

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

Елесов Рамиль Сергеевич

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: «Проектирование конструкции гидравлической части бурового насоса
производительностью 33 л/с, выходным давлением 25 МПа»

По специальности: 6В07107 – «Эксплуатационно-сервисная инженерия»

Алматы 2023

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
«Технологические машины
и транспорт»
_____ Бортебаев С.А.
« ____ » _____ 2023 г.

Дипломный проект

На тему: «Проектирование конструкции гидравлической части бурового насоса
производительностью 33 л/с, выходным давлением 25 МПа»

По специальности: 6В07107 – «Эксплуатационно-сервисная инженерия»

Выполнил:

Елесов Р.С.

Рецензент

(ученая степень и звание)

Подпись

ФИО

Научный руководитель
канд.техн.наук, ассоц. профессор
(ученая степень и звание)

_____ Бортебаев С.А.
Подпись ФИО

Алматы 2023

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

6B07107 – «Эксплуатационно-сервисная инженерия»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
«Технологические машины
и транспорт»

Бортебаев С.А.

« ____ » _____ 2022 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Обучающимся Елесов Рамиль Сергеевич

Тема: «Проектирование конструкции гидравлической части бурового насоса производительностью 33 л/с, выходным давлением 25 МПа»

Утвержден приказом ректора Университета № 404-П/Ө от «23» ноября 2022 г.

Срок сдачи законченной работы: «15» мая 2023 г.

Исходные данные дипломного проекта: Трехпоршневой насос одностороннего действия для бурения скважин с производительностью 33 л/с, выходным давлением 25 МПа

Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

1) Обзор существующих конструкций и принцип работы гидравлической части 3-х поршневого насоса;

2) Специальная часть – выбор прототипа и проектирование конструкции гидравлической части насоса;

3) Расчетная часть – расчет основных показателей, конструктивных параметров насоса и расчет прочности основных деталей;

4) Эксплуатационная часть – эксплуатация, ремонт и обслуживание насоса;

5) Охрана труда и техника безопасности – организация безопасных условий труда при эксплуатации насоса

Рекомендуемая основная литература: из 12 наименований

ГРАФИК

подготовки дипломного проекта

Наименования разделов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Техническая часть	10.03.2022 г.	
Специальная часть	24.03.2022 г.	
Расчетная часть	21.04.2022 г.	
Эксплуатационная часть	01.05.2022 г.	
Охрана труда и техника безопасности	10.05.2023 г.	

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченный дипломный проект с
указанием относящихся к ним разделов проекта

Наименования разделов	Научн. руководитель, консультанты, Ф.И.О. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Техническая часть	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Специальная часть	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Расчетная часть	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Эксплуатационная часть	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Охрана труда и техника безопасности	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Нормоконтроль	м.т.н., старший преподаватель Сарыбаев Е.Е.		

Научный руководитель _____ к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.

Задания принял к исполнению студент _____ Елесов Р.С.

Дата «__» _____ 202__ г.

АНДАТПА

Бұл дипломдық жобада максималды өнімділігі 33 л/с, шығыс қысымы 25 МПа болатын бұрғылау сорғысының гидравликалық бөлігін жетілдіруге және жобалауға байланысты мәселелер қарастырылады.

Бұрғылау сорғыларының цилиндр-поршеньді бөліктерінің қолданыстағы конструкцияларын шолу негізінде жобаланған сорғының прототипі таңдалды, құрылымдық кемшіліктері анықталды және патенттік зерттеулер негізінде оларды жоюдың және қондырғының тозуға төзімділігін арттырудың жаңа әдісі ұсынылды.

Машинаның құрылымы пысықталды. Барлық қажетті негіздемелер мен есептеулер келтірілген. Салыстыру көрсеткендей, жобаланған сорғы конструкциясын енгізу әлдеқайда төмен шығындарды қамтамасыз етеді.

Бұл дипломдық жоба графикалық бөлімнің 5 парағынан, 51 парақтағы түсіндірме жазбадан тұрады. Жобаны орындау барысында 12 әдеби дереккөз пайдаланылды.

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте рассматриваются вопросы связанные с усовершенствованием и с проектированием гидравлической части бурового насоса максимальной производительностью 33 л/с, выходным давлением 25 МПа.

На основе проведенного обзора существующих конструкций цилиндропоршневых частей буровых насосов выбран прототип проектируемого насоса, определены конструктивные недостатки и на основе патентных исследований предложен новый способ их устранения и увеличения износостойкости узла.

Проработана конструкция машины. Приведены все необходимые обоснования и расчеты. Сравнение показало, что внедрение разработанной конструкции насоса обеспечит гораздо более низкие эксплуатационные затраты.

Данный дипломный проект состоит из 5 листов графической части, пояснительной записки на 51 листах. В ходе выполнения проекта использовано 12 литературных источников.

ABSTRACT

This diploma project deals with issues related to the improvement and design of the hydraulic part of the drilling pump with a maximum capacity of 33 liters / s, an output pressure of 25 MPa.

Based on the review of existing designs of cylinder-piston parts of drilling pumps, a prototype of the designed pump was selected, design flaws were identified and, based on patent research, a new way to eliminate them and increase the wear resistance of the unit was proposed.

The design of the machine has been worked out. All the necessary justifications and calculations are given. The comparison showed that the implementation of the developed pump design will provide much lower operating costs.

This graduation project consists of 5 sheets of the graphic part, an explanatory note on 51 sheets. In the course of the project, 12 literary sources were used.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	7
1	Техническая часть	8
1.1	Назначение, классификация и основные характеристики буровых насосов	8
1.2	Устройство и принцип работы трехпоршневых насосов одностороннего действия «триплекс»	11
1.3	Выбор и обоснование прототипа	15
2	Специальная часть	19
2.1	Основные достоинства и недостатки насоса НБТ-600	19
2.2	Описание предлагаемого усовершенствования узла	20
2.3	Патентный анализ	24
2.3.1	Патент «Узел клапана» f 16 к 15/02 № 672421	24
2.3.2	Патент «Клапан» f 16 к 15/02 № 1617231	26
2.3.3	Патент «Клапанное устройство» f 16 к 15/02 № 1203299	27
2.4	Усовершенствование клапанного узла	29
3	Расчетная часть	31
3.1	Расчет основных показателей	31
3.1.1	Расчет подачи насосов	31
3.1.2	Расчет давления буровых насосов	32
3.1.3	Определение гидравлической мощности буровых насосов	36
3.2	Расчет конструктивных параметров	37
3.2.1	Расчет поршня и втулки цилиндрической пары	37
3.2.2	Расчет клапанного узла	38
3.3	Расчеты на прочность основных деталей	40
4	Эксплуатационная часть	43
4.1	Эксплуатация и обслуживание буровых насосов	43
4.2	Ремонт буровых насосов	46
5	Охрана труда и техника безопасности	48
5.1	Анализ опасных и вредных производственных факторов	48
5.2	Охрана труда и техника безопасности при эксплуатации бурового насоса	48
	Заключение	50
	Список использованной литературы	51

ВВЕДЕНИЕ

В процессе бурения нефтяных и газовых скважин буровые насосы нашли исключительное применение. Гидравлические процессы требуют для привода буровых насосов затрат большей части энергии привода, расходуемой на бурение нефтяных и газовых скважин.

При работе бурового насоса в нем протекают одновременно два основных процесса: подача промывочной жидкости в скважину и изнашивание компонентов, работающих в среде, содержащей взвешенные частицы горной породы, поднятой с забоя скважины.

Задача совершенствования бурового насосного комплекса, преследующая цель повышения производительности буровых работ, складывается из нескольких проблем, решаемых различным путем:

- повышением эффективности гидравлического действия насосов, выбором схем отвечающим требованиям максимуму к.п.д. и минимуму материалоемкости;

- снижением интенсивности действия факторов изнашивания, повышением износостойкости компонентов;

- резервированием в насосном комплексе с использованием двух насосов (один из которых находится в резерве), повышением восстанавливаемости насоса посредством снижения трудоемкости смены изношенных компонентов, совмещением восстановительных работ с периодами технологических пауз при бурении;

- улучшением дегазации и очистки промывочной жидкости от частиц выбуренной породы.

Безотказность насосного оборудования создает условия для эффективного действия всего комплекса буровых установок, повышения производительности труда в бурении, энергосбережения и ликвидации чрезмерного расхода материал, в частности металла, улучшения экономических показателей наиболее дорогостоящих буровых работ.

На гидравлические показатели буровых поршневых насосов с тяжелыми условиями работы влияют режим эксплуатации, физико-механические свойства промывочной жидкости и газонасыщенность.

Сохранение при работе высокого коэффициента полезного действия или полное использование установленной мощности рассматриваемых гидравлических машин является одной из важнейших задач обслуживающего персонала. Она может быть выполнена только при хорошем знании теории и правил эксплуатации насосов.

1 Техническая часть

1.1 Назначение, классификация и основные характеристики буровых насосов

Буровые насосы предназначены для нагнетания в скважину промывочной жидкости с целью очистки забоя и ствола от выбуренной породы (шлама) и выноса ее на дневную поверхность; охлаждения и смазки долота; создания гидромониторного эффекта при бурении струйными долотами; приведения в действие забойных гидравлических двигателей.

Исходя из назначения и условий эксплуатации к буровым насосам предъявляют следующие основные требования:

- подача насоса должна быть регулируемой в пределах, обеспечивающих эффективную промывку скважины;

- мощность насоса должна быть достаточной для промывки скважины и привода забойных гидравлических двигателей;

- скорость промывочной жидкости на выходе из насоса должна быть равномерной для устранения инерционных нагрузок и пульсаций давления, вызывающих осложнения в бурении, дополнительные энергетические затраты и усталостные разрушения;

- насосы должны быть приспособлены для работы с абразиво- и маслосодержащими коррозионно-активными промывочными растворами различной плотности;

- узлы и детали, контактирующие с промывочным раствором, должны обладать достаточной долговечностью и быть приспособленными к удобной и быстрой замене при выходе из строя;

- крупногабаритные узлы и детали должны быть обеспечены устройствами для надежного захвата и перемещения при работе и техническом обслуживании;

- узлы и детали приводной части должны быть защищены от промывочного раствора и доступны для осмотра и технического обслуживания;

- насосы должны быть приспособлены к транспортировке в собранном виде на далекие и близкие расстояния и перемещению волоком в пределах буровой;

- конструкция насосов должна допускать правое и левое расположение двигателей насосного агрегата;

- надежность и долговечность насосов должны сочетаться с их экономичностью и безопасностью эксплуатации.

В процессе бурения в большинстве случаев раствор циркулирует по замкнутому контуру. Из резервуаров очищения и приготовления раствор поступает в подпорные насосы, которые затем подают его в буровые насосы. Затем буровые насосы подают раствор под высоким давлением (до 40 МПа) по нагнетательной линии, через стояк, гибкий рукав и вертлюг в бурильную

колонну. Часть давления насосов при этом расходуется на преодоление сопротивления в наземной системе. Далее буровой раствор проходит по бурильной колонне (ведущая к бурильным трубам, УБТ и забойному двигателю) к долоту. На этом пути давление раствора снижается вследствие затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений. Затем буровой раствор вследствие разности давления внутри бурильных труб и на забое скважины с большой скоростью выходит из насадок долота, очищая забой и долото от выбуренной породы.

Таблица 1 - Технические характеристики буровых насосов

Параметры	БрН-1	НБТ-600	У8-6МА2	У8-7МА2	УНБТ-800	УНБТ-950	УНБТ-1180
Мощность насоса, кВт	365	600	585	850	800	950	1180
Полезная мощность насоса, кВт	330	540	500	710	720	855	1160
Число поршней	2	3	2	2	3	3	3
Максимальное число двойных ходов поршня в 1 мин	72	135	66	66	135	125	125
Ход поршня, мм	300	250	400	400	250	290	290
Внутренний диаметр цилиндрических втулок, мм:							
- наибольший	180	180	200	200	180	180	180
- наименьший	130	120	130	140	130	140	140
Подача, л/с:							
- наибольшая	34,8	42,9	50,9	50,9	41,4	46,0	46,0
- наименьшая	16,4	19,1	18,9	22,7	22,4	28,8	28,8
Давление, МПа:							
- наименьшее	9,8	11,3	9,6	14,2	17	19	24
- наибольшее	20	25	25	32	32	32	40
Максимальная частота вращения трансмиссионного вала, об/мин	330	425	325	337	412	566	566
Диаметр штока поршня, мм	65	65	80	80	70	60	60
Передаточное число зубчатой пары	4,15	3,15	4,92	5,11	3,05	4,53	4,53
Диаметр проходного отверстия седла клапана, мм	145	145	145	145	145	135	145
Диаметр проходного отверстия коллектора, мм:							
- всасывающего	200	200	275	275	230	230	230
- нагнетательного	95	95	109	125	100	100	100
Габариты насоса, мм :							
- длина	4160	4460	5000	5340	4470	5550	5550
- ширина	2430	2720	3000	3340	2980	3250	5400
- высота	2710	1640	3240	3400	2200	3250	3400
Масса насоса со шкивом, т	13,2	19	27,7	37,3	22,4	22,7	23,5

Поднятый на поверхность отработанный раствор проходит по растворопроводу в блок очистки, где из него удаляются частицы выбуренной породы, песок, ил, газ и др., поступает в устройства для восстановления его качеств и направляется в подпорные насосы.

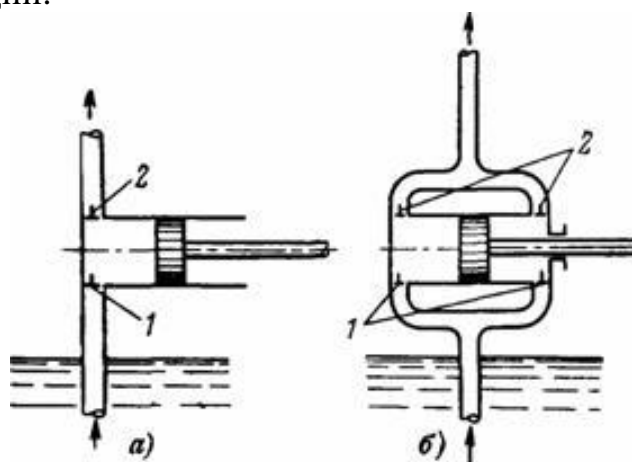
Рабочие органы буровых насосов преимущественно выполняются в виде поршней и плунжеров. Наиболее распространены двухпоршневые насосы двухстороннего действия, на смену которым в приходят трехпоршневые и трёхплунжерные насосы одностороннего действия.

В буровых насосах используются самодействующие пружинные клапаны тарельчатой конструкции. Всасывающие и нагнетательные клапаны взаимозаменяемы. Оси поршней параллельны и располагаются в горизонтальной плоскости по одну сторону от привода насоса. Ведущее звено буровых насосов, сообщающее движение поршням, выполняется в виде вращающегося эксцентрикового, кривошипного, пальцевого либо коленчатого вала.

Ведущий вал приводится от трансмиссионного вала насоса посредством цилиндрической зубчатой пары. Промывочная жидкость перемещается по одноступенчатой и однопоточной схеме, через общую приемную линию и один отвод. Подача насоса изменяется с помощью сменных цилиндрических втулок либо изменением числа ходов насоса.

Пульсации давления, вызываемые неравномерной скоростью поршней, снижаются до практически приемлемого уровня при помощи пневматических компенсаторов. В буровых насосных агрегатах используются преимущественно электродвигатели и дизели, вращение которых передается трансмиссионному валу насоса клиноременной либо цепной передачей.

В настоящее время для бурения глубоких нефтяных и газовых скважин нашли широкое распространение двухпоршневые насосы двухстороннего действия – дуплекс и трехпоршневые насосы одностороннего действия – триплекс; многопоршневые насосы не нашли применения вследствие сложности эксплуатации.



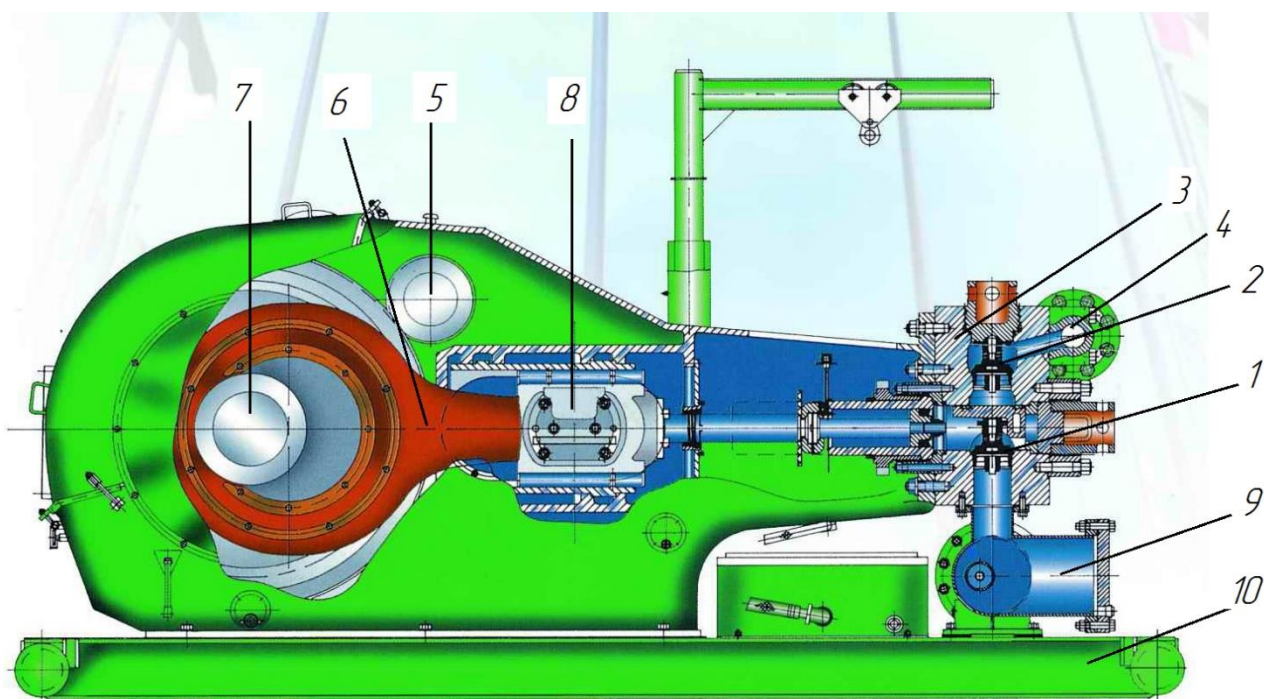
а) насос простого действия, б) насос двойного действия
1 - всасывающие клапаны; 2 - нагнетающие клапаны

Рисунок 1.1 – Принцип работы поршневого насоса

Насосы – триплекс в сравнении с насосами – дуплекс имеют целый ряд преимуществ, так по данным у насоса – триплекс при той же мощности уменьшаются масса и габаритные размеры в 1,4 – 1,5 раза, неравномерность подачи в 2 раза и давления в 5- 6 раз, количество сменных деталей в 1,3 – 1,4, а их масса в 2- 3 раза и средняя наработка на отказ в 1,7 раза.

1.2 Устройство и принцип работы трехпоршневых насосов одностороннего действия «триплекс»

Буровой насос с тремя цилиндрами одностороннего действия при высоком давлении нагнетания и большой гидравлической мощности относительно невелик по размерам и весу, так как частота ходов его поршня обычно в 2,5 раза выше, чем у насоса с двумя цилиндрами двустороннего действия.



I - гидравлическая часть насоса; II - приводная часть насоса;
 1 – всасывающий клапан; 2 –нагнетательный клапан; 3 - гидрокоробка;
 4 – нагнетательный коллектор; 5 - трансмиссионный вал; 6 - шатун;
 7 - кривошипный вал; 8 – крейцкопф; 9 –всасывающий коллектор; 10 –рама

Рисунок 1.2 – Разрез 3-х поршневого бурового насоса

На крупных насосах большой мощности с тремя цилиндрами одностороннего действия применяется поршень, представляющий собой половину обычного поршня двустороннего действия с облегченным поршневым кольцом на обратной стороне.

Поршневое кольцо, обращенное в сторону насосной камеры, нагружено при нагнетательном ходе поршня перепадом давления, равным давлению

нагнетания. На другом поршневом кольце уменьшенного сечения перепад давления не превышает одной атмосферы. Это кольцо защищает рабочую камеру насоса от подсосывания атмосферного воздуха при всасывающем ходе поршня.

Поршень работает в сменной цилиндрической втулке. Уплотнение штока в цилиндре одностороннего действия отсутствует. Шток поршня извлекается, как правило, вместе с поршнем.

Различные фирмы работают над созданием буровых насосов с тремя цилиндрами одностороннего действия более 20 лет.

Опыт использования насосов с тремя цилиндрами одностороннего действия в длительной эксплуатации показал, что для достижения оптимальной продолжительности безотказной работы в тяжелых условиях рекомендуется применять насосы при возможно низкой частоте ходов поршня 85–90 об/мин, т.е. существенно меньшей, чем максимальная паспортная частота, и с поршнями наибольшего диаметра. При этом следует избегать превышения допустимой/ нагрузки по штоку и перегрузки двигателей.

Вертикальный трехплунжерный насос снабжен диафрагменно-поршневым разделителем. Плунжеры и уплотнения работают на чистой воде, находящейся в камере.

Буровые насосы – триплекс отечественного и зарубежного производства отличаются большим разнообразием схем гидравлической части. В отношении движения промывочной жидкости наилучшей является схема с размещением клапанов в данной секции друг над другом, что обеспечивает прямооточность, наименьшую величину гидравлического сопротивления, минимальный объем мертвого пространства. Значение последнего усиливается при большей быстроходности, когда его отрицательное влияние на объемный КПД возрастает. Однако при такой схеме затрудняется доступ к всасывающим клапанам. Для облегчения доступа к ним выпускают гидравлические коробки с L – образными секциями. Клапаны в них смещены по оси секций. При этом, однако, наряду с ухудшением их гидравлического совершенства затрудняется замена цилиндрических втулок и поршней, которые приходится извлекать «назад», т.е. в сторону механической части. Чтобы обеспечить извлечение «вперед», необходимо узел всасывающего клапана опустить существенно ниже оси цилиндрической втулки, а это придает громоздкость конструкции. Существуют насосы, в которых достигнут конструктивный компромисс, т.е. всасывающие клапаны на L – образных секциях спущены, но так, чтобы поршень вынимался «вперед», а цилиндрическая втулка «назад».

Подобно насосам – дуплекс гидрокоробки крепятся к станине насоса и связаны между собой приемным и нагнетательным коллекторами. Цилиндрические втулки насосов – триплекс отличаются меньшей длиной и массой и имеют гладкую наружную поверхность, либо снабжены наружным кольцевым буртиком. Значительная часть цилиндрической втулки выносится из гидрокоробки в сторону приводного блока.

В результате этого уменьшаются габариты гидрокоробок и длина штока.

Простая конструкция узлов крепления и уплотнения цилиндрических втулок способствует сокращению продолжительности ремонтных работ, связанных с их заменой.

При конструировании предпочтение отдавалось требованиям удобства замены сменных деталей, увеличения длительности срока службы, низкой стоимости эксплуатации. Гидрокоробки выполнены из кованных заготовок, материал которых по химическому составу близок к стали 30, но с пониженным содержанием серы (0,005%) и фосфора (0,014%).

Общий вид трехпоршневого бурового насоса представлен на (рис.1.3).

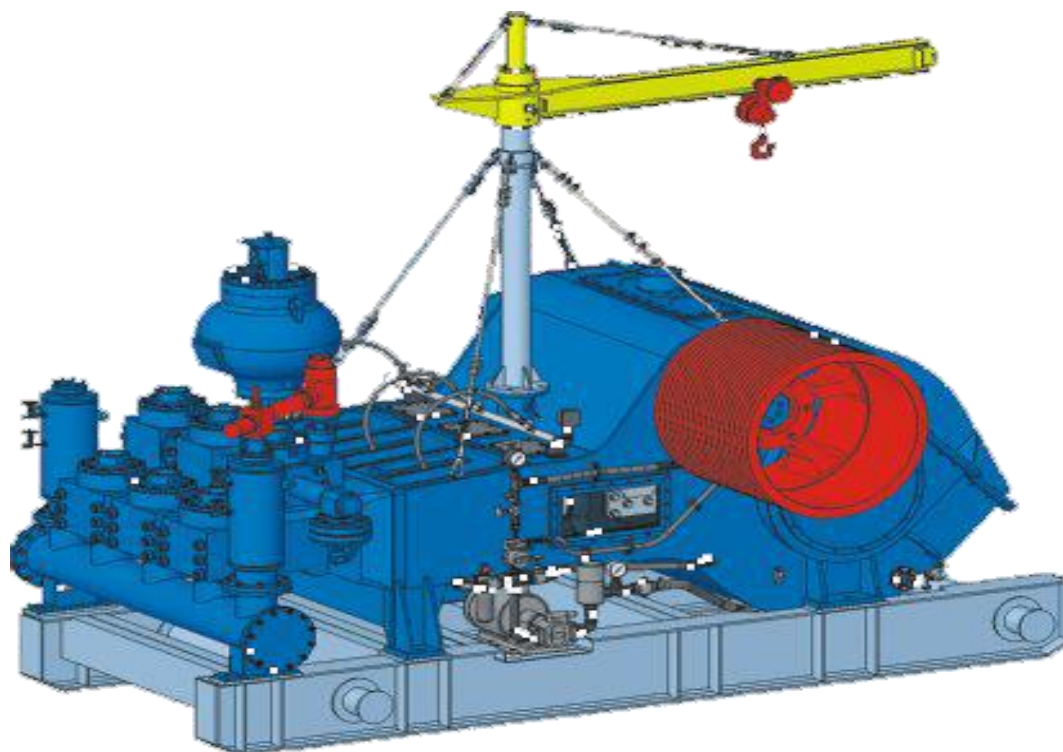


Рисунок 1.3 – Общий вид насоса НБТ-600

Трехпоршневые насосы одностороннего действия обеспечивают наименьшую степень неравномерности давления на выходе и наименьший расход клапанов и штоков поршня в сравнении с двухпоршневыми насосами двухстороннего действия.

Применение гидрокоробок из высокопрочной легированной стали и ионное азотирование зубчатой передачи гарантируют назначенный ресурс насоса.

Гидрозатворное устройство цилиндрической поршневой группы исключает процесс подсасывания воздуха с тыльной стороны поршня и процесс газонасыщения бурового раствора. Помимо этого, устройство обеспечивает смазку и охлаждение пары трения поршня и цилиндра.

Двухкамерное уплотнение штока ползуна устраняет потери масла из картера, его загрязнение буровым раствором. Смазка редукторной части состоит из двух систем: принудительной и самотечной из накопительных

лотков. Принудительная система смазки выполнена с автоматическим поддержанием постоянного давления масла в маслопроводах.

Наличие в конструкции предохранительного клапана блокирующего устройства отключает привод буровых насосов при превышении давления в нагнетательном трубопроводе с одновременным сбросом избыточного давления.

Конструкция насоса позволяет использовать трансмиссию привода с любой стороны насоса или с обеих сторон. Присоединение трубопроводов с обеих сторон обеспечивается всасывающим и нагнетательным коллекторами.

Конструктивные особенности:

- Мощность и давление насоса на каждом диаметре поршня позволяет осуществлять технологию проводки скважины с применением форсированного режима бурения.

- Трехпоршневые насосы одностороннего действия обеспечивают наименьшую степень неравномерности давления на выходе и наименьший расход клапанов и штоков поршня в сравнении с двухпоршневыми насосами двухстороннего действия.

- Применение кованных гидрокоробок из высокопрочной легированной стали и ионное азотирование зубчатой передачи гарантируют назначенный ресурс насоса.

- Гидрозатворное устройство цилиндропоршневой группы исключает процесс подсосывания воздуха с тыльной стороны поршня и процесс газонасыщения бурового раствора. Помимо этого, устройство обеспечивает смазку и охлаждение пары трения поршня и цилиндра.

- Двухкамерное уплотнение штока ползуна устраняет потери масла из картера, его загрязнение буровым раствором.

- Смазка редукторной части состоит из двух систем: принудительной и самотечной из накопительных лотков. Принудительная система смазки выполнена с автоматическим поддержанием постоянного давления масла в маслопроводах.

- Наличие в конструкции предохранительного клапана блокирующего устройства отключает привод буровых насосов при превышении давления в нагнетательном трубопроводе с одновременным сбросом избыточного давления.

- Конструкция насоса позволяет использовать трансмиссию привода с любой стороны насоса или с обеих сторон.

- Присоединение трубопроводов с обеих сторон обеспечивается всасывающим и нагнетательным коллекторами.

Преимущества

- экономичность – за счет снижения расходов на эксплуатацию;
- надежность и безаварийность – благодаря повышенной износостойкости деталей за счет упрочнения наиболее нагруженных деталей методом ионного азотирования рабочих поверхностей;

– простота в эксплуатации и ремонте – за счет рационального решения гидравлической и редукторной частей;

1.3 Выбор и обоснование прототипа

По заданным параметрам дипломного проекта из вышеперечисленных ранее насосов, был выбран трехпоршневой насос одностороннего действия НБТ – 600.

Насос трехпоршневой одностороннего действия состоит из приводной и гидравлической частей. В приводной части преобразуется вращательное движение ведущего шкива в возвратно-поступательное движение поршней. В гидравлической части механическая энергия от поршней передается к жидкости, преобразуясь в гидродинамическую энергию промывочной жидкости.

Приводная часть включает в себя:

- корпус сварной конструкции;
- трансмиссионный вал;
- кривошипно-ползунный механизм;
- системы смазки узлов трения (принудительную с подачей масла под давлением шестеренным электронасосом и самотечную из накопительных лотков).

– В состав приводной части входят станина, где имеется коренной вал с зубчатым колесом, узел трансмиссионного вала, шатун, ползун и промежуточный шток.

Приводная часть насоса должна быть надежна защищена от грязи, пыли и воды.

Конструкция должна допускать привод от электродвигателей и дизельного силового привода.

Вес, габариты и конструкция насоса должны допускать его транспортировку при помощи промысловых транспортных средств, так и молоком в пределах промыслов, а иногда и на расстояние до 100 км, для чего насосы должны быть снабжены жесткой рамой.

Поршневые насосы должны быть оборудованы устройствами для обеспечения равномерности подачи жидкости.

Насос должен иметь предохранительный клапан на случай повышения давления выше предельного.

Гидравлическая часть

В гидравлической части насоса происходит передача энергии от поршней к жидкости.

Гидравлическая часть (рис.1.4) включает:

- гидравлический блок;
- пневмокомпенсаторы входной и выходной;

- систему охлаждения штоков поршней;
- предохранительный клапан диафрагменного типа с датчиком для отключения привода при его срабатывании в момент превышения давления сверх нормативного расчетного значения.

Основными элементами гидравлической части являются гидравлическая коробка, цилиндрические втулки, поршни, штоки, клапаны, сальники и др.

В гидравлической части насоса двухстороннего действия раствор подается при ходе поршня как в одну, так и в другую сторону. Поэтому в отличие от насосов одностороннего действия, поршень имеет манжеты для двухстороннего уплотнения, и выход из строя одного из уплотнений ведет к перетеканию раствора из одной полости в другую, что не сразу обнаруживается. Кроме того, абразивные частицы скапливаются между двумя уплотнениями, что повышает износ втулки цилиндра.

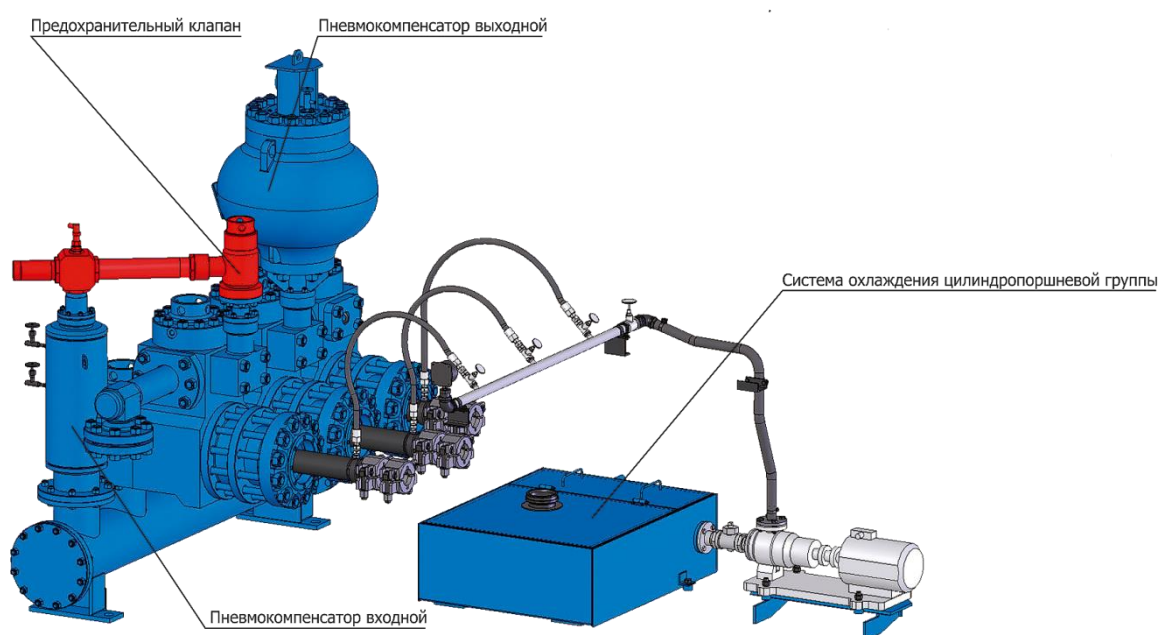


Рисунок 1.4 – Гидравлическая часть насоса

Гидравлическая коробка (рис.1.6) служит для:

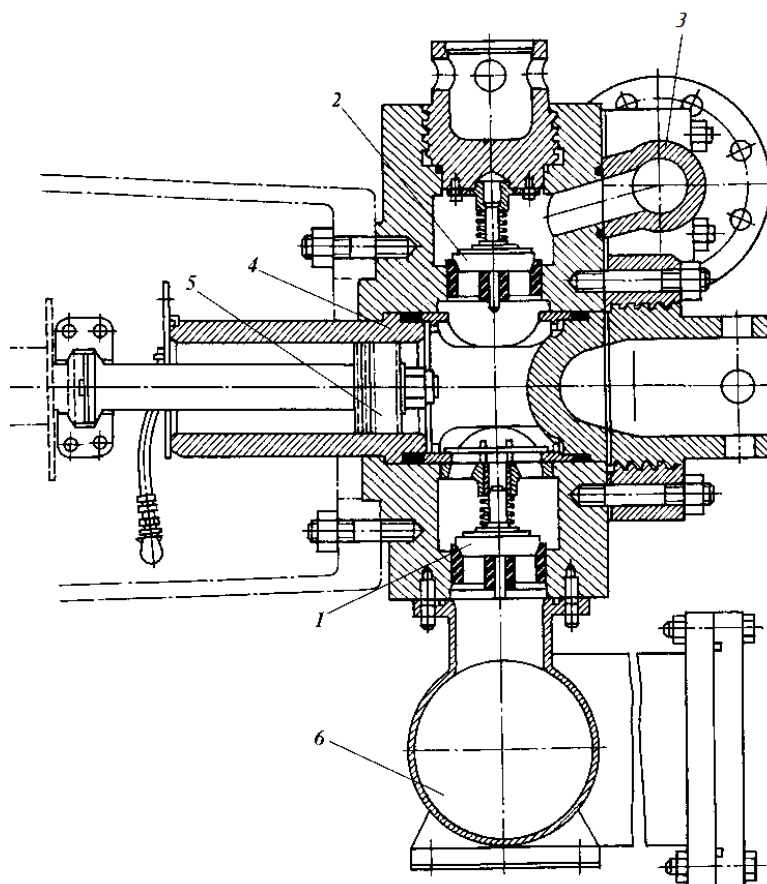
- 1) образования рабочих камер;
- 2) образования каналов, по которым жидкость подводится к рабочим камерам и отводится от них;
- 3) размещения и крепления клапанов и всех остальных элементов гидравлической части;
- 4) присоединения гидравлической части к приводной и их совместной установке на раме.

В гидравлических коробках цилиндры отливаются вместе с клапанными коробками из качественной углеродистой стали с толщиной стенок 20-25 мм. Толщина стенок выбирается в зависимости от величин возникающих напряжений.

Отличительная особенность цельных коробок жесткость конструкции возможность предельного сближения осей цилиндров, что позволяет сделать насос более компактным и снизить его массу.

Целесообразность выбора той или иной конструкции гидравлической коробки определяется технологическими возможностями завода, если можно получить литье высокого качества, то лучше применять сварную конструкцию из литых элементов.

В гидравлической коробке насоса нагнетательные клапаны расположены прямо над цилиндром. Всасывающие клапаны расположены снизу с внешней стороны цилиндров. Возможны также расположение всасывающего и нагнетательного клапаны на одной оси, однако их соосное расположение затрудняет доступ к нижнему клапану.



1-всасывающий клапан, 2-нагнетающий клапан, 3-нагнетающий коллектор, 4-цилиндрическая втулка, 5-поршень, 6-всасывающий коллектор

Рисунок 1.5 – Гидравлический блок насоса

Преимуществом такой конструкции является то, что при одноосном расположении каналы короткие и объем мертвого пространства не велик однако эти преимущества в данном насосе не существенны.

Взаиморасположение всасывающего и нагнетательного клапанов должно быть таким, чтобы путь жидкости между ними был прямой и короткий. Формы рабочих камер должна обеспечить удаление воздуха или газов попавших в них

во время всасывания, через нагнетательный клапан при последующем ходе нагнетания. Для этого нигде не должно быть полостей, в которых газ мог бы накапливаться и оставаться во время хода нагнетания. С этой целью всасывающий клапан расположен ниже нагнетательного.

Поток жидкости выходящей из клапанной щели должен плавно направляться стенками клапанной коробки симметрично относительно оси клапана, не создавая одностороннего отжима тарели клапан во избежание одностороннего ее износа. С этой целью выход из клапанной коробки в нагнетательный коллектор следует выполнять на достаточной высоте под клапаном.

Клапаны втулки цилиндров, поршни, уплотнители штоков и штоки работающие в условиях высоких давлений в среде высокообразной жидкости, значительно изнашиваются и не могут работать несколько тысяч часов, как это требуется для насоса. Поэтому конструкция быстро изнашивающихся деталей должна быть простой, чтобы обеспечить возможность их быстрой замены.

В клапанных коробках помещают сменные втулки, уплотняемые резиновым кольцом. Во втулках движутся поршни, представляющие собой стальной сердечник, гуммированный резиной. Посадка поршня на штоке цилиндрическая с закреплением гайкой или контргайкой.

Изменение подачи и давления осуществляется при помощи сменных цилиндрических втулок и поршней насоса.

Для повышения износоустойчивости внутренняя поверхность втулок накаливается токами высокой частоты.

Цилиндровые втулки в клапанных коробках закрепляются крышками через нажимные коробки.

Шток поршня в месте соединения гидравлической и приводной частей уплотнен самоуплотняющимся сальником, состоящим из трех манжет. Поджатие манжет осуществляется при помощи нажимной втулки и шанца. Приемные камеры клапанных коробок соединены сварным всасывающим коллектором, фланец которого присоединен к трубопроводу манифольда насосной установки. Одновременно коллектор служит опорой для гидравлической части.

2 Специальная часть

2.1 Основные достоинства и недостатки насоса НБТ-600

Буровые поршневые насосы применяются для промывки при бурении структурно-поисковых, нефтяных и газовых скважин. Буровые насосы подают промывочный раствор через колонну бурильных труб к забою скважины для выноса разрушенной долотом породы. В случае турбинного бурения, кроме очистки забоя, движущийся промывочный раствор передает энергию турбобуру, вращая долото.

Буровые поршневые насосы по сравнению с поршневыми насосами, работающими на определенных режимах и перекачивающими ньютоновские жидкости с конкретными физико-механическими свойствами (вода, масло и т. п.), находятся в более тяжелых условиях.

С увеличением глубины скважины давление в напорном трубопроводе насоса увеличивается. Буровым насосом приходится перекачивать вязко-пластичные жидкости - глинистые растворы с плотностью от 1 до 2,2 г/см³, текучие и нетекучие и с различной степенью газонасыщенности.

Знание степени влияния перечисленных факторов на гидравлические показатели буровых поршневых насосов важно как с научной, так и с практической точек зрения.

В настоящее время в числе важнейших научно-технических тем в области нефтяной промышленности предусматривается разработка вопросов технологии проводки скважин на глубину 7 - 10 тыс. м. Известно, что с увеличением глубины бурящейся скважины растет давление на выкиде насоса. В связи с этим создаются буровые поршневые насосы, способные развивать высокие давления.

Итак, к преимуществам насоса можно отнести

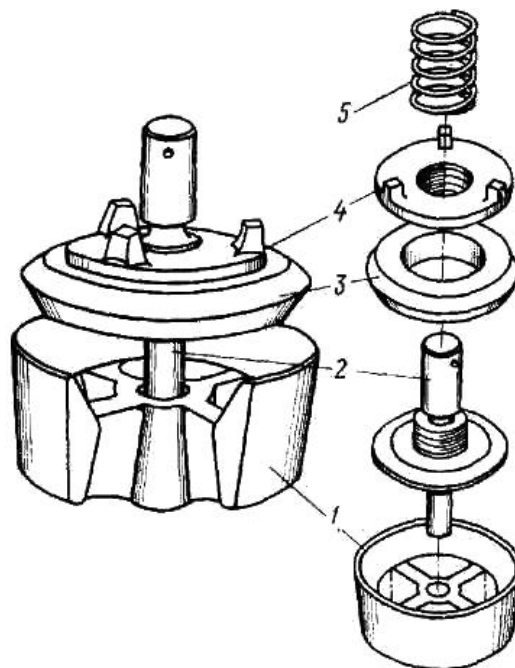
- независимость подачи от напора;
- высокий КПД;
- тихоходность;
- экономичность – за счет снижения расходов на эксплуатацию;
- надежность и безаварийность – благодаря повышенной износостойкости деталей за счет упрочнения наиболее нагруженных деталей методом ионного азотирования рабочих поверхностей;
- простота в эксплуатации и ремонте – за счет рационального решения гидравлической и редукторной частей.

К недостаткам

- высокая стоимость;
- сложность конструкции;
- сложность регулирования подачи;
- чувствительность к механическим примесям;

2.2 Описание предлагаемого усовершенствования узла

Клапаны насосов предназначены для периодического открытия и закрытия всасывающих и нагнетательных отверстий цилиндров. В буровых поршневых насосах применяют самоподъемные клапаны тарельчатого типа, т. е. с одной выходной щелью. Кольцевые клапаны (с несколькими концентрическими щелями) не применяют, так как при упругом уплотнении клапана это приводит к значительному увеличению разницы между давлением в цилиндре и над клапаном в момент бурового насоса: его открытия.



1 – седло; 2 – тарель со штоком; 3 – уплотнение; 4 – гайка; 5 – пружина

Рисунок 2.1 – Детали клапана

Клапан (рисунок 2.1) состоит из седла, тарели с направляющим штоком, уплотнения, элементов крепления и пружины. Уплотняющая поверхность коническая с углом наклона $30\text{—}60^\circ$.

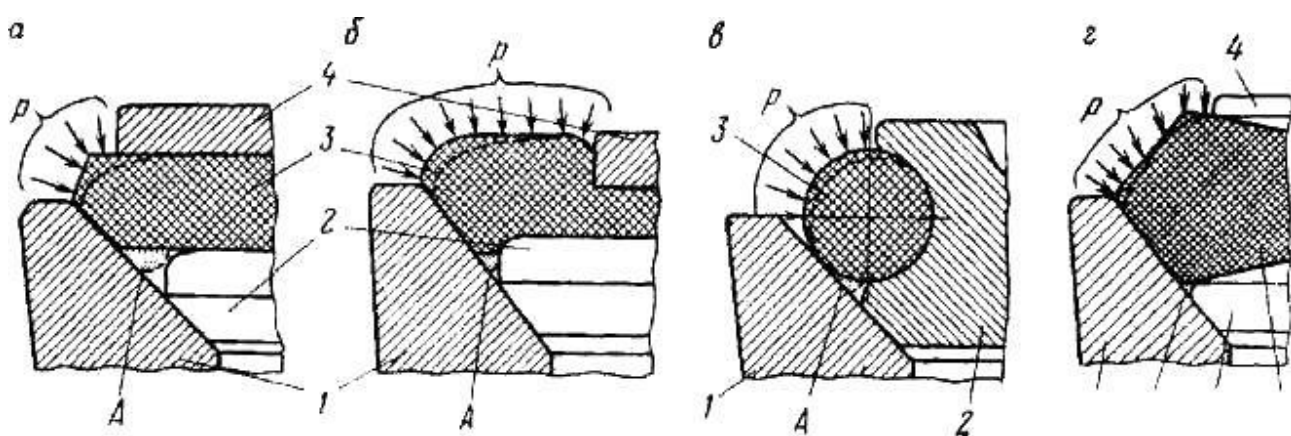
При прокачке буровых растворов, содержащих абразивные частицы, особенно при прокачке утяжеленных растворов, срок службы клапанов сильно сокращается, в ряде случаев вместо $300\text{—}500$ ч составляет всего $20\text{—}30$. Поэтому конструкция клапанов, клапанных коробок и их крышек должна допускать быструю их смену, ремонт и осмотр. Для удобства эксплуатации и изготовления всасывающие и нагнетательные клапаны выполняют взаимозаменяемыми.

Клапаны должны обеспечивать безударную посадку на седло при переменных режимах работы и иметь минимальные гидравлические потери. Он должен иметь надежное направление, обеспечивающее точную посадку на седло одновременно по всей поверхности посадочного пояса. Тарель должна быть возможно легкой, а посадочный конический пояс узким. В насосах, работающих при давлениях более 20 МПа, на тарель клапана действуют

большие силы (300—400 кН), в результате чего на посадочном пояске возникают высокие удельные нагрузки, приводящие к его быстрому износу. В этих случаях лучше применять клапан, в котором предусмотрена его посадка одновременно как на уплотняющий пояс, так и на нижнюю плоскость поверхности тарели и на ребра седла.

В насосах с небольшими нагрузками на клапан одновременную посадку клапана на седло и ребра не осуществляют, чтобы упростить изготовление.

Наиболее ответственным элементом, определяющим долговечность клапана, является конструкция уплотняющего кольца и посадочных поверхностей седла и тарели. Формы узла сопряжения этих трех элементов должны так сочетаться с твердостью уплотняющего кольца и давлением, чтобы не вызывать чрезмерных деформаций и износа какого-либо из его элементов под действием переменных циклических нагрузок.



1 - седло; 2 - тарель; 3 - кольцо уплотняющее; 4 - диск зажимной
Рисунок 2.2 - Схема действия различных уплотнений клапанов

Надо учитывать, что пластические материалы и резины при всестороннем сжатии жидкостью почти не меняют своего объема, но легко меняют форму и заполняют свободное пространство под действием сил, создаваемых разностью давлений.

Если тарель клапана садится на седло раньше, чем уплотняющее кольцо, то раствор, прорываясь в щель клапана, быстро размывает металлические посадочные поверхности. Если же уплотняющее кольцо садится на седло ранее тарели, то под действием давления пластичный материал будет вдавлен в щель и его уплотняющая кромка быстро разрушится. Величина щели между тарелью и седлом зависит от размеров зерен твердых частиц прокачиваемого раствора. Поэтому в настоящее время уплотняющие кольца для высоких давлений делают большого сечения со скругленными краями из жестких пластмасс типа полиуретана или синтетических резин, иногда армированных тканью.

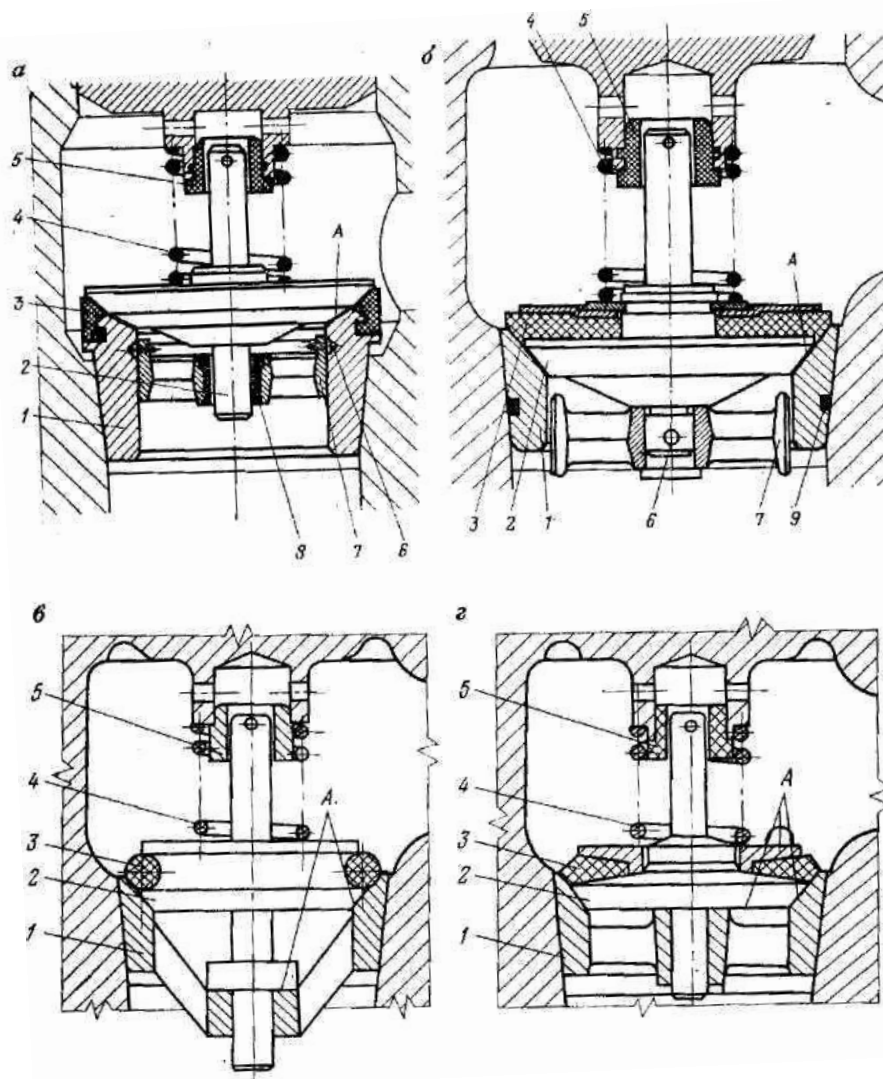
На рисунке 2.2 приведены различные уплотняющие элементы клапанов, где Л—деформируемая часть уплотнительного кольца под действием давления.

При давлениях 10—15 МПа уплотнения с плоским кольцом постоянной толщины (рисунок 2.2, а) работают удовлетворительно при давлениях более 15

МПа срок их службы сокращается. Уплотнения с утолщенным ободом кольца (рисунок 2.2, б) при давлениях 15-20 МПа обладают удовлетворительной работоспособностью, однако при давлениях более 20 МПа она сильно снижается. Уплотняющие кольца с круглым (рисунок 2.2, в) и ромбовидным (рисунок 2.2, г) сечением, изготовленные из полиуретана (твердость по прибору ТИР 86—96) или жестких резин, при давлениях более 20 МПа долговечнее, чем другие конструкции.

Конструкции клапанов весьма разнообразны.

На рисунке 2.3, а показан клапан с уплотняющим кольцом на седле, что уменьшает массу и улучшает динамические качества клапана. Однако практика эксплуатации показала, что клапан с уплотнением на седле менее долговечен, чем клапан с уплотнением на тарели.



- 1 – седло; 2- тарель со штоком; 3 - уплотнение тарели; 4 – пружина;
 5, 8 – втулки направляющие верхняя и нижняя; 6 – фиксатор;
 7 – крестовина направляющая; 9 – уплотнение седла

Рисунок 2.3 – Конструкции клапанов

На рисунке 2.3, б изображен клапан с уплотняющим кольцом постоянной толщины и острой уплотняющей кромкой; этот клапан обладает небольшим

ресурсом долговечности при высоких давлениях. Нижняя направляющая крестовина укреплена на клапане, что увеличивает его массу и отрицательно сказывается па работе. Тарель можно посадить только на конический ее пояс, в результате чего возникают большие контактные напряжения.

Некоторые конструкции клапанов для работы при высоких давлениях показаны на рисунке 3, в и г: на рисунке 3, в — клапан с уплотняющим кольцом круглого сечения с двумя опорными поверхностями — на коническом пояске тарели и торцовой части нижней направляющей, а на рисунке 3, г — клапан с уплотняющим кольцом большой толщины; ромбовидная форма обеспечивает высокую долговечность. Конструкция клапана облегчена, тарель снабжена стержнем, движущимся в направляющих втулках седла и верхней крышки. Посадка тарели осуществляется одновременно на конический пояс и крестовину седла.

Окончательный выбор того или иного конструктивного решения может быть сделан только после экспериментальной проверки эффекта сочетания всех заложенных в конструкцию факторов, форм деталей, геометрических размеров и свойств материалов.

Тарель клапана рекомендуется изготавливать утопающей на 1—1,5 мм в эластичном уплотнении или с углом наклона образующей конической поверхности уплотнения, несколько не совпадающим с углом наклона посадочной поверхности, чтобы клапан сначала садился на уплотнение. На конструкцию уплотнения необходимо обратить особое внимание, так как клапан выходит из строя в основном не в результате нормального износа, а вследствие промывов, образующихся после того, как из-за усталостного износа неправильно сконструированной формы сечения разрушается уплотнение.

Для уменьшения износа уплотняющих поверхностей клапанов тарели и седла их термически обрабатывают либо по всему объему, либо только по посадочным поверхностям с нагревом токами высокой частоты или цементируют на глубину 1,5—2 мм и закаливают. Закалку с нагревом ТВЧ проводят на глубину 2—4 мм. Твердость тарели клапана 48—56 HRC. Для клапанов применяют конструкционные стали марок 40X, 40XHM, 40XC, 38XCT и др. При цементации применяют низкоуглеродистые легированные конструкционные стали марок 20Г, 18ХГТ, 20ХНЗ и др. Для изготовления седел клапанов используют стали марок 38XC, 5ХГМ, 40ХНЗ, 40X, при закалке после цементации — стали марок 25ХНМА, 20ХНЗ и др.

Твердость поверхностей седла 50—60 HRC. Посадочные поверхности не должны иметь чернот и других дефектов, должны быть концентричны с направляющими цилиндрическими поверхностями и обеспечивать одновременно посадку на коническую поверхность и на ребра.

Втулка верхнего штока из резины обычно съемная. Пружины клапанов цилиндрические, спиральные, работающие на сжатие, обычной конструкции. Материалом для их изготовления служит цельнотянутая пружинная проволока из стали марки 60С2А с твердостью 40—50 HRC.

Рассмотрим некоторые патенты

2.3 Патентный анализ

2.3.1 Патент «Узел клапана» f 16 k 15/02 № 672421

Изобретение относится к клапанным устройствам гидравлических машин, перекачивающих чистые и абразивосодержащие жидкости, может быть использовано в буровых насосах. Известен узел клапана, содержащий седло с крестовиной, выполненное с каналом, и клапан, включающий верхний и нижний штоки, соединенные с буртом-уплотнитель, установленный между буртом и тарелью.

Известен также узел клапана, содержащий седло с крестовиной, выполненное с каналом, и тарельчатый запорный орган с уплотнителем, установленный на штоке между буртом и выступом с возможностью перемещения вдоль него.

Недостатками известных устройств являются относительно высокие динамические нагрузки при посадке клапана на седло, а также значительное возрастание напряжений в уплотнителе при износе опорных поверхностей, что снижает долговечность и надежность клапана.

Целью изобретения является повышение долговечности и надежности клапанного узла.

Указанная цель достигается тем, что канал крестовины выполнен ступенчатым с двумя участками различного диаметра, причем в участке канала большего диаметра размещен хвостовик штока, диаметр которого больше диаметра меньшего участка канала.

На 2.4 представлен узел клапана, разрез.

Узел клапана содержит седло 1 с крестовиной 2, в которой выполнен ступенчатый канал с участками 3 и 4.

На штоке 5 с хвостовиком б выполнены бурт 7 и выступ 8, между которыми установлены тарель 9 и уплотнитель 10. Пружина 11 обеспечивает закрытие клапана.

Узел клапана работает следующим образом.

При закрытии клапана происходит посадка тарели 9 на седло 1. При этом под действием перепада давления бурт 7 вместе со штоком 5 опускается относительно тарели 9, которая свободно установлена на штоке 5 (по ходовой посадке). В результате уплотнитель 10 дополнительным усилием будет сжиматься между тарелью 9 и буртом 7, в результате чего достигается относительно высокая герметичность клапана при минимальном предварительном натяжении уплотнителя 10 относительно конуса седла 1. Это, в свою очередь, уменьшает динамические нагрузки при взаимодействии тарели 9 с седлом 1.

При выполнении тарели 9, плавающей относительно штока 5, динамические нагрузки также снижаются за счет уменьшения перекоса тарели 9 относительно седла 1, так как тарель имеет возможность угловых перемещений относительно выступа 8, который практически всегда имеет смещение относительно участка 3 ступенчатого канала седла 1 вследствие

несоосности направляющих, выполненных в гидравлической коробке насоса. При плавающей тарели 9 пружина 11 соединена с тарелью 9 через уплотнитель 10, который является амортизатором при закрытии клапана, что также снижает динамические нагрузки,

Выступ 8 обеспечивает крепление та-20 рели 9 на штоке 5 и ее плотный контакт с уплотнителем 10.

При износе опорных поверхностей тарель 9 будет проседать относительно седла 1, и хвостовик 6 тока начнет взаимодействовать с торцевой поверхностью в зоне перехода одного участка ступенчатого канала в другой, что приведет к снижению напряжений в материале уплотнителя от его сжатия между тарелью 9 и буртом 7. Однако при этом одновременно возрастут напряжения в материале уплотнителя 10 от его просадки вместе с тарелью 9 относительно седла 1, следовательно, в процессе изнашивания клапанного узла напряжения в материале уплотнителя 10 автомагически будут сохраняться относительно низкими, что предотвращает возрастание динамических нагрузок в процессе изнашивания узла клапана. Разгрузочный участок 4 канала обеспечивает удаление абразива из зоны взаимодействия хвостовика 6 штока 5 с початого канала.

При соединении уплотнителя 10 с тарелью, например, при помощи клея снижаются деформации уплотнителя в направлении уплотняемого зазора, что повышает срок его службы, а следовательно, узла клапана в целом. В этом случае весьма просто соединить уплотнитель с тарелью в виде диска по одной плоскости.

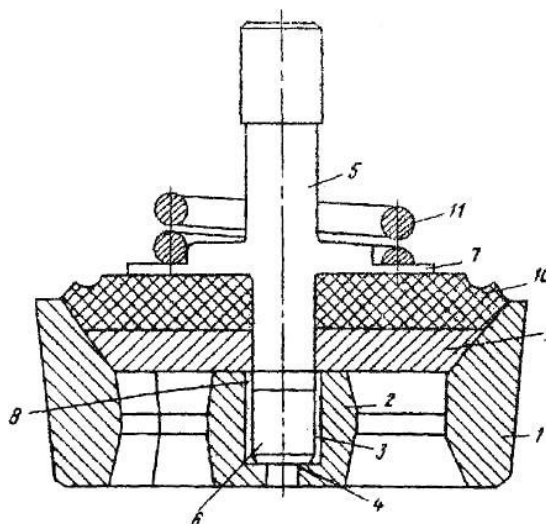


Рисунок 2.4 Узел клапана

Узел клапана, содержащий седло с крестовиной, выполненной с каналом, и тарельчатый запорный орган с уплотнителем, установленный на штоке с хвостовиком с возможностью перемещения вдоль него, о тли чающий с я тем, что, с целью повышения долговечности и надежности, канал крестовины выполнен ступенчатым с двумя участками различного диаметра, причем в участке канала большего диаметра размещен хвостовик штока, диаметр которого больше диаметра меньшего участка канала.

2.3.2 Патент «Клапан» f 16 к 15/02 № 1617231

Изобретение относится к арматуростроению и может быть использовано в качестве клапана бурового насоса. Целью изобретения является упрощение конструкции клапана. При закрытии клапана тарель 5 садится на седло 1, взаимодействуя опорной поверхностью 9 с крестовиной 2. Дальнейшее опускание штока 4 с нажимной шайбой 7 обеспечивает герметизацию седла за счет деформации уплотнительного элемента 6. Деформация уплотнительного элемента 6 ограничивается ходом штока 4 до касания ограничительным выступом 10 крестовины 2.

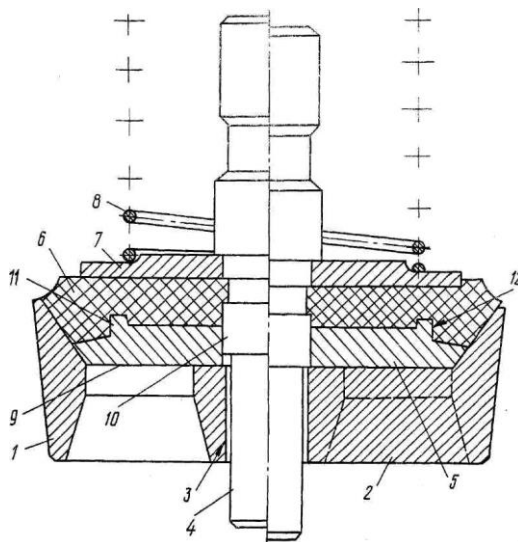


Рисунок 2.5 – Клапан в разрезе

Изобретение относится к арматуростроению и может быть использовано в качестве клапана буровых насосов.

Цель изобретения — упрощение конструкции клапана за счет изменения конфигурации штока запорного органа.

На чертеже изображен клапан на левой стороне чертежа клапан в закрытом положении, на правой — в закрытом положении при большом перепаде давлений на клапане.

Клапан содержит седло 1 с крестовиной 2. В центральном отверстии 3 крестовины 2 размещен шток 4 запорного органа, выполненного в виде тарели 5 с уплотнительным элементом 6 и нажимной шайбы 7, поджатой пружиной 8. Тарель 5 выполнена с опорной поверхностью 9, взаимодействующей с крестовиной 2 при посадке запорного органа на седло 1.

На штоке 4 выполнен ограничительный выступ 10, расположенный выше опорной поверхности 9 тарели 5. Диаметр ограничительного выступа 10 выполнен больше диаметра отверстия 3 крестовины 2.

На поверхности тарели 5, обращенной к уплотнительному элементу 6, выполнен кольцевой выступ 11, размещенный неподвижно в кольцевой впадине 12 уплотнительного элемента 6.

В процессе закрытия клапана при посадке тарели 5 на седло 1 уплотнительный

элемент 6 обеспечивает герметизацию уплотнительного стыка.

При возрастании перепада давления на клапане шток 4 вместе с нажимной шайбой 7 опускается относительно тарели 5, сжимая уплотнительный элемент 6, который, деформируясь, повышает усилие герметизации до тех пор, пока ограничительный выступ 10 штока не коснется крестовины 2. Наличие выступа 10 ограничивает перемещение штока 4 и нагрузки на уплотнительный элемент 6, предотвращая его преждевременное разрушение.

Клапан, преимущественно для бурового насоса, содержащий седло с крестовиной, в центральной отверствии которой размещен шток запорного органа, выполненного в виде подпружиненной нажимной шайбы и тарели с уплотнительным элементом и опорной поверхностью, взаимодействующей с крестовиной, причем шток снабжен кольцевым ограничительным выступом, отличающийся тем, что, с целью упрощения конструкции, кольцевой ограничительный выступ штока расположен выше опорной поверхности тарели, а диаметр ограничительного выступа больше диаметра отверстия крестовины.

2.3.3 Патент «Клапанное устройство» f 16 к 15/02 № 1203299

Клапанное устройство, содержащее перекрывающий седло запорный орган и взаимодействующее с ним отжимное устройство, отличающееся тем, что, с целью повышения экономичности, отжимное устройство выполнено в виде взаимодействующих друг с другом кольцевых магнитных элементов, один из которых закреплен на запорном органе, а другой - на седле с осевым смещением относительно первого в сторону открытия клапана.

Изобретение относится к арматуростроению и может быть использовано в насосостроении.

Цель изобретения - повышение экономичности клапана путем уменьшения запаздывания закрытия клапана.

Клапанное устройство содержит седло 1, перекрываемое запорным органом 2, и отжимное устройство, выполненное в виде кольцевых магнитных элементов. Запорный орган 2 содержит . закрепленный на штоке 3 между уплотнительной втулкой 4 с уплотнительным элементом 5 и тарелью 6 один из магнитных элементов, содержащий нижний магнитопровод 7, постоянный магнит 8S размещенный в промежуточном кольце 9 из немагнитного материала, и верхний магнитопровод 10.

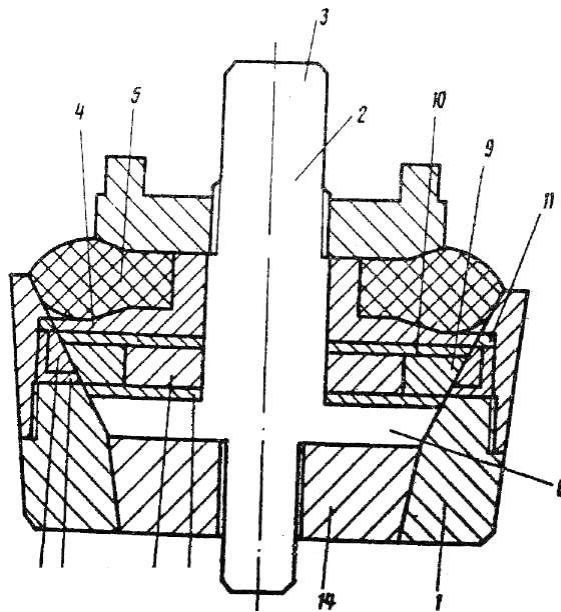


Рисунок 2.6 – Клапанное устройство в разрезе

Седло 2 выполнено из двух соединенных на резьбе частей, между которыми закреплен второй магнитный элемент, состоящий из верхнего и нижнего полюсников 11 и 12, разделенных межполюсным кольцом 13 из немагнитного материала. Толщина кольца 13 равна толщине кольца 99 а толщина магнитопроводов 1 и 10 равна толщине полюсников 11 и 12.

В закрытом положении клапана магнитный элемент 4, установленный на седле, смещен относительно магнитного элемента на запорном органе в сторону открытия клапана. Шток 3 запорного органа 2 размещен в направляющей 3 4 с отверстиями для прохода рабочей среды.

Клапанное устройство работает следующим образом.

При закрытом клапане (см, чертеж) магнитопроводы 7 и 10 стремятся притянуться к полюсникам 12 и 11 соответственно. Этим самым уменьшается давление открытия клапана. Вертикальная составляющая магнитного взаимодействия направлена вверх и в процессе открытия клапана уменьшается, а при положении, когда магнитопровод 7 и полюсник 12, а также магнитопровод 10 и полюсник 11 находятся на одном горизонтальном уровне один с другим, равна нулю. При дальнейшем открытии клапана магнитопроводы перемещаются выше уровней расположения полюсников, возникающая при этом сила магнитного 15 взаимодействия магнитопроводов и полюсников стремится закрыть клапаны и при движении его вниз уменьшает угол запаздывания закрытия. (Вертикальная составляющая направлена вниз).

При опускании тарели на седло в момент прохождения клапаном положения , в котором совпадают уровни магнитопроводов и полюсников, вертикальные составляющие магнитного взаимодействия равны нулю, Под действием давления жидкости и собственного веса клапан продолжает опускаться, а вертикальная составляющая сил магнитного взаимодействия полюсников и магнитопроводов направлена вверх, уменьшая динамические нагрузки, В связи с тем, что межполюсное кольцо 13 по своей высоте равно

промежуточному кольцу 9, в момент посадки тарели верхние плоскости магнитопроводов 7 и 10 находятся на одном уровне с нижними плоскостями полюсников 11 и 12. Магнитопроводы и полюсники одновременно попарно реагируют один с другим, чем достигается значительная подъемная сила, воздействующая на клапан в момент посадки.

2.4 Усовершенствование клапанного узла

При изучении литературы, патентов и различных изобретений следует отметить, что многие авторы и изобретатели уделяют большое внимание проблеме долговечности работы клапана, связывая ее непосредственно с контактом клапана и седла. А именно, от посадки клапана на седло, что в свою очередь достигается соосностью клапана (штыков и тарели) с седлом.

Цель изобретения - повышение надежности в работе путем обеспечения самоцентрирования тарелки.

Указанная цель достигается тем, что в клапанном узле, содержащем тарелку со штоками, которые расположены в корпусах верхней и нижней направляющих втулок, и седло, корпус верхней направляющей втулки выполнен со сферическим упором, центр сферы которого расположен в середине втулки нижней направляющей.

Сущность изобретения заключается в обеспечении самоцентрирования тарелки в седле клапана.

Выполнение корпуса верхней направляющей втулки со сферическим упором, центр сферы которого расположен в середине втулки нижней направляющей, позволяет обеспечить самоцентрирование тарелки в седле, в результате его обеспечивается надежность в работе клапанного узла.

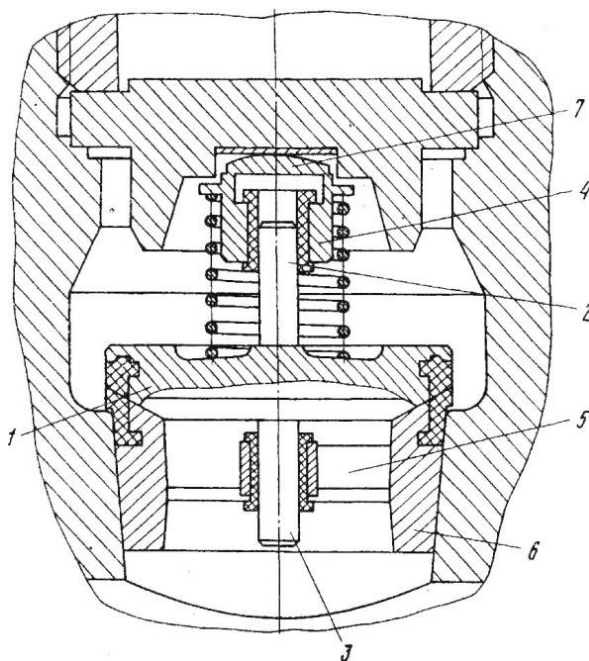


Рисунок 2.7 - Предлагаемый клапанный узел

Клапанный узел содержит тарелку 1 со штоками 2 и 3, которые расположены в корпусах верхней 4 и нижней 5 направляющих втулок, и седло 6. Корпус верхней направляющей втулки выполнен со сферическим упором 7, центр сферы которого расположен в середине втулки нижней направляющей.

Под действием давления перекачиваемой жидкости тарелка 1 клапана поднимается, перемещаясь по направляющим втулкам 4 и 5. После снятия давления под действием пружины тарелка 1 опускается.

Возможные угловые смещения верхней направляющей втулки относительно нижней компенсируются выполнением поверхности упора 7 в виде сферы.

По экспертной оценке ресурс данного клапана увеличивается примерно в 2 раза.

3 Расчетная часть

3.1 Расчет основных показателей

Выбор показателей работы насосов определяется требованиями, предъявляемыми технологией промывки скважин. Промывочная жидкость в процессе бурения скважин выполняет ряд следующих функций:

- выносит разрушенную породу (шлам) с забоя скважины на дневную поверхность;
- охлаждает и смазывает долота;
- образует глинистую корку на стенах скважины с целью предотвращения обвала стенок и затяжки инструмента;
- создает противодействие на проходимые пласты горной породы;
- удерживает во взвешенном состоянии частицы выбуренной породы при остановке процесса промывки скважины;
- передает энергию для привода забойных гидравлических двигателей.

Из многолетней практики бурения глубоких нефтяных и газовых скважин в качестве промывочной жидкости используется глинистый раствор на водной основе, обеспечивающий гарантированную работоспособность буровых насосов, плотностью 800-2600 кг/м³, температурой 30-85⁰С, с содержанием микрочастиц горной породы микротвердостью 12500 МПа (кварц) в пределах 1-5% по объему, примешанных частиц утяжелителя микротвердостью 1350 МПа (барит) до 40%. Обычно барит наиболее мягкий порошкообразный материал, применяемый для утяжеления глинистого раствора, не рассматривают как абразив.

В процессе гидравлического расчета за основные показатели принимают подачу, давление и полезную (гидравлическую) мощность насосов, так как установлено, что для эффективной очистки забоя минимум подачи составляет:

$$q_{уд}=(6,5-8,0) \text{ (л/с)/л}$$

3.1.1 Расчет подачи насосов

Подачу насосов определяют исходя из минимального значения скорости движения бурового раствора в кольцевом затрубном пространстве между стенками скважины и бурильной колонной, обеспечивающей удержание во взвешенном состоянии частичек шлама в процессе выноса их на дневную поверхность.

Исходные данные:

Конечная глубина бурения 4000 м. Бурение ведется роторным способом с применением бурильных труб диаметром 0,127 м с толщиной стенки 9 мм, долотом диаметром 0,2159 м. Над долотом установлено 150 м УБТ диаметром 0,203 м; $\rho=1400\text{кг/м}^3$; $\eta=0,01\text{нс/м}^2$; $\tau=8,16\text{ Па}$.

Скорость движения потока раствора в кольцевом пространстве определяют из соотношения:

$$Q/F_3=V_{\text{кп}}=(0,3-1,0) \text{ м/с}, \quad (3.1)$$

где Q – подача насоса, л/с;

F_3 – площадь забоя, м²,

$F_{\text{кп}}$ – площадь кольцевого затрубного пространства, определяется по формуле:

$$F_{\text{кп}}=\pi/4(D_0^2-d_{\text{бт}}^2), \text{ м}^2, \quad (3.2)$$

где D_d – диаметр долота, м;

$d_{\text{бт}}$ -наружный диаметр бурильных труб, м.

$$F_{\text{кп}}=\pi/4(0,2159^2-0,127^2)=0,0471 \text{ м}^2.$$

Подачу раствора определяют по условию:

$$Q=q_{\text{уд}}F_{\text{кп}}, \quad (3.3)$$

$$Q=7 \cdot 4,71= 33 \text{ л/с}$$

3.1.2 Расчет давления буровых насосов

Давление, развиваемое насосами определяется из условия преодоления гидравлических сопротивлений, возникающих в циркуляционной системе скважины. Потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений в системе определяются по формуле:

$$P_c=P_m+P_{\text{бт}} + P_{\text{убт}} + P_d + P_{\text{кп}}, \text{ МПа}, \quad (3.4)$$

где $P_m, P_{\text{бт}}, P_{\text{убт}}, P_{\text{зд}}, P_d, P_{\text{кп}}$ - соответственно, потери давления в манифольде, бурильных трубах (УБТ), забойном двигателе, долоте и кольцевом пространстве. При промывке скважин буровым раствором режим течения определяется по критической скорости:

$$V_{\text{кр}}=25 \sqrt{\tau_0/\rho}, \text{ м/с}, \quad (3.5)$$

где τ_0 - динамическое напряжение сдвига, Па;

ρ – плотность бурового раствора, кг/м³ и средней скорости:

$$V_{\text{ср}}=4Q/\pi d^2, \text{ м/с}, \quad (3.6)$$

где d – диаметр внутреннего поперечного сечения труб, м.

$$V_{кр} = 25 \sqrt{8,16/1200} = 1,9 \text{ м/с}; V_{ср} = 40,017/3,14 \cdot 0,109^2 = 2 \text{ м/с},$$

Если $V_{ср} > V_{кр}$, режим турбулентный; если $V_{ср} < V_{кр}$, режим движения раствора ламинарный (структурный). Приравняв правые части формул 5 и 6, найдем величину критического расхода

$$Q_{кр} = 6,25\pi d^2 \sqrt{\tau_0/p}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.7)$$

$$Q_{кр} = 6,25 \cdot 3,14 \cdot 0,109^2 \sqrt{8,16/1400} = 0,0016 \text{ м}^3/\text{с}$$

Под $Q_{кр}$ понимается подача, ниже которой режим ламинарный, а выше – турбулентный. Так как подача в практике бурения нефтяных скважин, как правило, больше 15 л/с то, решая уравнение 3.7, получаем, что режим течения в циркуляционной системе скважин турбулентный.

Определим режим течения бурового раствора в бурильных трубах по критерию Рейнольдса, Re

$$Re = \frac{10 \cdot \rho_{бр} \cdot V_{ср} \cdot d_{бр}}{g \left(\eta + \frac{\tau_0 \cdot d_{бр}}{6 \cdot V_{ср}} \right)} \quad (3.8)$$

где $\rho_{бр}$ – плотность бурового раствора, кг/м³;

$V_{ср}$ – средняя скорость течения жидкости в трубах, м/с.

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

При обобщенном критерии Рейнольдса $Re \leq 2300$ режим течения будет ламинарным, а при $Re > 2300$ – турбулентным.

$$Re = \frac{10 \cdot 1400 \cdot 0,2 \cdot 0,109}{9,81 \left(0,01 + \frac{8,16 \cdot 0,109}{6 \cdot 0,2} \right)} = 6075$$

Следовательно, режим турбулентный.

Потери давления в манифольде от насосов до бурильной колонны зависят от длины и диаметра трубопроводов обвязки, гидравлической гладкости их внутренней поверхности, режима течения, числа и конфигурации местных сопротивлений (задвижек, поворотов, сужений и расширений). Основная часть потерь давления приходится на местные сопротивления. При приятных в настоящее время схемах обвязки допустимо для приближенного расчета потерь давления пользоваться формулой

$$P_m = \sum \lambda_i \times \rho Q^2, \text{ МПа} \quad (3.9)$$

где $\sum \lambda_i$ - сумма коэффициентов сопротивления элементов обвязки, м^{-4} .

$$P_M = \sum 0,014 \times 1400 * 0,017^2 = 0,05 \text{ МПа}$$

Потери давления в бурильной колонне из труб одного диаметра определяют по квадратичной формуле Дарси-Вейсбаха

$$P_{mp} = \lambda p \left(\frac{L}{d} \right) (V^2/2), \text{ МПа} \quad (3.10)$$

где λ - коэффициент гидравлических сопротивлений;

L -длина трубопровода (бурильной колонны), м.

Формулу (3.10) можно переписать через подачу, подставив

$$V_{cp} = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Тогда

$$P_{mp} = \lambda \left(\frac{8}{\pi^2} \right) (L/d^2) / p Q^2, \text{ МПа}, \quad (3.11)$$

$$P_{mp} = \frac{0,02 \left(\frac{8}{3,14^2} \right) \left(\frac{3850}{0,109^2} \right)}{1400} * 0,017^2 = 0,11 \text{ МПа}.$$

Экспериментальными исследованиями Б.И.Мительмана установлено, что величину λ с высокой точностью можно определить по формуле

$$\lambda = \left(\frac{0,23}{d^{0,226}} \right) (1,9 \cdot 10^{-6} + \gamma/V)^{0,226}, \quad (3.12)$$

где $\gamma = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - коэффициент кинематической вязкости (данные приведены для воды).

Для всех бурильных труб и УБТ при подаче $Q > 10$ л/с (л/с) коэффициент гидравлических сопротивлений с отклонением, не превышающим 8%, можно определить для случая квадратичного трения по формуле

$$\lambda = 0,0121/d^{0,226}, \quad (3.13)$$

$$\lambda = 0,0121/0,109^{0,226} = 0,02,$$

Потери давления в долоте определяют по формуле

$$P_D = \frac{p \cdot Q^2}{(2\mu F^2 c)}, \text{ МПа} \quad (3.14)$$

где $\mu=0,95$ – коэффициент расхода;
 F_c - суммарная площадь сечения проходных отверстий сопел долота, определяется по формуле

$$F_c = n(\pi d_c^2/4), \text{ м}^2, \quad (3.15)$$

где d_c - диаметр используемых сопел, м;
 n - число сопел в долоте.

$$F_c = 3(3,140,01^2/4)=23,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

Тогда

$$P_d = \frac{1400 \cdot 0,017^2}{(2 \cdot 0,95(23,5 \cdot 10^{-6})^2)} = 3,75 \text{ МПа.}$$

Определим потери давления в УБТ $P_{убт}$, МПа, по формуле

$$P_{убт} = 0,826 \cdot \lambda_{mp} \cdot (Q^2 \cdot l_{эу} / d_{убт}^5) \cdot \rho_{бр} \quad (3.16)$$

где $l_{эу}$ - эквивалентная длина УБТ, м

$$l_{эу} = l_{убт} \cdot d_{убт}^5 / d_{вн}^5 \quad (3.17)$$

где $d_{убт}$ – внутренний диаметр УБТ, м, $d_{вн} = 0,083$ м

$$l_{эу} = 150 \cdot 0,127^5 / 0,083^5 = 1250$$

$$P_{убт} = 0,826 \cdot 0,02 \frac{0,017 \cdot 1250}{0,127^5} \cdot 1400 = 1,5 \text{ МПа.}$$

Потери давления в затрубном кольцевом пространстве определяется при помощи формулы Дарси-Вейсбаха с учетом диаметральных размером проходного сечения

$$P_{кп} = \lambda \left(\frac{8}{\pi^2} \right) \left\{ \frac{LpQ^2}{[(D-d)^3 \cdot (D+d)^2]} \right\}, \text{ МПа} \quad (3.18)$$

$$P_{кп} = \left(\frac{8}{3,14^2} \right) \left\{ \frac{3850 \cdot 1400 \cdot 0,017^2}{[(0,203 - 0,083)^3 \cdot (0,203 + 0,083)^2]} \right\} = 1,78 \text{ МПа.}$$

Рабочее давление буровых насосов рекомендуется устанавливать в пределах

$$P_H = (0,65 - 0,85)P_{Hmax}, \quad (3.19)$$

так как дальнейшее повышение P_H неизбежно сопровождается более интенсивным износом сменных деталей буровых насосов и увеличением затрат времени на ремонтные работы и следует стремиться к следующему распределению давления насоса

$$P_H = P_M + P_{бк} + P_d + P_{КП} + P_{убт}$$

$$P_H = 0,48 + 0,11 + 3,75 + 1,78 = 1,5 = 7,62 \text{ МПа.}$$

Тогда рабочее давление насоса должно быть в пределах

$$P_H = 7,62 \times (1,15 - 1,35) = (8,8 - 10,3) \text{ МПа}$$

3.1.3 Определение гидравлической мощности буровых насосов

Для прокачки бурового раствора с заданной объемной скоростью через циркуляционную систему скважины требуется достаточно большая гидравлическая мощность, которую принято принимать за полезную мощность буровых насосов определяемую по формуле

$$N_n = Q - P_H, \text{ кВт.} \quad (3.20)$$

Мощность, потребляемая насосами, суммируется из полезной мощности и мощности, затрачиваемой на гидравлические, объемные и механические потери в самом насосе. Отношение полезной мощности к мощности насоса определяет КПД насоса:

$$\eta = N_n / N. \quad (3.21)$$

Величина КПД современных буровых насосов при номинальном режиме работы 0,96-0,98.

Для эффективного разрушения забоя скважины с использованием гидромониторных долот необходимо обеспечивать подведение гидравлической мощности на единицу площади забоя из расчета (0,4-0,8) кВт/мм². Мощность насоса возрастает пропорционально перепаду давления, а КПД сохраняется почти постоянным при сравнительно большом диапазоне давлений. При режимах, близких к холостому, КПД снижается в результате уменьшения полезной мощности до уровня, близкого к ее потерям.

3.2 Расчет конструктивных параметров

При конструировании насосов определяющими конструктивными параметрами являются: рациональное сочетание длины, числа ходов и диаметра поршня обеспечивающих заданную подачу.

Подача, развиваемая насосом, определяется по формуле:

- для насосов-триплекс

$$Q = \alpha \left(\frac{3FS}{60} \right) = \alpha \left(\frac{3fV_{cp}}{2} \right), \quad (3.22)$$

где $\alpha=0,9$ - коэффициент подачи;

F -площадь поперечного сечения поршня, м²;

f -площадь поперечного сечения штока, м²;

S - длина хода поршня, м;

n - частота ходов поршня, об/мин;

$V_{cp}=2Sn/60$ – средняя скорость поршня, м/с.

$$V_{cp}=2 \cdot 0,25 \cdot 135/60=1,13 \text{ м/с}$$

3.2.1 Расчет поршня и втулки цилиндровой пары

Величина средней скорости движения поршня не должна превышать 1,6 м/с, так как с дальнейшим ее ростом существенно увеличивается износ цилиндрических втулок, поршней и других деталей, контактирующих с буровым раствором, что приводит к уменьшению срока их службы.

$$Q = 0,9 \left(\frac{3 \cdot 0,065 \cdot 1,13}{2} \right) = 25 \text{ дм}^3/\text{с}.$$

В современных насосах рассматриваемые параметры составляют:

$$Sn=20-30 \text{ м/мин} \quad \text{или} \quad V_{cp}=0,7-1,2 \text{ м/с};$$

$$Sn=1300-2100 \text{ м/мин} \quad \text{или} \quad a_{max}=8-14 \text{ м/с}^2.$$

Длину хода поршня (S) рекомендуется выбирать из следующего ряда чисел 80; 100; 125; 160; 200; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

Частоту хода поршня (n) определяют в зависимости от выбранной длины хода поршня и по допускаемой величине скорости и ускорения.

Диаметр поршня (d_n) вычисляют по формуле:

$$d_n = \sqrt{25,5Q/\alpha Sn}, \text{ м.} \quad (3.23)$$

$$d_n = \sqrt{\frac{25,5 \cdot 0,025}{0,9 \cdot 0,25 \cdot 135}} = 0,12 \text{ м.}$$

Площади проходных сечений нагнетательного (F_H) и всасывающего (F_B) коллекторов определяют по наибольшей подаче насоса из условия неразрывности потока:

$$Q = F_a V_a = F_i V_i, \text{ м/с} \quad (3.24)$$

или (с учетом, что коллектор выполняется из труб) можно выражение (3.24) записать в виде:

$$Q = \pi d_B^2 V_B = \pi d_H^2 V_H, \text{ м/с}, \quad (3.25)$$

где d_B, d_H - диаметры всасывающего и нагнетательного коллекторов, м;
 $V_B = (1,0 - 2,0) \frac{\text{м}}{\text{с}}, V_H = (1,5 - 2,5) \text{ м/с}$ - средние скорости движения потока во всасывающем и нагнетательном коллекторах (максимальные значения принимаются при условии обеспечения достаточного подпора на всасывающей линии насоса). Формулу (3.25) можно записать:

$$d_B = \sqrt{(4Q)/\pi V_a}, \text{ м}, \quad (3.26)$$

$$d_B = \sqrt{\frac{(4 \cdot 0,025)}{3,14 \cdot 1}} = 0,147 \text{ м},$$

$$d_H = \sqrt{\frac{(4 \cdot 0,025)}{3,14 \cdot 2}} = 0,104 \text{ м}.$$

3.2.2 Расчет клапанного узла

Критерий, характеризующий степень опасности возникновения стука $R_{ст}$.

$$R_{ст} = (D^2_{к} - D^2_0) / D^2_0 \cos \gamma \quad (3.27)$$

где γ – угол наклона образующей конической поверхности клапана, $\gamma = 45^\circ$
 D_0 – диаметр отверстия седла клапана, м

$$D_0 = 1,13 \cdot \sqrt{S_0 \cdot k_{oc}} \quad (3.28)$$

k_{oc} – коэффициент уменьшения площади отверстия седла, $k_{oc} = 1$;
 S_0 – площадь проходного сечения седла клапана, м^2

$$S_0 = \frac{\pi \cdot D_p^2 \cdot \omega \cdot R}{4 \cdot U_{отax}} \quad (3.29)$$

D_p – расчетный диаметр поршня насоса, $D_p = 0,12$ м;
 ω – угловая скорость коренного вала, об/с

$$\omega = \pi \cdot n / 30 \quad (3.30)$$

n – число оборотов кривошипа, $n = 337$, об/мин;

$$\omega = 3,14 \cdot 337 / 30 = 35,3 \text{ об/с}$$

R – радиус кривошипа, м

$$R = S / 2 \quad (3.31)$$

$$R = 0,25 / 2 = 0,125 \text{ м}$$

U_{0max} - наибольшая скорость потока в отверстии седла, м/с

$$U_{0max} = 1,2 \cdot P_H^{0,12} \cdot \omega^{-0,3} \quad (3.32)$$

$$U_{0max} = 1,2 \cdot (10 \cdot 10^6)^{0,12} \cdot (35,3)^{-0,3} = 2,58 \text{ м/с}$$

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot 0,12^2 \cdot 35,3 \cdot 0,125}{4 \cdot 2,58} = 0,02 \text{ м}^2$$

$$D_0 = 1,13 \sqrt{0,02 \cdot 1} = 0,159 \text{ м}$$

Диаметр тарели клапана D_k , м

$$D_k = \frac{D_{p \cdot R \cdot W}^2}{4 \cdot \mu \cdot h \cdot p \cdot \cos \sqrt{\frac{2 \cdot P_k}{\rho}}} \quad (3.33)$$

где μ – коэффициент расхода, $\mu = 0,75$;

P_k – избыточное давление жидкости под открытым всасывающим клапаном, $P_k = 0,05$ МПа;

ρ – плотность бурового раствора, $\rho = 1400$ кг/м³;

h_p – расчетная высота подъема клапана, м;

$$h_p = 0,05 \cdot D_k / \cos \gamma \quad (3.34)$$

Для нахождения диаметра тарели клапана формулу (2) подставляем в формулу (1) и выражаем диаметр тарели клапана D_k , м

$$D_k = \sqrt{\frac{0,12^2 \cdot 125 \cdot 35,3}{4 \cdot 0,75 \cdot 0,05 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,05 \cdot 10^6}{1400}}}} = 0,26 \text{ м}$$

$$R_{ст} = \frac{0,26^2 - 0,159^2}{0,159 \cdot \cos 45^\circ} = 1,38$$

Наибольшая высота подъема всасывающего клапана, h_{max} , м

$$h_{max} = \frac{\pi \cdot (0,12 + 1,9 \cdot R_{ст})}{30 \cdot \omega} \quad (3.35)$$

$$h_{max} = \frac{3,14(0,12 + 1,9 \cdot 1,38)}{30 \cdot 35,3} = 8,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

По расчетным данным выбираем насос НБТ-600.

3.3 Расчеты на прочность основных деталей

Произведем расчет тарели клапана на статистическую прочность.

Момент изгиба тарели клапана M_T , Н·м

$$M_m = (P_n \cdot d_m^2 / 64) \cdot (3 + \mu) \quad (3.36)$$

где P_n – расчетное давление при расчета на прочность, МПа

$$P_n = P \cdot K_n \quad (3.37)$$

где K_n - коэффициент, учитывающий вероятность превышения испытательного давления над наибольшим расчетным, $K_n = 1,7$

$$P_n = 13,6 \cdot 1,7 = 23,12 \text{ МПа}$$

d_m – средний диаметр тарели, м

$$d_m = D_k - 2 \cdot b_y \cdot \cos \gamma \quad (3.38)$$

где b_y – ширина эластичной поверхности уплотнения, $b_y = 0,06$ м

$$d_m = 0,370 - 2 \cdot 0,06 \cdot \cos 45^\circ = 0,285 \text{ м}$$

μ – коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$

$$M_m = ((23,12 \cdot 10^6 \cdot 0,285^2) / 64) \cdot (3 + 0,3) = 97 \text{ Н·м}$$

Максимальное напряжение изгиба $\sigma_{u max}$, Па

$$\sigma_{u max} = 6 \cdot M_m / \delta_m^2 \quad (3.39)$$

δ_m – толщина тарели клапана, $\delta_m = 0,040$ м

$$\sigma_{u \max} = 6 \cdot 97 \cdot 10^3 / 0,040^2 = 36,4 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности S_m

$$S_T = \sigma_T / \sigma_{u \max}, S_T > 3 \quad (3.40)$$

где σ_m - предел текучести материала, для стали 40X $\sigma_m = 140 \text{ МПа}$

$$S_m = 1400 / 364 = 3,84 > 3$$

Условие прочности выполняется.

Произведем расчет тарели клапана на выносливость. Максимальное напряжение изгиба при циклическом напряжении $\sigma_{v \max}$, МПа

$$\sigma_{e \max} = 0,31 \cdot P_e \cdot d_m^2 / \mathcal{E}_m \quad (3.41)$$

где P_e – расчетное давление при расчете на выносливость, МПа

$$P_e = P \cdot K_e \quad (3.42)$$

K_e – коэффициент, учитывающий превышение давления при расчете на выносливость, $K_e = 1,3$

$$P_e = 13,6 \cdot 1,3 = 17,68 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{e \max} = 0,31 \cdot 17,68 \cdot 10^6 \cdot 0,285^2 / 0,040^2 = 27,8 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по выносливости n_a

$$1,3 < n_a < 1,6$$

$$n_a = (2 \cdot \sigma_{\text{логр}}) / (\sigma_a \cdot (K_{\sigma D} + \Psi_{\sigma})) \quad (3.43)$$

где $\sigma_{\text{логр}}$ - ограниченный предел выносливости изгиба, для марки стали 40X, $\sigma_{\text{логр}} = 400 \text{ МПа}$

σ_a – средняя амплитуда напряжения цикла, Па

$$\sigma_a = \sigma_{e \max} / 2 \quad (3.44)$$

$$\sigma_a = 27,8 / 2 = 13,9 \text{ МПа}$$

$K_{\sigma D}$ – коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на предел выносливости, $K_{\sigma D} = 3,9$

Ψ_σ – коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла на предельную его амплитуду, $\Psi_\sigma = 0,1$

$$n_a = (2 \cdot 400 \cdot 10^6) / (13,9 \cdot 10^6 \cdot (3,9 + 0,1)) = 1,44 > 1,2$$

Условие прочности по выносливости выполняется.

4 Эксплуатационная часть

4.1 Эксплуатация и обслуживание буровых насосов

В обвязке буровых насосов должны быть предусмотрены следующие основные элементы: приемная линия, компенсирующие устройства на приемной и нагнетательной линиях, нагнетательный трубопровод, пусковая задвижка, предохранительное устройство, манометр с предохранительным устройством, запорная арматура.

Отказы и аварии буровых насосов и их обвязки часто связаны с возникающими в них вибрациями, износом основных элементов (втулки, клапаны, поршни, сварные и фланцевые соединения), резким повышением давления перекачиваемой жидкости.

Причинами вибрации в нагнетательной системе могут являться: плохие крепления насосов и их привода к фундаментам, несоосность насоса и привода, износ или ослабление отдельных частей насоса (элементы кривошипно-шатунного механизма, штоки, поршни, втулки и прочее), пульсация промывочной жидкости. Наибольшее распространение в бурении – двухпоршневые насосы посылают в нагнетательную систему прокачиваемую жидкость толчками. Так, при 60 двойных ходов в 1 минуту в нагнетательной системе в течение 1 секунды возникают 4 мощных импульса. Существующая система гашения этих импульсов (пневматические компенсаторы) не может полностью сгладить давление в прокачиваемой жидкости.

Причинами пульсации промывочной жидкости также являются:

- неудовлетворительное заполнение насоса жидкостью при работе насоса (из-за низкого расположенного) уровня жидкости в приемных емкостях по отношению к оси поршня насоса, недостаточной пропускной способности приемной трубы насоса – мал ее диаметр или засорилось приемное устройство на кольце трубы);

- износ рабочих поверхностей клапанных пар насоса, наличие между ними зазора из-за попадания постороннего предмета, сломанной клапанной пружины;

- износ рабочих поверхностей поршней или втулок насоса или их ненадежное укрепление;

- ненадежность компенсирующих устройств насоса (утечки через резиновые и уплотнительные элементы, отсутствие газа или соответствующие режиму работ давление газа за резиновыми элементами);

- большое число проходных задвижек на нагнетательной линии, создающих местные сопротивления движущемуся потоку жидкости, и наличие резких (90° и более) поворотов и сужений ее;

- отказ или загрязненность забойного двигателя и долота, а также наличие резких сужений в канале бурильной колонны – ствол скважины.

Резкое повышение давления в нагнетательной линии буровых насосов, приводящие к аварийным, травмоопасным ситуациям, может быть следствием многих факторов: пуска насоса при закрытых пусковых или проходных задвижках ; несвоевременного закрытия пусковой задвижки или пуска второго насоса до восстановления циркуляции в системе насос – скважина; отказа предохранительного устройства, устанавливаемого на нагнетательной линии насосов; перекрытия каналов, по которым циркулирует промывочная жидкость, ледяными пробками, выбуренной породой, посторонними предметами и т.д.

Качественная очистка промывочной жидкости с помощью современных очистных устройств, закрытая наружная система циркуляции, установка приемных емкостей и поддержание в них уровня жидкости таким образом, чтобы он не опускался ниже оси поршневых втулок насоса, правильный монтаж и эксплуатация приемной и нагнетательной линии насосов – необходимые меры профилактики аварий и отказов в работе.

Приемная линия. Диаметр и длина приемной линии и наличие компенсирующих устройств на ней влияют на обеспечение безопасного режима работы всей насосной группы, поскольку от них зависит коэффициент наполнения насоса и ритмичность его работы и, следовательно, возможность возникновения пульсации при прокачивании жидкости.

Для исключения пульсации рекомендуется применить приемную линию с диаметром примерно 2,5 см больше диаметра соединений всасывающей части насоса, а линии всасывания должны быть короткими и прямыми; изгибы под прямым углом не допускаются.

На конце приемной линии необходимо устанавливать фильтр, чтобы исключить попадание щепок, комков утяжелителя и глины т.п. в гидравлическую часть насоса, иначе может произойти засорение, что вызовет аварийную его остановку для ремонта.

Компенсирующие устройства. Работа поршневого насоса имеет приемную характеристику потока. Это приводит к созданию неравномерного потока жидкости и давления в нагнетательной линии. Возникающие пульсации приводят к ослаблению и разрыву соединений нагнетательного трубопровода, что представляет большую опасность для обслуживающего персонала.

При наполнении пневматических компенсаторов воздухом или инертным газом должны быть приняты меры, исключающие возможность попадания в полость компенсаторов масел и других горючих веществ. Перед разборкой компенсаторов из них должен быть выпущен воздух или газ, и давление в компенсаторе снижено до атмосферного. При извлечении резинового элемента (виккеля) следует пользоваться приспособлением конструкции ВНИИТБ.

Пневматические компенсаторы должны иметь:

- приспособление для проверки давления сжатия;
- предохранительный колпак над вентилем для закачки и спуска воздуха.

В современных конструкциях буровых насосов гашение пульсации и выравнивание потока промывочной жидкости достигаются установкой на

нагнетательном тройнике насоса блока воздушных колпаков – пневмокомпенсаторов.

В процессе работы насоса выходит из строя резиновый баллон – виक्кель пневмокомпенсатора. Непригодность виक्келя обнаруживается по усиленной вибрации бурового шланга, увеличению амплитуды колебания стрелки манометра или путем обстукивания пневмокомпенсатора. Глухой звук при обстукивании расценивается как выход из строя виक्келя или же, как отсутствие рабочего агента в колпаке.

Замена вышедшего из строя виक्келя пневмокомпенсатора представляет собой трудоемкую и опасную операцию. Снятие пневмокомпенсатора сопряжено со значительными затратами физических усилий, требует от работающих особой осторожности по выпуску остаточного количества рабочего агента, так как в этом случае виक्кель, как бы при вулканизировавшийся к шейке компенсатора, не позволяет выпустить остаточное количество рабочего агента.

В зимнее время выпуску агента из блока пневмокомпенсаторов может помешать ледяная пробка, образовавшееся внизу блока от скопившейся при разрыве виक्келя промывочной жидкости. Эта пробка перекрывает проходное отверстие запорного виक्келя и также не позволяет выпускать рабочий агент из пневмокомпенсатора. Приходится заменять пневмокомпенсатор, находящийся под давлением. При этом исключена возможность возникновения несчастного случая.

Для облегчения условий труда и снижения опасности при снятии баллона пневмокомпенсатора следует пользоваться специальными устройствами.

Нагнетательный трубопровод надежно крепят к фундаментам, блочным основаниям или промежуточным стойкам. На задвижках высокого давления должны быть штурвалы и указатели "закрыто - открыто". Во фланцевых соединениях и в сальнике штока задвижки не должны быть пропусков.

Надежная и безопасная эксплуатация нагнетательной линии насосов обеспечивается опрессовкой ее на длине, в 1,5 раза превышающее максимальное рабочее давление, которое предусмотрено геолого-техническим нарядом скважин. Испытания проводятся перед пуском в эксплуатацию насосов, а также после каждого ремонта обвязки. Опрессовка осуществляется цементирующими или продавочными агрегатами. Линия считается выдержавший испытание, если давление в системе в течение 5 минут не снижалось. Результаты испытания оформляются актом.

Во время испытания люди от линии должны быть удалены в безопасные места.

Нагнетательная линия по возможности должна быть прямолинейной или без резких поворотов. Ее необходимо изготавливать из прочих толстостенных труб одинакового диаметра с наименьшим числом сварных, фланцевых или другого вида соединений.

Нагнетательная линия от стояка и до выкида насоса должна иметь уклоны, чтобы обеспечивался сток бурового раствора из всей линии при

прекращении работ насосов. Это особенно важно в районах с холодным климатом, так как замерзание оставшегося в линии раствора может привести к разрыву ее при пуске насосов.

Для обеспечения быстрого и качественного монтажа насосов нагнетательного трубопровода целесообразно применять разборный трубопровод, соединяемый быстросвинчивающимися муфтами. Вертикальный участок нагнетательной линии во время работы насоса. Если в обвязке бурового насоса не установлены такие задвижки или предусматривается запорно-разделительные устройства (обратные клапаны), то перед ремонтом любого насоса давление в обвязке должно быть снижено до атмосферного.

Пусковые задвижки буровых насосов должны иметь дистанционное управление.

Пуск в ход насосов при закрытых пусковых задвижках запрещается.

На нагнетательной линии бурового насоса должен быть манометр, смонтированный на предохранительном устройстве, гасящем колебания стрелки прибора и исключаящем его засорение промывочной жидкостью.

Если два или более насосов работают в одну нагнетательную линию, разрешается иметь для них в одном помещении один манометр.

4.2 Ремонт буровых насосов

К ремонту насосных установок допускаются рабочие, изучившие особенности данного производства и правила безопасного поведения в цехе.

Разборку насосного оборудования производят только после отключения электродвигателей и аппаратуры управления от источников питания.

При ремонте насосного оборудования необходимо выполнять следующее:

- пользоваться исправным слесарным и измерительным инструментом соответствующих размеров;
- пользоваться только исправными грузоподъемными средствами, чарочными приспособлениями и стропами, строго соблюдая сроки их испытания;

Перед проведением ремонта насосов, работающих на взрывоопасных и токсичных газах, принимают следующие меры безопасности:

- отключают насосную установку от действующих коллекторов;
- полностью снимают избыточное давление и продувают инертным газом насосное оборудование и подключенные к нему трубопроводы до полного удаления из них рабочей среды, что должно быть подтверждено анализом; если внутри аппаратов или подключенных к ним газопроводов скопились конденсат или другие выделения, обладающие токсичными и взрывоопасными свойствами, принимают меры по дегазации, обеспечивающие полную безопасность при ремонте:

- отключают оборудование заглушками и отсоединяют от него продувочные, анализоотборочные и другие линии, связывающие его с другим оборудованием цеха;

- снимают напряжение с электрического оборудования; электрическое и другое силовое оборудование (паровое, газовое и т. д. полностью отключают от системы энергоснабжения;

- вывешивают на соответствующем электрическом щите и на пусковом устройстве плакаты «Не включать! Работают люди!», которые снимают только с разрешения начальника смены после завершения ремонта оборудования и выполнения соответствующих работ по подготовке оборудования к пуску.

Проводить ремонтные работы на действующем оборудовании запрещается.

При ремонте насосного оборудования отдельные детали и узлы массой более 20 кг рекомендуется поднимать, перемещать и опускать с помощью грузоподъемных механизмов. При этом в соответствии с требованиями Госгортехнадзора соблюдают следующие правила:

- масса поднимаемых и перемещаемых грузов не должна превышать грузоподъемности грузоподъемных механизмов;

- канаты, тросы и цепи должны быть исправны;

- место монтажных работ должно быть достаточно освещено;

- по окончании работ груз запрещается оставлять в подвешенном состоянии;

- перемещать грузы над находящимися внизу людьми запрещается;

- при подъеме и установке отдельных деталей и сборочных единиц необходимо опускать и поднимать груз равномерно.

При работе на высоте (трубопроводной эстакаде и т. п.) применяют предохранительные пояса. Переносные подмости и стремянки перед началом работы должны быть проверены. Во время ремонта следят за инструментом и деталями, чтобы они не могли упасть вниз.

Слесарь-ремонтник обязан знать и правильно пользоваться первичными средствами пожаротушения.

5 Охрана труда и техника безопасности

5.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

Видами опасности при монтажных работах, вводе в эксплуатацию насосов могут иметь место следующие вредные и опасные факторы:

- движущиеся части бурового оборудования (механической и гидравлической);
- повышенный уровень шума;
- повышенный уровень вибрации;
- работает под высоким давлением;
- повышенные значения напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека;
- недостаточная освещенность рабочей зоны;
- острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях бурового оборудования.

5.2 Охрана труда и техника безопасности при эксплуатации бурового насоса

Основная доля ремонтных работ их трудоемкость и травмоопасность приходится на буровые насосы и их обвязку, пневмосистему и АКБ-3.

Буровые насосы и их обвязка.

На каждом буровом насосе должно монтироваться предохранительное устройство заводского изготовления на номинальное (рабочее) давление в соответствии с инструкцией по эксплуатации и в зависимости от установленных в насосе цилиндрических втулок, но не менее чем на 3,5 % превышающее номинальное давление.

Установка и проверка состояния предохранительных устройств регистрируются в журналах технического состояния оборудования.

Предохранительное устройство предназначено для предотвращения разрывов нагнетательного трубопровода или насоса при превышении давления на выкиде насоса выше допустимого, вызванном засорением насадок долота или засорением проходного сечения в системе циркуляции промывочной жидкости между выкидом насоса и насадок долота.

Предохранительные устройства бывают диафрагменного типа с применением чугунных тарированных пластин и пластин с кольцевой канавкой преимуществом, которого является удобство и легкость обслуживания.

В процессе эксплуатации бурового насоса наиболее быстро изнашиваются его цилиндрические втулки, поршни, штоки, клапаны и седла. Интенсивный износ происходит при работе на утяжеленной промывочной жидкости.

Смена изношенной втулки весьма трудоемкая и опасная операция. Поэтому для замены ее и других быстроизнашивающихся деталей бурового насоса необходимо пользоваться комплексными приспособлениями.

Смотровые люки масляной ванны и камер должны быть плотно закрыты металлическими щитами. Движущиеся и вращающиеся части насоса (концы валов, клиноременная передача и др.) должны быть надежно ограждены (выступающий конец трансмиссионного вала – сплошным кожухом, клиноременная передача – сетчатым ограждением). При ограждении клиновых ремней следует предусматривать также отбойные лобовые металлические щиты достаточной жесткости и прочности, способные выдержать удар оборвавшегося текстурного ремня.

При работе на буровых для борьбы с пылью, которая возникает при обработке глинистого раствора химическими реагентами, рабочим выдаются респираторы. Если отсутствуют респираторы, применяют марлевые повязки.

В дизельном отделении, где работают одновременно несколько дизелей, для борьбы с шумом применяют наушники, антифоны снижающие шум до 30 дб., ватные тампоны, снижающие шум до 3-4 дб.

Согласно Трудовому кодексу РК, Глава 19 «Особенности регулирования труда работников, занятых на тяжелых работах, работах с вредными(особо вредными) и (или) опасными условиями труда », статья 205 гласит:

Работникам организаций по условиям труда выдается за счет средств работодателя специальная одежда, специальная обувь и другие средства индивидуальной защиты, моющие и дезинфицирующие материалы, молоко, лечебно-профилактическое питание не ниже норм, устанавливаемых уполномоченным государственным органом по труду.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В первом разделе дипломного проекта приводится обзор и анализ существующих конструкций насосов применяемых для бурения глубоких нефтяных и газовых скважин в мире. Показано, что в связи с работой в тяжелых условиях, для строительства глубоких скважин применяются только 2-х поршневые буровые насосы двухстороннего действия – «дуплекс» и 3-х поршневые буровые насосы одностороннего действия – «триплекс». Приводятся достоинства насосов «триплекс» в сравнении с насосами «дуплекс». В соответствии с заданием, производится выбор и обоснование прототипа проектируемого насоса.

В специальном разделе проекта рассматривается вопрос внесения усовершенствования в конструкцию насоса «триплекс» НБТ – 600 российского производства. Выбранного в качестве прототипа. На основе патентной проработки, предлагается усовершенствовать клапанный узел.

В расчетном разделе проведен расчет гидравлических показателей работы насоса, конструктивных параметров и расчет на прочность основных деталей насоса.

В разделе охрана труда и техника безопасности рассматриваются вопросы обеспечения требуемых условий для работы буровой бригады в процессе эксплуатации буровой установки.

После изучения конструкции и технологии работы агрегата, и нахождения в его конструкции недостатков, на основе патентных исследований был найден способ увеличения ресурса работы бурового насоса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. - М.: Недра, 1988.
- 2 Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование под ред. А.М. Гусмана и К.П. Порожского. – Екатеринбург, 2002г, 502с.
- 3 Ильский А. Л., Миронов Ю.В. Расчет конструирование бурового оборудования. - М.: недра,1985.
- 4 Иогансен К.В. Спутник буровика. Справочник. - М.: Недра, 1990.
- 5 http://www.natoil.com/Products/WebCat/baseTemplate.aspx?pageID=Drilling/High_Pressure_Pumping/Mud_Pumps/Triplex_Mud_Pumps/14P-220/
- 6 Абубакиров В. Ф, Архангельский В. Л, Буримов Ю. Г, Малкин И. Б, Межлумов А. О, Мороз Е. П. Буровое оборудование: Справочник: В 2 – х т. – М.: Недра, 2000. – Б 91 Т. 1. – 000 с.: ил.
- 7 Сулейманов М.М., и др. Охрана труда в нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1980, - 392с.
- 8 А.Х.Шарипов, Ю.П. Плыкин «Охрана труда в нефтяной промышленности» - М: Недра, 1996.
- 9 Ефимченко С.И., Прыгаев А.К. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов. Часть 1.- М.: РГУ им. И.М. Губкина, 2006.
- 10 Мкртычан Я. С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок. – М.: Недра, 1984, 207с.
- 11 Николич А. С. Основания модернизации насосного комплекса буровых установок. – М., Нефтепромысловое машиностроение, 1990.
- 12 Даутов Т.М., Газаров Р.Е. Новое поколение нефтегазопромысловых плунжерных насосов высокого давления производства ОАО «Ижнефтемаш». - Химическое и нефтегазопромысловое машиностроение. М., 2003, №7, с.10-14.

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Елесов Равиль Сергеевич

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: Проектирование конструкции гидравлической части бурового насоса производительностью 33 л/с, выходным давлением 25 МПа

Научный руководитель: Сайын Бортебаев

Коэффициент Подобия 1: 2.1

Коэффициент Подобия 2: 0.6

Микропробелы: 0

Знаки из других алфавитов: 250

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

- Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.
- Заимствование не является плагиатом, но превышает пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.
- Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укротия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.
- Обоснование:

Дата

02.06.2023 проверяющий эксперт

РЕЦЕНЗИЯ
на дипломный проект
(наименование вида работы)

Елесов Р.С
(Ф.И.О. обучающегося)

6В0710
(шифр и наименование ОП)

На тему: «Проектирование конструкции гидравлической части бурового насоса производительностью 33 л/с, выходным давлением 25 МПа»

В процессе бурения нефтяных и газовых скважин буровые насосы нашли исключительное применение. Гидравлические процессы требуют для привода буровых насосов затрат большей части энергии привода, расходуемой на бурение нефтяных и газовых скважин. При работе бурового насоса в нем протекают одновременно два основных процесса: подача промывочной жидкости в скважину и изнашивание компонентов, работающих в среде, содержащей взвешенные частицы горной породы, поднятой с забоя скважины.


ЗАМЕЧАНИЯ К РАБОТЕ

Замечания в основном носят оформительский характер и не снижают ценности и положительной оценки работы.

Оценка работы

В целом, сделанные замечания не снижают научной и практической значимости работы, достоинства которой очевидны. Работа имеет прикладной потенциал, выполнена на достаточном научно-методическом уровне и заслуживает оценки 96% (отлично), а сам студент Елесов Р.С. достоин присвоения степени бакалавра по специальности 6В07204

Рецензент:
Кандидат технических наук, доцент

 Мусабеков Расулбек
Акылбекович

"02" 06 2023г.



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
«Технологические машины
и транспорт»
Бортебаев С.А.
« 02 » 06 2023 г.

Дипломный проект

На тему: «Проектирование конструкции гидравлической части бурового насоса
производительностью 33 л/с, выходным давлением 25 МПа»

По специальности: 6В07107 – «Эксплуатационно-сервисная инженерия»

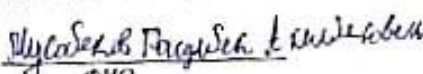
Выполнил:

Елесов Р.С.

Рецензент




(ученая степень и звание)

Подпись 
ФИО

Научный руководитель
канд. техн. наук, ассоц. профессор

(ученая степень и звание)


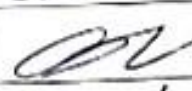



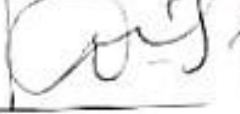
Подпись 
Бортебаев С.А.
ФИО

Алматы 2023

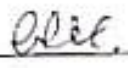
ГРАФИК
подготовки дипломного проекта

Наименования разделов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Техническая часть	10.03.2022 г.	
Специальная часть	24.03.2022 г.	
Расчетная часть	21.04.2022 г.	
Эксплуатационная часть	01.05.2022 г.	
Охрана труда и техника безопасности	10.05.2023 г.	

Подписи
консультантов и нормоконтролера на законченный дипломный проект с
указанием относящихся к ним разделов проекта

Наименования разделов	Научн. руководитель, консультанты, Ф.И.О. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Техническая часть	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Специальная часть	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Расчетная часть	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Эксплуатационная часть	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Охрана труда и техника безопасности	к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.		
Нормоконтроль	м.т.н., старший преподаватель Сарыбаев Е.Е.	01.06.23	

Научный руководитель  к.т.н, ассоц. проф. Бортебаев С.А.

Задания принял к исполнению студент  Елесов Р.С.

Дата « » 202 г.