесточить электродвигатель. Сообщить механику цеха
	2 Заклинивание ротора насоса или попадание в полость агрегата посторонних предметов	2 Включить в работу резервный насос. Неисправный насос отсечь запорной арматурой, обесточить электродвигатель. Сообщить механику цеха
12 Низкое давление на нагнетании напорного насоса	1 Неисправен датчик давления	1 Вести контроль давления по дублирующим приборам или по месту Отремонтировать датчик
	2 Неисправен напорный насос	2 Остановить насос. Включить резервный. Отсечь запорной арматурой. Провести мероприятия по подготовке насоса к ремонту. Провести ремонт насоса
13 Высокое давление (низкий расход) на нагнетании напорного насоса	1 Закрыта запорная арматура, дроссельный или отсекающий клапан по направлению потока	1 Проверить открытие всех запорных арматур, дроссельных и отсекающих клапанов по направлению потока
	2 Неисправен датчик давления (расхода)	2 Вести контроль давления по дублирующим приборам или по месту. Отремонтировать датчик давления (расхода)
	3 Плохая проходимость по трубопроводу	3 Закрыть скважину соответствующими отсекающими клапанами и запорной арматурой. Выявить забитый участок. Провести мероприятия по подготовке трубопровода к чистке. Провести чистку трубопровода

3.1.3 Меры безопасности при эксплуатации производственного объекта

В связи с тем, что операции по пуску и остановке технологических систем и отдельных видов оборудования взрывопожароопасного объекта всегда потенциально опасны, необходимо выполнять требования, обеспечивающие максимальную безопасность работ:

Основанием для начала пуска производственного объекта после проведения капитального ремонта является акт приёмки объекта из ремонта.

Пуск системы ППД производится на основании письменного распоряжения руководителя ЦППД, в котором указывается время начала пусковых работ, лицо ответственное за подготовку и пуск системы, порядок очерёдности выполнения пусковых операций и работ.

Пуск производится по программе, в которой подробно излагаются последовательность и условия безопасного проведения отдельных этапов и операций; составляется график дежурств инженерно-технических работников и ремонтного персонала на период пуска и вывода системы на нормальный технологический режим.

Пуск системы ППД осуществляется в строгом соответствии с технологическим регламентом и инструкциями по эксплуатации, утвержденными в установленном порядке.

Перед началом пусковых операций технологический персонал обязан тщательно проверить сборку технологической схемы, внешним осмотром убедиться в исправности арматуры, отсекающих устройств, средств управления и защиты, вентиляционных систем, средств пожаротушения.

Вся запорная арматура должна быть закрыта, кроме запорной арматуры на отборах КИП и указателях уровня. Запорная арматура, которая по условиям процесса должна находиться в открытом (опломбированном) состоянии, открывается непосредственно перед включением соответствующей системы в работу [19].

На предохранительных клапанах арматура должна быть открыта и опломбирована.

Запорная, регулирующая арматура, исполнительные механизмы, участвующие в схемах контроля и управления, после ремонта и перед установкой по месту должны проходить периодические испытания на быстродействие, прочность и плотность закрытия с оформлением актов или с записью в паспорте, журнале.

Система должна быть продута азотом до содержания кислорода в отходящем газе не более 1,0 % объёма. Проведена опрессовка аппаратов и трубопроводов на герметичность азотом.

Ранее установленные заглушки должны быть сняты с регистрацией в Журнале установки и снятия заглушек.

Предупредительная и аварийная сигнализация должна быть постоянно включена в работу после начала пусковых операций.

Не допускается пуск системы при неисправных системах контроля опасных параметров процесса и системах защиты. Отключение блокировок на пусковой период возможно только по распоряжению главного инженера. В распоряжении указываются позиции каждой блокировки, продолжительность отключения и дополнительные мероприятия для обеспечения безопасности при работе системы на период отключения блокировок.

При приёме воды на насосную станцию ППД произвести проверку фланцевых соединений на утечку сырья. Пропуски и подтеки немедленно устраниТЬ.

Соблюдать скорость изменения температуры и давления в трубопроводах и аппаратах в соответствии с указаниями нормативной документации заводов-поставщиков оборудования.

Резервное оборудование должно находиться в исправном состоянии, испытано в рабочих условиях и готово к работе.

Включение оборудования в работу из резерва и вывод оборудования в резерв производится по письменному распоряжению начальника ЦППД, за исключением аварийных случаев, когда остановка оборудования и ввод резерва выполняется без согласования.

Постановка оборудования в резерв после выполнения ремонтных работ производится после обкатки оборудования в рабочих условиях в присутствии представителей ремонтных служб и делается отметка в вахтовом журнале.

В зимних условиях резервное оборудование должно находиться на постоянном прогреве и быть готовым к вводу в эксплуатацию.

Плановая остановка оборудования производится на основании приказа (распоряжения) по предприятию. Приказом назначается ответственное лицо за выполнение операций по остановке оборудования и подготовке его к ремонту.

Для безопасного пуска центробежного насоса необходимо:

- проверить наличие и исправность манометров, заземления насоса и электродвигателя, исправность защитных ограждений вращающихся частей насоса и электродвигателя, наличие и количество смазки, проверить снятие ранее установленных заглушек;
- включить в работу электродвигатель, отсоединеный от насоса, убедиться в правильном его вращении (показанном стрелкой);
- остановить электродвигатель, снять напряжение, соединить вал насоса и электродвигателя (муфтовым соединением);
- произвести центровку насоса с электродвигателем;
- проверить работу маслосистемы смазки насоса, работу системы герметизации и охлаждения уплотнений, проверить легкость вращения вала насоса;
- открыть вентиль к манометру на нагнетающем и на всасывающем трубопроводах;
- открыть запорную арматуру на всасывающем трубопроводе и заполнить насос перекачиваемой жидкостью;
- включить электродвигатель насоса и следить за показаниями манометра. При достижении рабочего давления медленно открыть запорную арматуру на нагнетающем трубопроводе;
- перед включением в работу резервного насоса, последний должен быть освобожден от газовой подушки во избежание попадания газа в систему и сброса работающего насоса;
- не останавливая работающий насос, включить в работу резервный согласно инструкции по эксплуатации насосов и, после набора рабочего давления на нагнетании насоса, медленно открыть арматуру на нагнетании;

- закрыть арматуру на нагнетании выводимого в резерв насоса, насос остановить.

При остановке и подготовке к ремонтным работам центробежного насоса необходимо:

- медленно закрыть арматуру на трубопроводе нагнетания;
- остановить электродвигатель, обесточить его и на пусковом устройстве вывесить плакат “Не включать! Работают люди!”;
- закрыть арматуру на всасе насоса;
- сбросить давление из системы герметизации торцевого уплотнения и отключить его от насоса;
- слить жидкость из системы торцевого уплотнения;
- освободить насос от перекачиваемого продукта;
- продуть насос азотом;
- отглушить насос от действующих трубопроводов паспортными заглушками, соблюдая меры пожарной и газовой безопасности;
- к разборке насоса приступить только после снижения температуры корпуса до 45 °С [19].

2.5 Мероприятия по техническому обслуживанию и ремонту насосов типа ЦНС

2.5.1 Организация ремонтных работ на насосных станциях

Надежная и безотказная работа насосного оборудования помимо правильно эксплуатации также зависит от своевременности и качества ремонта. Ремонтом крупного насосного оборудования на насосных станциях организуют в соответствии с системой технического обслуживания и ремонта, которая представляет собой совокупность взаимосвязанных средств, технической документации и исполнителей, необходимых для поддержания и восстановления

качества изделия, входящих в эту систему. В основу системы положено сочетание технического обслуживания и планово-периодических ремонтов.

Ремонт-комплекс операций по устранению неисправности, восстановлению работоспособности и ресурса изделия или его составных частей.

Техническое обслуживание (ТО) – комплекс операций по поддержанию работоспособности или исправности изделия при использовании по назначению, ожидании, хранении, транспортировке.

Согласно системе все виды ремонта планируются в заранее установленной последовательности, через определенные интервалы отработанного времени. Однако характер требующихся ремонтов, сроки их выполнения, примерные объемы, а также выявление изношенных деталей, подлежащих замене, определяются на основе сведений о техническом состоянии насосного оборудования, полученных при предварительных технических осмотрах непосредственно перед ремонтом [20].

При ремонте крупного насосного оборудования используется следующая терминология:

Капитальный ремонт – ремонт, выполняемый для восстановления исправности и полного или близкого к полному ресурса оборудования с заменой или восстановлением любых его частей, включая базовые и их регулировкой;

Текущий ремонт – ремонт, выполняемый в процессе эксплуатации для гарантированного обеспечения работоспособности оборудования и состоящий из замены и восстановления его отдельных частей, их регулировки, а также контроля технического состояния составных частей;

Система ремонта и технического обслуживания насосов типа ЦНС системы поддержания пластового давления включает следующие основные виды работ: техническое обслуживание, текущий ремонт и капитальный ремонт.

Техническое обслуживание включает работы по уходу за насосными агрегатами, проведение осмотров, наблюдение за их исправным состоянием, соблюдение правил и условий эксплуатации и инструкций заводов – изготовителей, устранение небольших неисправностей, контроль и соблюдение

необходимых мер по экономному расходованию определенных видов энергоресурсов. Техническое обслуживание выполняется оперативным или оперативно-ремонтным персоналом в процессе эксплуатации насосного агрегата.

Осмотры являются важной частью ТО и фактором, обеспечивающим безаварийную работу насосного агрегата. Как самостоятельная операция, осмотры планируются и проводятся перед ремонтами оборудования. В рамках осмотра проверяют состояние насосного агрегата, производят чистку, промывку, продувку, ремонт изоляции, доливку или замену масел, выделяют дефекты эксплуатации, нарушение правил безопасности, уточняют объём и порядок работ, которые следует выполнить при очередном текущем или капитальном ремонте.

Текущий ремонт – это минимальный плановый ремонт, имеющий профилактический характер. Чисткой, проверкой, заменой быстроизнашивающихся деталей, регулировкой оборудования достигается поддержание насоса в работоспособном состоянии до следующего капитального ремонта. Хотя текущий ремонт выполняется с остановкой насосного агрегата и отключением его от сетей, по своему объему он непродолжителен, производится без полной разборки сборочных единиц путем ремонта или замены наиболее изношенных из них.

При текущем ремонте осматривают всю проточную часть, измеряют зазоры между валом и вкладышами подшипников насоса и двигателя, уплотняющими и защитными кольцами щелевого уплотнения рабочего колеса, проверяют прогиб общей линии вала и центровку агрегата. На основании данных измерений выносят решение по устранению выявленных неисправностей, восстановлению или замене быстроизнашивающихся деталей, а также выполнению необходимых регулировок и настроек. Во время текущего ремонта, как правило заменяют подшипники с вкладышами, резиновые манжеты в торцевых уплотнениях вала, проверяют идентичность углов установки лопастей,

проверяют герметичность соединений рабочего колеса, проточной части и системы подачи и отвода рабочей среды [19].

К текущему ремонту так же относятся незапланированные ремонты, вызванные случайными повреждениями, которые выходят за рамки объема работ по техническому обслуживанию.

Капитальный ремонт – наибольший плановый ремонт, который характеризуется полной разборкой насосного агрегата и его частей, восстановлении или замене изношенных деталей и сборочных единиц, регулировании, настройке и испытании по программе и методике, составленными согласно эксплуатационной и ремонтной документации.

После капитального ремонта параметры насоса, размеры сопрягаемых поверхностей должны соответствовать требованиям, предъявляемым к новому оборудованию.

Капитальный ремонт крупных насосных агрегатов осуществляют на месте их установки. Ремонт и восстановление изношенных деталей и сборочных единиц проводят в специализированных ремонтных цехах [20].

3.2.2 Схема технологического процесса ремонта насосных агрегатов

Ремонт насосов проводится по типовому технологическому процессу, показанному на рисунке 3.1 [19]. Мероприятия, проводимые при техническом обслуживании, текущем, среднем и капитальном ремонтах приведены в таблице 5.

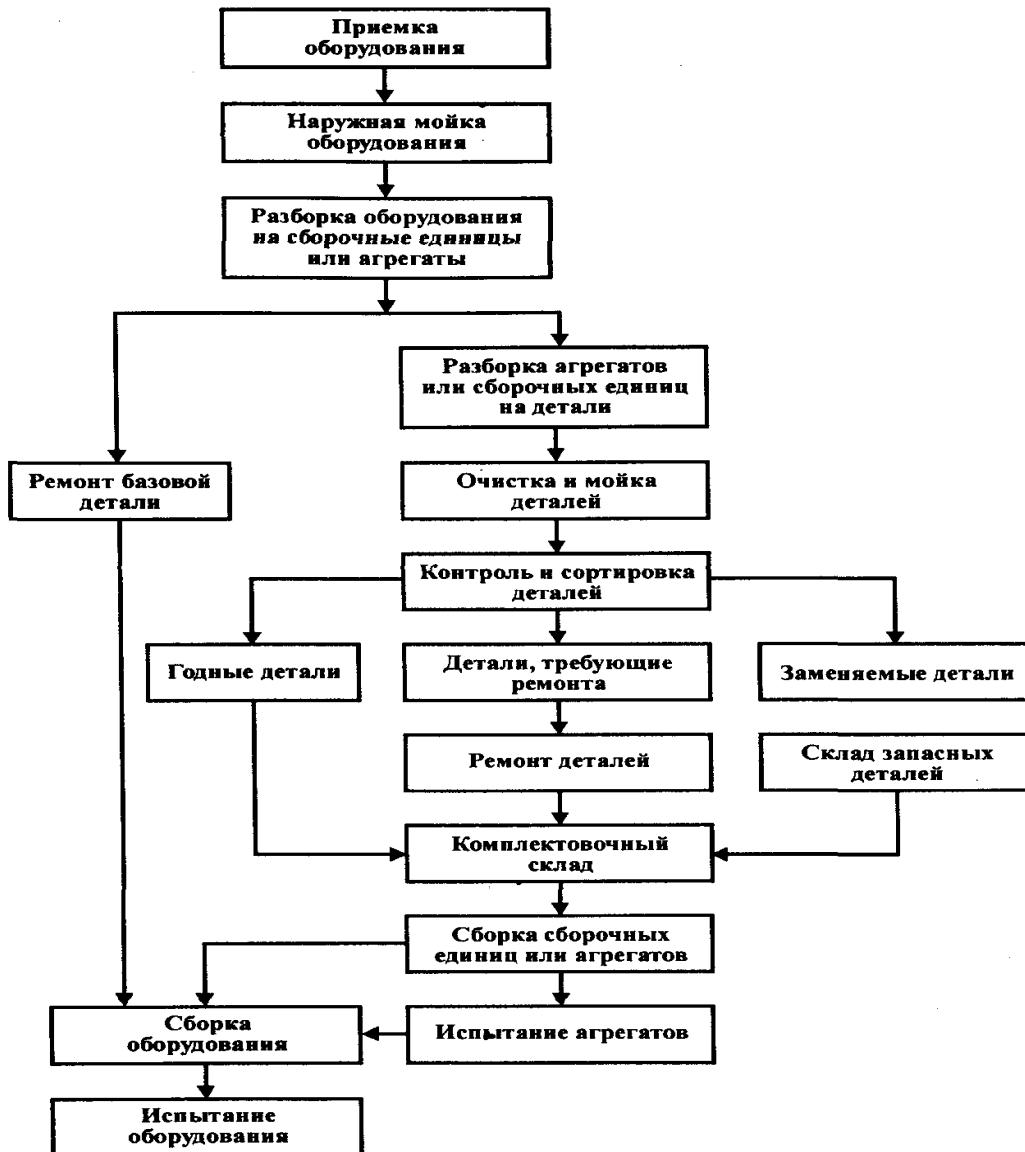


Рисунок 3.1 – Схема типового технологического процесса ремонта насосов [19]

Таблица 7 – Мероприятия по техническому обслуживанию и ремонту для насоса типа ЦНС

Техническое обслуживание	Текущий ремонт	Средний ремонт	Капитальный ремонт
Производится через 700-750 часов работы	Производится через 1800-2000 часов работы	Производится через 4700-5000 часов работы	Проводится по мере надобности (обычно через 11800-12100 часов работы)
1 Ревизия подшипников (при необходимости их смена или перезаливка). Проверка продольного разбега ротора.	1 Техническое обслуживание	1 Полный объём предыдущих ремонтов.	1 Полный объём предыдущих ремонтов
2 Смена масла для подшипников, промывка масляных трубопроводов	2 Полная разборка насоса, проверка разбега ротора в корпусе	2 Разборка ротора насоса, тщательный осмотр вала и проверка его боя (при необходимости замена вала), замер посадочных мест. Тщательный осмотр каждой детали ротора с заменой изношенных.	2 Тщательная ревизия всех узлов и деталей.

Окончание таблицы 7

3 Ревизия (при необходимости замена) торцевого уплотнения.	3 Проверка зазоров в уплотнениях ротора в корпусе насоса, состояния деталей и биения ротора	3 Проверка состояния посадочных мест корпуса насоса, уточнение срока капитального ремонта.	3 Вероятная замена по результатам ревизии рабочих колес, валов, подшипников, уплотнений, диска разгрузки.
4 Проверка состояния полумуфты	4 проверка конусности и эллиптичности шеек вала (возможна их проточка и шлифовка).	4 Обычно производится перезаливка подшипников скольжения (по результатам ревизии).	4 Снятие корпуса насоса с фундамента, наплавка и расточка посадочных мест корпуса.
5 Промывка и продувка паром системы трубопроводов, подводящих уплотняющую жидкость, а также чистка трубопроводов и камер водяного охлаждения	5 Тщательный осмотр всех узлов и деталей насоса, устранение замеченных дефектов.		5 Возможна замена отдельных секций внутреннего корпуса или корпуса в сборе
6 Проверка центровки агрегата	6 Проверка состояния корпуса насоса с помощью ультразвуковой или магнитопорошковой дефектоскопии.		6 Гидравлическое испытание насоса при избыточном давлении, превышающем рабочее на 5
7 Проверка крепления всего агрегата на фундаменте			

3.2.3 Составление графика планово-предупредительного ремонта (ППР)

Потребность в ремонте насосов и их составных частей существенно зависит от конкретных условий эксплуатации.

Виды ремонтов, ремонтный цикл, межремонтный период и расход запасных частей, указываемые в технической документации, устанавливаются для средних показателей надежности [19].

Для центробежных секционных насосов, закачивающих пластовую воду с содержанием абразивных примесей, число межремонтных периодов:

$$n = \frac{T_{cp}}{T_i} \quad (3.1)$$

где $T_{cp} = 12000$ ч – ресурс до капитального ремонта;

$T_i = 2000$ ч – наработка на отказ.

$$n = \frac{12000}{2000} = 6$$

При этом структурная схема ремонтного цикла от начала эксплуатации до первого капитального ремонта для центробежных секционных насосов будет иметь вид: Н – 2ТО – ТР – ТО – ТР – СР – ТО – 2ТР – ТО – ТР – КР (Рис. 3.2).

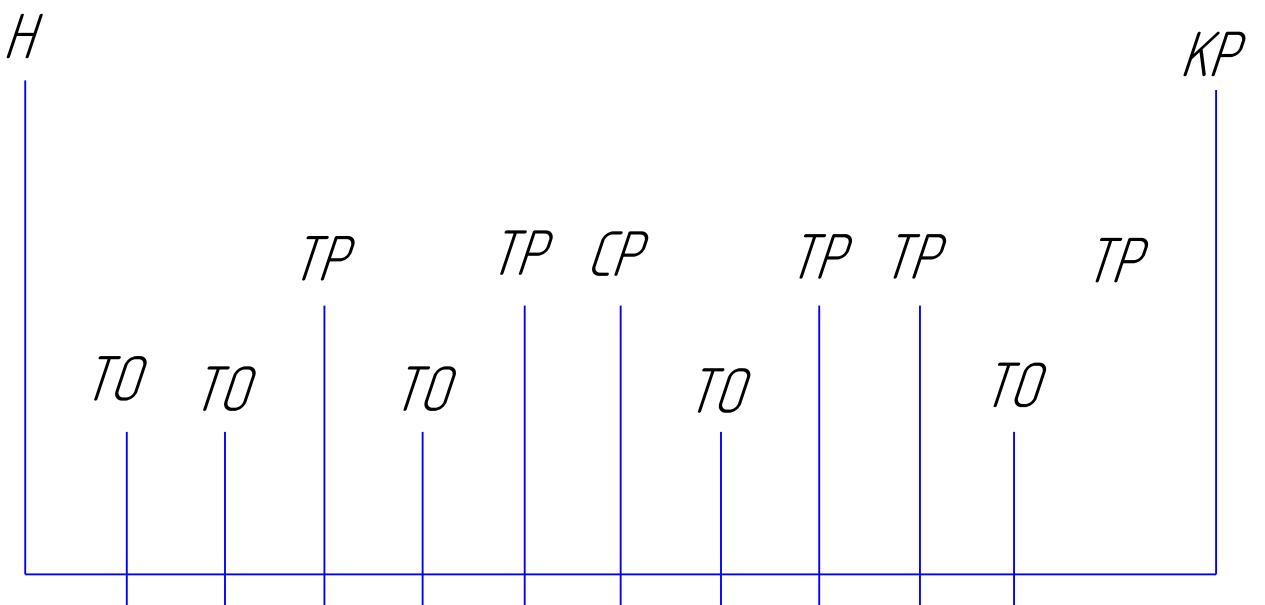


Рисунок 3.2 – Структурна схема годового ремонтного цикла:

Н – начало эксплуатации; ТО – техническое обслуживание; ТР – текущий ремонт; СР – средний ремонт; КР – капитальный ремонт.

Число ремонтных циклов за время эксплуатации насоса:

$$z = 8760 T \frac{K_3}{T_{cp}} \quad (3.2)$$

где: 8760 – годовой фонд времени, ч;

$T = 20$ – средний срок службы, лет;

$K_3 = 0,45$ – коэффициент эксплуатации;

$T_{cp} = 12000$ – средний ресурс до капитального ремонта, ч.

Для рассматриваемых крупных центробежных насосов число ремонтных циклов за время эксплуатации:

$$z = 8760 \cdot 20 \frac{0,45}{12000} = 6,57 \approx 7$$

Ремонтный цикл и его структура являются основой для разработки нормативов планово – предупредительного ремонта.

2.6 Заключение к разделу 3

В данном разделе работы было разработано руководство по безопасной эксплуатации насоса типа ЦНС для системы поддержания пластового давления, рассмотрены аспекты опасностей производства и возможные виды аварийного состояния производства и способы их ликвидации на КНС. Разработаны меры безопасности при эксплуатации производственного объекта и мероприятия по техническому обслуживанию и ремонту насосов типа ЦНС, в частности: организация ремонтных работ на насосных станциях, схема технологического процесса ремонта насосных агрегатов, составление графика планово-предупредительного ремонта (ППР) для центробежного секционного насоса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе рассмотрены: устройство, принцип работы существующих конструкций центробежных насосов, выявлены их проблемы, проведен патентно – информационный обзор существующих конструкций, предложен вариант модернизации, проведен технологический и конструкторский расчет рабочего колеса, разработаны мероприятия по антикоррозийной защите насоса, разработаны мероприятия по эксплуатации и ремонту агрегата.

Усовершенствование насоса заключается в замене проточной части насоса на новую, обеспечивающую меньшее гидравлическое сопротивление потоку рабочей среды. В частности, лопасти рабочего колеса центробежного насоса выполнены на выходном участке скругленной с тыльной стороны.

За счет изменения конструкции рабочих органов ЦНС 500 – 1900 удалось увеличить напор насоса: $H = 2080$ м, при паспортном увеличении КПД с 78% до 84,6%. Также данное техническое решение способствует повышению надежности рабочего колеса за счет упрочнения лопасти в результате отсутствия острой кромки на выходном участке.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 ГОСТ 10407-88 Насосы центробежные многоступенчатые секционные. Типы и основные параметры. – Введ. 01.01.1990. – Москва: Государственный комитет СССР по стандартам, 1990 – 7 с.
- 2 Паспорт 40000 – Р – 4390 Агрегат электронасосный АЦНС 500 – 1900 УХЛ4 ($Q=567 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H=2000 \text{ м}$) – Сума : Насосэнергомаш, 2008 – 28 с.
- 3 Питательные секционные центробежные насосы ЦНС, ЦНСГ, ЦНСН, ЦНСК, ЦНСМ: техн. информация: ООО "СП НАСОСЭНЕРГОМАШ" [Сайт]. – Ростов – на – Дону, 2016 – Режим доступа: <http://www.nasosdon.ru/pitatelnye-sekcionnye-centrobezhnye-nasosy-cns-cnsg-cnsn-cnsk-cnsm>
- 4 Оборудование для поддержания пластового давления // Справочная информация по нефтедобыче «Info – neft». – Режим доступа: http://info-neft.ru/index.php?action=full_article&id=419
- 5 Айзенштейн М.Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности / М.Д. Айзенштейн. – М.: Красный печатник, 1987. – 34 с.
- 6 Двинин А.А. Типовые центробежные насосы в нефтяной промышленности: учебное пособие / А.А.Двинин, А.А. Безус. – Тюмень : ТюмГНГУ, 2010. – 232с.
- 7 Машины и оборудование газонефтепроводов: Учеб. Пособие для вузов / Ф.М.Мустафин, Н.И.Коновалов, Р.Ф.Гильметдинов и др. – 2-е изд., перераб. И доп. – Уфа: Монография, 2002 – 384 с.
- 8 Прусаков, В. В. Нефтегазовая вертикаль/ В. В. Прусаков От арбы до ВСТО, или о вкладе предприятий Группы ГМС в развитие трубопроводного транспорта нефти. – 2014. – № 9. – С. 45–48.
- 9 Батманов А. А. Исследование и разработка методов повышения эффективности поддержания пластового давления с применением насосов типа ЦНС. Стилевые характеристики : автореф. дис. ... канд. Технических наук : 25.00.17 / Батманов Анас Абдрахманович. – Уфа, 2006. – 30 с.

- 10 Проников Л.С. Надежность машин / Л.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. 565 с.
- 11 Гидромашины и компрессоры: Учеб. пособие / В. Г. Иванов. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2003. 164 с.
- 12 Анульев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя в 3–х томах . М.: Машиностроение 2006 – Т – 912 с., Т2 – 950 с, Т 3 – 864 с.
- 13 ГОСТ 25129 – 82 Грунтовка ГФ – 021. Технические условия. – Введ. 01.01.1983. – Москва: Государственный комитет СССР по стандартам, 1983 – 7 с.
- 14 ГОСТ 7930 – 73 Эмали НЦ – 1125. Технические условия. – Введ. 01.07.1974. – Москва: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1974 – 10 с.
- 15 ГОСТ 6631 – 74 ЭМАЛИ МАРОК НЦ – 132. Технические условия. – Введ. 01.07.1975. – Москва: Комитет стандартизации и метрологии СССР, 1975 – 16 с.
- 16 Кузнецов В.Л., Ремонт крупных осевых и центробежных насосов: справочник / Кузнецов В.Л., Кузнецов И.В., Очилов Р.А. – М. : Энергоатомиздат, 1996. – 104с.
- 17 Щекотов В.А. Монтаж, техническая эксплуатация и ремонт оборудования / В.А.Щекотов – Москва : АКАДЕМИК, 2008. – 153 с.
- 18 Уринцева. М., Справочник по ремонту и модернизации гидроагрегатов/Под ред. В.М. Падтечного, Я.С. Уринцева. М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 19 Справочник мастера по ремонту нефтегазового технологического оборудования. Том 1 Бочарников В. Ф. Справочник мастера по ремонту нефтегазового технологического оборудования. Том 1 / В. Ф. Бочарников. – Москва : Инфра-Инженерия, 2008. – 576 с.
- 20 Раабин А.А. Ремонт и монтаж нефтепромыслового оборудования / А.А.Раабин – Москва : Недра, 1989. – 189 с.

21 СТО 4.2–07–2014. Системы менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Красноярск ИПК СФУ, 2014 – 60 с.

22 Новочихина Л.И. Справочник по техническому черчению / Л.И.Новочихина. – 3–е изд., стереотип. Мн.;Книжный дом , 2008. – 320 с.

23 Нефтегазопромысловое оборудование. Под общ. Ред. В.Н.Ивановского. Учеб. Для ВУЗов.- М.: «ЦентрЛитНефтеГаз» 2006. – 720 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ СЕКЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Отчет о патентных исследованиях

Выполненный в рамках ВКР по теме «Модернизация насоса типа ЦНС»

Руководитель _____ к.т.н., доцент E.A. Соловьёв

Выпускник _____ C.C. Щипец

Красноярск 2017

Отчёт о патентных исследованиях

Общие данные об объекте исследования

Объектом исследования является центробежный секционный насос (ЦНС). Область применения устройства – системы законтурного или внутриконтурного заводнения нефтяных пластов, системы утилизации пластовой воды на нефтяных месторождениях, системы гидросбива окалины на металлургических заводах и в литейных производствах, системы гидровыгрузки кокса в установках замедленного коксования на нефтеперерабатывающих заводах.

Поиск российских и американских патентов проводился по базе данных Федерального института промышленной собственности (www.fips.ru) и электронного ресурса: <http://ru.espacenet.com> с использованием ключевых слов: центробежный насос секционный (multistage centrifugal pump).

Глубина патентного поиска – 15 лет. Начало поиска: май 2003 г., окончание поиска: апрель 2014 г.

Введение

Центробежный секционный насос (ЦНС) – горизонтальный секционный насос, предназначен для перекачки жидкости с помощью последовательно соединённых ступеней, каждая из которых даёт прирост энергии потоку жидкости (увеличивает напор).

В данном отчёте представлен анализ патентов (по данным на май 2017 г.), описывающих принцип модернизации центробежных секционных насосов.

При проведении анализа патентных документов этом ставились следующие задачи:

- оценка технического уровня и тенденции развития объекта исследования;

- определение патентной чистоты разработанного в рамках выполнения ВКР насосного агрегата.

Технический уровень и тенденции развития объекта исследования

Рассмотрим существующие способы модернизации центробежных секционных насосов.

1) Как показано на рисунке А.1, насос в соответствии с одним из вариантов исполнения настоящего изобретения включает в себя множество рабочих колес 1, здесь показан как 1А и 1В, соосно расположены на валу 2, который поддерживается с возможностью вращения на подшипниках (не показаны).

На рисунках А.1 и А.2, в одном варианте исполнения имеется рабочее колесо 1А первой ступени и рабочее колесо 1В конечной ступени. Крыльчатка 1А первой ступени размещена в камере, образованной сборкой основного 3 и покрывного 4А дисков. Конечное рабочее колесо 1В размещается в камере, образованной покрывным диском 4В и крышкой 5. Покрывные диски 4А и 4В соединены друг с другом одним или несколькими каналами 6 для рабочей среды, проходящими от выпускного отверстия 7А покрывного диска 4А к всасывающему отверстию 8В покрывного диска 4В. Каждый канал 6 для жидкости состоит из конического диффузора 9, прикрепленного к выпускному отверстию 9А и расположенного по касательной к внутреннему диаметру покрывного диска 4А, питающего канала 10, соединяющего выход конического диффузора 9 с кольцевым всасывающим отверстием 8В, путем прохождения дугообразной траектории, направленной преимущественно радиально к середине между облицовкой покрывным диском 4А и втулкой 11. Площадь поперечного сечения канала 10, взятого по пересекающейся радиальной плоскости, устанавливается таким образом, чтобы контролировать потери напора между ступенями и обеспечивать плавный впускной поток на следующей ступени.

Конкретная конструкция канала 10 будет меняться в зависимости от требований к расходу каждого насоса или варианта выполнения изобретения, но сумма площадей поперечного сечения всех каналов питания 10 будет меньше, чем сумма площадей поперечного сечения внеканального пространства в пределах границ каналов на плоскости. Конфигурация покрывного диска 4А и втулки 11 может быть необязательно повторена полностью. В конкретном случае описана двухступенчатая конфигурация. Однако дополнительные этапы могут быть использованы в этом или других вариантах исполнения без изменений[1].

На рисунке А.3 показан покрывной диск 4А, втулка с проточной частью 11, покрывной диск 4В и крышка 5. Все жестко установлены внутри рабочей камеры 12 в корпусе 13 рис. А.1. Основной диск 3 жестко прикреплен к части корпуса 14. Сборка части корпуса 14 к корпусу 13 позиционирует основной диск 3 относительно покрывного диска 4А, рабочее колесо первой ступени.

Первая ступень насоса на входе 15 сообщается с впускным трубопроводом 18 через впускной патрубок 16, по каналу 17, который сообщается с впусканым отверстием всасывающего трубопровода 18 [1].

Поток от покрывного диска последней ступени 4В сообщается с нагнетательным трубопроводом, через канал 19 нагнетательного трубопровода 20, который проходит от выходного отверстия 9В конического диффузора 9С, через канал 19.

Покрывные диски 4А, 4В, втулка с проточной частью 11, и нагнетательные трубопровод 20 собраны с плотно прилегающими поверхностями, которые не герметизированы таким образом, чтобы позволить текучей среде взаимодействовать с рабочей камерой 12.

В процессе работы жидкость, поступает в насос по впускному патрубку 16 и перемещается через канал 17 и впускное отверстие всасывающей трубопровода 18 на вход 15 рабочего колеса 1А первой ступени , состоящего из основного диска 3 и покрывного диска 4А.

Рабочее колесо 1А вращает жидкость до скорости, примерно равной скорости рабочего колеса 1А, причем скорость рабочей среды прямо

пропорциональна диаметру рабочего колеса, при этом жидкость с наиболее высокой скоростью находится на наружном диаметре рабочего колеса 1А. На рисунках 2 и 4, одно или несколько выпускных отверстий 9А, тангенциально расположенных на покрывном диске 4А, измеряют расход рабочей среды в коническом диффузоре 9. Расход рабочей среды, входящей в крыльчатку 1А, непосредственно контролируется скоростью потока жидкости внутри выпускного отверстия 9А [1].

На рисунке А.2 рабочая среда выпускного отверстия 9А и поступает в конический диффузор 9 со скоростью, близкой к скорости вращения крыльчатки. Управляемая диффузия рабочей среды происходит между входом и выходом конического диффузора 9 из-за увеличения площади поперечного сечения между входным и выходным отверстиями конического диффузора, которое задается конструкцией. Рабочая среда поступает в канал 10 и проходит по дугообразному пути, направленному преимущественно радиально внутрь к кольцевому всасывающему отверстию 8В, где он снова ускоряется рабочим колесом 2А, повторяя процесс механического преобразования в кинетическую энергию, описанный для покрывного диска 4А.

Рабочая среда, выходящая из покрывного диска 4В через выходное отверстие 9В, поступает в конический диффузор 9С, где она подвергается контролируемой диффузии перед входом в канал 19 нагнетательного трубопровода 20.

Утечка между камерами крыльчатки и осуществляется по негерметичным прилегающим поверхностям между покрывных дисков 4А, 4В, втулкой с проточной частью 11 в рабочую камеру 12. Таким образом, рабочая камера 12 становится герметичной. Несмотря на гидравлическое давление, открытые поверхности частей корпуса 13 и 14 не подвергаются воздействию высоких относительных скоростей, присутствующих в узле основного диска 3, покрывного диска 4А, втулки с проточной частью 11, покрывном диске 4В, крышки 5, нагнетательном трубопроводе 20, тем самым защищая части корпуса 13 и 14 от эрозионного износа [1].

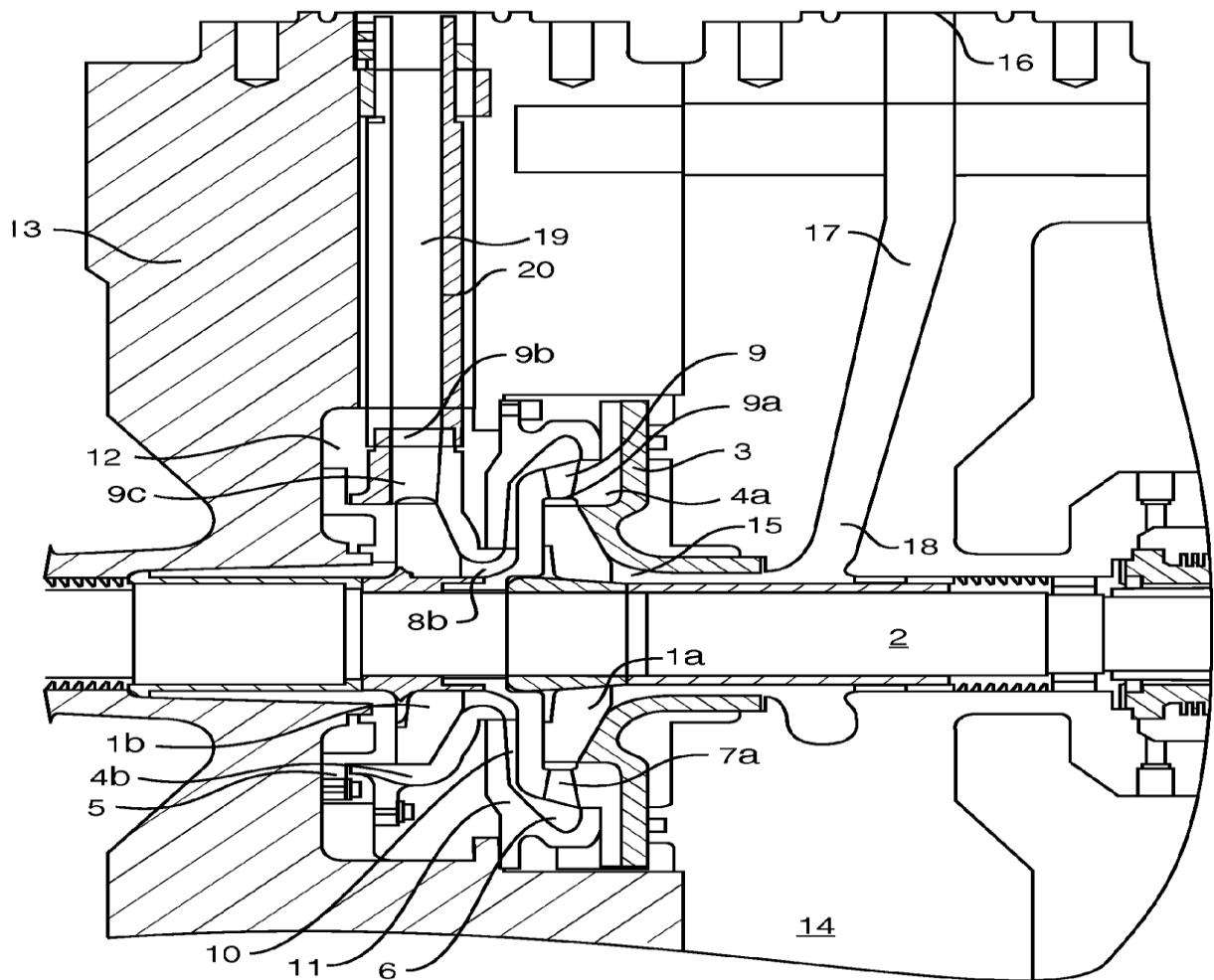


Рисунок А.1 – Частичный вид в разрезе одного варианта выполнения насоса в соответствии с настоящим изобретением [1]

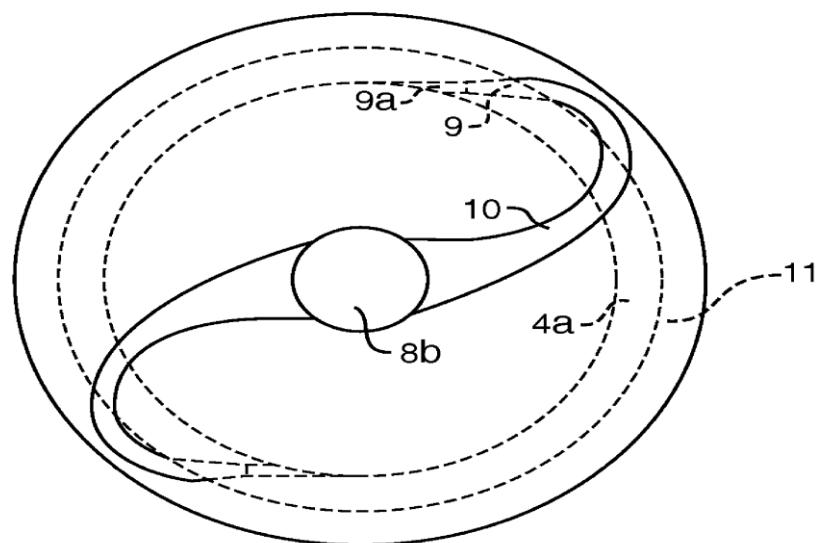


Рисунок А.2 – Схематический вид с торца первой ступени нагнетания и проточной части [1]

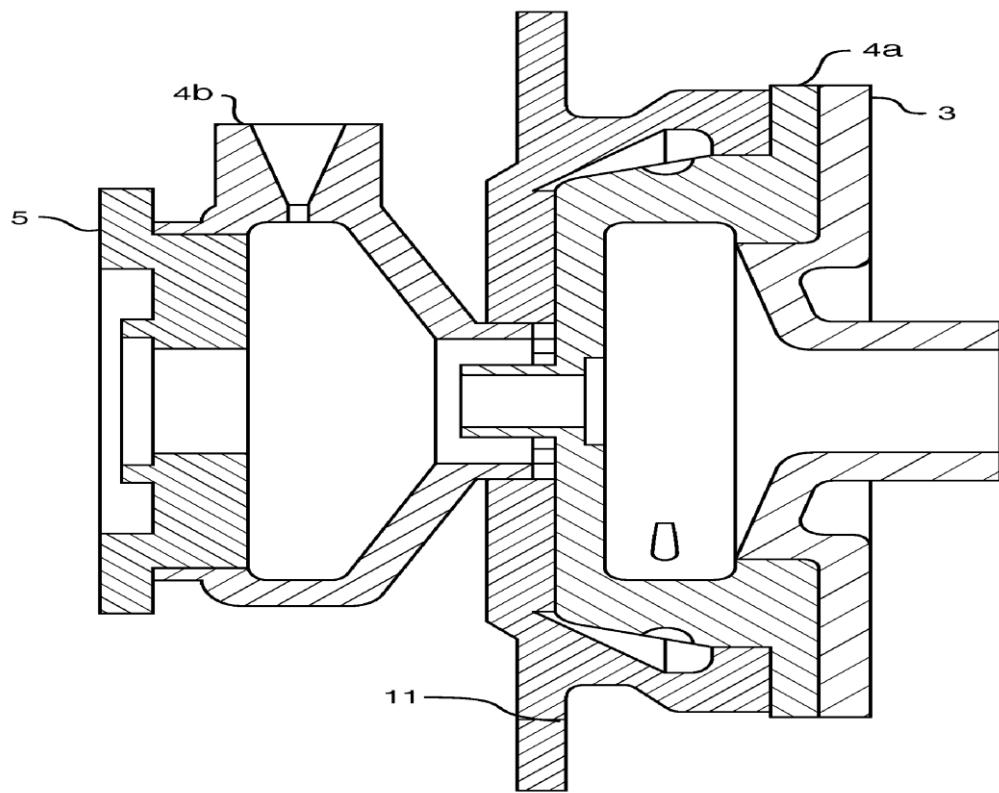


Рисунок А.3 – Частный вид в разрезе варианта изобретения рис. А.1, иллюстрирующий некоторые структурные элементы, где различные стили штриховки используются для ясности, чтобы различать структурные элементы [1]

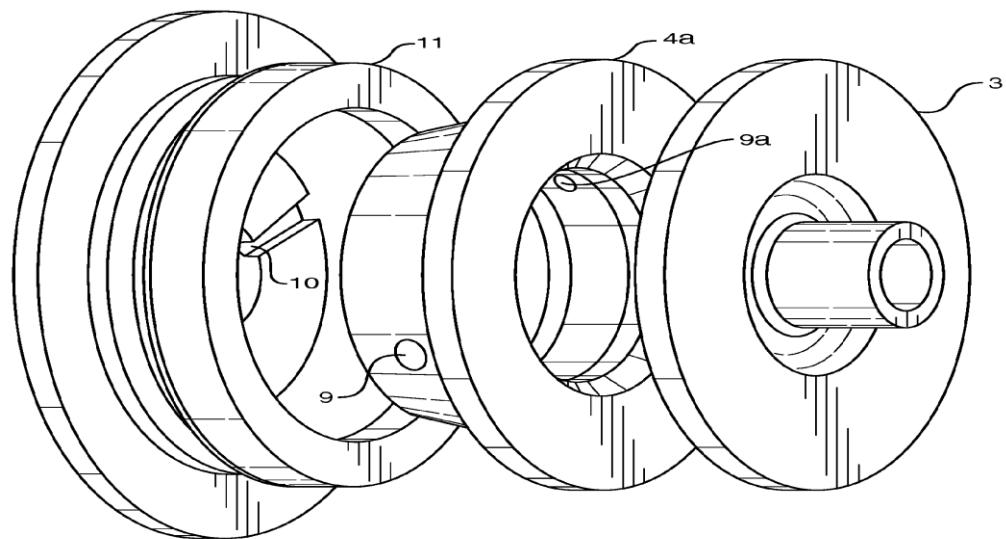


Рисунок А.4 – Вид в перспективе некоторых элементов варианта изобретения рисунке А.1, иллюстрирующих их взаимосвязь [1]

Достоинства:

- Увеличение срока безотказной работы корпуса насосного агрегата, в следствии снижения абразивного износа данной детали.
- Экономическая выгода, связанная с тем, что корпус модернизированного агрегата можно изготавливать и более дешевых материалов, практически исключая воздействие абразивного износа.
- Сокращение времени и трудоёмкости ремонта агрегата, в следствии абразивного износа, так как деталь 11 выполнена в виде съёмной втулки и в случае её износа не требуется демонтаж насоса.

Недостатки:

- Сложность изготовления втулки с проточной частью
- Бессмысличество данного изобретения для системы поддержания пластового давления, так в данной отрасли на вход насосного агрегата поступает подготовленная технологическая жидкость (вода), в следствии этого практически исключается факт абразивного износа корпуса.
- Корпус центробежного насоса-самая надежная деталь агрегата, а его отказ, в следствии абразивного изнашивания-достаточно редкое явление, так как гораздо стремительнее протекает коррозионное изнашивание.

2) В иллюстративном варианте осуществления, показанном на рисунке А.5, изображен пятиступенчатый центробежный насос, рабочее колесо 1 которое вращаются в корпусе 2 каждой ступени и скреплены на валу насоса 3. Ступени насоса расположены между впускной частью корпуса 4 и выпускным выпускной частью корпуса 6, и имеют секции нагнетания 2.1 – 2.5, которые представляют с собой конструкцию, способную выдерживать давление потоков жидкости. В примере, секции насоса 2.1 – 2.4 выполнены в виде одинаковых деталей. Впускная часть корпуса 4 сконструирована в двух частях в нижней половине иллюстративного варианта выполнения, ее отдельный кольцевой компонент 4, прижатый к части 2.6 первой секции насоса. Эта часть насоса 2.6 одновременно содержит всасывающее отверстие 5 центробежного насоса и выполняет

функцию крышки корпуса. В верхней половине иллюстративного варианта выполнения часть 2.6 первой секции является составной частью впускной части корпуса 4 и, следовательно, образует один компонент [2].

Аналогично и в выпускной части корпуса 6. Данная конструкция состоит из нескольких частей, представлена в верхней половине рисунка, так секция насоса 2.5 интегрирована в корпус. Секция 2.5 сделана более длинной, чем предшествующие секции насоса 2.1 – 2.4. Она содержит большую собирающую полость, которая переходит в нагнетательный трубопровод 7, через который транспортируемая рабочая среда подается в систему трубопроводов, соединенную с ней.

Нагнетательная часть корпуса 6 показана в виде отдельного кольцеобразного элемента в нижней части чертежа, и проиллюстрирован в качестве составной части секции 2.5 в верхней половине чертежа. Он одновременно образует опору для соединителей 8, посредством которых все части насоса удерживаются вместе. Соединители 8, показанные здесь, представляют собой стяжки, которые проходят через соответствующие отверстия торцевых частей 4, 6 и с помощью винтовых элементов обеспечивают центрирование центробежного насоса.

На конце 4 и 6 расположены опорные элементы 9 и 10, которые позволяют закрепить центробежный насос в месте его установки в будущем. Расстояние LA между опорными элементами 9 и 10 больше расстояния LL между подшипниками 11, 12 вала 3 насоса. Конец вала 13, который должен быть соединен с приводом, расположен вблизи подшипника 11 на стороне подачи, который расположен в секции 2.5. Эта пятая секция имеет муфту 14, которая, начиная со стороны привода выступает на меньший диаметр в секцию насоса 2.5 и, таким образом, образует посадочное место для подшипника 11. Кроме того, имеется достаточное свободное пространство в манжете 14 для размещения устройства 15, компенсирующего осевое усилие.

Подшипник 11 расположен приблизительно в центре напорной части 7, в результате чего возможно хорошее распределение напряжений на

нагнетательный трубопровод, которые должны быть поглощены, или колебательных напряжений, которые должны рассеиваться.

В этом варианте исполнения другой подшипник 12 на стороне всасывания вала 3 насоса расположен между первой и второй секциями насоса и удерживается корпусе 2.1 первой секции.

Уплотнение вала 16 расположено между подшипником 11 и концом вала 13. Подшипники 11 и 12 выполнены в виде подшипников, которые смазываются транспортируемой жидкостью. Подшипники могут быть выполнены в виде подшипников скольжения или подшипников качения. Их выбор зависит от транспортируемого флюида и от нагрузки на подшипник. Из-за использования таких подшипников не требуется интервалов обслуживания для смазки подшипников, которые в противном случае необходимы.

В результате расположения подшипников 11, 12 между опорными элементами 9 и 10 для компенсации напряжений, действующих на центробежный насос, в области всасывающего отверстия 5 и напорной части корпуса 7 оптимально поглощаются в колебательном поведении. Очень короткое расстояние LL между подшипниками центробежного насоса приводит к чрезвычайно высокому сопротивлению колебаниям вращающейся системы, в результате чего надежность работы центробежного насоса этого типа значительно улучшается.

Кроме того, короткое расстояние LL между подшипниками 11 и 12 насоса приводит уменьшению конструкции, в котором колебания вала насоса становятся меньше, а его критическая скорость вращения увеличивается. Это приводит к улучшению упругих свойств и сопротивления деформации вала насоса, и, следовательно, в качестве дополнительного преимущества размеры зазора между вращающейся и неподвижной частями насоса могут быть уменьшены. Это приводит к повышению эффективности, так как потери в зазорах, таким образом, значительно уменьшаются, без ухудшения эксплуатационной надежности в этом случае. Более короткий тип конструкции

приводит к общему сокращению затрат, поскольку в целом использование материала и эксплуатационные расходы снижаются.

На рисунке А.6 показано использование определенного устройства, которое расположено во всасывающем канале 5. Оно имеет опорную цапфу 17, которая взаимодействует с подшипником насоса со всасывающей стороны 12. Подшипник насоса 12 в этом случае выполнен в виде втулки на конце вала 18. Смазка подшипника 12, в данном случае, обеспечивается более широкими смазочными отверстиями (не показаны) [2].

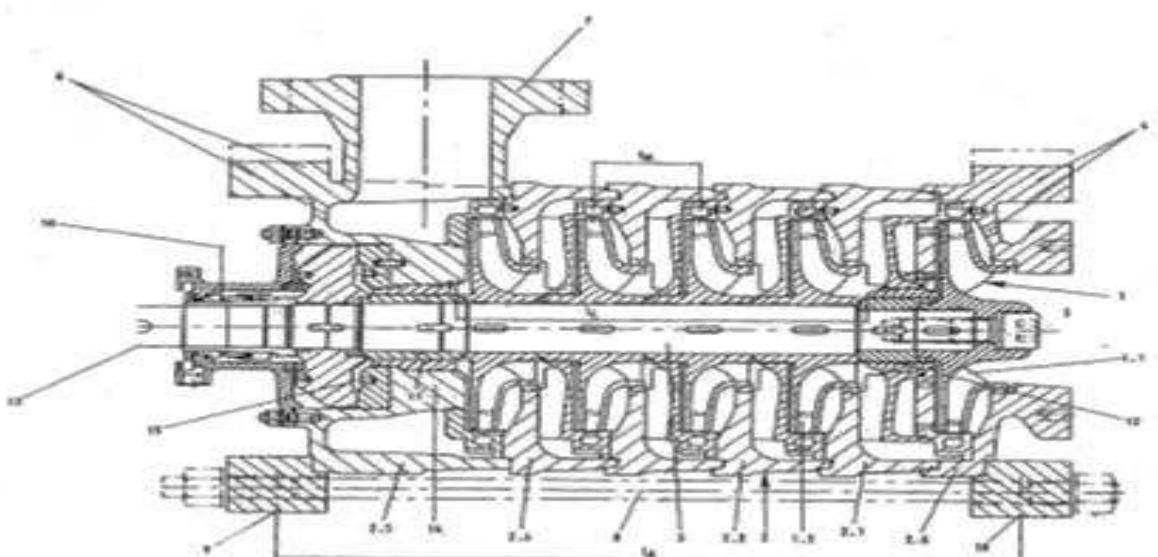


Рисунок А.5 – Вид в разрезе центробежного насоса, выполненного в соответствии с настоящим изобретением [2]

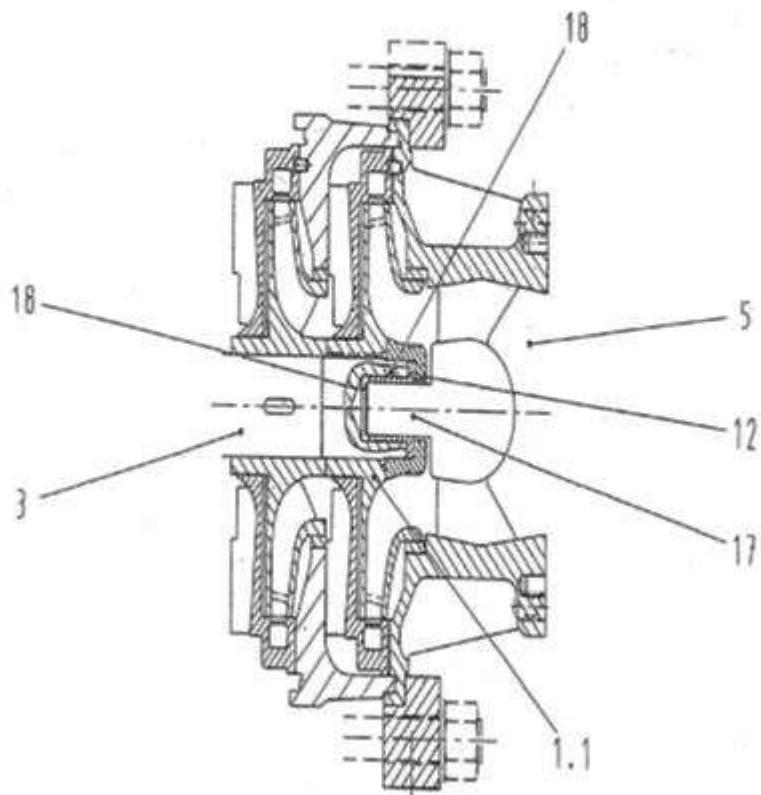


Рисунок А.6 – Частичный вид в разрезе, показывающий подшипниковый узел со стороны всасывания [2]

Достоинства:

- Уменьшение вибрации насосного агрегата.
- Улучшение показателей бескавитационной работы насоса.
- Возможность увеличения частоты вращения вала насоса.
- Ненадобность технического обслуживания подшипников вала насоса, так как их смазывание осуществляется за счет потока технологической среды.

- Уменьшение габаритных размеров агрегата.

Недостатки:

- Сложность изготовления корпуса центробежного насоса новой формы.

- Невозможность использования данного изобретения в процессах, где технологическая среда не подходит для смазывания подшипников вала.
- Высокие требования к подготовке технологической среды для данного агрегата.

3) В соответствии с рисунком А.7 насос 530 имеет внешний корпус 513, имеющий впускную камеру 531 выпускную камеру 532. Насос 530 всасывает рабочую среду насоса, например, в виде воды или минерального масла. Через впускную камеру 531 насоса и выводит жидкость насоса под высоким давлением через выпускную камеру 532. Поток жидкости в насосе 530 показан стрелками 533. Насос 530 выполнен в виде насоса, имеющего первый блок рабочих колес 534 и второй блок рабочих колес 535. Первый блок рабочих колес 534 состоит из двух насосных модулей 536a и 536b, соединенных друг за другом, второй блок рабочих колес 535 состоит из двух насосных модулей 537a и 537b, соединенных друг с другом, причем насосные модули соответствуют отдельным сукциям насоса. Все насосные модули 536a, 536b, 537a, 537b в основном имеют идентичную структуру. Все они содержат рабочее колесо 538, которое с возможностью поворота неподвижно соединено с валом 539 ротора. Вал 539 ротора приводится в действие приводным двигателем, который не показан, так что рабочее колесо 538 вращается вместе с валом 539 ротора. Жидкость насоса подается радиально внутрь к крыльчатке 538, и вытесняется рабочим колесом 538 радиально наружу при более высоком давлении. Поэтому насос 530 выполнен в виде многоступенчатого радиального центробежного насоса. После выхода из первого насосного модуля 536a первого блока рабочих колес 534 жидкость насоса подается в смежный по оси второй насос-модуль 536b первого блока рабочих колес 534. Направление потока жидкости насоса, таким образом, пробегает справа налево в первом блоке рабочих колес 534 на рис. А.7

Первый блок рабочих колес 534 отделяется от второго блока рабочих колес 535 разделительным элементом 512, который расположен в осевом направлении рядом со вторым модулем насоса 536b первого блока рабочих колес

534. Разделительный элемент 512 не вращается с валом ротора 539. Второй блок рабочих колес 537b примыкает разделительному элементу 512 в осевом направлении, а затем первый модуль насоса 537a второго блока рабочих колес 535. Модули насоса 537a, 537b второго блока рабочих колес 535 расположены в зеркальном виде, по сравнению с насосными модулями 536a, 536b первого блока рабочих колес 534. По этой причине, такое расположение двух частей насосов 534 и 535 также называется «спина к спине» [3].

Внешний корпус 513, первый блок рабочих колес 534 и разделительный элемент 512 ограничивают первую камеру напора 511, второй блок рабочих колес 535 и разделительный элемент 512 ограничивают вторую камеру напора 540. Кроме того, первая камера высокого давления включает в себя отверстие компенсации, а вторая камера давления включает в себя входное отверстие, которые не указаны из-за степени детализации.

Разделительный элемент 512 имеет чаше-образную форму и закрыт внешним корпусом 513. Разделительный элемент 512 соединен с 536b, 537b, например, с помощью винтовых соединений, не показанных на рис. A.7, и расположен в наружном корпусе 513 таким образом, что имеется контакт между наружной уплотнительной поверхностью 512 разделительного элемента и внутренней уплотнительной поверхности наружного корпуса 513. Наружная поверхность уплотнения разделительного элемента 512 имеет периферийную канавку, в которой располагается уплотнительное кольцо (не показан), сделанное из эластомерного материала, уплотнительное кольцо также может быть расположен в наружном корпусе 513. Второе кольцо, в также могут быть расположены параллельно этой кольцевой уплотнительной прокладки[3].

Разделяющий элемент 512 имеет вырез, который открыт для выпускной камеры 532 и который устроен так, что канавка и кольцевое расположены между вырезом и Внутренней контактной поверхности наружного корпуса 513. Таким образом, периферическая краевая область, на которой расположены канавка и уплотнительное кольцо располагаются в разделительном элементе 512. Эта краевая область является упругой в ограниченной степени, по меньшей мере, в

осевом направлении. Таким образом, выпускная камера 532 является областью, отдельной от первой и второй камер 511, 540 давления.

Рабочая среда насоса подается на первый модуль 537а второго блока рабочих колес 535 через вторую камеру напора 540, а затем ведет радиально внутрь ко второму вводу насоса 546 первого насосного модуля 537а второго блока рабочих колес 535. Жидкость насоса затем подается от первого насосного модуля 537а на вход второго насосного модуля 537b второго блока рабочих колес 535, расположенного между первым насосным модулем 537а и разделительным элементом 512. Поток жидкости насоса во втором блоке рабочих колес 535 направлен слева направо на рис. А.7, т.е. противоположно направлению потока в первом блоке рабочих колес 534.

Для транспортировки рабочей среды насоса от первого блока рабочих колес 534 ко второму блоку рабочих колес 535 разделительный элемент 512 имеет проточку 541, которая сообщается потоком с впускным отверстием второй камеры напора 540 и ведет от напорной проточки 542 второго насосного модуля 536b первого блока рабочих колес 534 ко второй напорной камере 540. Кроме того, на разделительном элементе 512 расположена компенсационная линия 545, которая сообщается потоком с компенсационным отверстием первой камеры напора 511, посредством чего рабочая жидкость подается от напорной проточки 542 второго модуля 536b первого блока рабочих колес 534 в первую камеру напора 511. Таким образом, первая и вторая камеры напора 511, 540 имеют одинаковый уровень давления.

Кроме того, разделительный элемент 512 имеет выпускную линию 534, которая ведет от второй напорной проточки 544 второго насосного модуля 537b второго блока рабочих колес 535 к выпускной камере 532 [3].

Наружный корпус 513 имеет преимущественно цилиндрический внутренний контур в области разделительного элемента 512. Граница между выпускной камерой 532, находящейся под высоким давлением, и камерами напора 511, 540 проходит через разделительный элемент 512 в осевом направлении.

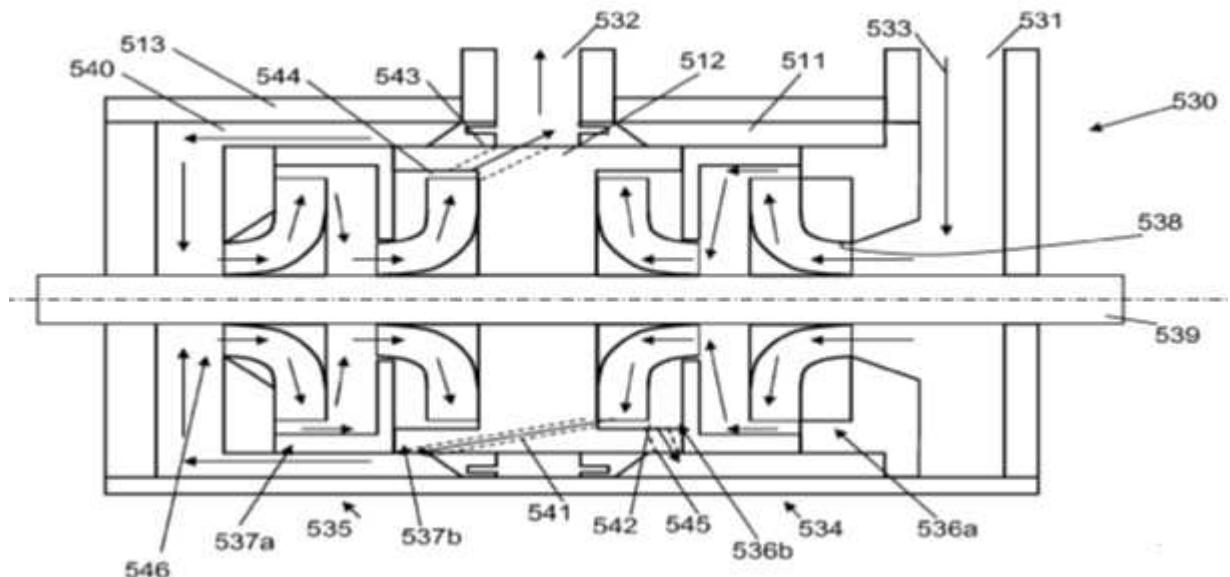


Рисунок А.7 – Насос, имеющий два блока рабочих колес, расположенных «спина к спине» [3]

Достоинства:

- Уменьшение показателей трудоёмкости при изготовлении корпуса насоса.
- Положительный экономический эффект, в следствии возможности использования менее дорогостоящих материалов при изготовлении корпуса агрегата.
- Практически полное уравновешивание осевой силы из-за встречного расположения рабочих колес, в следствии чего повышаются надёжностные характеристики насоса.

Недостатки:

- Сложность изготовления проточной части насосного агрегата в зоне втулки, расположенной между двумя блоками рабочих органов.
- Возможные зоны завихрения и кавитации из-за сложной конфигурации проточных каналов.
- Низкий КПД по сравнению с насосами, в которых рабочие колеса расположены традиционно, в следствии большой зоны проточной части насоса на которую не оказывают прямое воздействие рабочие органы.

4) Центробежный насос содержит статорную часть, имеющую корпус с входной и напорной крышками, имеющими патрубки, роторную часть и подшипниковые опоры, связывающие статорную и роторную части. Роторная часть содержит вал с рабочим колесом, имеющим основной и покрывной диски, внутри которых закреплены лопатки. На внутренних поверхностях основного и покрывного дисков рабочего колеса выполнены продольные, в сечении сферические каналы, имеющие выход к наружной окружности дисков. На основном и покрывном дисках каналы расположены попарно. Глубина каналов меньше половины толщины диска, отношение глубины к длине каналов составляет 1:8, а к расстоянию между каналами как 1:10. Изобретение направлено на повышение надежности и стабильности работы насоса за счет дополнительного воздействия на жидкость каналами, выполненными в основном и покрывном дисках колеса [4].

Регулирование работы центробежного насоса проводили следующим образом.

Брали готовые рабочие колеса диаметром 312 мм. На внутренних поверхностях основных и покрывных дисков, между установленными лопатками, делали продольные каналы. Далее рабочие колеса устанавливали на вал. В собранном виде роторную часть размещали в статорной части насоса ЦНС 180-1900. Насос подключали к трубопроводу и испытывали, вращая вал с рабочими колесами. Перекачиваемая жидкость поступала на вход рабочих колес. Подхваченная лопатками колес и под действием центробежной силы жидкость через сужающие полости, между дисками и лопатками, поступала на выход с колес. При этом в сужающейся части полости часть жидкости с обеих сторон уходила и заполняла каналы в дисках. Таким образом, на выходящую жидкость из каналов действовало физическое воздействие, созданное не только лопатками, но и дополнительное, созданное каналами. Обе слагаемые центробежной силы складывались и увеличивали скорость жидкости в каналах. Таким образом, скорость жидкости в каналах больше скорости основного потока жидкости, выходящей с сужающейся части полости колес. Как следствие, получили

увеличение напора (не менее 5%) и подачи насоса. Это значит, что рабочая зона насоса с измененными колесами изменилась, а рабочая точка сместились вверх по диагонали. Данное заключение подтверждается характеристиками насоса, имеющего рабочие колеса с каналами, и насоса с рабочими колесами без каналов (рисунок А.8).

Данное изобретение позволяет регулировать работу центробежного насоса путем использования минимума затрат. Другими словами, имея насос с его технической характеристикой, используя данное решение, получим прирост в напоре и подаче, что очень важно при перекачивании больших объемов жидкости при стабильном технологическом цикле [4].

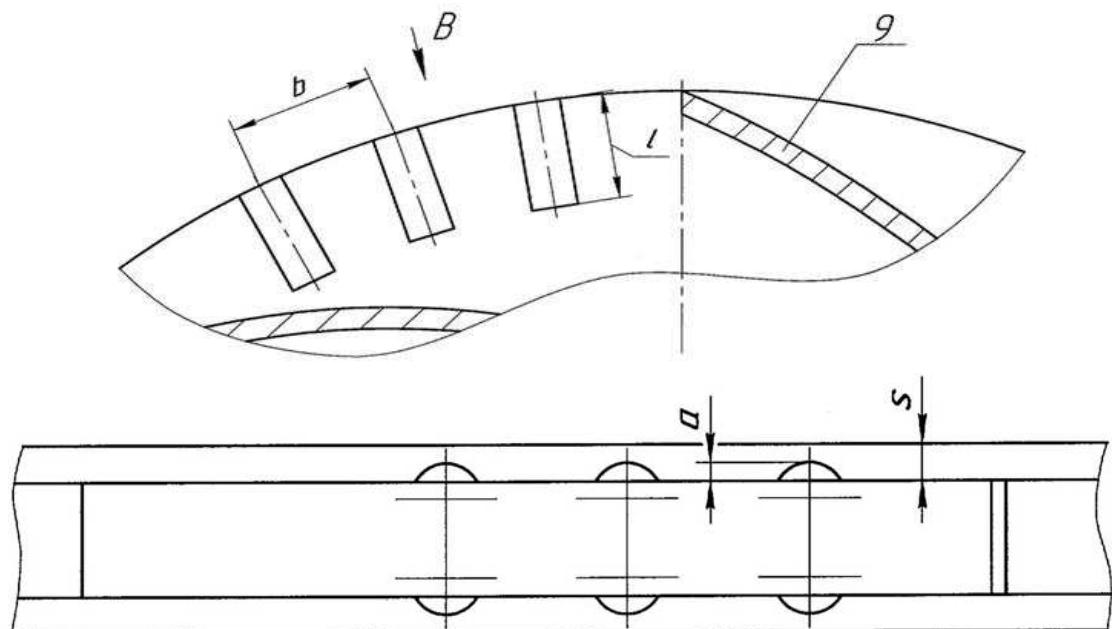


Рисунок А.8 – Рабочее колесо с проточкой [4]

Достоинства:

- Улучшение эксплуатационных характеристик насосного агрегата при стабильном технологическом цикле.
- Улучшение надежностных показателей, в следствии уменьшения нагрузки на рабочую часть насосного агрегата.
- Небольшие затраты на модернизацию, связанные с тем, что для её проведения не нужно изготавливать новые корпуса или иные детали насоса, то есть нужно только произвести замену рабочих колес.

Недостатки:

- Сложность изготовления рабочих колес.

5) Изобретение относится к насосостроению. Рисунок А.9: лопасть 1 рабочего колеса 2 центробежного насоса ограничена окружностью 3 наружного диаметра D_h колеса 2. Лопасть 1 имеет лицевую и тыльную стороны 4, 5, выполнена на выходном участке 6 скругленной с тыльной стороны 5. Дуга 7, образованная радиусом скругления R, сопряжена с выходным участком 6 стороны 5 лопасти 1, ограничена точкой 17 пересечения стороны 4 с окружностью 3 наружного диаметра D_h . Участок 6 стороны 5 лопасти 1 образован прямой линией 11, ограниченной точкой 12 касания ее к стороне 5 и точкой 13 сопряжения с дугой 7. Точка 14 пересечения продолжения прямой линии 15 с окружностью 3 наружного диаметра D_h колеса 2 расположена посередине участка 16 окружности 3 наружного диаметра D_h между точкой 17 ее пересечения с стороной 4 и точкой 18 ее пересечения с продолжением 19 стороны 5 от точки 12 ее касания с прямой. Величина R определена зависимостью $\delta_h/2 \geq R \geq \delta_h/3$, где δ_h - участок 16 окружности D_h между точкой 17 ее пересечения с стороной 4 и точкой 18 ее пересечения с продолжением 19 на окружности 3 диаметра D_h . В каждой точке дуги 7 угол α установки лопасти 1, образованный пересечением касательных 8 и 9 к поверхности лопасти 1 и к окружности 10 цилиндрического сечения, тем больше, чем больше диаметр цилиндрического сечения $D_{ц}$. Изобретение обеспечивает улучшение характеристик лопасти, влияющих на повышение напора, ресурса и надежности, а также на снижение вибрации насоса [5].

Задачами изобретения являются:

- повышение напора насоса за счет увеличения угла установки лопасти на выходе с тыльной стороны и уменьшения стеснения потока на выходе;

- повышение ресурса и надежности рабочего колеса за счет повышения прочности лопасти на выходе в результате отсутствия острой кромки на выходе лопасти;
- снижение вибративности насоса за счет исключения срыва потока на выходе лопасти и снижения пульсаций давления в насосе.

Технический результат заявленного изобретения выражен в улучшении характеристик лопасти, влияющих на повышение напора, ресурса и надежности, а также на снижение вибрации насоса.

Указанный технический результат достигается тем, что лопасть рабочего колеса центробежного насоса, ограниченная окружностью наружного диаметра рабочего колеса, имеющая лицевую и тыльную стороны, выполнена на выходном участке скругленной с тыльной стороны, а дуга, образованная радиусом скругления, сопряжена с выходным участком тыльной стороны лопасти, причем каждая точка дуги связана с углом α установки лопасти, образованным пересечением касательных к поверхности лопасти и к окружности цилиндрического сечения рабочего колеса. Отличие предлагаемого технического решения от прототипа заключается в том, что выходной участок тыльной стороны лопасти образован прямой линией, ограничен точкой касания ее к тыльной стороне лопасти и точкой сопряжения с дугой, образованной радиусом округления, причем точка пересечения продолжения прямой линии с окружностью наружного диаметра рабочего колеса расположена посередине участка окружности наружного диаметра от точки ее пересечения с лицевой стороной лопасти до точки пересечения с продолжением тыльной стороной лопасти от точки ее касания с прямой, при этом дуга, образованная радиусом скругления, ограничена точкой пересечения лицевой стороны лопасти с окружностью наружного диаметра рабочего колеса, а величина радиуса скругления определена зависимостью $\delta_h/2 \geq R \geq \delta_h/3$, где δ_h – участок окружности наружного диаметра рабочего колеса между точками ее пересечения с лицевой стороной лопасти и с продолжением тыльной стороны от точки ее касания с прямой линией;

R - величина радиуса скругления тыльной стороны лопасти на выходном участке, причем в каждой точке дуги угол α установки лопасти, образованный пересечением касательных к поверхности лопасти и к окружности цилиндрического сечения рабочего колеса, тем больше, чем больше диаметр цилиндрического сечения [5].

Выполнение выходной кромки лопасти с тыльной стороны скругленной радиусом R по дуге, касательной в точке к выходному участку лопасти и проходящей через точку пересечения лицевой стороны лопасти с окружностью наружного диаметра D_h рабочего колеса, причем в каждой точке дуги угол α установки лопасти, образованный пересечением касательных к поверхности лопасти и к окружности цилиндрического сечения тем больше, чем больше диаметр D_h цилиндрического сечения, что обеспечивает плавное увеличение угла α установки лопасти с тыльной стороны и уменьшение стеснения потока жидкости, а также повышает напор рабочего колеса. Неравенство, определяющее величину радиуса округления выходной кромки лопасти, $\delta_h/2 \geq R \geq \delta_h/3$,

где δ_h - ширина расчетной кромки лопасти на окружности наружного диаметра рабочего колеса; R - величина радиуса скругления тыльной стороны лопасти на выходном участке, оптимизирует величину R , т.к. при значении R меньше $\delta_h/3$ не обеспечивается касание дуги к выходному участку лопасти и одновременное прохождение дуги через точку пересечения лицевой стороны лопасти с окружностью наружного диаметра рабочего колеса, а при R больше $\delta_h/2$ выходная кромка лопасти имеет острый угол, что может привести к ее поломке и снижению ресурса и надежности рабочего колеса.

Такая конфигурация выходного участка лопасти и выходной кромки способствует снижению пульсаций давления за рабочим колесом и уменьшению виброактивности насоса в целом.

Лопасть работает следующим образом:

Перед пуском насос заполняется жидкостью. При пуске насоса и вращении рабочего колеса 2 (рис. А.10) жидкость проходит через рабочее колесо 2 и

давление жидкости повышается, т.е. насос создает определенный напор жидкости. Выполнение выходного участка 6 (рис. А.10) тыльной стороны 5 лопасти 1 по прямой линии 11, касательной в точке 12 к тыльной стороне 5 лопасти 1, обеспечивает утончение выходного участка 6 и плавное изменение скорости потока на этом участке. Обеспечение прохождения продолжения 15 прямой линии 6 через середину участка 16, окружности наружного диаметра рабочего колеса между точкой 17 ее пересечения с лицевой стороной лопасти и точкой 18 ее пересечения с продолжением 19 тыльной стороны 5 лопасти от точки 12 ее касания с прямой линией, увеличивает угол α установки лопасти с тыльной стороны 5 и уменьшает стеснение потока жидкости лопастью 1, что приводит к повышению напора рабочего колеса 2.

Лопасть рабочего колеса центробежного насоса, ограниченная окружностью наружного диаметра рабочего колеса, содержащая лицевую и тыльную стороны, выполнена на выходном участке скругленной с тыльной стороны, а дуга, образованная радиусом скругления, сопряжена с выходным участком тыльной стороны лопасти, причем каждая точка дуги связана с углом установки лопасти, образованным пересечением касательных к поверхности лопасти и к окружности цилиндрического сечения рабочего колеса, отличающаяся тем, что выходной участок тыльной стороны лопасти образован прямой линией, ограничен точкой касания ее к тыльной стороне лопасти и точкой сопряжения с дугой, образованной радиусом скругления, причем точка пересечения продолжения прямой линии с окружностью наружного диаметра рабочего колеса расположена посередине участка окружности наружного диаметра от точки ее пересечения с лицевой стороной лопасти до точки пересечения с продолжением тыльной стороны лопасти от точки ее касания с прямой, при этом дуга, образованная радиусом скругления, ограничена точкой пересечения лицевой стороны лопасти с окружностью наружного диаметра рабочего колеса R – величина радиуса скругления тыльной стороны лопасти на выходном участке, причем в каждой точке дуги угол установки лопасти, образованный пересечением касательных к поверхности лопасти и к окружности

цилиндрического сечения рабочего колеса, тем больше, чем больше диаметр цилиндрического сечения [5].

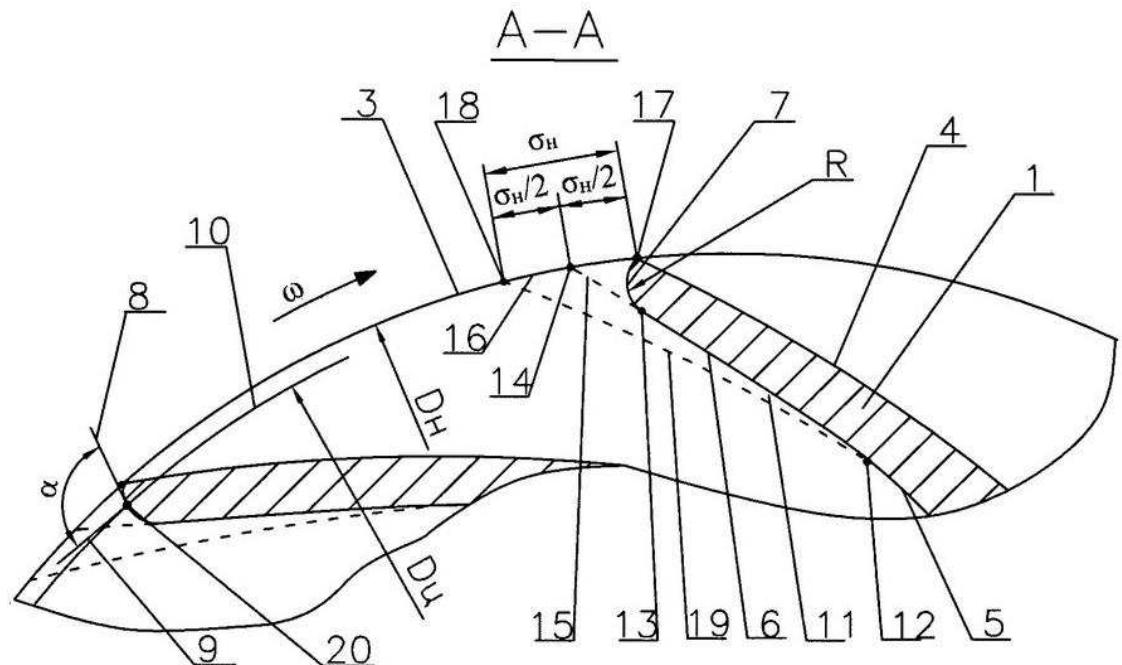


Рисунок А.9 – Разрез колеса [5]

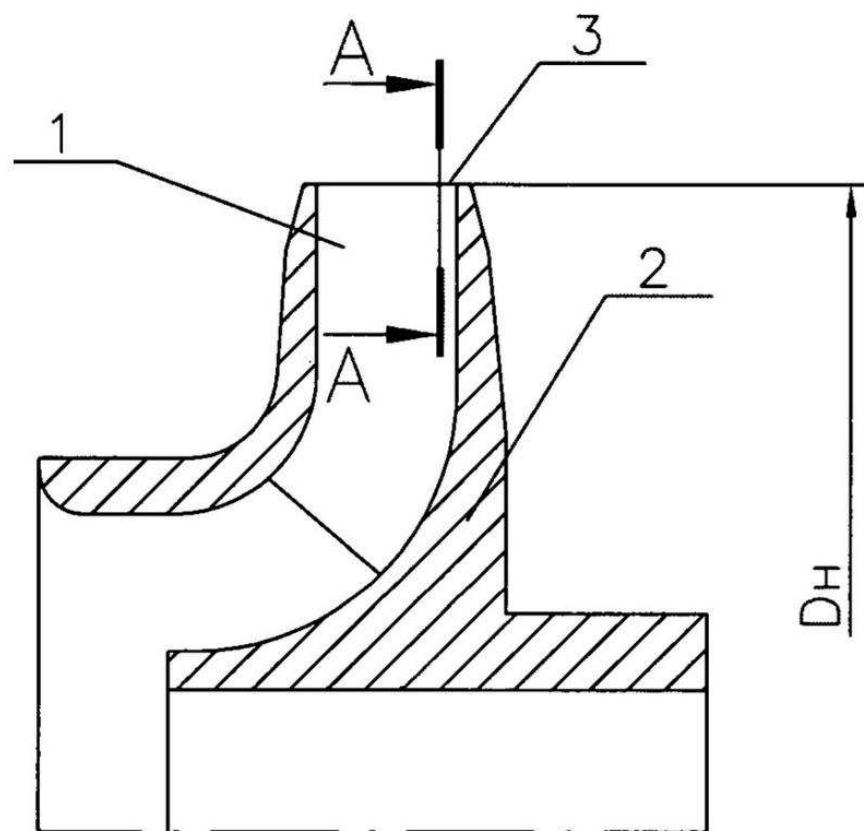


Рисунок А.10 – Колесо [5]

Достоинства:

- Повышение напора насоса за счет увеличения угла установки лопасти на выходе с тыльной стороны и уменьшения стеснения потока на выходе;
- Повышение ресурса и надежности рабочего колеса за счет повышения прочности лопасти на выходе в результате отсутствия острой кромки на выходе лопасти;
- Снижение вибрационной активности насоса за счет исключения срыва потока на выходе лопасти и снижения пульсаций давления в насосе.

Недостатки:

- Сложность изготовления рабочих колес заданной формы.
- При осуществлении данного изобретения на стадии эксплуатации потребуется доработка внутренней поверхности корпуса насосного агрегата, что влечет за собой экономические потери.

6) Изобретение относится к области центробежных насосов. Рабочее колесо центробежного насоса содержит ведущий и ведомый диски и лопастную систему. На внешнюю поверхность ведомого диска рабочего колеса нанесено покрытие из гидрофобного материала. В качестве гидрофобного материала может быть использован фторопласт или поверхностно-активное вещество. Для изготовления рабочего колеса согласно изобретению может быть использовано изначально эксплуатирующееся рабочее колесо. Достигается повышение КПД центробежного насоса [6].

Изобретение относится к области центробежных насосов, в частности к способам повышения их КПД путем модернизации рабочих колес. Усовершенствование рабочего колеса насоса с целью повышения КПД насоса может быть произведено путем оптимизации количества, формы, расположения лопастей или других элементов рабочего колеса. Однако повышение КПД насоса может быть достигнуто путем придания особых свойств поверхностям элементов рабочего колеса без изменения при этом самих элементов. Таким

свойством, в частности, является гидрофобность поверхности. Придание водоотталкивающих свойств поверхностям элементов рабочего колеса осуществляется путем выполнения этих элементов из гидрофобного материала, либо путем нанесения на поверхности элементов гидрофобного покрытия.

Целью изобретения является повышение КПД насоса без изменения его конструкции путем модернизации изначально эксплуатирующегося рабочего колеса или замены его на усовершенствованное рабочее колесо.

Указанная цель может быть достигнута использованием рабочего колеса центробежного насоса, содержащего ведущий и ведомый диски и лопастную

Технический результат, получаемый при использовании изобретения, заключается в следующем:

- повышение КПД вновь изготавливаемого или уже находящегося в эксплуатации насоса;
- технологичность изготовления рабочего колеса, т.е. малое количество операций и удобство их выполнения.

Описание осуществления изобретения поясняется ссылками на рисунке А.11 с изображением рабочего колеса центробежного насоса, выполненного согласно изобретению, и рисунке А.12 с графиком, иллюстрирующим повышение КПД насоса при оснащении его рабочим колесом, выполненным согласно изобретению, в сравнении с исходным рабочим колесом.

Рабочее колесо центробежного насоса рис. А.11 содержит ведущий диск 1, ведомый диск 2, лопастную систему 5, состоящую из одной или нескольких лопастей. Ведомый диск имеет внешнюю поверхность 3. На внешнюю поверхность ведомого диска нанесено покрытие из гидрофобного материала 4, в качестве которого могут быть использованы фторопласти или поверхностно-активные вещества, например октадециламин. Придание внешней поверхности ведомого диска водоотталкивающих свойств обеспечивает снижение гидравлического сопротивления поверхности потоку жидкости, тем самым повышает КПД насоса [6].

При этом предварительная очистка рабочего колеса может быть осуществлена любым химическим или механическим способом. Предпочтительным вариантом предварительной очистки рабочего колеса является очистка при помощи поверхностно – активного вещества с целью удаления отложений за счет его моющих свойств, после чего поверхностно-активное вещество удаляется с поверхностей колеса способом промывки, например, в уксусной кислоте.

На рисунке А.11 представлены результаты стендовых испытаний насоса, оснащенного исходным, т.е. изначально эксплуатирующимся, новым рабочим колесом и таким же рабочим колесом, обработанным согласно изобретению.

Объектом стендовых исследований являлся серийный центробежный консольно-моноблочный насос КМ65 – 50 – 160 производства ЗАО "Помпа", предназначенный для использования в системах водоснабжения. Эксперименты по каждому варианту проводились по следующему алгоритму:

- определение характеристик насоса с исходным рабочим колесом без покрытия;
- демонтаж колеса из насоса и модернизация колеса, заключающаяся в нанесении на внешнюю поверхность ведомого диска покрытия из гидрофобного материала, в качестве которого применено поверхностно-активное вещество октадециламин;
- монтаж колеса в насос;
- определение характеристик насоса с модернизированным рабочим колесом.

Гидрофобное покрытие на основе ПАВ формировалось в экспериментальной установке МЭИ (ТУ).

Анализ характеристик насоса с исходным и модернизированным согласно изобретению колесами дает возможность говорить о том, что придание гидрофобных свойств внешней поверхности ведомого диска рабочего колеса обеспечивает повышение КПД насоса на 3...5% [6].

В результате испытаний установлено, что приданье гидрофобных свойств другим поверхностям рабочего колеса в отдельности или в различных комбинациях не приводит к повышению КПД насоса на указанную величину. Эффект максимизации КПД насоса, достигаемый при придании гидрофобных свойств только внешней поверхности ведомого диска рабочего колеса, вероятно, объясняется наиболее благоприятным с точки зрения энергозатрат распределением потоков жидкости в камере насоса [6].

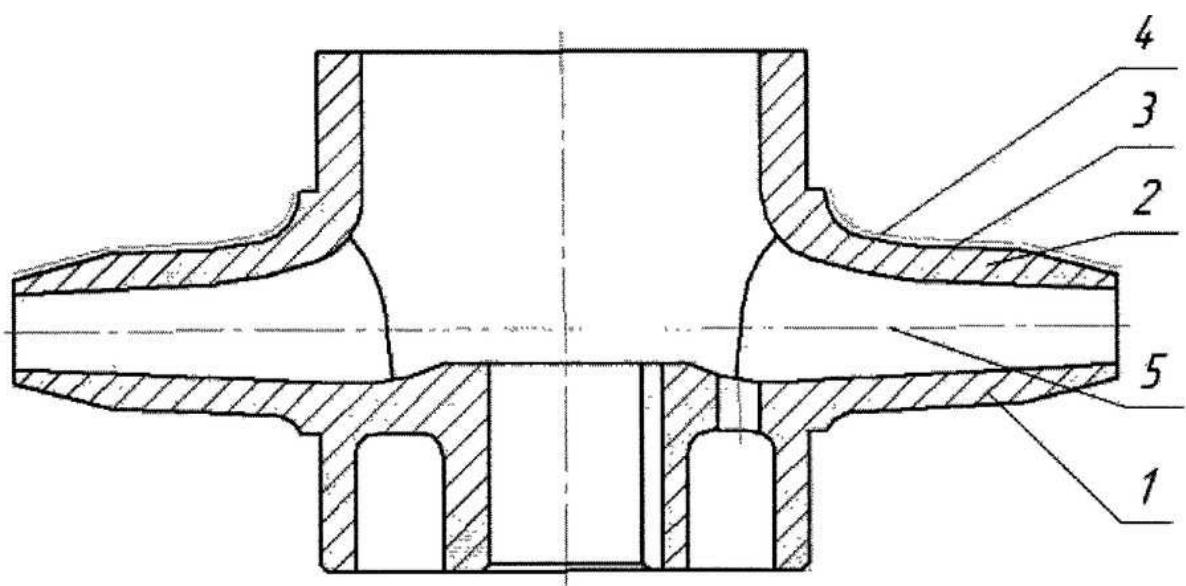


Рисунок А.11– Колесо [6]

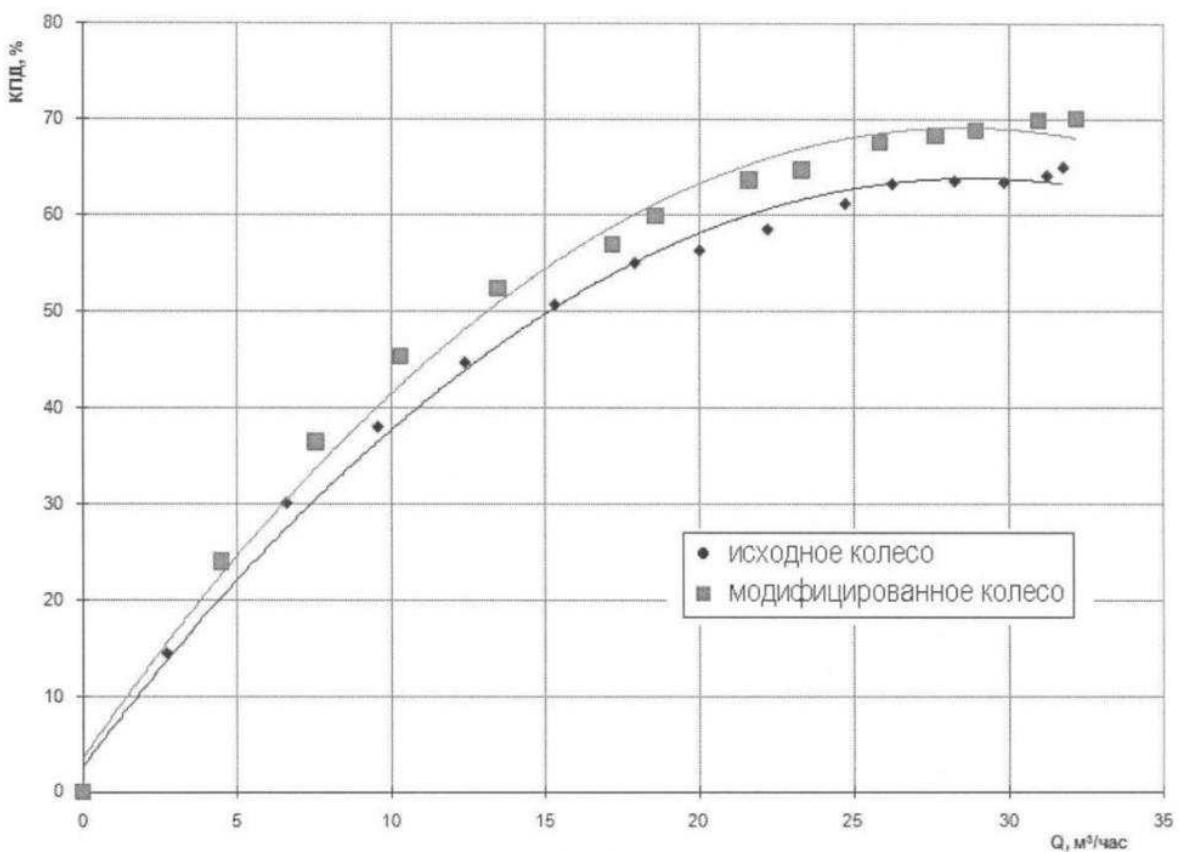


Рисунок А.12 – График КПД [6]

Достоинства:

- повышение КПД вновь изготавливаемого или уже находящегося в эксплуатации насоса;
- технологичность изготовления рабочего колеса, т.е. малое количество операций и удобство их выполнения.

Недостатки:

- Высокая цена гидрофобных покрытий.
- Возможное сокращение срока межремонтного периода, в следствии того, что данное покрытие будет постепенно изнашиваться рабочей средой.

7) Изобретение относится к области насосостроения, в частности к многоступенчатым секционным центробежным насосам. Насос содержит корпус. Корпус выполнен из секций, стянутых шпильками. Входной и выходной каналы выполнены в крайних секциях. Ступени насоса расположены в промежуточных секциях и состоят из рабочего колеса и направляющего аппарата с диффузорными каналами. Отношение ширины входного проходного

сечения а диффузорных каналов к ширине выходного сечения b лежит в диапазоне $0,62 \div 0,82$. Угол между осью 1 симметрии диффузорного канала и радиусом R направляющего аппарата, проведенным из центра к входу этого канала, равен $68 \div 84^\circ$ (Рис. А.13). Изобретение позволяет минимизировать гидравлические потери и увеличить КПД насоса [7].

Изобретение относится к области насосостроения, в частности к многоступенчатым секционным центробежным насосам, предназначенным для перекачки жидкости, например для заводнения нефтяных пластов.

Задача изобретения заключается в устранении указанных недостатков. Технический результат заключается в увеличении КПД. Поставленная задача решается, а технический результат достигается тем, что в многоступенчатом секционном центробежном насосе, содержащем корпус, выполненный из секций, стянутых шпильками, входной и выходной каналы, выполненные в крайних секциях, и ступени насоса, расположенные в промежуточных секциях и состоящие из рабочего колеса и направляющего аппарата с диффузорными каналами, отношение ширины входного проходного сечения диффузорных каналов к ширине выходного сечения лежит в диапазоне $0,62 \div 0,82$, а угол между осью симметрии диффузорного канала и радиусом направляющего аппарата, проведенным из центра к входу этого канала, равен $68 \div 84^\circ$.

Многоступенчатый секционный центробежный насос рисунок А.14 содержит корпус 1. Корпус выполнен из секций, стянутых шпильками 2. Входной 3 и выходной 4 каналы выполнены в крайних секциях 5 и 6 корпуса 1. Ступени насоса расположены в промежуточных секциях 7 и состоят из рабочего колеса 8 и направляющего аппарата 9 с каналами 10.

Диффузорные каналы выполнены таким образом, что отношение ширины а входного проходного сечения к ширине b выходного сечения лежит в диапазоне $a/b=0,62 \div 0,82$. При этом угол γ между осью 1 симметрии диффузорного канала и радиусом R направляющего аппарата, проведенным из центра к входу этого канала, равен $\gamma = 68 \div 84^\circ$. При меньшем отношении ширин проходных сечений затрудняется проход жидкости по каналам, а при большем

снижается эффективность ее ускорения. Угловое положение канала также оказывает значительное воздействие на производительность насоса. Проведенные испытания показали, что выполнение канала именно такой конфигурации позволяет достигнуть максимального КПД насоса [7].

Многоступенчатый секционный насос работает следующим образом. Насос предварительно заполняется перекачиваемой жидкостью. Вращение от приводного электрического или иного двигателя передается через вал насоса на рабочие колеса 8 ступеней, установленных последовательно друг за другом. При этом происходит передача энергии от рабочих колес 8 к жидкости, которая перетекает от входного канала 3 через две ступени и далее в выходной канал 4. Направляющий аппарат 9 каждой ступени производит преобразование вращательного движения жидкости после рабочего колеса 8 в поступательное, поднимая при этом потенциальный напор и оптимизируя вход жидкости в следующее рабочее колесо.

При работе насоса неизбежны потери энергии, удельный вес которых по отношению к полезной работе на каждом конкретном режиме зависит, в частности, от геометрии проточной части насоса, в том числе от геометрии диффузорных каналов направляющего аппарата.

Предложенная конфигурация диффузорных каналов направляющего аппарата позволяет минимизировать гидравлические потери и увеличить КПД насоса в среднем по всем режимам.

Многоступенчатый секционный центробежный насос, содержащий корпус, выполненный из секций, стянутых шпильками, входной и выходной каналы, выполненные в крайних секциях, и ступени насоса, расположенные в промежуточных секциях и состоящие из рабочего колеса и направляющего аппарата с диффузорными каналами, отличающийся тем, что отношение ширины входного проходного сечения диффузорных каналов к ширине выходного сечения лежит в диапазоне $0,62 \div 0,82$, а угол между осью симметрии диффузорного канала и радиусом направляющего аппарата, проведенным из центра к входу этого канала, равен $68 \div 84^\circ$ [7].

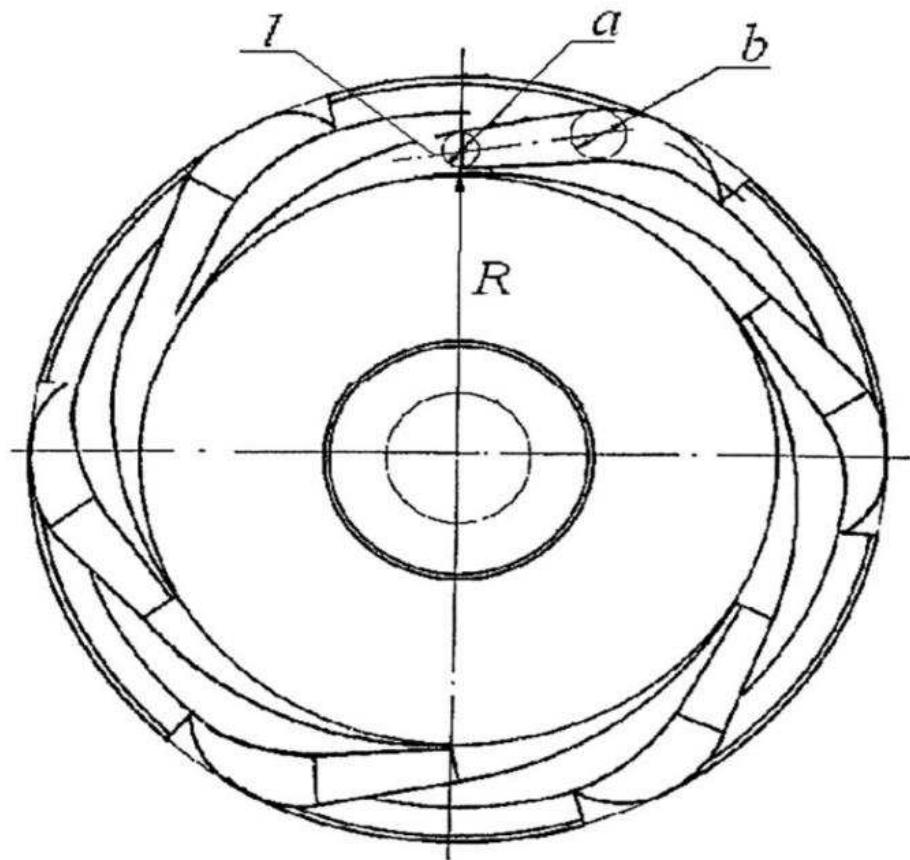


Рисунок А.13 – Направляющий аппарат [7]

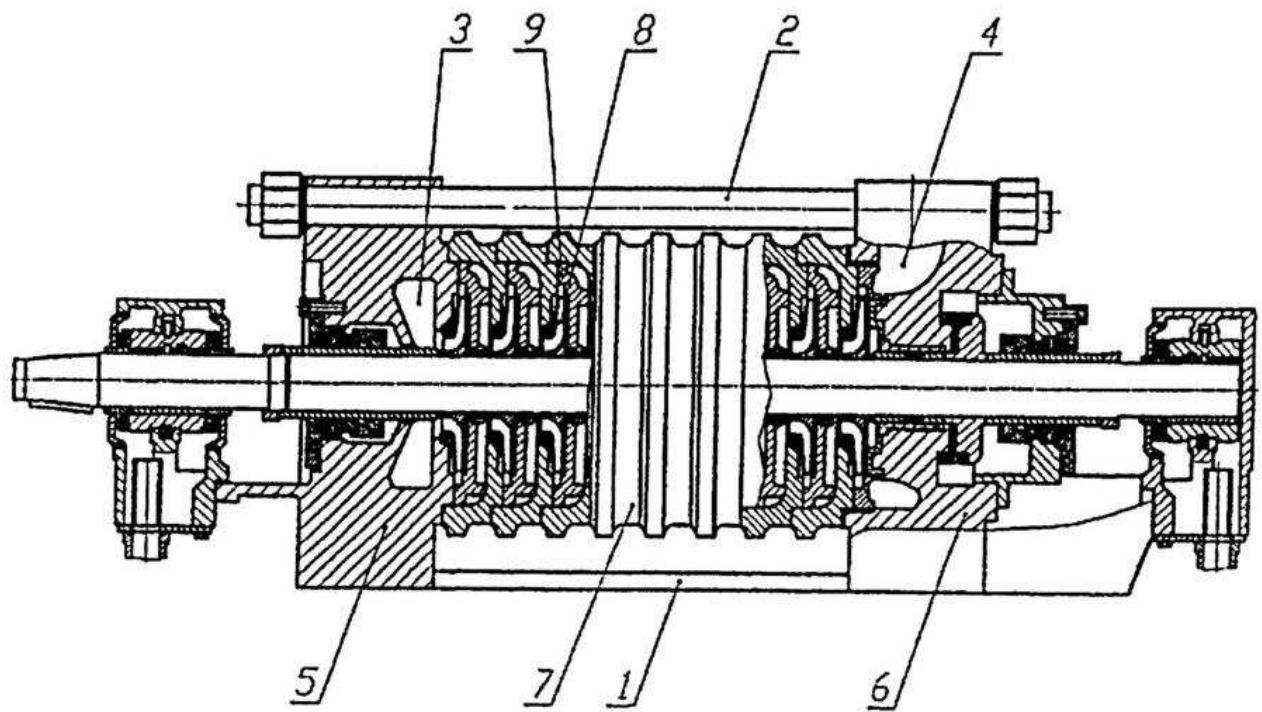


Рисунок А.14 – Центробежный насос [7]

Достоинства:

– Минимизирование гидравлических потерь в насосе за счет оптимизации геометрии проточной засти.

– Повышение КПД насосного агрегата.

Недостатки:

– Возможность внедрения данного изобретения только на стадии проектирования.

– Большие экономические затраты, связанные с изготовление проточной части насоса.

– Возможное ухудшение надёжностных показателей рабочих органов насосного агрегата, в следствии изменения из геометрической формы.

Заключение

Таким образом, в ходе патентного исследования установлено, что общими тенденциями развития оборудования являются:

- Улучшение эксплуатационных характеристик насосных агрегатов;
- Повышение надёжностных характеристик насосов типа ЦНС;
- Технологичность модернизации насосных агрегатов;
- Сокращение сроков межремонтных периодов насосов;
- Применение новых, более технологичных материалов для изготовления насосов типа ЦНС;
- Сокращение экономических затрат при изготовлении и эксплуатации насосного оборудования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Пат. US2008267773 (A1). MULTISTAGE SLURRY PUMP/
ANDREWS DALE B; заявл.: 23.04.2008; опубл.: 30.10.2008. – 9 с
- 2 Пат. US2006127232 (A1). Multistage centrifugal pump/ URBAN
JOERG [DE]; KOCHANOWSKI WOLFGANG [DE]; BRECHT BERNHARD
[DE]; SCHARPF STEPHAN [DE]; заявл.: 17.11.2005; опубл.: 15.06.2006. – 7 с
- 3 Пат. US2015285251 (A1). Pump/ WELSCHINGER THOMAS
[DE]; INFORSATI MARCELO [CH]; заявл.: 04.04.2014; опубл.: 08.10.2015. – 3 с
- 4 Пат. 2405972 Российская Федерация. Центробежный насос/
А.А.Алпатов; заявл.: 10.04.2009; опубл.: 10.12.2010. – 7 с
- 5 Пат. 2448278 Российская Федерация. лопасть рабочего колеса
центробежного насоса /В.С.Богун, А.А.Жарковский, П.В.Пугачев,
С.А.Шумилин; заявл.: 12.04.2010; опубл.: 20.04.2012. – 9 с
- 6 Пат. 2450167 Российская Федерация. Рабочее колесо центробежного
насоса/ В.А.Рыженков, А.В.Волков, А.Г.Парыгин, Г.П.Хованов; заявл.:
14.05.2010; опубл.: 10.05.2012.– 3 с
- 7 Пат. 2362909 Российская Федерация. Многоступенчаты секционных
центробежный насос/ В.Д.Анохин; заявл.: 13.08.2008; опубл.: 27.07.2009. – 4 с

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Графические материалы

- 1) Агрегат АЦНС 500 - 1900 - Чертёж общего вида (1 лист, формат А1)
- 2) Модернизированное рабочее колесо насоса – Чертеж детали (1 лист, формат А3)

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа
Кафедра Технологические машины и оборудования нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

 Э.А. Петровский

« 06 » июня 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

направление 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических
объектов нефтегазового производства»

Модернизация насоса типа ЦНС

Руководитель

 к.т.н., доцент

Е.А. Соловьёв

Выпускник

 С.С. Щипец

Красноярск 2017