

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

УДК 622.323

На правах рукописи

Казамбаева Айдана Аскарровна

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание академической степени магистра

Название диссертации	Исследования цикла работы клапана скважинного штангового насоса и выработка предложений по увеличению ресурса работы насоса
Направление подготовки	7M07111 – Цифровая инженерия машин и оборудования

Научный руководитель
Профессор, канд.техн.наук
Заурбеков С.А.
«27» 05 2022 г.

Рецензент
Доцент, канд.техн.наук,
Исмаилов А.А.
«31» 05 2022 г.

Нормоконтроль
Лектор, магистр техн. наук,
Балгаев Д.Е.
«24» 05 2022 г.



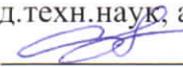
ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой ТМиТ,
канд.техн.наук,
ассоц. профессор
Бортебаев С.А.
«30» 05 2022 г.

Алматы 2022

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения
Кафедра технологических машин и транспорта
7M07111 – Цифровая инженерия машин и оборудования

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой ТМиТ,
канд.техн.наук, ассоц. профессор
 Бортебаев С.А.

«17» 12 2020 г.

ЗАДАНИЕ
на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Казамбаевой Айдане Аскарвной

Тема: Исследования цикла работы клапана скважинного штангового насоса и выработка предложений по увеличению ресурса работы насоса

Утверждена приказом руководителя университета

Срок сдачи законченной работы «30» 05 2022 г.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов:

а) Анализ существующих конструкций клапанных узлов скважинных штанговых глубинных установок;

б) Проведение патентного поиска;

в) Выполнение аналитических исследований по клапанным узлам скважинных штанговых насосов;

г) Анализ предложенной конструкции шарикового клапана и выполнение расчетов;

Рекомендуемая основная литература:

1. Патент (19) KZ (13) В (11) 34582 Шариковый клапан глубинного насоса. Заурбеков С.А., Заурбеков К.С., Балгаев Д.Е., Кадыров Ж.Н.

2. Шариковый клапан углубленной посадки. (KZ) патент № 34268 МПК F16K 15/00.

3. Молчанова А.Г. Разработка методов учета влияния свободного газа и вязкости жидкости на работу клапанных узлов скважинных штанговых насосов: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Степанова И.С. – М., 1987. – 189 с.

4. Ивановский В.Н., Долов Т.Р., Дубинов Ю.С. Ускоренные испытания насосных штанг на усталость для оценки пределов выносливости материалов и конструкций, учебно-методическое пособие, 2016, 29 с.

5. Степанова И.С. Гидромеханическое испытание клапанов глубинных насосов. Технический отчет СКБ-Н тема 2-54, 1954, 42 с

ГРАФИК
подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю и консультантам	Примечание
Анализ существующих конструкций клапанных узлов скважинных штанговых глубинных установок	12.11.2021	
Проведение патентного поиска	15.02.2022	
Выполнение аналитических исследований по клапанным узлам скважинных штанговых насосов	15.03.2022	
Анализ предложенной конструкции шарикового клапана и выполнение расчетов	15.04.2022	

Подписи

консультантов и нормоконтролеров на законченную магистерскую диссертацию с указанием относящихся к ним разделов работы

Наименование разделов	Консультанты, Ф.И.О. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Анализ существующих конструкций клапанных узлов скважинных штанговых глубинных установок	Заурбеков С.А. профессор, канд. техн. наук	01.02.22	
Проведение патентного поиска	Заурбеков С.А. профессор, канд. техн. наук	01.03.22	
Выполнение аналитических исследований по клапанным узлам скважинных штанговых насосов	Заурбеков С.А. профессор, канд. техн. наук	01.04.22	
Анализ предложенной конструкции шарикового клапана и выполнение расчетов	Заурбеков С.А. профессор, канд. техн. наук	20.04.22	
Нормоконтролер	Магистр техн. наук, лектор Балгаев Д.Е.	24.05.22	

Научный руководитель

Заурбеков С.А.

Задание принял к исполнению магистрант

Казамбаева А.А.

Дата

«27» 05 2022г.

АҢДАТПА

Диссертация кіріспеден, 3 бөлімнен және қорытындыдан, 60 беттен, 30 суреттен, 4 кестеден тұрады.

Қазақстанда және әлемде мұнайды сорғылық өндіру көлемі өсуде, бұл ретте сорғылардың, оның ішінде штангалық тереңдік сорғылардың жұмысындағы істен шығулардың өсуі байқалады. Жұмыста қарнақты ұңғымалық сорғылардың (ШҰСК) жұмысына шолу және талдау жүргізілді. Диссертацияда ГОСТ 31835-2012 " ұңғымалық штангалық сорғылар. Жалпы техникалық талаптар".

Жұмыста ШҰС істен шығу себептері қарастырылады. Сорғылардың істен шығу себептерінің бірі олардың тозуына байланысты клапан түйіндерінің зақымдануы болып табылады. Ақаулық талдауына сәйкес клапандардың істен шығуы барлық ақаулардың шамамен 24% құрайды. Себебі, клапан түйіндері гидравликалық және абразивті тозуға бейім. Осындай мәндерде ұңғыманың терең сорғысын пайдалану тиімсіз, өйткені ұңғыманы тоқтату, сорғыны алу және клапан түйіндерін ауыстыру жүзеге асырылады. Нәтижесінде бастапқы мәннің орташа есеппен 27% - ға төмендеуі байқалады.

Қолданыстағы шар клапанының дизайны негізінде клапанның дизайнын жетілдіруге бағытталған зерттеу жүргізілді. Диссертацияның идеясы клапан қондырғысының құлыптау элементінің басқарылатын айналуын қамтамасыз ету болып табылады, бұл клапанның қызмет ету мерзімін ұзартуға мүмкіндік беретін клапанның орнына шарды тегістеуге мүмкіндік береді. Клапан қондырғысының ұсынылған дизайны бекіту элементінің тозуын азайту арқылы өндіріс тиімділігін арттыруды және клапанның өнімділігін арттыруды қамтиды, бұл орталық тесіктің тік осінің жылжуын және клапанның орнында ағынды бұрау тақтасын орнатуды қамтамасыз етеді.

Диссертациялық зерттеу патенттік іздеу есебіне талдау жүргізді, бұл ұсынылған клапан түйінінің дизайны аналогтары жоқ жаңа өнертабыс екенін дәлелдейді.

АННОТАЦИЯ

Диссертация состоит из введения, 3 разделов и заключения, на 60 страницах, 30 рисунков, 4 таблицы.

Объем насосной добычи нефти в Казахстане и в мире растет, при этом наблюдается рост отказов в работе насосов, в том числе штанговых глубинных насосов. В работе проведен обзор и анализ работы штанговых скважинных насосов (ШСН). В диссертации рассмотрены существующие конструкции насосов и клапанных узлов, выпускаемых по ГОСТ 31835-2012 «Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования».

В работе рассмотрены причины отказов ШСН. Показано, что одной из причин выхода насосов из строя является повреждение клапанных узлов, вследствие их износа. Согласно анализу отказов на выход из строя клапанов приходится около 24% всех отказов. Это связано с тем, что клапанные узлы подвержены гидравлическому и абразивному изнашиванию. При таких значениях эксплуатация скважинного глубинного насоса неэффективна, так как осуществляется остановка эксплуатации скважины, извлечение насоса и замена клапанных узлов. В следствии чего происходит снижение подачи в среднем на 27% от начального значения.

На основе существующей конструкции шарикового клапана было проведено исследование направленное на совершенствование конструкции клапана. Идея диссертации заключается в обеспечении управляемого вращения запорного элемента клапанного узла, обеспечивающее притирку шарика к седлу клапана, что позволяет увеличить срок службы клапана. Предложенная конструкция клапанного узла предполагает повышение технологичности изготовления и увеличение работоспособности клапана за счет снижения износа запорного элемента, что обеспечивается смещение вертикальной оси центрального отверстия и установкой в седле клапана пластины завихрителя потока.

В диссертационном исследовании проведен анализ отчета по патентному поиску, который доказывает, что предложенная конструкция клапанного узла является новым изобретением, не имеющим аналогов.

ANNOTATION

The dissertation consists of an introduction, 3 sections and a conclusion, 60 pages, 30 figures, 4 tables.

The volume of pumped oil production in Kazakhstan and in the world is growing, with an increase in pump failures, including rod downhole pumps. The review and analysis of sucker-rod well pumps (PWP) is carried out in the work. In the dissertation the existing designs of pumps and valve assemblies produced according to the GOST 31835-2012 "Pumps for downhole sucker-rod pumps. General technical requirements".

The reasons of sucker rod pumps failures are considered in the work. It is shown that one of the reasons of pumps failures is the damage of the valve assemblies due to their wear. According to the analysis of failures, the failure of valves accounts for about 24% of all failures. This is due to the fact that the valve assemblies are subject to hydraulic and abrasive wear. At these values the downhole pump operation is inefficient, because the operation of the well is stopped, the pump is extracted and the valve units are replaced. As a result, the flow rate decreases by an average of 27% from the initial value.

Based on the existing design of the ball valve, a study aimed at improving the design of the valve was carried out. The idea of the thesis is to provide a controlled rotation of the shut-off element of the valve unit, ensuring lapping of the ball to the valve seat, which can increase the service life of the valve. The proposed design of the valve unit assumes an increase in manufacturability of production and increase of the valve serviceability by reducing the wear of the locking element that is provided by shifting the vertical axis of the central hole and installing the flow swirl plate in the valve seat.

The thesis research analyzes the patent search report, which proves that the proposed design of the valve unit is a new invention that has no analogues.

Перечень терминов. Перечень сокращений

Месторождение нефти и газа – скопление углеводородов (нефти, газа и газоконденсата) в одной или нескольких залежах, связанных территориально, общностью геологического строения и нефтегазоносности.

Нефтепромысловое оборудование – это комплекс промышленной продукции, предназначенный для использования в нефтегазовом секторе, сюда входит техника для бурения, ремонта скважин, геофизических и геологических работ, добычи, транспортировки и переработки углеводородного сырья.

Коррозия – самопроизвольное разрушение металлов и сплавов в результате химического, электрохимического или физико-химического взаимодействия с окружающей средой.

Износ – изменение размеров, формы, массы или состояния поверхности изделия или инструмента вследствие разрушения (изнашивания) поверхностного слоя изделия при трении.

Износостойкость – это свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию в определённых условиях трения, оцениваемое величиной, обратной скорости изнашивания или интенсивности изнашивания.

Абразивное изнашивание – механическое изнашивание в результате пластического оттеснения, микроскалывания или микрорезания поверхностного слоя при его пропахивании твёрдыми частицами среды или твёрдыми выступами контртела.

Ресурс – объём работы или срок эксплуатации, на который рассчитывается машина, здание и т. п. После исчерпания ресурса безопасная работа устройства не гарантируется, ему требуется капитальный ремонт или замена.

СШНУ – скважинный штанговый глубинный насос;

СШН – скважинный штанговый насос;

НКТ – насосно-компрессорные трубы;

КПД – коэффициент полезного действия;

СК – станок-качалка;

НВ – насосы вставные;

НН – насосы невставные

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	9
1	Обзор литературных источников по штанговой насосной добычи	11
1.1	Общие сведения о добычи нефти с применением скважинной штанговой насосной установки	11
1.2	Основные причины, влияющие на эффективность работы скважинной штанговой насосной установки	13
1.3	Анализ отказов подземного оборудования скважинных штанговых насосных установок	16
1.4	Виды и типы скважинных штанговых насосных установок. Принцип их работы	17
1.5	Проведение патентного поиска по конструктивному исполнению клапанных узлов скважинных штанговых насосов	30
1.6	Краткая характеристика конструкций клапанных узлов и насосов на основе патентного поиска	32
	Выводы по первому разделу	34
2	Аналитические исследования процессов движения запорного элемента шариковых клапанов	35
2.1	Методика расчетов шариковых клапанов	35
2.2	Расчет скорости посадки запорного элемента шарикового клапана	37
2.3	Расчет гидравлического сопротивления клапанного узла	41
	Выводы по второму разделу	42
3	Экспериментальные исследования и их результаты	43
3.1	Конструктивное исполнение шариковых клапанов	43
3.2	Описание экспериментальной установки	46
3.3	Описание конструкции и принципа работы прототипа клапанного узла	49
3.4	Описание конструкции и принципа работы разработанной конструкции клапанного узла скважинного штангового насоса	51
3.5	Влияние угла отклонения оси седла клапана и ширины пластины на движение потока жидкости	52
	Заключение	56
	Список использованной литературы	57

ВВЕДЕНИЕ

В Казахстане насчитывается более 250 месторождений нефти и газа. Около 70% из них расположены на западе страны. Сейчас в мире насчитывается более 65 000 тысяч месторождений нефти и газа. Большинство из них эксплуатируют более 20 лет. Для таких месторождений актуальным является сокращение расходов на обслуживание, ремонт и приобретение нефтепромыслового оборудования. В основном это глубинные насосы, насосно-компрессорные трубы и т.п. так как они наиболее подвержены износу. Являясь основным оборудованием при добыче нефти, они играют важнейшую роль в целесообразном использовании месторождения. С течением времени ухудшаются эксплуатационные свойства скважин, что дает большие нагрузки на глубинные насосы. Причинами этого могут быть: преждевременная обводненность месторождения, отказ наземного или подземного оборудования, износ используемого оборудования, отложение песка, механических примесей, коррозия. Несмотря на то, что заводы-изготовители совершенствуют технические характеристики штанговых насосов, работоспособность их в подобных скважинах снижается.

Учитывая, что 24 % отказов штанговых насосов связано с износом клапанного узла одним из наиболее действенных методов продления срока службы глубинных штанговых насосов является повышение устойчивости шарика клапана к износу, что позволит дольше сохранять его первоначальные размеры и предотвратить утечки продукции скважин в процессе эксплуатации. Однако, одним из условий увеличения износостойкости является использование высокопрочных сплавов, что может стать экономически невыгодным из-за высокой стоимости. Из этого можно сделать вывод, что основным направлением повышения износостойкости и снижения эксплуатационных затрат является поиск и определение конструктивного решения проблемы.

На территории Казахстана насчитывается общий объем запаса нефти и газа в 30 млрд баррелей или 1,7% от мировых запасов. 70% добычи сосредоточено на западе страны. Такой показатель обеспечивает нам 12-е место в мире. Согласно последним данным в 2021 году объем добычи нефти составил 85,7 млн тонн. Более половины этой нефти было добыто с помощью штанговых насосных установок.

Целью работы является увеличение ресурса работы штангового скважинного насоса за счет обеспечения повышенной долговечности клапанного узла путем обеспечения равномерного износа запорного элемента.

Задачи:

- 1) Провести обзор и анализ существующих конструкций клапанов и выбрать прототип;
- 2) На основе проведенного патентного поиска предложить усовершенствованную конструкцию клапанного узла;

3) Провести аналитические и экспериментальные исследования клапанного узла.

Научная новизна магистерской диссертации: на основе проведенных аналитических и патентных исследований установлено, что разработанная конструкция клапанного узла скважинного штангового насоса обладает технической новизной, простотой реализации не требующей существенных изменений в клапане насоса. Расчетным путем подтверждено, что измененная конструкция седла клапана за счет отклонение осевой линии канала на угол α и установки винтовой пластины, позволяет обеспечить вращение запорного элемента клапана и посадку на седло при закрытии клапана новым местом шара (запорного элемента).

Актуальность работы: увеличение объемов добычи нефти в мире насосным способом в связи с старением месторождений нефти растет из года в год. В объемах насосной добычи наибольшие использование получили СШНУ, характеризующиеся простотой конструкции и надежностью в работе. Анализ причин отказов СШНУ показал, что общая доля отказов насосов по причине негерметичности плунжера, клапанных пар составляет порядка 24% от общего количества. В связи с этим, повышение надежности работы и увеличение срока службы клапанных узлов является актуальной проблемой.

1 Обзор литературных источников по штанговой насосной добычи

1.1 Общие сведения о добычи нефти с применением СШНУ

Штанговые насосы используются в подавляющем большинстве нефтяных и газовых скважин в мире. Несмотря на простоту и легкость в эксплуатации, штанговые насосные системы имеют низкую энергоэффективность из-за потерь энергии, связанных с механической системой передачи энергии, а также дополнительной энергии, необходимой для приведения в действие тяжелой системы противовесов [1].

Более 1 миллиона из 2 миллионов нефтяных скважин в мире подняты искусственно. Более 750 000 из них используют штанговые насосные системы.

Штанговые насосы являются самым старым и наиболее распространенным видом систем искусственного подъема для нефтяных скважин. Типичная насосная система состоит в основном из привода, поверхностного насосного агрегата, колонны штанг и скважинный насос. Скважинная насосная установка включает:

- привод штангового насоса;
- канатную подвеску, устьевой шток и устьевое оборудование;
- колонны насосно-компрессорных труб (НКТ) и насосных штанг;
- скважинный насос и вспомогательное подземное оборудование;
- станцию управления и фундамент.

Вращательное движение движущей силы (двигателя) преобразуется в вертикальное возвратно-поступательное движение через редуктор, кривошип и балансир. Это движение передается скважинному насосу через полированный шток и колонну штанг, позволяя ему двигаться вверх и вниз, создавая насосное действие. Поднятая жидкость затем направляется через насосно-компрессорные трубы в поверхностную линию потока.

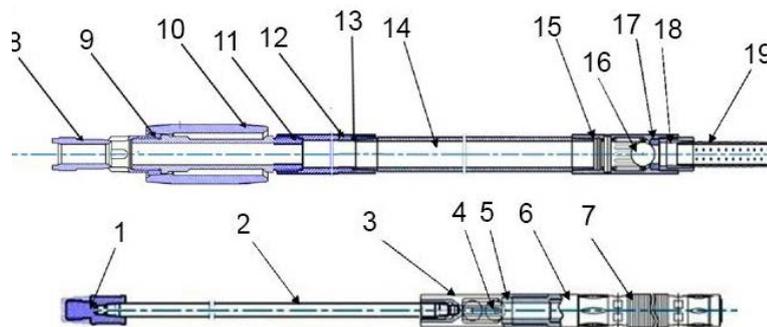
Производительность привода штангового СН зависит от работы электродвигателя, контролируемого специальным блоком управления.

Редуктор преобразует высокоскоростную энергию с низким крутящим моментом, поставляемую тягачом, в низкоскоростную энергию с высоким крутящим моментом, которая затем используется поверхностным агрегатом.

Противовесы используются для балансировки грузов во время движения вверх. Подъем и опускание движение передается от балансира к подповерхностному насосу через полированный стержень, расположенный в верхней части колонны штанг, и саму колонну штанг. Полированный шток образует плотное уплотнение с сальником, который представляет собой уплотнительное устройство, прикрепленное к тройнику насоса и используемое для отвода добываемой жидкости в выкидную линию.

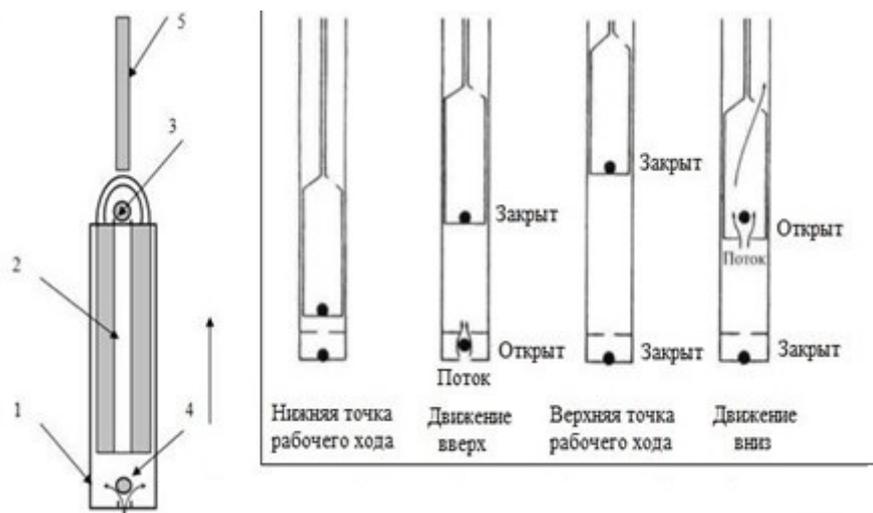
Основными элементами конструкции штангового глубинного насоса, который размещается в скважине на особой колонне, состоящей из подъемных труб, являются:

- цилиндрический корпус, во внутренней части которого устанавливается пустотелый поршень (вытеснитель), называемый плунжером;
- нагнетательный клапан, устанавливаемый в верхней части вытеснителя;
- всасывающий клапан шарового типа, который размещается в нижней части неподвижного цилиндрического корпуса;
- насосные штанги, соединенные с особым механизмом (качалкой) и плунжером и сообщающие последнему возвратно-поступательное движение.



- 1 – переходник штока, 2 – шток, 3 – нагнетательный клапан, 4 – шар, 5 – седло, 6 – переходник плунжера, 7 – уплотнительная часть, 8 – направляющая штока, 9 – уплотнительное кольцо, 10 – анкерный шпindel, 11 – крепление шпинделя, 12 – резьбовая часть, 13 – уплотнительная муфта, 14 – цилиндр насоса, 15 – корпус приемного клапана, 16, 17 – клапанная пара шар-седло, 18 – держатель седла, 19 – грубый фильтр.

Рисунок 1.1 – Основные элементы конструкции штангового глубинного насоса



- 1 – цилиндрический корпус, 2 – пустотелый поршень (плунжер),
3 – нагнетательный клапан, 4 – всасывающий клапан, 5 – насосная штанга.

Рисунок 1.2 – Полный цикл откачки скважинного штангового насоса

Вертикальное возвратно-поступательное движение балансира передается через колонну штанг на плунжер (в соответствии с рисунком 1.2), позволяя ему двигаться вверх и вниз. Эти движения вверх и вниз образуют полный цикл откачки. Во время подъема плунжер поднимается вверх с определенной скоростью, давление внутри ствола снижается ниже давления на входе в насос. Тогда всасывающий клапан открыт, и жидкость непрерывно поступает в ствол до конца хода вверх, когда всасывающий клапан закрывается. Во время хода вниз плунжер движется вниз, и давление в стволе увеличивается, что приводит к открытию нагнетательный клапана. Жидкость вытекает из ствола в трубу [3].

Благодаря этим основным преимуществам, штанговые насосные системы, скорее всего, сохранят свои позиции в отрасли как наиболее благоприятный метод искусственного подъема. Ожидается, что использование этих насосных систем в будущем будет расти благодаря их применимости во многих нетрадиционных областях, включая сланцевые пласты, где требуется большое количество скважин, работающих с низкими дебитами [4].

Главные преимущества глубинных насосов:

- относительная простота конструкции;
- недефицитность;
- высокая надежность;
- малое влияние на работу СШНУ физико-химических свойств откачиваемой жидкости;
- высокий КПД;
- наличие глубинных насосов разных размеров, изготовленных из различных материалов в зависимости от дебитов и откачиваемой среды;
- долгий срок службы;
- относительно незначительные расходы на проведение ремонтных работ.

1.2 Основные причины, влияющие на эффективность работы скважинной штанговой насосной установки

Причины, влияющие на эффективность работы СШНУ можно разделить на постоянные и переменные.

К постоянным причинам относятся:

- влияние свободного газа в откачиваемой смеси;
- уменьшение длины полезного хода плунжера;
- повышенное содержание песка, что ведет к образованию песчаных пробок;
- отложение парафинов, солей.

К переменным причинам относятся:

- разгерметизация цилиндра и плунжера, вследствие износа;

– утечки в клапанах насоса из-за их не мгновенного закрытия и открытия и, главным образом, из-за их износа и коррозии;

– утечки через неплотности в муфтовых соединениях НКТ, которые все время подвергаются переменным нагрузкам.

Газ в скважине обеспечивает подъем жидкости с забоя на поверхность. Однако значительное количество свободного газа на приёме насоса приводит к уменьшению коэффициента наполнения насоса вплоть до нарушения подачи.

Основным методом борьбы с газом является установка сепаратора на входе в насос. Сепаратор позволяет отделить газ от жидкости и вывести его в затрубное пространство.

Повышенное содержание песка ведет к абразивному износу плунжерной пары, клапанных узлов, к интенсивному изнашиванию внутренней поверхности НКТ. Наиболее эффективный метод - предупреждение и регулирование поступления песка из пласта в скважину.

При добычи нефти с высоким содержанием парафинов происходит его отложение на внутренних стенках НКТ. Как результат этого сужается поперечное сечение труб, уменьшение диаметра трубы ведет к повышению сопротивления жидкости, возрастает нагрузка на головку балансира СК (станка-качалки), нарушается его уравниваемость, уменьшается коэффициент подачи.

Эффективность насосной добычи во многом обуславливается условиями сокращения расходов на обслуживание, правильным подбором и приобретением промыслового оборудования, в первую очередь глубинных насосов, насосно-компрессорных труб, насосных штанг, т.к. они подвержены наибольшему износу и от состояния которых зависит подача штанговой насосной установки [9 - 12].

В целом ряде работ [13 - 23] отмечается тенденция к снижению срока службы насосов, что обусловлено ухудшением условий их эксплуатации, что связано с увеличением глубин спуска СШН, прогрессирующей обводненностью продукции скважин, усилением коррозионных свойств откачиваемой жидкости и целым рядом других факторов, которые представлены на рисунке 1.3.

Из представленных на рисунке 1.3 причины утечек в подземном оборудовании СШНУ в первую очередь, нас интересуют утечки в скважинных штанговых насосах, особенно в клапанном узле насоса. Наиболее эффективным способом увеличения срока службы штанговых глубинных насосов является повышение их износостойкости, позволяющий сохранить первоначальный, полученный при изготовлении зазор между плунжером и цилиндром насоса, клапанной пары и тем самым избежать роста утечек продукции скважин в процессе эксплуатации. Но для увеличения износостойкости необходимо использовать высокопрочные сплавы для изготовления трущихся деталей насосов, а их применение может оказаться экономически невыгодным из-за высокой стоимости. Следовательно,

основным направлением снижения эксплуатационных затрат является определение и поиск нетрадиционных путей снижения утечек в подземной части традиционного насосного оборудования скважин [12-17].

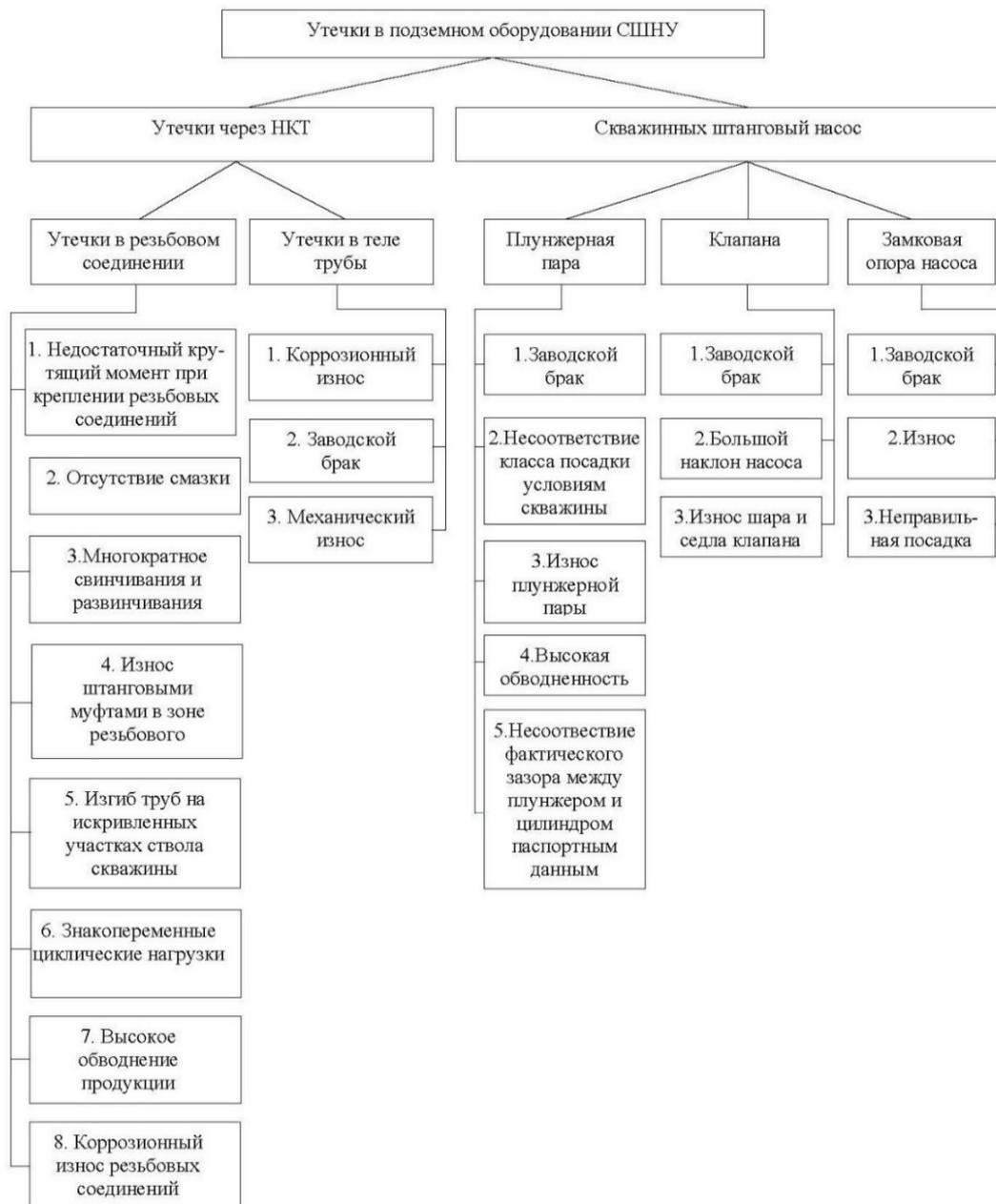


Рисунок 1.3 – Причины утечек в подземном оборудовании СШНУ

Основной причиной утечек в плунжерной паре и клапанном узле скважинных штанговых насосов является износ, возникновение которого обусловлено содержащимися в перекачиваемой жидкости механическими примесями, в первую очередь песка. Основными факторами, определяющими величину утечки откачиваемой жидкости через зазор, являются перепад давления на торцах плунжера, и величина зазора. Перепад давления увеличивается с ростом глубины подвески насоса и с уменьшением давления

на приеме насоса, что характерно для глубоких малодебитных скважин, или скважин с низким коэффициентом продуктивности.

1.3 Анализ отказов подземного оборудования штанговых установок

Анализ около 8 тыс. отказов штанговых насосов показал, что первое место занимают отказы, причиной которых стали обрывы колонны штанг, второе место – отказы, связанные с неисправностью клапанных узлов и третье место – отказы, из-за герметичности пары цилиндр-плунжер (в соответствии с рисунком 1.4).

Разберем причину возникновения отказов скважин, описанных выше. В ходе возвратно-поступательного движения колонна штанг трется об колонну насосно-компрессорных труб. При таком трении изнашиванию подвергаются и колонна НКТ и штанги, что по итогу приводит к обрыву колонны штанг и колонны НКТ. При наличии абразива в насосе пара цилиндр-плунжер так же быстро приходит в негодность. Попадая в зазор, механические примеси вызывают истирание поверхности, что ведет за собой увеличение зазора и, как следствие, негерметичность пары.



Рисунок 1.4 – Причины отказов штанговой установки

Из графика видно, что второе место отказов занимают выход из строя клапанов.

Наиболее важным узлом насоса является клапанный узел глубинного насоса. Данный узел постоянно подвержен изнашиванию. Виды износа, которым подвержен клапанный узел: эрозионный, коррозионный и механический. В виду того, что скважинная жидкость содержит в себе различные примеси, такие как парафин, смолы, песок, соли проходя через насос эти примеси имеют свойство откладываться в клапанных узлах. Стоимость спускоподъемных операций на порядок превышает стоимость насоса и к этому еще необходимо добавить стоимость не добытой нефти по

вине простоев. Малые проходные сечения в клапанах серийных отечественных и импортных насосов является причиной очень высоких гидравлических сопротивлений и как следствие этого частых обрывов и зависания штанг, заклинивания плунжера, снижение КПД насоса и выхода его из строя.

Поэтому клапанный узел штангового насоса требует к себе большого внимания для повышения показателей работы насосного оборудования.

1.4 Виды и типы скважинных штанговых насосных установок. Принцип их работы

Все виды СШНУ включают три главные взаимосвязанные части: привод, устанавливаемый у устья скважины; плунжерный насос, располагаемый в глубине скважины, и колонну насосных штанг, присоединяемую к приводу, сообщающую подвижной части насоса возвратно-поступательное движение, и этим приводящую его в действие.

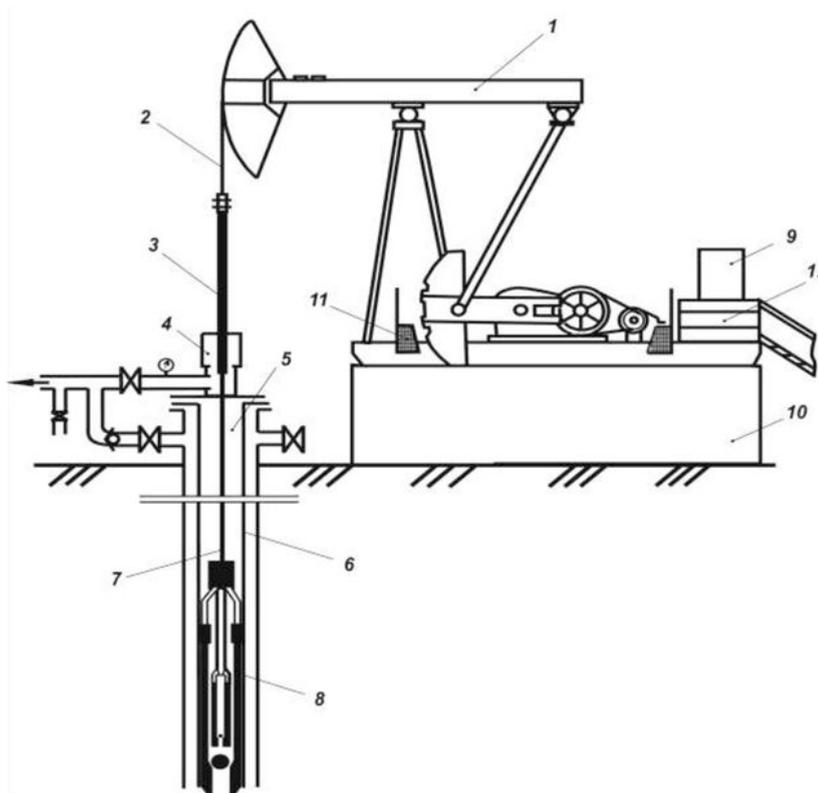
В качестве привода СШНУ в нашей стране и за рубежом наиболее широко применяются балансирные станки-качалки, состоящие из редуктора и сдвоенного четырехзвенного шарнирного механизма, преобразующего вращательное движение кривошипов в поступательное движение балансира, к дуге головки которого с помощью гибкого звена — канатной подвески — подсоединен устьевой шток с прикрепленной к нему колонной насосных штанг.

СШНУ состоит из насосной установки на поверхности (наземное оборудование) и плунжерного насоса, погруженного в эксплуатационную жидкость в скважине (подземное оборудование). К наземному оборудованию относится станок-качалка (СК) и приустьевое оборудование. Подземное оборудование состоит из НКТ, насосных штанг, штангового насоса, а также устройств, оптимизирующих работу установки в осложненных условиях. Устьевое оборудование насосных скважин предназначено для герметизации затрубного пространства, внутренней полости НКТ, отвода продукции скважин и подвешивания колонны НКТ. Устьевое оборудование типа ОУ включает устьевой сальник, тройник, крестовину, запорные краны и обратные клапаны. Устьевой сальник герметизирует выход устьевого штока с помощью сальниковой головки и обеспечивает отвод продукции через тройник. Тройник ввинчивается в муфту НКТ. Наличие шарового соединения обеспечивает самоустановку головки сальника при несоосности сальникового штока с осью НКТ, исключает односторонний износ уплотнительной набивки и облегчает смену набивки.

Колонна НКТ подвешена на конусе в крестовине и расположена эксцентрично относительно оси скважины, что позволяет проводить спуск приборов в затрубное пространство через специальный устьевой патрубков с задвижкой.

Конструктивной особенностью СШНУ является то, что в скважине устанавливают плунжерный насос, который приводится в действие приводом на поверхности посредством колонны штанг.

Привод 1 размещают в непосредственной близости от устья скважины и посредством канатной подвески 2 соединяют с устьевым штоком 3 (в соответствии с рисунком 1.5). Для обеспечения герметичности верхней части колонны НКТ устьевой шток устанавливают в сальнике 4, расположенного в корпусе с боковыми отводами, один из которых соединяет внутреннюю полость НКТ с промысловым коллектором. К нижнему концу устьевого штока подвешивают колонну штанг 7, которая служит для передачи вертикального возвратно – поступательного движения плунжеру скважинного насоса.



- 1 - привод скважинного штангового насоса; 2 - канатная подвеска; 3 - устьевой шток; 4 - сальниковое устройство; 5 - устьевая арматура; 6 - колонна НКТ; 7 - колонна насосных штанг; 8 - скважинный насос; 9 - станция управления; 10 - фундамент; 11 - ограждение; 12 - рабочая площадка

Рисунок 1.5 – Схема штанговой скважинной насосной установки

Насосно-компрессорные трубы соединяют цилиндр скважинного насоса с устьевым оборудованием, и образуют канал для движения откачиваемой жидкости от насоса к устью скважины.

Принцип действия скважинной штанговой насосной установки заключается в следующем. Крутящий момент двигателя передается через трансмиссию механизму, преобразующему вращательное движение

выходного вала двигателя в возвратно-поступательное движение колонны насосных штанг и связанного с ними плунжера насоса. При движении штанг вверх нагнетательный клапан закрыт, и плунжер поднимает вверх находящийся над ним столб жидкости, поступающей через боковой отвод устьевого сальника в выкидную линию скважины. Через открытый всасывающий клапан жидкость из скважины заполняет объем цилиндра насоса под плунжером.

Скважинный насос представляет собой плунжерный насос, чаще всего дифференциального действия. Он состоит из цилиндра, спускаемого на колонне насосных штанг или НКТ, и полого плунжера, соединенного со штангами. Цилиндр насоса в нижней части имеет всасывающий клапан, а плунжер – нагнетательный клапан. В зависимости от конструкции насоса расположение и количество клапанов меняется.

При движении штанг вниз плунжер опускается в цилиндр насоса и всасывающий клапан под действием давления столба жидкости закрывается. Жидкость, содержащаяся в нижней части цилиндра, переходит через открытый нагнетательный клапан в верхнюю часть и, соответственно, в насосно-компрессорные трубы. Затем описанный цикл повторяется [4].

В соответствии с ГОСТ 31832-2012 индивидуальные приводы штанговых скважинных насосов с механической трансмиссией различаются:

по наличию балансира – балансирное и безбалансирное [5];

по способу уравнивания:

- балансирное;
- балансирно-кривошипное;
- кривошипное;
- пневматическое;
- неуравновешенное;
- по длине хода:
- обычное;
- длинноходное.

Основные параметры приводов штанговых насосов:

- максимальная нагрузка в точке подвеса штанг, кН;
- максимальная длина хода устьевого штока, м;
- крутящий момент на ведомом валу редуктора, кН·м.

Различают индивидуальные и групповые приводы. Групповые приводы могут одновременно обслуживать от 2 до 40 скважин.

В большинстве СШНУ применяют механические индивидуальные приводы балансирного типа – станки-качалки (СК) (в соответствии с рисунком 1.6).

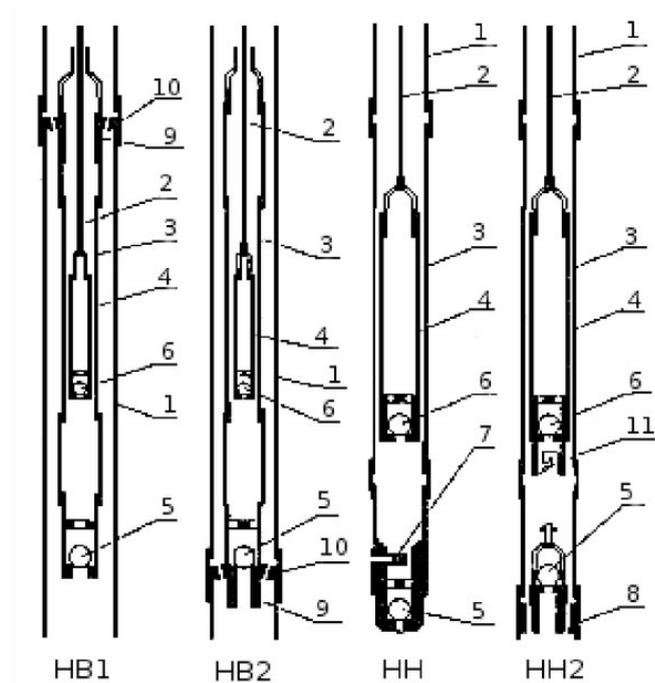
Такие приводы состоят из первичного двигателя, трансмиссии, передающей крутящий момент вала двигателя и механизма, преобразующего вращательное движение ведущего звена (кривошипа) в возвратно-

поступательное движение точки подвеса штанг. При этом кривошип движется с постоянной скоростью, а штанги с переменной.

Трансмиссия снижает частоту вращения вала двигателя до числа ходов точки подвеса штанг и обычно состоит из ременной передачи от двигателя к входному валу редуктора и редуктора. В качестве трансмиссии в них используют клиноременную передачу, являющуюся гибким звеном и смягчающую ударные нагрузки, и редуктор, снижающий частоту вращения до требуемого значения.

Редуктор может выполняться двух- или трехступенчатым с зубчатыми зацеплениями различных типов.

Преобразующий механизм СК балансирного типа оснащается уравнивающим устройством, накапливающим потенциальную энергию при ходе колонны штанг вниз и отдающим её при ходе вверх, что является необходимым для обеспечения оптимального режима работы двигателя. При этом обеспечивается возможность применения двигателя меньшей мощности (2-4 раза).



1 – колонна НКТ, 2 – колонна НШ, 3 – цилиндр плунжера, 4 – плунжер, 5 – всасывающий клапан, 6 – нагнетательный клапан, 7 – ограничитель, 8 – седло-конус, 9 – место под замковую опору, 10 – замковая опора, 11 – ловитель. НВ1 – насос вставной с замковой опорой наверху, НВ2 – насос вставной с замковой опорой внизу, НН – насос невставной, НН2 – насос невставной с ловителем

Рисунок 1.6 – Конструкция штангового насоса

Механизм выполняют на основе шарнирного четырехзвенника, с кривошипным, балансирным или комбинированным уравниванием. При этом он может быть аксиальным или дезаксиальным, что определяется

соотношением длин звеньев преобразующего механизма и расположением центра вращения кривошипов.

В общем случае скважинные штанговые насосы состоят из цилиндра, плунжера, всасывающего и нагнетательного клапанов, узлов крепления. Несмотря на большое количество созданных разновидностей штанговых насосов различают две основные группы: вставные и невставные (трубные), схожие по принципу действия, заключающегося в следующем.

1.4.1 Описание конструкции скважинных штанговых насосов в соответствии с ГОСТ 31835-2012. Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования

Настоящий стандарт распространяется на скважинные штанговые насосы возвратно-поступательного действия, предназначенные для добычи нефти из скважин при обводненности продукции скважин до 99%, температуре до 403 К (130°C), содержании механических примесей до 1,3 г/л, содержании H_2S CO_2 и до 200 мг/л, минерализации воды до 200 мг/л и водородном показателе рН 4,0-8,0 [5].

Насосы следует применять для эксплуатации скважин в умеренном и холодном климатических районах по ГОСТ 16350. Категория изделий - 5 по ГОСТ 15150.

ГОСТ дает описание разных конструкций штанговых насосов. Рассмотрим конструктивные особенности насосов (7 типов и 3 исполнения), которые применяются в нашей стране для нормальных и осложненных условий эксплуатации. Они обеспечивают подачу от 5,5 до 400 м³/сут при глубине подвески насоса до 3500 м.

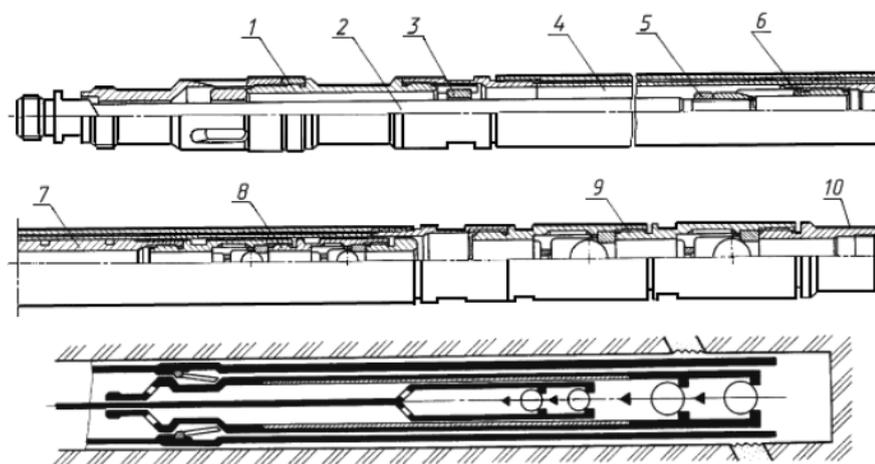
По ГОСТ 31835-2012 различают насосы двух основных типов: вставные (НВ) и невставные (НН). В свою очередь вставные делятся на насосы [5]:

- с неподвижным цилиндром и верхним якорем;
- с неподвижным цилиндром и нижним якорем;
- с подвижным цилиндром и нижним якорем;
- с неподвижным дифференциальным цилиндром, верхним якорем.

Невставные (трубные) делятся на насосы:

- с плунжером с захватывающим штоком всасывающего клапана;
- с плунжером с захватом всасывающего клапана;
- с плунжером с автосцепом и сливным клапаном;
- с плунжером дифференциальным с захватом всасывающего клапана;

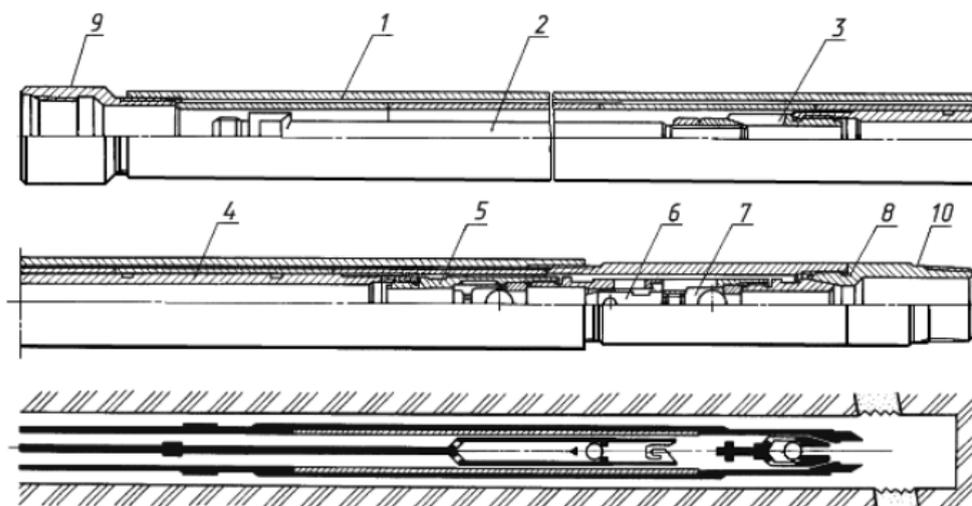
Исполнение элементов насосов типа НВ1С - насосы вставные с верхним расположением опоры и втулочным цилиндром (в соответствии с рисунком 1.7).



- 1 - замок и уплотнение насоса, 2 – шток, 3 – упор, 4 – цилиндр, 5 – контргайка,
 6 - переводник плунжера, 7 – плунжер, 8 - нагнетательный клапан,
 9 - всасывающий клапан, 10 - переводник насоса

Рисунок 1.7 – Схема насоса типа НВ1С

Исполнение элементов насосов типа НН2С - насосы невставные с втулочным цилиндром, ловителем всасывающего клапана и нагнетательным клапаном в нижней части проходного плунжера (в соответствии с рисунком 1.8).



- 1 – цилиндр, 2 – шток, 3 - переводник плунжера, 4 – плунжер, 5 - нагнетательный клапан, 6 - шток ловителя, 7 - всасывающий клапан, 8 - опора всасывающего клапана,
 9 - верхний переводник, 10 - нижний переводник

Рисунок 1.8 – Схема насоса типа НН2С

Скважинный штанговый насос – гидравлическая машина объемного типа, где уплотнение между плунжером и цилиндром достигается за счет

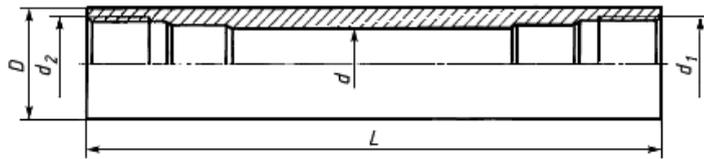
высокой точности их рабочих поверхностей и регламентируемых зазоров. В зависимости от размера зазора в паре «цилиндр - плунжер» выпускают насосы пяти групп посадок.

Цилиндры насосов допускается изготавливать в трех исполнениях:

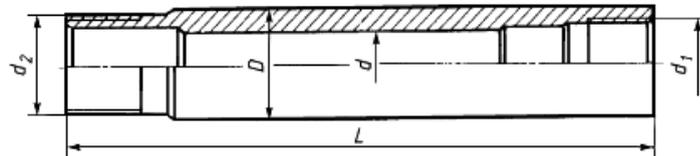
ЦБ - цилиндр цельный безвтулочный толстостенный;

ЦТ - цилиндр цельный безвтулочный тонкостенный;

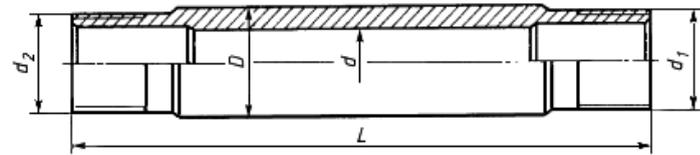
ЦС - цилиндр втулочный (составной) из набора втулок, стянутых внутри кожуха переводниками.



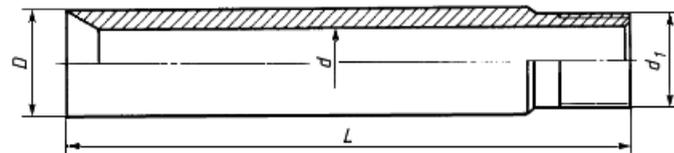
a - ЦБ-дв-1



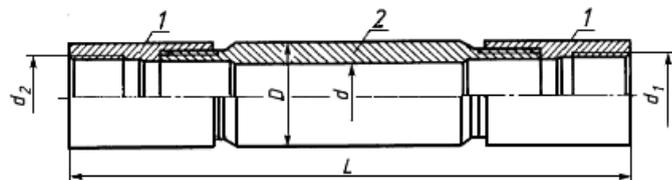
б - ЦБ-дн-1



в - ЦБ-дв-1



г - ЦБ-дн-1, У

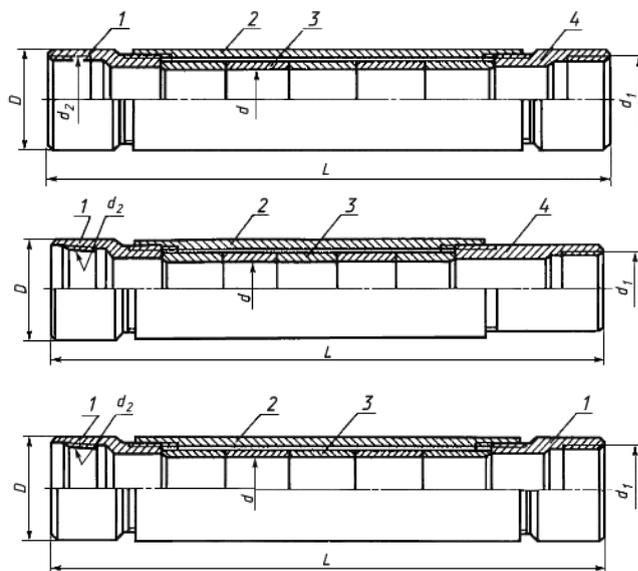


1 – переводник, 2 – цилиндр

Рисунок 1.9 – Схема цилиндров исполнения ЦБ

Втулочные (составные) цилиндры (в соответствии с рисунком 1.9) состоят из корпуса, стальных или чугунных втулок и переводников, обеспечивающих стяжку и герметизацию втулок по их торцам.

Корпус насоса представляет собой трубу, изготовленную из низколегированной конструкционной стали.



1 - переводник цилиндра, 2 – корпус, 3 – втулки, 4 - переводник удлинителя

Рисунок 1.10 – Схема цилиндров исполнения ЦС

Плунжеры насосов изготавливают следующих исполнений:

П1Х - с кольцевыми канавками, цилиндрической расточкой на верхнем конце и хромовым покрытием наружной поверхности;

П2Х - с кольцевыми канавками и хромовым покрытием наружной поверхности;

П1А - с кольцевыми канавками, цилиндрической расточкой на верхнем конце и азотированной наружной поверхностью;

П2А - с кольцевыми канавками и азотированной наружной поверхностью;

П1И - с кольцевыми канавками, цилиндрической расточкой на верхнем конце и упрочнением наружной поверхности методом напыления;

П2И - с кольцевыми канавками и упрочнением наружной поверхности методом напыления;

П1НХ - с кольцевыми канавками, цилиндрической расточкой на верхнем конце, хромовым покрытием наружной поверхности и наружной присоединительной резьбой;

П1НИ - с кольцевыми канавками, цилиндрической расточкой на верхнем конце, упрочнением наружной поверхности методом напыления и наружной присоединительной резьбой;

П1Нм - с манжетными (металлическими и неметаллическими) уплотнителями и наружной присоединительной резьбой (в соответствии с рисунком 1.10)

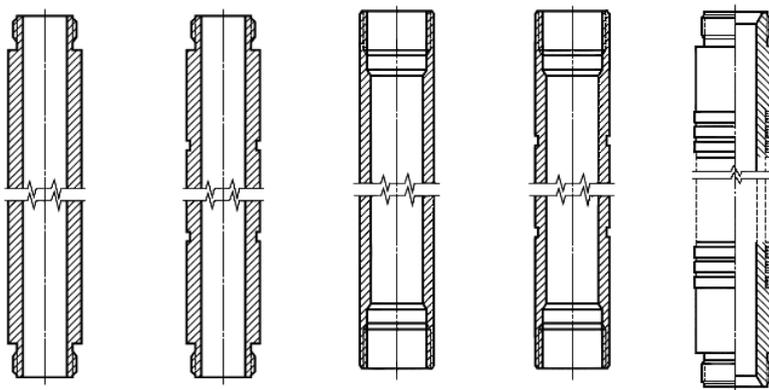
Известны различные конструкции ШСН. Остановимся на конструктивных особенностях тех насосов (7 типов и 3 исполнения), которые выпускает отечественная промышленность для нормальных и осложненных условий эксплуатации. Они обеспечивают подачу от 5,5 до 400 м³/сут при глубине подвески насоса до 3500 м.

1) По способу крепления к колонне НКТ:

- вставные (НВ) скважинные насосы;
- невставные (НН) скважинные насосы.

2) По исполнению цилиндра:

- Б – с толстостенным цельным цилиндром;
- С – с составным цилиндром.



а – исполнения П1Х, П1А, П1И; б – исполнения П2Х, П2А, П2И;
в – исполнение П1Нм

Рисунок 1.11 – Плунжеры

3) По конструктивным особенностям, определенным функциональным назначением:

Т – с полым штоком, обеспечивающим подъем жидкости по каналу колонны трубчатых штанг;

А – со сцепляющим устройством (только для насосов типа НН) для сцепления колонны насосных штанг с плунжером насоса;

Д1 – одноступенчатые двухплунжерные, обеспечивающие откачку высоковязкой жидкости;

Д2 – одноступенчатые двухплунжерные с двуступенчатым сжатием откачиваемой жидкости;

У – с разгруженным цилиндром (только для насосов типа НН2), снимающим циклическую нагрузку при работе.

4) По стойкости к среде:

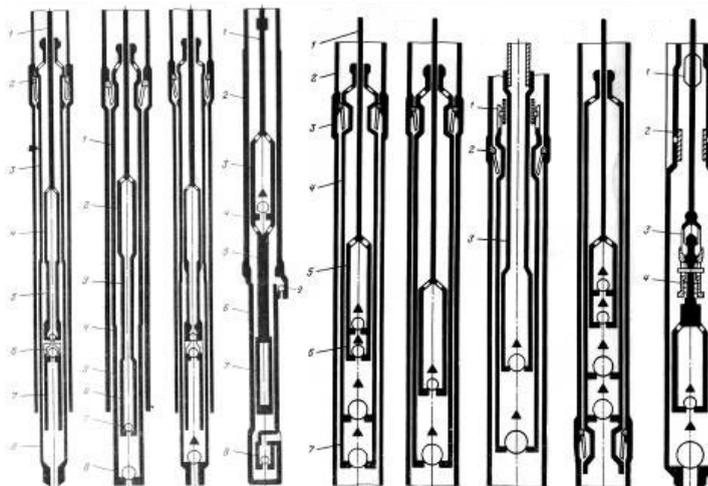
без обозначения – нормальные, т. е. стойкие к среде с содержанием механических примесей до 1,3 г/л;

И – абразивостойкие, т.е. стойкие к среде с содержанием механических примесей более 1,3 г/л.

Изготавливают скважинные штанговые насосы следующих видов:

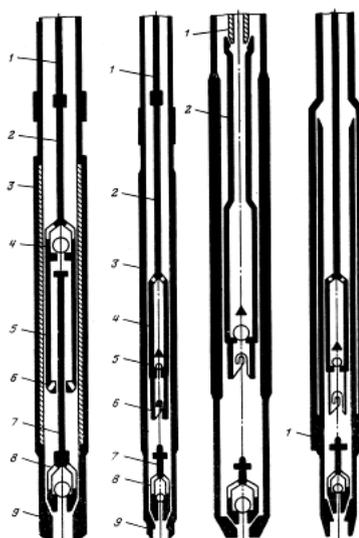
- НВ1 – вставной с замком на верху;
- НВ2 – вставной с замком внизу;
- НН – невставной без ловителя;
- НН1 – невставной с захватным штоком;
- НН2 – невставной с ловителем.

Ниже в соответствии с рисунком 1.12 и 1.13 показаны конструктивные исполнения насосов.



- 1 – шток, 2 – насосно-компрессорные трубы, 3 – замок, 4 – цилиндр, 5 – плунжер, 6 – нагнетательный клапан, 7 – всасывающий клапан, 8 – полые штанги

Рисунок 1.12 – Штанговые вставные насосы



- 1 – колонна НКТ, 2 – насосная штанга, 3 – цилиндр с удлинителями, 4 – плунжер, 5 – всасывающий клапан, 6 – нагнетательный клапан, 7 – сбивной штифт, 8 – седло конуса, 9 – замок, 10 – замковая опора, 11 – ловитель

Рисунок 1.13 – Штанговые невставные насосы

1.4.2 Конструктивные особенности скважинных штанговых насосов

Цилиндр невставного (трубного) скважинного насоса присоединяется к колонне НКТ и вместе с ней спускается в скважину. Плунжер НСН вводится через НКТ в цилиндр вместе с подвешенным к нему всасывающим клапаном на насосных штангах. Чтобы не повредить плунжер при спуске, его диаметр принимают меньшим внутреннего диаметра НКТ примерно на 6 мм. Применение НСН целесообразно в скважинах с большим дебитом, небольшой глубиной спуска и большим межремонтным периодом. Для смены насоса (цилиндра) необходимо извлекать штанги и трубы.

В верхней части плунжера насоса НСН-1 размещается нагнетательный клапан и шток с переводником под штанги. К нижнему концу плунжера с помощью наконечника на захватном штоке свободно подвешивается всасывающий клапан. При работе клапан сажается в седло корпуса. Подвешивать всасывающий клапан к плунжеру необходимо для слива жидкости из НКТ перед их подъемом, а также для замены клапана без подъема НКТ. Наличие захватного штока внутри плунжера ограничивает длину его хода, которая в насосах НСН1 не превышает 0,9 м.

В насосе НСН2 в отличие от насоса НСН1 нагнетательный клапан установлен на нижнем конце плунжера. Для извлечения всасывающего клапана без подъема НКТ используется ловитель (байонетный замок), который крепится к седлу нагнетательного клапана. Ловитель имеет две фигурные канавки для зацепления. В клетку всасывающего клапана ввинчен шпindel (укороченный шток) с двумя утолщенными шпильками. После посадки всасывающего клапана в седло корпуса поворотом колонны штанг на 1—2 оборота против часовой стрелки добиваемся того, что шпильки шпинделя скользят по канавкам ловителя и всасывающий клапан отсоединяется от плунжера. Захват осуществляется после посадки плунжера на шпindel при повороте колонны штанг по часовой стрелке.

Насос НСН2 выпускается с верхним и нижним креплением цилиндра к НКТ. Во втором случае цилиндр насоса нижним концом устанавливается в муфте НКТ посредством переводника, а верхний конец его свободен, т. е. цилиндр разгружен. Максимальная глубина спуска насосов НСН2 с нижним креплением по сравнению с насосами НСН1, а также НСН2 с верхним креплением, увеличивается соответственно с 1200 и 1500 м до 2200 м.

Вставной скважинный насос в собранном виде спускается внутрь НКТ на штангах. Крепление (посадка и уплотнение) НСВ происходит на замковой опоре, которая предварительно спускается на НКТ (замковые опоры изготавливают с пружинными или малогабаритными якорями). Насос извлекается из скважины при подъеме только колонны штанг. Поэтому НСВ целесообразно применять в скважинах с небольшим дебитом при больших глубинах спуска.

Насос НСВ1 включает цилиндр, плунжер, замок, нагнетательный, всасывающий и противопесочный клапаны. Всасывающий клапан ввернут в нижний конец цилиндра, а нагнетательный — плунжера. Для повышения

надежности и долговечности насоса эти клапаны выполнены сдвоенными парами «седло — шарик». Вверху плунжера имеется шток с переводником под штанги. Замок и противопесочный клапан размещены в верхней части цилиндра.

Насос НСВ2 в отличие от насоса НСВ1 имеет замок в нижней части цилиндра. Насос сажается на замковую опору нижним концом. Это освобождает цилиндр насоса от циклической растягивающей нагрузки и позволяет значительно увеличить глубину подвески насосов. Если максимальная глубина спуска насосов НСВ1 не превышает 2500 м, то для насосов НСВ2 она составляет 2500 - 3000 м.

Для эксплуатации скважин при наличии осложненных условий разработаны насосы специальных типов или исполнений. При откачке жидкости с объемным содержанием песка до 0,2 % более надежен насос исполнения НСВ1П, имеющий в отличие от насоса НСВ1 одинарные клапаны с седлами из твердого сплава ВК6-В. Для откачки жидкости с объемным содержанием песка более 0,2 % предназначен насос исполнения НСН2Т с использованием трубчатых штанг (откачиваемая жидкость из плунжера поступает в полые штанги и по ним поднимается на поверхность).

Для эксплуатации скважин обводненных (более 99 %) и с значительным пескопроявлением (более 0,2 %) разработаны насосы исполнения НСВ1В и НСН2В. В них установлены узлы верхней и нижней защиты с эластичными воротниками, которые предотвращают попадание песка в зазор между плунжером и цилиндром. Внутри плунжера установлен сепаратор для отделения нефти из откачиваемой жидкости и смазки ею трущихся поверхностей плунжерной пары. Для откачки высоковязкой (до 300 мПа·с) жидкости предназначен дифференциальный насос одностороннего действия НСВГ, состоящий из двух спаренных насосов, один из которых (верхний) является рабочим, а другой создает дополнительное усилие для проталкивания плунжера в цилиндре при ходе вниз.

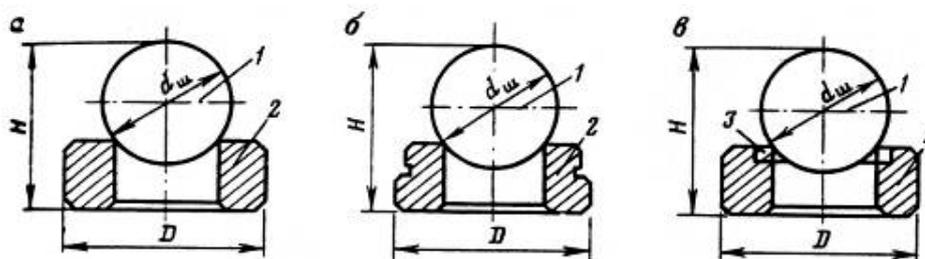
Насос НСВД в отличие от насоса НСВГ на нижнем конце нижнего цилиндра имеет еще один всасывающий клапан, что создает дополнительную камеру для сжатия газированной жидкости. При ходе плунжеров вверх заполняется объем нижнего цилиндра и в кольцевом пространстве дожимается газированная жидкость. При ходе вниз часть жидкости из нижнего цилиндра перетекает в подъемные трубы, а часть заполняет кольцевое пространство. Такая конструкция обеспечивает работу насоса при объемном содержании свободного газа на приеме не более 25 %, а для остальных конструкций допустимое объемное содержание свободного газа не должно превышать 10 %.

Насос НСНА позволяет осуществлять форсированный отбор жидкости из скважин через НКТ, диаметр которых меньше диаметра плунжера. Это достигнуто особой его конструкцией — наличием автосцепы, включающего сцеп и захват, и сливного устройства.

Цилиндры насосов бывают втулочные (собранные из коротких стальных

или чугунных втулок в кожухе) и безвтулочные (из цельной стальной трубы). Плунжеры изготавливают из стальных труб длиной 1,2; 1,5 и 1,8 м. Наружная поверхность плунжера и внутренняя поверхность втулок отполированы. В зависимости от содержания механических примесей в откачиваемой жидкости применяют гладкие или с кольцевыми канавками на наружной поверхности (типа «пескобрей») плунжеры. Насосы изготавливают четырех групп посадок (0; 1; 2; 3) с зазором между плунжером и цилиндром соответственно не более 0,045; 0,02 - 0,07; 0,07 - 0,12 и 0,12 - 0,17 мм. Чем больше вязкость жидкости, тем принимается выше группа посадки. Для откачки жидкости с высокой температурой или повышенным содержанием песка и парафина рекомендуется использовать насосы третьей группы посадки. При большой глубине спуска рекомендуется применять насосы с меньшим зазором. Условный размер насосов (по диаметру плунжера) и длина хода плунжера соответственно приняты в пределах: для НСВ - 28 - 55 мм и 1,2 - 6 м, а для НСН - 28 - 93 мм и 0,6 - 4,5 м. В целом отечественная промышленность выпускает широкого ассортимента насосное оборудование для добычи нефти в разнообразных условиях.

Насос выбирают с учетом состава откачиваемой жидкости (наличие песка, газа и воды), ее свойств, дебита и глубины его спуска, а диаметр НКТ — в зависимости от типа и условного размера насоса.

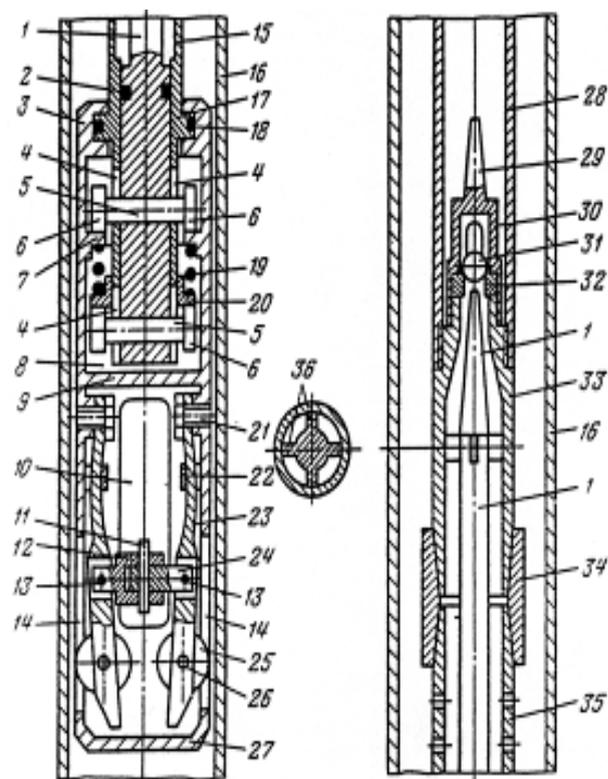


а — К или КИ, б — КБ, в — КИ;
1 — шарик, 2 — седло, 3 — кольцо из твердого сплава

Рисунок 1.14 – Пары «седло – шарик» насосов

Основным узлом штанговых насосов является клапан. В изготавливаемых насосах используются клапана разных конструкций. Так же используются разные исполнения «седло - клапан». Разновидности конструкций приведены ниже в соответствии с рисунком 1.14 пары «седло - клапан» и различные исполнения клапанов.

В целях устранения этих недостатков был разработан усовершенствованная конструкция штангового насоса невставного типа. В соответствии с рисунком 1.15 описано устройство усовершенствованного штангового насоса невставного типа.



1 – толкатель, 2 - уплотнительный элемент, 3 - поворотная втулка, 4 - вертикальный паз, 5 – ось, 6 – ролик, 7 – кулачок, 8 - полость кулачкового механизма, 9 – перегородка, 10 – окно, 11 - предохранительный палец, 12 - телескопический стержень, 13 – шарнир, 14 – окно, 15 – корпус, 16 - эксплуатационная колонна, 17 - кольцевой выступ, 18 - уплотнительный элемент, 19 – пружина, 20 – шайба, 21 – болт, 22 – упор, 23 - упругий элемент, 24 – полустержень, 25 – ролик, 26 – ось, 27 - днище; 28 - цилиндр насоса, 29 – стержень, 30 - клетка приемного клапана, 31 – шарик, 32 – седло, 33 – переводник, 34 – муфта, 35 – фильтр, 36 – направляющие кулачки

Рисунок 1.15 – Усовершенствованный штанговый насос.

У существующих скважинных насосов невставного исполнения имеются следующие недостатки:

- при подъеме всасывающего клапана не происходит слив жидкости из труб;
- дистанционно не осуществляется управление приемным клапаном;
- невозможно проводить прямую промывку скважин или промывку НКТ от отложений солей и парафинов.

1.5 Проведение патентного поиска по конструктивному исполнению клапанных узлов скважинных штанговых насосов

Патентный поиск проводился по странам: Казахстан, Россия, Азербайджан, Великобритания, США, Канада, Франция, Китай, ВОИС (всемирная организация интеллектуальной собственности).

В отчете отобрано 61 изобретение по конструкциям шариковых клапанов СШН, из них по странам: Казахстан (KZ) - 4, Россия (RU) - 32, Азербайджан (AZ) - 1, США (US) - 13, Канада (CA) - 2, Китай (CN) - 7, ВО (ВОИС международная заявка) – 2.

В результате патентного поиска, направленного на поиск и отбор шариковых клапанов, наибольший интерес в качестве прототипов изобретения представляют 5 изобретений по конструкции шариковых клапанов.

Полезная модель «Скважинный штанговый насос» [18]. Принципиальной отличительной особенностью данной полезной модели является увеличенные размеры всасывающего клапана, что увеличивает эффективность подачи высоковязкой нефти при использовании унифицированных стандартизованных узлов. Данное техническое решение рекомендовано использовать в скважинных штанговых насосах для работы с высоковязкими нефтями.

Изобретение «Клапан штангового насоса» [19] состоит из стакана, седла и шарика, предохранительного покрытия, верхнего и нижнего наконечников отличающийся тем, что на внутренней поверхности стакана выполнены канавки, а между стаканом и шариком размещены направляющие кромки.

Изобретение «Клапан скважинного штангового насоса» [20] принципиально отличается тем, что осевой канал направляющей втулки клапана снабжен сквозными продольными прорезями, сообщающимися со сливными окнами для нагнетательного клапана или с основным каналом прохода жидкости для всасывающего клапана. Радиальная перегородка, образованная между двумя соседними продольными прорезями, на месте контакта с направляющим стержнем тарельчатого клапана выполнена со скосом в обе стороны от оси симметрии перегородки.

Изобретение «Всасывающий клапан глубинного насоса» [21] включает корпус с входными окнами, седло, запорный орган в виде эластичной кольцевой оболочки, прилегающей к седлу и закрепленной в корпусе замком с ограничителем. Эластичная кольцевая оболочка выполнена в виде цилиндрической втулки с наружным утолщением. Входные окна снаружи оснащены фильтром. Седло выполнено в виде внутренней кольцевой проточки корпуса, который снабжен внутренним кольцевым каналом, сообщающим входные окна с седлом. Ограничитель выполнен в виде наружного кольцевого сужения замка. При этом минимальные внутренние диаметры элементов клапана превышают наружный диаметр плунжера насоса. Такое выполнение всасывающего клапана позволяет повысить надежность его работы за счет применения фильтра, предотвращающего попадание механических включений во внутреннюю полость клапана, упростить конструкцию корпуса, седла и запорного органа и снизить трудоемкость их изготовления, а также повысить коэффициент наполнения насоса за счет исключения мертвого пространства в насосах, поскольку конструкция всасывающего клапана позволяет при работе насоса опускать нижний конец плунжера ниже его входных окон.

1.6 Краткая характеристика конструкций клапанных узлов и насосов на основе патентного поиска

1) Скважинный штанговый насос

Скважинный штанговый насос (в соответствии с рисунком 1.16) содержит цилиндр 1, плунжер 2, увеличенный всасывающий клапан 3 со сбивным устройством 4 и с парой седло 5 - шарик 6, нагнетательный клапан 7, соединительные муфты 8. Наружный диаметр $D_{корпуса}$ увеличенного всасывающего клапана 3 не больше наружного диаметра $D_{соединительных}$ муфт 8, а внутренний диаметр $d_{седла}$ 5 в паре седло-шарик не превышает более, чем на 40% диаметр $d_{седла}$ 9 в паре седло 9 - шарик 10 нагнетательного клапана 7.

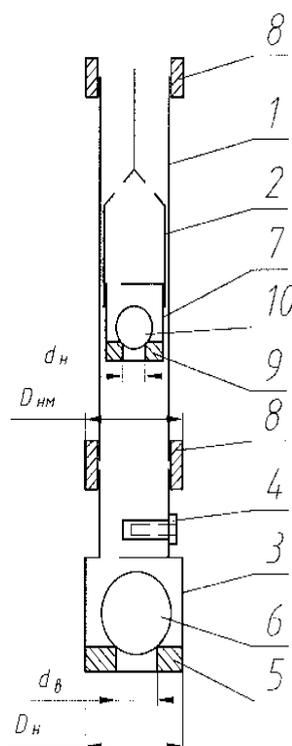


Рисунок 1.16 – Полезная модель скважинного штангового насоса

2) Изобретение «Клапан скважинного штангового насоса».

Клапан (в соответствии с рисунком 1.17) скважинного штангового насоса из корпуса 1, где размещен запорный орган, выполненный в виде тарелки 2 и седла 3 с уплотнительной поверхностью на его торце. На нагнетательном клапане седло является связующим элементом между плунжером (не указан) и корпусом клапанного узла. Корпус нагнетательного клапана насоса имеет сливные окна 4. В осевом канале 5 корпуса размещен направляющий стержень 6 тарелки. Сквозные продольные прорезы 7 в корпусе нагнетательного клапана сообщаются со сливными окнами и кольцевым

пространством на верхней части корпуса. Между двумя соседними продольными прорезями образована радиальная перегородка 8. Место контакта перегородки со стержнем тарелки выполнено со скосом 9 в обе стороны от его оси симметрии или оно имеет закругленную форму 10.

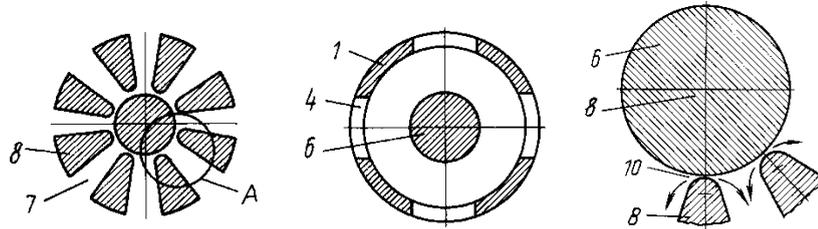


Рисунок 1.17 – Изобретение «Клапан скважинного штангового насоса»

3) Изобретение «Всасывающий клапан глубинного насоса».

Клапан (в соответствии с рисунком 1.18) содержит корпус 1 с входными окнами 2, седло 3, выполненное в виде внутренней кольцевой проточки корпуса 1, запорный орган 4 в виде эластичной кольцевой оболочки, имеющей форму цилиндрической втулки 5 с наружным утолщением 6. Запорный орган 4 закреплен в корпусе 1 замком 7 с ограничителем 8. Снаружи входные окна 2 оснащены фильтром 9. Внутри корпуса 1 выполнен кольцевой канал 10, сообщающий входные окна 2 с седлом 3. Замок 7 соединен с корпусом 1, а ограничитель 8 выполнен в виде наружного кольцевого сужения замка 7. Внутренние диаметры замка 7 и корпуса 1 превышают наружный диаметр плунжера.

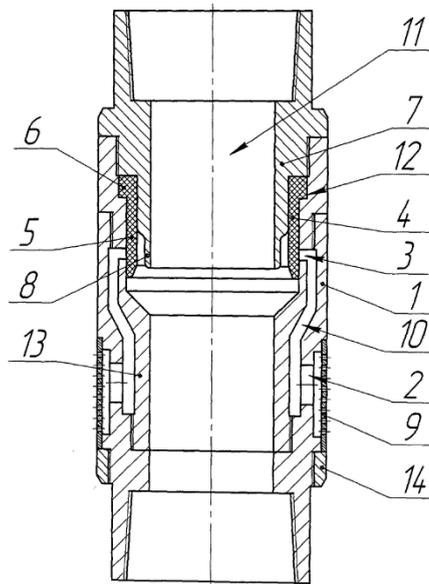


Рисунок 1.18 – Изобретение «Всасывающий клапан глубинного насоса»

Всасывающий клапан глубинного насоса работает следующим образом.

Всасывающий клапан устанавливают между нижним концом цилиндра насоса и удлинительным патрубком с заглушенным нижним концом (на чертеже не показаны) и с внутренним диаметром, превышающим наружный диаметр плунжера. При ходе плунжера вверх в полости цилиндра под плунжером образуется разрежение. Под действием давления столба жидкости в скважине (на чертеже не показана) эластичная кольцевая оболочка запорного органа 4, выполненная в виде цилиндрической втулки 5, сжимается и жидкость из скважины через фильтр 9, входные окна 2, кольцевой канал 10 и седло 3 поступает в полость 11 клапана и заполняет полость цилиндра под плунжером.

Выводы по первому разделу

Основными причинами отказов штанговых скважинных насосных установок являются обрыв колонны штанг, негерметичность плунжерно-цилиндрической пары, выход из строя клапанов, неисправность колонны насосно-компрессорных труб.

Проведя обзор и анализ существующих конструкций клапанных узлов, а также анализ отказов штанговых скважинных насосов можно сделать вывод, что большое количество отказов связано с неисправностью клапанных узлов. Клапаны штанговых насосов являются одним из важнейших узлов, от которых зависит работоспособность всего насоса.

На основе проведенного патентного поиска и сопоставления отобранных патентов подтверждено, что предложенное техническое решение направленное на обеспечение постоянного процесса вращения запорного элемента клапана в процессе работы, не имеет аналогов и является новым, что также подтверждается полученным патентом на изобретение.

2 Аналитические исследования процессов движения запорного элемента шариковых клапанов

2.1 Методика расчетов шариковых клапанов

Первые расчеты по определению характеристик работы клапанов принадлежат Пирвердян А.М., который, опираясь на гидравлические расчеты запорных элементов им была разработана теория шарикового клапана глубинного штангового насоса, которая учитывала: перемещение запорного элементе вдоль оси седла, геометрические характеристики клапана.

Немного позже расчетом показателей работы клапанных узлов занимался Давлетшин Х.Г. [33 - 35]. На основе экспериментальных данных им была получена теория, учитывающая все шесть степеней свободы запорного элемента. Данная теория является более точной, как как учет вращения запорного элемента является важным фактором в работе клапана.

Опираясь на расчеты Пирвердяна А.М. Давлетшин Х.Г. получим формулу (2.1) расчета высоты подъема запорного элемента. Допущениями в расчете являлись: постоянство коэффициента расхода, равенство расхода жидкости, вытесняемой клапаном [37].

$$h = \sqrt{\frac{RFS\omega}{2\mu b} \left(\sin(\omega t) - \frac{r^2\omega \cos(\omega t)\sqrt{2\mu - b}}{2\sqrt{\sqrt{RFS\omega} \sin(\omega t) + 2\mu b h_0^2}} \right) - h_0^2 - h_0}, \quad (2.1)$$

где

$$b = \sqrt{2g\pi \frac{G}{\gamma}}, \quad (2.2)$$

γ – коэффициент расхода через клапан;
 G – вес шарика и жидкости;

$$G = 1 - \frac{\gamma}{\gamma_1} \gamma_1 \frac{\pi d_1^3}{6}, \quad (2.3)$$

G – вес шарика и жидкости, Н;
 d – диаметр шара, мм.

Теория, разработанная Давлетшиным Х.Г. далее была уточнена Зайцевым В.И. Который в свою очередь получил уравнение движения шарового клапана и на основе его анализа – формулы для случая работы

клапана с постоянной посадочной скоростью и постоянным углом запаздывания посадки шара о седло.

В дальнейшем расчетами теории работы клапанов занимались: Степанова И.С. [38 - 42], Захаров Б.С. [43, 44], Молчанова А.Г. [45], Ивановский В.Н. [46 - 48].

В работе Степанова И.С. отмечено, что процесс протока жидкости через клапан имеет довольно сложный характер, так как скорость течения очень большая. Жидкость, поступающая в клапан, встречает на своем пути ряд видов сопротивления: сопротивление от трения о стенки, местные сопротивления от всех геометрических параметров клапана. Вести расчет каждого вида сопротивления не имеет смысла, так как они влияют на друг друга. Поэтому Степановой И.С. было предложено рассчитывать величину гидравлического сопротивления как для системы в формуле (2.4).

$$h = \xi_{\text{кл}} \frac{v_0^2}{2g}, \quad (2.4)$$

где $\xi_{\text{кл}}$ – коэффициент сопротивления клапанного узла;
 v_0 – скорость жидкости в сечении седла клапана, м/с.

Но так как величина $\xi_{\text{кл}}$ меняется в течение работы клапана, расчет данного параметра был невозможен. И для расчета потерь напора по формуле (2.5) в клапане был выбран коэффициент расхода клапана, рассчитываемый по формуле (2.5).

$$h_{\text{пот}} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{1}{\mu^2} \frac{v_0^2}{2g}, \quad (2.5)$$

Здесь

$$v_0 = \frac{Q_0}{f_0}, \quad (2.6)$$

где Q_0 – расход жидкости через клапан, м³/с.

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\frac{2\Delta P}{\rho}} \left(\frac{f}{Q}\right)^2}, \quad (2.7)$$

где ΔP – перепад давления на клапане, МПа;

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³;

f – площадь проходного сечения, м²;

Q – расход жидкости через клапанный узел, м³/с.

Данный коэффициент рассчитывается при статичном положении клапана. Его значения позволяют дать оценку величине создаваемого гидравлического сопротивления в клапане при проходе через него откачиваемой среды.

В работе Молчановой А.Г. [45] был произведен расчет коэффициента расхода клапанов с различными геометрическим параметрами и с различными свойствами откачиваемой среды при максимально открытом положении клапана. Далее были построены сравнительные характеристики работы клапанных узлов, для оптимизации клетки клапана для различных условий эксплуатации.

Из расчета следует, что на величину создаваемого гидравлического сопротивления влияет геометрия клапанного узла и свойства перекачиваемой среды. На основе данных расчетов Молчановой А.Г. [45] были предложены специальные конструкции клапанов для конкретных условий эксплуатации. Так как коэффициент расхода в основном рассчитывается для крайних положений запорного элемента, он не дает полной картины о работе клапана. Для получения параметров клапана на протяжении всего цикла работы, нами решено рассчитывать коэффициент гидравлического сопротивления клапана ξ в формуле (2.7), данный коэффициент описывает весь процесс работы клапанного узла.

2.2 Расчет скорости посадки запорного элемента шарикового клапана

Пирвердян А.М. получил дифференциальное выражение для расчета скорости посадки запорного элемента в формуле (2.8) [31, 36, 39]:

$$\frac{dh_1}{dt} + \frac{h_1^2 + r_0^2 - R^2}{Rr_0} \varepsilon v_{щ} = \frac{Fw_2S}{2f_0} \sin(W_2t), \quad (2.8)$$

где h_1 - расстояние центра шара от седла при его подъеме или опускании, мм;

r_0 – радиус отверстия в седле клапана, мм;

R – радиус шара, мм;

ε – коэффициент сжатия струи, проходящей через щель;

$v_{щ}$ – скорость жидкости в щели клапана, м/с;

F – площадь сечения плунжера, м;

w_2 – угловая скорость вала, рад/с;

S – длина хода плунжера, м;

f_0 – площадь седла клапана, м².

Далее был получена зависимость величины подъема шарика в формуле (2.9) и из нее было получено выражение, описывающее скорость посадки

запорного элемента [16]:

$$h = \frac{F\omega SRr_0}{4h_0f_0\varepsilon v_{\text{щ0}}} \sin(\omega t) - \frac{F\omega^2 SR^2 r_0^2 - R^2}{Sh_0^2 f_0 \varepsilon^2 v_{\text{щ0}}^2} \cos(\omega t), \quad (2.9)$$

где

$$h_0 = \sqrt{R^2 - r_0^2}, \quad (2.10)$$

$$v_{\text{щ0}} = \sqrt{\frac{2gQ_{\text{ш}}(\gamma_1 - \gamma)}{\lambda_0 f_0 \gamma}}, \quad (2.11)$$

где $Q_{\text{ш}}$ – объем шарика, м;

λ_0 – среднее значение коэффициента, зависящее от размеров клапана и седла;

γ_1, γ – плотность жидкости и шара, кг/м.

$$v_{\text{пос}} = C \frac{Fn^2 S_{\gamma}^{1/2}}{Q_{\text{ш}}^{1/2} (\gamma_1 - \gamma)^{1/2}}, \quad (2.12)$$

где C – коэффициент пропорциональности, зависящий от размеров клапана и его конструкции.

Данная формула (2.12) учитывает только движение шара относительно седла, то есть предназначена для расчета скорости элемента, имеющего одну степень свободы. Но шар в клапанном узле имеет шесть степеней свободы, он может вращаться и перемещаться вдоль поверхности седла [31].

Коэффициент ξ является функцией от давления и расхода, которые в свою очередь зависят от величины подъема запорного элемента. Коэффициент расхода клапана, рассчитываемый по рекомендациям авторов, приведенных выше [45], так же взаимосвязан с коэффициентом сопротивления, в статичных положениях запорного элемента, что видно из формулы (2.13). Из данной формулы видно, что коэффициент расхода зависит от коэффициента сопротивления обратной зависимостью и под знаком радикала, вследствие чего можно сделать вывод, что при изменении коэффициента сопротивления в разы коэффициент расхода будет меняться не значительно.

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha + \xi}}, \quad (2.13)$$

где ε – коэффициент сжатия потока жидкости;

α – коэффициент Кориолиса.

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\xi_{x=x_{min}}^{x=x_{max}} = 0}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \left(\frac{f}{\frac{dQ}{dx}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{2P}{\rho} \cdot \left(\frac{f}{Q}\right)^2}}, \quad (2.14)$$

где $\frac{dP}{dx}$ – перепад давления на клапане при фиксированной величине подъема запорного элемента, МПа;

$\frac{dQ}{dx}$ – расход жидкости через клапанный узел при фиксированной величине подъема запорного элемента, м³/с;

x_{max} – максимальное перемещение запорного элемента клапана, м;

x_{min} – минимальное перемещение запорного элемента клапана, м.

Проведя анализ значений коэффициента ξ , был выявлен ряд параметров, влияющих на значение данного коэффициента:

D – диаметр запорного элемента, мм;

L – максимальная высота подъема запорного элемента, мм;

d – средний диаметр посадочной поверхности, мм;

P – перепад давлений на клапане, МПа;

τ_1 – вязкость перекачиваемой среды, Па·с;

α – угол отклонения оси клапана от вертикали, град.

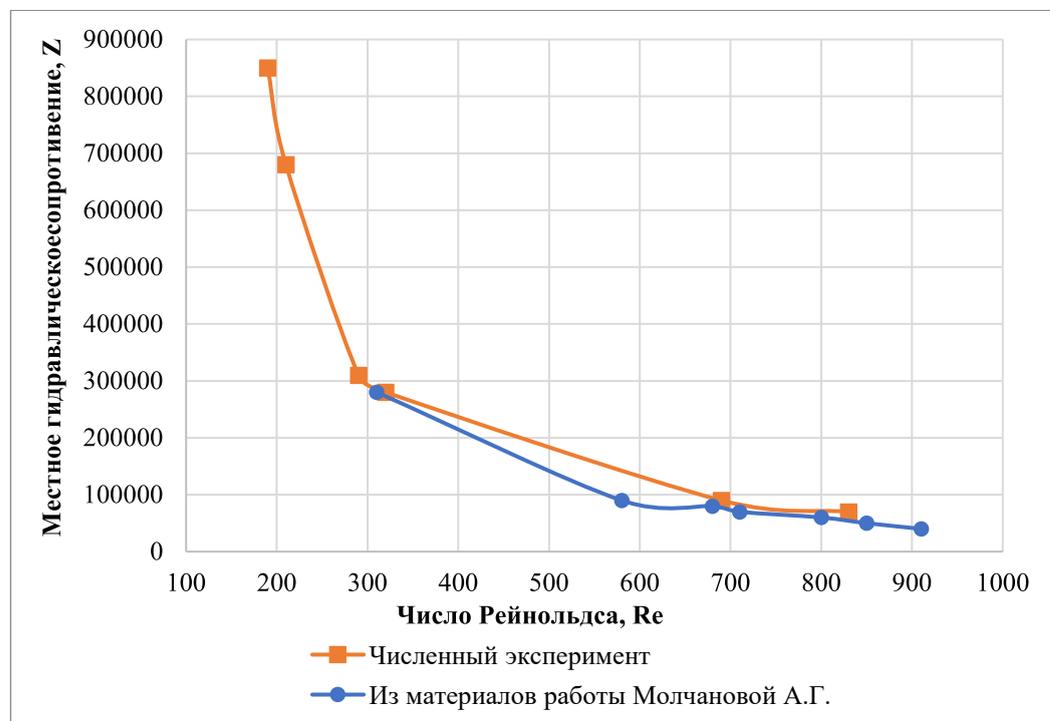


Рисунок 2.1 - Сравнение значений коэффициента ξ , полученного путем численного эксперимента и из материалов работы Молчановой А.Г.

Так как значения данных параметров влияют на коэффициент ξ , то их следует считать основополагающими при выборе конструкции клапанного узла.

По результатам математических расчетов и данных, полученные в работе Молчановой А.Г. был построен график изменения скорости течения жидкости (в соответствии с рисунком 2.1), коэффициента ξ (в соответствии с рисунком 2.2), коэффициента μ (в соответствии с рисунком 2.3).

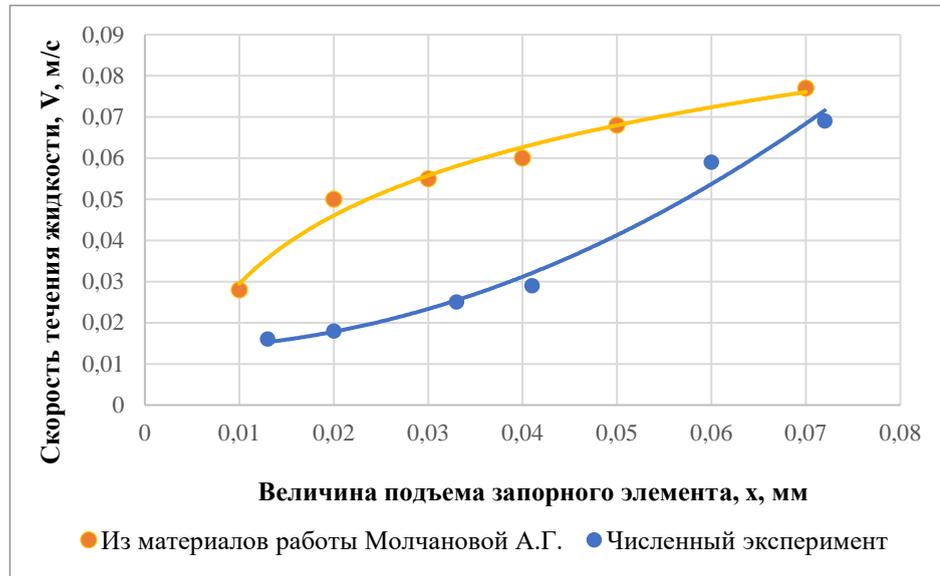


Рисунок 2.2 - Сравнение значений скорости течения жидкости через клапан, полученного численным экспериментом и из материалов работ Молчановой А.Г.

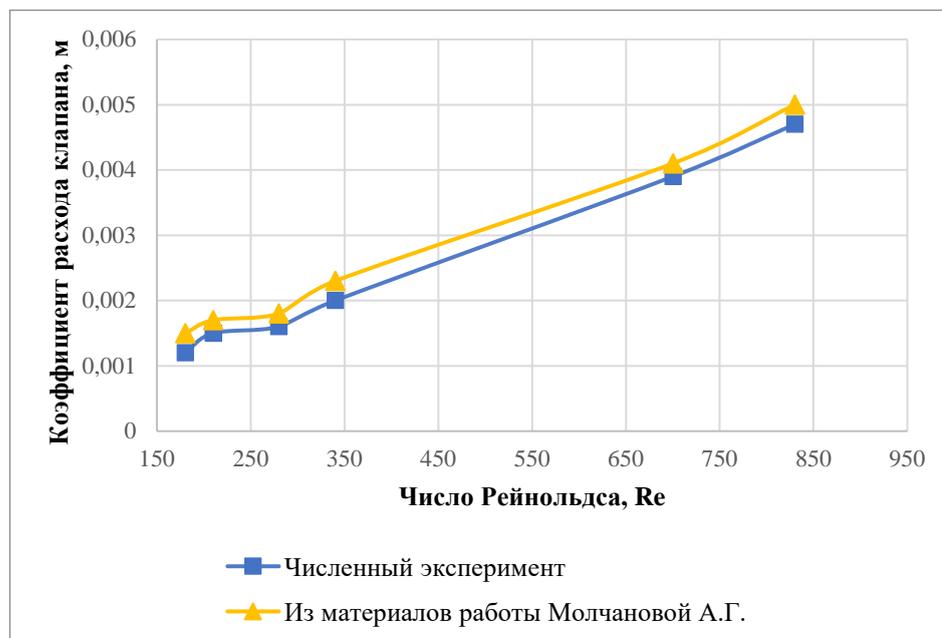


Рисунок 2.3 – Сравнение значений коэффициента μ , полученного путем численного эксперимента и из материалов работы Молчановой А.Г.

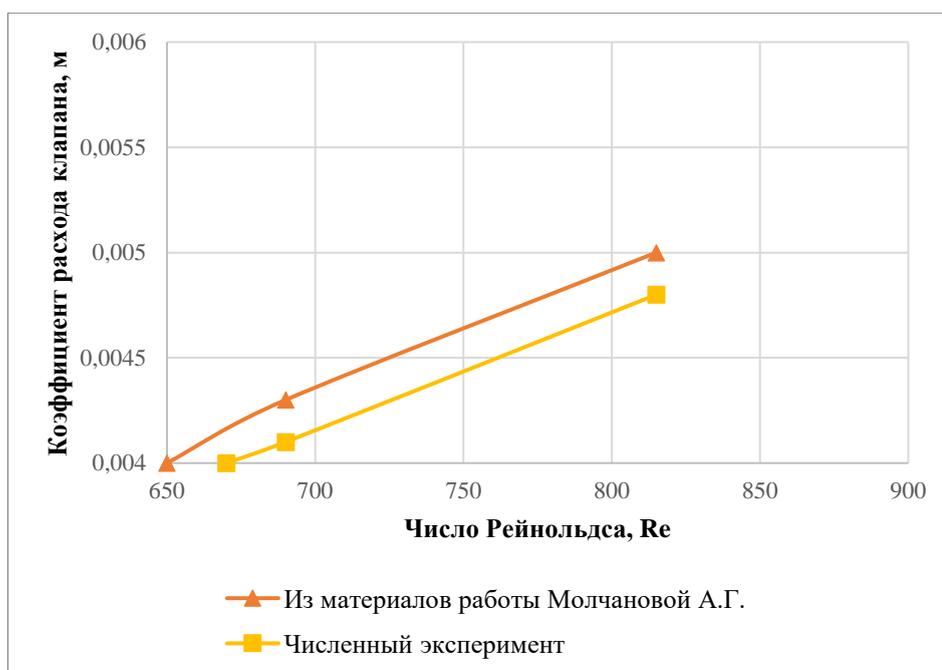


Рисунок 2.4 - Сравнение значений коэффициента μ в диапазоне от 0,004 до 0,006, полученного путем математического моделирования и стендовых испытаний, и материалов работы Молчановой А.Г.

Исходя из выше предоставленных графиков видно, что численный эксперимент дает хорошую совместимость с материалами работ Молчановой А.Г. Однако для большей точности необходимо выполнить стендовые испытания и сравнить их с полученными данными.

2.3 Расчет гидравлического сопротивления клапанного узла

Гидравлическое сопротивление клапанного узла рассчитывается по формуле:

$$\xi = \frac{2}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \left(\frac{\pi d^2}{4 \frac{dQ}{dx}} \right)^2 = \frac{2}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \left(\frac{1}{\vartheta} \right)^2 = \frac{2}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \frac{D^2 - d^2}{Re^2 \cdot \tau}, \quad (2.15)$$

Исходными данными для расчета коэффициента ξ являются:

Re – число Рейнольдса;

p_1 – давление на выходе из клапанного узла, МПа;

τ_1 – кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, Па·с;

ρ_1 – плотность перекачиваемой среды, кг/м³;

Q_1 – массовый расход жидкости, кг/с;

d_1 – диаметр шара, мм;

d_2 – средний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_3 – внешний диаметр посадочной поверхности седла, мм;
 d_4 – внутренний диаметр посадочной поверхности седла, мм;
 l_1 – высота подъема запорного элемента, мм;
 α – угол отклонения оси клапана от вертикали, мм.
Число Рейнольдса определяется по формуле:

$$Re = \frac{v (d_4 - d_1)}{\tau_1} \quad (2.16)$$

где: v – скорость течения жидкости, м/с.

Выводы по второму разделу

Опираясь на расчетные данные описанные выше, можно сделать вывод, что все они предназначены для статичного положения клапана. Однако, как известно, клапан находится постоянно в движении и если использовать эти расчеты, получим несоответствие теоретических расчетов с практическими. Для получения более приближенной к реальности картины, необходимо рассчитывать коэффициент гидравлического сопротивления клапана. Для расчета данного коэффициента необходимо иметь следующие данные: диаметр запорного элемента, максимальную высоту подъема запорного элемента, средний диаметр посадочной поверхности, перепад давления на клапане, вязкость перекачиваемой среды, угол отклонения оси клапана от вертикали. Однако выше приведенными авторами не проводились исследования клапанных систем в динамике. Следовательно необходимо разработать стенд для расчета коэффициента сопротивления.

3 Экспериментальные исследования и их результаты

3.1 Конструктивное исполнение шариковых клапанов

Практически на всех серийно выпускаемых СШН используется шариковый клапанный узел так как они имеют простую конструкции и хорошо себя зарекомендовали в эксплуатации [44].

Шариковые клапаны СШН выпускаются в 3-х модификациях по конструкции седла клапана, а именно – с цилиндрическим седлом и буртом (а), с цилиндрическим седлом (б), и с сборным седлом типа КТ (в) представленных в соответствии с рисунком 3.1

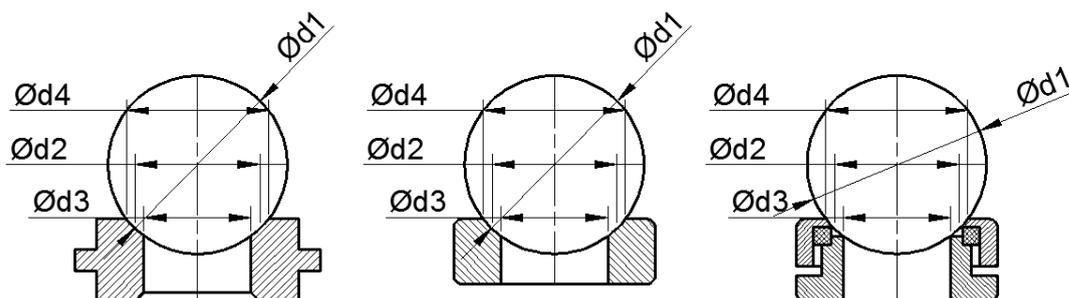


Рисунок 3.1 – Конструктивное исполнение седел клапанов

Как видно из рисунка шариковый клапан имеет простую конструкцию состоящую из седла и запорного элемента в виде шара. Клапаны могут иметь нормальный и уменьшенный диаметры шара. Геометрические характеристики шариковых клапанов приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристики шариковых клапанов

Обозначение клапана	Нормальный размер шара			Обозначение клапана	Уменьшенный размер шара		
	Внешний диаметр седла, d_4 мм	Диаметр шара, d_1 мм	Высота клапана, l_1 мм		Внешний диаметр седла, d_4 мм	Диаметр шара, d_1 мм	Высота клапана, l_1 мм
К-223-159	22,35	15,875	23,1 - 24,4	К-223-143	22,35	14,288	21,9 - 2
К-223-175	22,35	17,462	24,3 - 25,5				
К-253-190	25,35	19,05	25,4 - 26,7	К-253-175	25,35	17,468	24,3 - 25,5
К-253-222	25,35	22,225	27,9 - 29,1				
К-313-238	31,35	23,813	31,5 - 32,8	КБ-313-238	31,35	23,813	31,5 - 32,8
				КБ-313-222	31,35	22,225	30,4 - 31,6

Продолжение таблицы 3.1

К-363-270	36,35	26,988	33,9 - 35,2	КБ-363-270	36,35	26,988	33,9 - 3
				КБ-363-254	36,35	25,4	32,8 - 34
К-363-286	36,35	28,575	35,1 - 36,4	КБ-363-286	36,35	28,575	35,1 - 36,4
К-423-317	42,35	31,75	37,4 - 38,8	КБ-423-317	42,35	31,75	37,4 - 38,8
К-483-349	48,35	34,925	39,8 - 41,1	КБ-483-349	48,35	34,925	39,8 - 41,1
				КБ-483-317	38,35	31,75	37,4 - 38,8
К-483-381	48,35	38,1	42,2 - 43,5	КБ-483-381	48,35	38,1	42,2 - 43,5
К-603-429	60,35	42,862	50,8 - 52,1	КБ-603-429	60,35	42,862	50,8 - 52,1
				КБ-603-381	60,35	38,1	42,2 - 43,5
К-603-508	60,35	50,8	56,7 - 58,1	КБ-603-508	60,35	50,8	56,7 - 58,1
К-738-540	73,8	53,975	59 - 60,4	К-738-508	73,8	50,8	56,7 - 58,1
К-798-600	79,8	60	68,5 - 70,0	КБ-798-600	79,8	60,0	68,5 - 70
К-798-698	79,8	69,8	75,8 - 77,3	КБ-798-698	79,8	69,85	75,8 - 77,3
К-878-698	87,8			КБ-878-600	87,8	60,0	68,5 - 70
К-978-730	97,8	73,025	78,2 - 79,7	К-978-762	97,8	76,2	80,6 - 82,1
К-1038-762	103,8	76,2	80,6 - 82,1				

Важным вопросом во многом определяющим долговечность работы шарикового клапана является правильный подбор материала шарика и седла.

В зависимости от характера откачиваемой среды детали клапанов изготавливают из различных материалов, приведенных в таблице 3.1.2 [5].

Таблица 3.2 – Виды материалов клапана

Материал шара	Материал седла
Нержавеющая закаленная сталь	Нержавеющая закаленная сталь
Нержавеющая закаленная сталь	Спеченный металлопорошок
Нержавеющая закаленная сталь	Твердый сплав (карбид вольфрама)
Нержавеющая закаленная сталь	Нержавеющая закаленная сталь с кольцом из твердого сплава (карбид вольфрама)
Твердый сплав (карбид вольфрама)	Твердый сплав (карбид вольфрама)
Металлокерамика	Нержавеющая закаленная сталь с кольцом из твердого сплава (карбид вольфрама)
Нержавеющая закаленная сталь	Твердый сплав (карбид вольфрама)
Стеллит (сплав кобальта, никеля и хрома)	Стеллит (сплав кобальта, никеля и хрома)

Таблица 3.3 – Клапанные пары штанговых насосов

№	Обозначение	Материал седла	Материал шарика
1	VII-175-TC1	Твердый сплав "Интеграл"	Твердый сплав "Интеграл"
2	VII-175-TC2	Твердый сплав "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"	Твердый сплав "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"
3	VII-175-ST1	Стеллит "Интеграл"	Стеллит "Интеграл"
4	VII-175-ST2	Стеллит "Sihcan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"	Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"
5	VII-175-TC1	Твердый сплав «АНТЕЙ-МСК»	Твердый сплав "АНТЕЙ-МСК"
6	VII-175-ST	Стеллит "Дива-классик"	Стеллит "Дива-классик"
7	VII-175F-TCI-112-TC3N	Карбид вольфрама "Kaydon"	Карбид титана "Kaydon"
8	VII-175-ОП-TiC-NS	Карбид вольфрама "Kaydon"	Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"
9	VII-175-ST	Стеллит "Тяньма"	Стеллит "Тяньма"
10	VII-175-TC1	Твердый сплав "Тяньма"	Твердый сплав "Тяньма"
11	VII-175-EL45	Сталь 95X18	Сплав Р6М5
12	VII-175-EL1	Сталь 95X18	Сплав Р6М5

Таблица 3.4 – Геометрические и массовые показатели клапанов до испытаний

№	Обозначение	Диаметр шара (по документам 28,575 мм)	Масса шара, г	Масса седла, г	Суммарная масса, г
1	VII-175-TC1	28,58	175,49	110,6	286,09
2	VII-175-TC2	28,57	173,5	111,7	285,2
3	VII-175-ST1	28,58	106,5	66,5	173
4	VII-175-ST2	28,56	39,6	67	106,6
5	VII-175-TC1	28,56	174	104,4	278,4
6	VII-175-ST	28,57	105,9	67,2	173,1
7	VII-175F-TCIN-112-TC3N	28,23	105,8	113,3	219,1
8	VII-175-ОП-TiC-NS	28,56	40,1	111,2	151,3
9	VII-175-ST	28,56	106,5	66,1	172,6
10	VII-175-TC1	28,57	174,8	110,5	285,3
11	VII-175-EL45	28,59	94,3	62,7	157
12	VII-175-EL1	28,58	94,5	62,4	156,9
13	VII-175-EL2	28,58	94,5	62,8	157,3

3.2 Описание экспериментальной установки

Данная глава посвящена описанию планирования проведения стендовых испытаний клапанных узлов СШНУ на величину гидравлического сопротивления, герметичности и ресурса.

Для подтверждения аналитических расчетов на кафедре «Технологические машины и транспорт» будет спроектирован стенд для испытаний клапанных узлов.

Стенд включает в себя стол, насос, емкость, привод, переходник, зубчатую рейку. Корпус для клапанного узла содержит шток, поршень, клапанный узел, вентили для регулирования подачи.

Перед испытанием клапанов необходимо произвести замер геометрических, массовых параметров, так же замер шероховатости и микротвердости поверхности шара и посадочной поверхности седла, для отслеживания изменения показателей шероховатости R_a , R_z , R_{max} . Занести их в таблицу для дальнейшего отслеживания изменений.

Принцип работы стенда: в цилиндр устанавливается клапан, с помощью привода зубчатая рейка на конце которого имеется поршень, совершает возвратно-поступательное движение, заставляя при этом работать клапан. При помощи дозирующего насоса происходит циркуляция жидкости в системе, за счет задвижек высокого давления происходит регулировка работы стенда. При помощи дроссельной заслонки производится регулировка величины давления в системе, за задвижкой установлен бак, в который подаются абразивные частицы (механические примеси). Замер давлений, возникающих при работе стенда, ведется по манометру. Через предварительно открытый нижний вентиль начинается откачивание жидкости из емкости. Пройдя через клапанный узел жидкость направляется обратно в емкость через трубы, которые с ней соединены. Испытание на модельной жидкости с механическими примесями проводить в течение 2 часов, что при частоте ходов плунжера дозирочного насоса = 50 1/мин, составляет 100 циклов. Для реальных условий это составит двое суток при частоте ходов плунжера штангового насоса 5 ходов/мин. Из-за того, что концентрация механических примесей составляет 25 г/л (что в 19 раз больше, чем допустимое значение концентрации механических примесей в откачиваемой пластовой жидкости по ГОСТ Р 51896-2002), эквивалентное время испытаний (по износу рабочих поверхностей, который пропорционален концентрации механических примесей твердостью более 1000 HV и квадрату частоты ходов) можно принять за 380 суток.

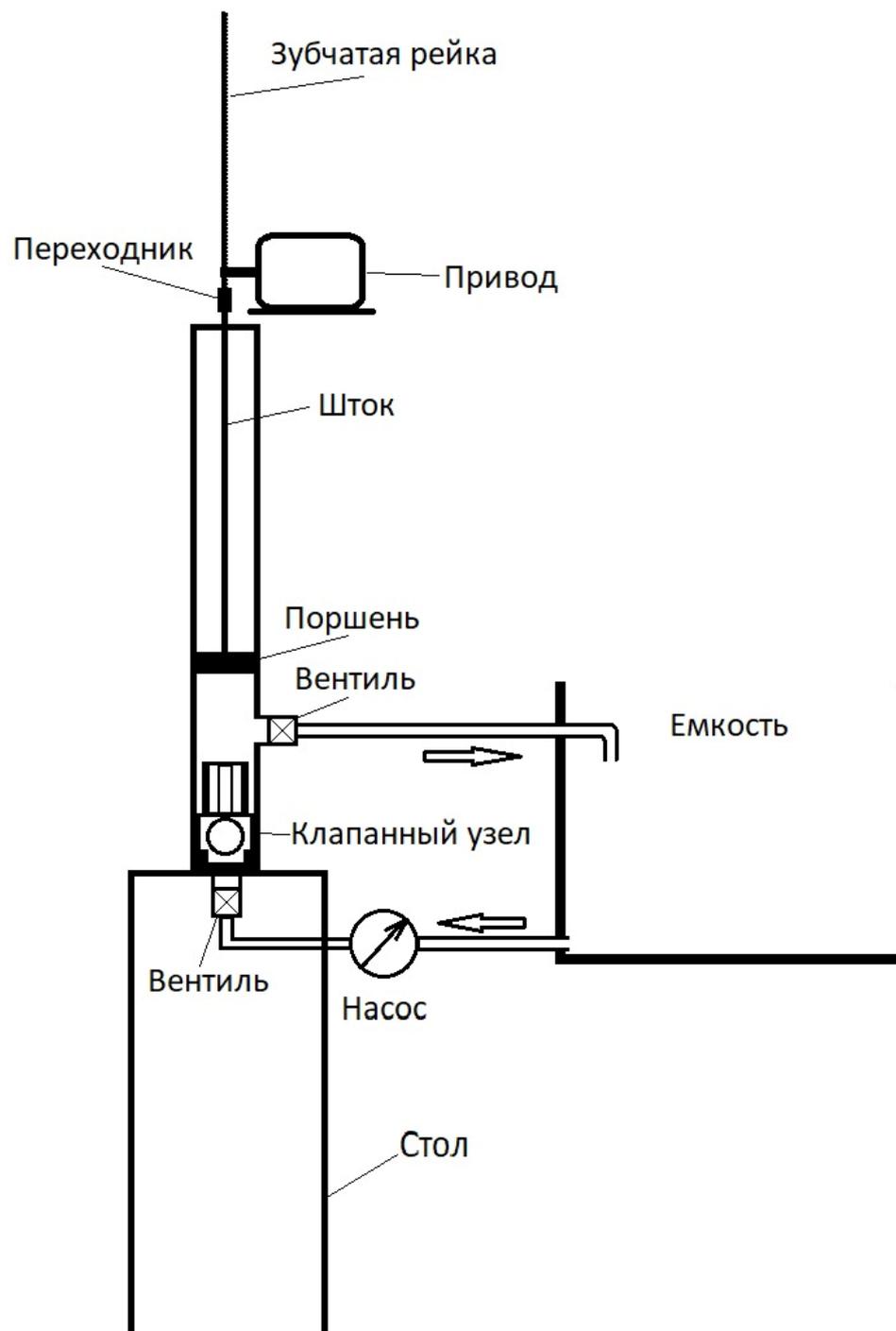


Рисунок 3.2 – Схема стенда для испытания клапанных узлов

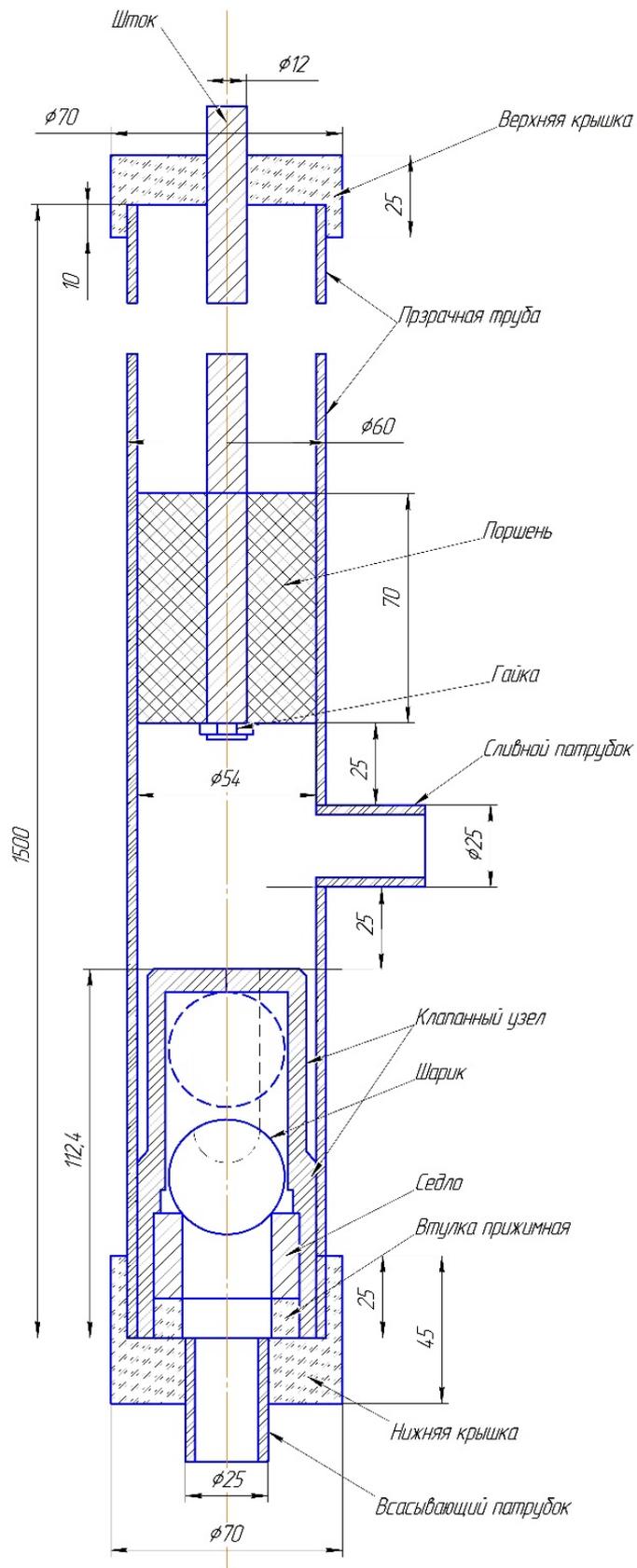


Рисунок 3.3 – Модель СШН для проведения стендовых экспериментальных исследований движения запорного элемента шарикового клапана



Рисунок 3.5 – Клапанный узел станда



Рисунок 3.6 – Модели клапанного узла скважинного насоса НН2Б-57

3.3 Описание конструкции и принципа работы серийного клапанного узла

Шариковый клапан углубленной посадки [50]. В условиях повышенного содержания в жидкости механических примесей ударные нагрузки приводят к повышенному износу притирочной поверхности и потере герметичности.

Технической задачей, решаемой клапанной парой с углубленной посадкой, изготовленной из твердого сплава, является обеспечение устойчивости посадки запорного органа в седло, повышение его надежности и долговечности в условиях повышенного содержания в жидкости механических примесей.

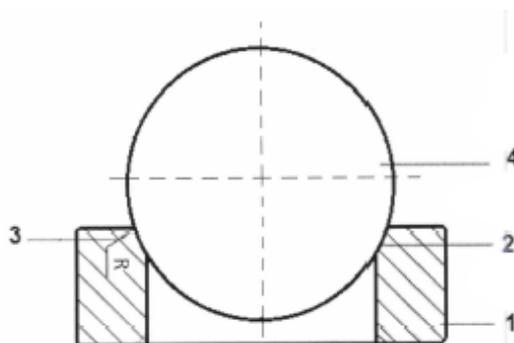
Технический результат достигается углублением посадки шара в седло, что приводит к увеличению диаметра и, соответственно, площади контактной кольцевой поверхности пары «шар-седло» при сохранении неизменной

ширины контакта (не менее 0,6 мм) путем увеличения радиуса закругления (R) и входной кромки седла клапана, повышению устойчивости посадки шара в седло благодаря смещению центра его тяжести относительно седла, соответственно, повышению герметичности и рабочего ресурса клапанной пары.

Увеличение же площади притира при увеличении диаметра контактной поверхности пары «шар-седло» позволяет снизить удельные нагрузки и контактные напряжения и повысить ресурс работы клапана.

Использование клапанных пар с углубленной посадкой обеспечивают принципиальный показатель герметичности пары и долговременной работы клапана за счет взаимной геометрической формы сопряжения шара к поверхности притира седла.

Клапанная пара с углубленной посадкой обеспечивает устойчивость запорного органа в седле, что соответственно улучшает его герметичность, повышение рабочего ресурса клапанной пары и износостойкость.



1 – седло, 2 – посадочная поверхность седла, 3 – грани, 4 – запорный орган в виде шара

Рисунок 3.7 – Шаровой клапан углубленной посадки

Клапан в запорном состоянии как показано на рисунке 3.7 представляет собой: седло 1 с посадочной поверхностью 2 (с профилем вогнутой дуги) и закруглением - R верхней грани 3, запорный орган 4 в виде шара с притертой контактной поверхностью шириной не менее 0,6 мм к посадочной поверхности седла.

Работа шарового клапана углубленной посадки заключается в том, что седло 1 с посадочной поверхностью 2 с закруглением – R верхней грани 3 и запорный орган 4 контактируют друг с другом в запорном состоянии по посадочным поверхностям шириной 0,6 мм.

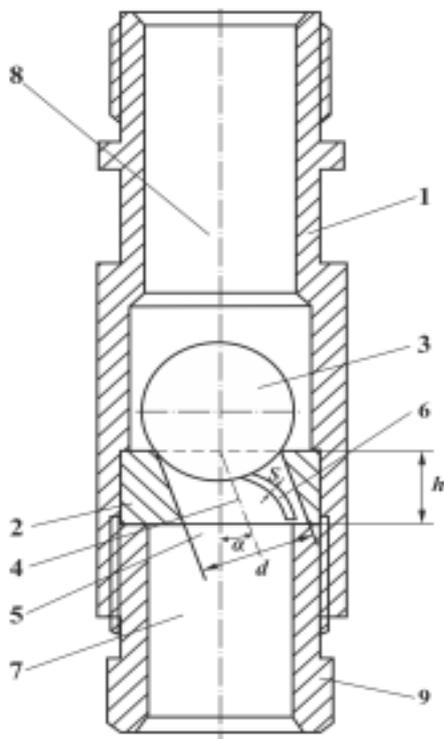
Данная конструкция клапана отличается тем, что седло имеет притертую посадочную поверхность, позволяющую центру тяжести запорного органа, сместится в сторону нижней грани, до положения статического устойчивого равновесия при ширине контактной поверхности соприкосновения не менее 0,6 мм, с радиусом закругления верхней грани, зависящего от глубины посадки. Использование клапанных пар с углубленной посадкой

обеспечивают принципиальный показатель герметичности пары и долговременной работы клапана за счет взаимной геометрической формы сопряжения шара к поверхности притира седла.

3.4 Описание конструкции и принципа работы разработанной конструкции клапанного узла СШН

Предлагаемая конструкция шарикового клапана насоса [43] содержит корпус 1, внутри которого беззазорно установлено седло 2 с центральным отверстием и расположенным сверху седла 2 шариком 3. Осевая линия 4 центрального отверстия седла смещена относительно вертикальной оси симметрии 5 на угол $\alpha = 10-12^\circ$. К внутренней стенке центрального отверстия седла 2 прикреплена дополнительно введенная в состав клапана сменная пластина 6 шириной $S = (0,2 - 0,3) \cdot d$, где S – ширина пластины, d – диаметр отверстия седла [52].

Пластина 6 размещена по всей высоте h центрального отверстия седла 2 на $1/4$ длине его окружности и изготовлена из материала со стабильными упругими характеристиками, например, из пружинно-рессорной стали 65Г, при этом отклонение осевой линии канала в седле составляет угол α .



1 – корпус; 2 – седло; 3 – шарик; 4 – осевая линия; 5 – вертикальная ось симметрии; 6 – пластина; 7 – подклапанная область; 8 – надклапанная полость; 9 – наконечник.

Рисунок 3.8 – Конструкция усовершенствованного клапана СШН

Шариковый клапан работает следующим образом: при соответствующем ходе плунжера глубинного насоса клапан открывается, при этом откачиваемая жидкость перетекает из подклапанной полости 7 в надклапанную полость 8. Шарик 3 потоком откачиваемой жидкости поднимается вверх до соприкосновения с внутренней фаской центрального отверстия корпуса. Жидкость протекает через зазор, образованный поверхностями шарика 3 и расточки корпуса. При прохождении через клапан потока жидкости, происходит смещение направления движения потока относительно центральной оси клапана, что обеспечивается пластиной 6. Вследствие такого движения потока жидкости возникает неравномерность обтекания шара 3 и обеспечивается его принудительное вращение при движении вверх как вокруг горизонтальной, так и относительно вертикальной оси симметрии за счет чего каждый раз при движении вниз шар садится на седло новым местом (новой поверхностью), прижимаясь при этом к седлу надклапанным столбом откачиваемой жидкости и закрывая тем самым клапан.

Предложенная конструкция клапана позволяет сохранять его герметичность до полного износа либо запорного органа и седла, либо обоих вместе и тогда шар проваливается в выработанное по его диаметру проходное отверстие седла, что не требует специального подземного ремонта скважины.

Изменение положения пластины в зависимости от объема входной жидкости, веса запорного элемента позволяет регулировать завихрение потока проходящего через проходное сечение седла клапана и таким образом влиять на вращение шарика при его подъеме. Посадка шарика на седло клапана в разном положении при длительной эксплуатации обеспечивает «притирку» клапана и снижает выработку посадочного места на седле.

Предложенная конструкция шарикового клапана СШН обладает следующими достоинствами:

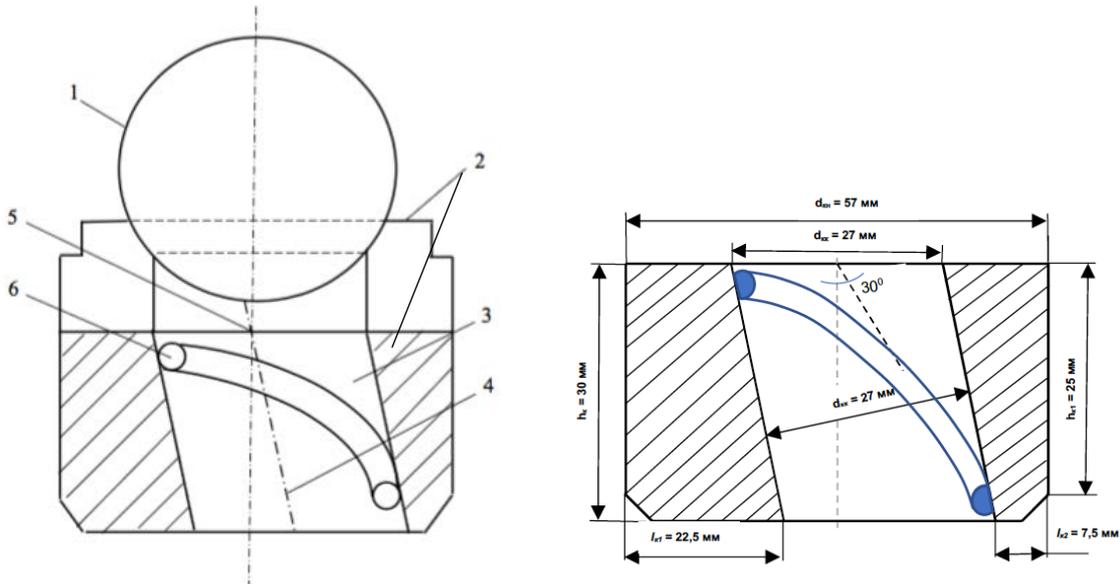
- разработанная конструкция шарикового клапана обладает научной новизной, что подтверждается полученным патентом;
- предложенное конструктивное решение шарового клапана обеспечивает вращение запорного элемента – шара при движении вверх;
- при закрытии клапана, шар садится на седло в новом положении, что позволяет обеспечить своеобразную притирку клапана и снизить выработку посадочного шарика и седло;
- конструкция шарикового клапана проста, технологична в изготовлении, ремонтпригодна, не материалоемка, надежна в работе, легко тиражируема.

3.5 Влияние угла отклонения оси седла клапана и ширины пластины на движение потока жидкости

Принципиальное отличие конструкции нового клапана это изменение угла отклонения оси седла от вертикали и наличие пластины – завихрителя

потока [42], перекрывающей часть проходного сечения седла по спирали, как показано на рисунке 3.9.

Поток жидкости движущийся по каналу с отклоненной от вертикальной осью оказывает неравномерное давление на шар (запорный элемент клапана), что приводит вращению шара вокруг горизонтальной оси при его открывании. Вращение шара вокруг вертикальной оси обеспечивается винтовой пластиной – завихрителем потока.



1 – шарик; 2 – седло; 3 – отверстие - канал; 4 – ось канала; 5 – геометрический центр; 6 – пластина – завихритель потока

Рисунок 3.9 – Спроектированный клапанный узел ШСН

Давление на шар по оси отклоненного потока [49, 50] рассчитаем по формуле

$$P_c = k_n \cdot \rho \cdot f_{пск} \cdot v_c^2 \sin^2 \alpha = 0,94 \cdot 790 \cdot 0,572 \cdot 10^{-3} \cdot 94^2 \cdot 0,94 = 3528 \text{ Па} = 3,53 \text{ МПа} \quad (3.1)$$

где $k_n = 0,92 - 0,96$ – коэффициент влияния неучтенных факторов;
 $\rho = 790 \text{ кг/м}^3$ – плотность смеси нефти и воды;
 $f_{пск} = 0,785 \cdot d_k^2 = 0,785 \cdot 0,027^2 = 0,572 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ – площадь проходного канала седла клапана;

$v_c = \mu \sqrt{2gh} = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 500} = 94 \text{ м/с}$ – скорость потока перед седлом клапана;

где $h = 500 \text{ м}$ – динамический уровень установки насоса в скважине;
 $\alpha = 110^\circ$ – угол отклонения осевой линии потока от вертикали седла клапана.

Массу запорного элемента клапана (шара) определим по формуле:

$$m = V_{\text{ш}} = \frac{4}{3} \cdot \pi r^3 = 1,33 \cdot 3,14 \cdot 0,0315 \cdot 10^{-3} = 0,179 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \quad (3.2)$$

Сила давления шара на седло рассчитаем по формуле:

$$F = \rho_{\text{ш}} \cdot g \cdot V_{\text{ш}} = 7850 \cdot 9,81 \cdot 0,179 \cdot 10^{-3} = 13,8 \text{ Н} \quad (3.3)$$

т.к. $P_c \gg \gg F_{\text{ш}}$ условие открывания клапана выполняется.

Расстояние между линией центра потока жидкости от центра запорного элемента - шара составляет 6,75 мм, т.е. давление в этой точке рассчитаем по формуле

$$P_{\text{цк}} = \rho \cdot f_{\text{пкс}} \cdot v_c^2 \sin \alpha = 0,94 \cdot 790 \cdot 0,572 \cdot 10^{-3} \cdot 88,6^2 \sin^2 30^\circ = 1667 \text{ Па} = 1,667 \text{ МПа} \quad (3.4)$$

Расчеты показывают, что давление по центру струи в 2 раза выше чем давление на краю струи (3,53 Мпа > 1,667 МПа), что обеспечивает вращение запорного элемента шара.

Проведенные аналитические исследования показывают, что методика расчета характеристик процессов работы клапанов сводиться к определению скорости движения жидкости в щели между шаром и седлом при его открывании ($v_{\text{ш}}$), скорости посадки запорного элемента клапана ($v_{\text{нос}}$), коэффициента сопротивления клапанного узла (ζ) и высоты подъема запорного элемента (h).

Для нас было важным рассчитать влияние угла наклона пластины турбулизатора на вращение при подъеме шара клапана. Угол отклонения оси клапана от вертикали α оказывает существенное влияние на изменения скорости течения жидкости Δv , давления ΔP при постоянном расходе жидкости ΔQ через клапан.

Проведенные расчеты по определению значений скорости течения жидкости в щели и скорости посадки и давления на поверхность запорного элемента, расхода жидкости в седле клапана оснащенного винтовой пластиной шириной от 5 до 15 мм диаметра проходного канала седла ($d_{\text{пкс}}$) при изменении угла отклонения оси клапана винтовой пластины от вертикали с изменением узла от 0° до 60° с шагом 5° .

Установлено, что рациональной шириной пластины следует считать $0,3 d_{\text{пкс}}$, а угол отклонения линии оси канала седла от вертикали равным 30° . При этом, как принято в гидродинамике, требуется проведение гидродинамических экспериментальных исследований по уточнению полученных расчетных значений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам анализа отказов штанговых насосных установок установлено, что около 24% приходится на выход из строя клапанных узлов. Учитывая, что клапаны являются одним из основных узлов, от которых зависит работоспособность и долговечность всего насоса, вопрос о его усовершенствовании является актуальным. Усовершенствование клапанного узла может быть за счет изменения материала либо конструкции клапана. Повышение срока службы или межремонтного периода может быть достигнуто за счет модификации конструкции клапанного узла.

На основе проведенных патентных и аналитических исследований установлено, что разработанная конструкция клапанного узла скважинного штангового насоса обладает технической новизной, простотой реализации не требующей существенных изменений в клапане насоса. Расчетным путем подтверждено, что измененная конструкция седла клапана за счет отклонения осевой линии канала на угол α и установки винтовой пластины, позволяет обеспечить вращение запорного элемента клапана и посадку на седло при закрытии клапана новым местом шара (запорного элемента).

Разрабатываемое изделие, обладающее простой конструкции и обеспечивающее постоянную посадку запорного элемента – шара новым местом при закрытии клапана позволяет ожидать увеличение срока службы клапанов и как следствие увеличение межремонтного периода работы насосов в процессе откачки нефти из скважин.

Диссертация предусматривает поиск возможного решения задачи повышения надежности скважинного штангового насоса. Задача решалась путем выявления причин отказов штанговых насосов, выявления актуального вопроса и повышения эксплуатационных характеристик насоса за счет изменения конструкции клапанного узла.

Таким образом все поставленные задачи получили свое решение. Изменение конструкции клапанного узла является одним из перспективных направлений в области увеличения надежности насоса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Бикбулатова Г.И., Думлер Е.Б. Эксплуатация штанговых насосных установок: Учебное пособие. Альметьевск: Альметьевский государственный нефтяной институт, 2008. – 116 с.
- 2 Бухаленко Е.И., Вершкова В.В., Джафаров Ш.Т., Нефтепромысловое оборудование. Недра, 1990, с.67.
- 3 Штанговые скважинные насосные установки (СШНУ) (oilloot.ru)
- 4 Архипов К.И., Думлер Е.Б. Скважинное штанговое насосное оборудование для добычи нефти: Учебное пособие. - Альметьевск: Альметьевский государственный нефтяной институт, 2008.- 264с.
- 5 ГОСТ 31835-2012 Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования.
- 6 Адонин А.Н. Испытание новых конструкций клапанов для глубинных насосов. Научно-исследовательские работы нефтяников, вып. III, Гостоптехиздат, Москва, 1944, с. 78.
- 7 Standart API SPEC 11 X Насосы штанговые погружные в части конструкции, типов и исполнения самих насосов и их основных узлов, диаметров насосно-компрессорных труб, условных диаметров скважинных насосов, точности изготовления цилиндров и плунжеров, групп материалов для изготовления узлов скважинных насосов в зависимости от условий эксплуатации.
- 8 Бахтизин Р.Н. Добыча нефти штанговыми установками в осложненных условиях/ Монография/Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Топольников А.С., Азизов А.М., Комков А.Г., Ишмухаметов Б.Х. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2016 - 172 с.
- 9 Бахтизин Р.Н. Влияние формы регулярного микрорельефа поверхности плунжера на утечки в штанговом скважинном насосе / Бахтизин, Р.Н., Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Ишмухаметов Б.Х., Нарбутовских А.Ю. //Нефтяное хозяйство. 2017. № 4. С. 113-116.
- 10 Бахтизин Р.Н. Утечки жидкости в штанговом насосе с регулярным микрорельефом на поверхности плунжера / Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Ишмухаметов Б.Х. // Нефтегазовое дело. 2016. Т. 14. № 4. С. 33-39.
- 11 Баширова Э.Р., Калинина Т.А., Баймухаметов Д.С. и др. Особенности условий применения деэмульгаторов на месторождениях Башкирии / сб.научн.тр. БашНИПИнефть. Уфа. - 2003. Вып. 112. - С. 164-173.
- 12 Бурцев И.Б., Ибрагимов Ф.И. К определению коэффициента подачи штангового насоса // Физико-химия и разработка нефтяных месторождений: Тр. УНИ, 1978. С. 45-49.
- 13 Валеев М.Д. Добыча высоковязкой нефти //Темат.науч.-техн.обзор. Сер. Нефтепромысловое дело. М.: ВНИИОЭНГ, 1985. Вып. 2. 40 с.
- 14 Валеев М.Д., Хасанов М.М. Глубиннонасосная добыча вязкой нефти. Уфа: Башкнигоиздат, 1992. -150 с.

15 Валишин Ю.Г. Прогнозирование производительности штанговой глубинно-насосной установки // Нефтепромысловое дело. 1976. - №48. -С. 63-68.

16 Виденеев В.И., Чистяков В.Г. Улучшение показателей работы насосных скважин при совместном проявлении механических примесей и асфальтопарафинов. // Нефтепромысловое дело. - №1. 2002. - С.50-53.

17 Вирновский А.С. Теория и практика глубинно-насосной добычи нефти //Тр. Ин-та/ВНИИ. 1971. Вып. 57.- 184 с.

18 Скважинный штанговый насос. RU, патент №181061 МПК F04B 47/00.

19 Клапан штангового насоса. AZ патент №201003 МПК F16K 15/00.

20 Клапан скважинного штангового насоса. (RU, патент № 2059885 МПК F04B 47/02.

21 Всасывающий клапан глубинного насоса. RU, патент № 2487271 МПК F04B 53/10.

22 Временное методическое руководство по установлению режимов работы глубинных штанговых насосов // Репин Н.Н., Юсупов О.Н., Валишин Ю.Г. Уфа, 1971.

23 Габдрахманов Н.Х. Эксплуатация малодебитных скважин Туймазинского нефтяного месторождения. - М.: Недра, 2004. - 215 с.

24 Грабович В.П., Касьянов В.М. Упрощение формулы для расчета нагрузок на головку балансира станка-качалки. НТС ВНИИОЭНГ «Нефтепромысловое дело». - 1966. - №8. - С. 14-17.

25 Грайфер В.И., Ишемгужин С.Б., Яковенко Г.А. Оптимизация добычи нефти глубинными насосами. Казань: Таткнигоиздат, 1973. - 242 с.

26 Гурбанов Р.С., Касимов А.Ф. Определение утечки жидкости через зазор между плунжером и цилиндром насоса при турбулентном режиме // Азербайджанское нефтяное хозяйство. 962. - №2. - С. 44-46.

27 Гуревич А.С. Исследование процесса сепарации газа у приема погружного оборудования, работающего в нефтяной скважине: автореф. дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. М., ин-т нефтехим. и газовой промышленности им. И.М.Губкина, 1973. - 24 с.

28 Гусейнов Г.С., Рустамов Э.М., Саакян А.М. Исследование работы глубинных насосов с различными начальными зазорами // Азербайджанское нефтяное хозяйство. №2.- 1972. С. 24- 31. Дейли Дж., Харлеман Д. Механика жидкости. М.: Энергия, 1971. - 273с.

29 Аливердизаде К.С., Ашурли С.И., Алиев М.Д., Рабинович А.М., Шевчук Ю.И. Исследование глубинного оборудования на стендовой установке, Труды АЗИНМАШ, выпуск 1, Азнефтиздат, 1956, с.41.

30 Алиев Ш.Н., Гаджиев Н.А., Мелкуров Р.М. Влияние кривизны ствола скважины на производительность глубинного насоса. «Машины и оборудование» №12, ВНИИОЭНГ, 1964, с. 56.

31 Апресов и Пирвердян А.М. Исследование клапанов глубинных насосов. Технический отчет АЗНИИ №33-34. Фонд АЗНИИ ДН, 1939, с.19.

32 Берг Г. Поршневые крыльчатые и ротационные машины. Новосибирск. Гос.научн.техиздат, 1933, с.33.

33 Давлетшин Х.Г. Теория пространственного движения шарового клапана поршневого насоса. Труды нефтяного института им. И.М. Губкина. Гостоптехиздат, 1957, с.15.

34 Давлетшин Х.Г. Вопросы гидравлики глубинного штангового насоса. Труды Московского нефтяного института им. И.М. Губкина. Гостоптехиздат, 1957, с. 22.

35 Давлетшин Х.Г. Вопросы теории глубинных насосов и практика эксплуатации их. Автореферат докторской диссертации, 1959.

36 Пирвердян А.М. Вопросы гидродинамики техники нефтедобычи. Докторская диссертация, 1952, с. 15.

37 Долов Т.Р. Исследование работы клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок. Дисс.на соик.уч.ст. канд.техн.наук, Москва, 2017.

38 Степанова И.С. Исследование клапанных узлов глубинных насосов: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Степанова И.С. –Баку, 1970. –258 с.

39 Степанова И.С., Пирвердян А.М. О потерях напора в клапанных узлах глубинных насосах АНХ, №5, 1954, с. 32.

40 Степанова И.С. Гидромеханическое испытание клапанов глубинных насосов. Технический отчет СКБ-Н тема 2-54, 1954, 42 с.

41 Степанова И.С. Исследование работоспособности клапанных узлов глубинных насосов. Труды АзНИИ ДН, выпуск XX, 1968, с. 17.

42 Степанова И.С. Клапанные узлы глубинных насосов. Нефтяное хозяйство №7, 1954, с. 29.

43 Захаров Б.С., Поршневые и плунжерные насосы для добычи нефти, ОАО «ВНИИОЭНГ», 2006, 310 с.

44 Захаров Б.С. Поршневые и плунжерные насосы для добычи нефти (сборник статей и патентов), М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2006г., 275 с.

45 Молчанова А.Г. Разработка методов учета влияния свободного газа и вязкости жидкости на работу клапанных узлов скважинных штанговых насосов: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Степанова И.С. – М., 1987. – 189 с.

46 Ивановский В.Н., Долов Т.Р., «Исследование эффективности работы клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок», журнал «Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса», 2/2014, с.29-33;

47 Ивановский В.Н., Елагина О.Ю., Гантимиров Б.М., Сабиров А.А., Дубинов Ю.С., Долов Т.Р. Анализ работы различных конструкций клапанных пар скважинного штангового насоса //Территория Нефтегаз, 2015-№9 сентябрь, с.92-99.

48 Ивановский В.Н., Долов Т.Р., Дубинов Ю.С. Ускоренные испытания насосных штанг на усталость для оценки пределов выносливости материалов и конструкций, учебно-методическое пособие, 2016, 29 с.

49 Ивановский В.Н., Бабакин И.Ю., Долов Т.Р., Дубино Ю.С. Ускоренные испытания клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок на величину износа и герметичности, учебно-методическое пособие, 2016, 38 с.

50 Шариковый клапан углубленной посадки. (KZ) патент № 34268 МПК F16K 15/00.

51 Шариковый клапан глубинного насоса. (KZ) патент № 34582 МПК. F04D 47/00.

52 Патент (19) KZ (13) B (11) 34582 Шариковый клапан глубинного насоса. Заурбеков С.А., Заурбеков К.С., Балгаев Д.Е., Кадыров Ж.Н.

53 Rod Pumping Optimization: by John Svinos at Theta Oilfield Services (2014 Edition, e-book).

54 Dove, J., & Smith, Z. D. (2016, October 17). Using Sucker Rod Pump Repair Data to Optimize Rod Lift Design. Society of Petroleum Engineers. doi:10.2118/181211-MS

55 Guo, B., Lyons, W., and Ghalambor, A. 2007. Sucker Rod Pumping. In Petroleum Production Engineering - A Computer-Assisted Approach, first edition Chapt. 12. Burlington, Massachusetts: Elsevier.

56 Takacs, G. 2015. Sucker Rod Pumping System Components and their Operations. In Sucker Rod Pumping Handbook. Waltham, MA: Gulf Professional Publishing.

57 Doty, D. R., & Schmidt, Z. (1983). An improved model for sucker rod pumping. SPE Journal, 23(1), 33-41. doi: 10.2118/10249-PA.

58 Gibbs, S. G. (1963). Predicting the Behavior of Sucker-Rod Pumping Systems. Journal of Petroleum Technology, 15(7), 769-778. doi: 10.2118/588-PA.

59 Suling, W., Tiejun, W., Gao, Y., & Ying, L. (2013). Analysis and Countermeasures on the Efficiency of the Pumping Wells System in the Old Oil-field. SPE 165861-MS. SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition, 22-24 October 2013, Jakarta, Indonesia.

60 Takács, G. (2003). Sucker-rod pumping manual. Tulsa, Oklahoma: PennWell Books.



Метаданные

Название

Увеличение ресурса работы клапанных узлов штангового глубинного насоса путем обеспечения равномерного износа запорного элемента

Автор

Казамбаева Айдана Аскарровна

Научный руководитель

Сейтжан Заурбеков

Подразделение

ИЭИМ

Список возможных попыток манипуляций с текстом

В этом разделе вы найдете информацию, касающуюся текстовых искажениях. Эти искажения в тексте могут говорить о ВОЗМОЖНЫХ манипуляциях в тексте. Искажения в тексте могут носить преднамеренный характер, но чаще всего характер технических ошибок при конвертации документа и его сохранении, поэтому мы рекомендуем вам подходить к анализу этого модуля со всей долей ответственности. В случае возникновения вопросов, просим обращаться в нашу службу поддержки.

Замена букв		1
Интервалы		0
Микропробелы		0
Белые знаки		0
Парафразы (SmartMarks)		118

Объем найденных подобиий

Обратите внимание! Высокие значения коэффициентов не означают плагиат. Отчет должен быть проанализирован экспертом.



KPI1

25

Длина фразы для коэффициента подобия 2



KPI2

7825

Количество слов



KC

58537

Количество символов

Подобия по списку источников

Просмотрите список и проанализируйте, в особенности, те фрагменты, которые превышают КП №2 (выделенные жирным шрифтом). Используйте ссылку «Обозначить фрагмент» и обратите внимание на то, являются ли выделенные фрагменты повторяющимися короткими фразами, разбросанными в документе (совпадающие сходства), многочисленными короткими фразами расположенные рядом друг с другом (парафразирование) или обширными фрагментами без указания источника ("криптоцитаты").

10 самых длинных фраз

Цвет текста

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ И АДРЕС ИСТОЧНИКА URL (НАЗВАНИЕ БАЗЫ)	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (ФРАГМЕНТОВ)	
1	https://docplayer.ru/63043296-Rossiyskiy-gosudarstvennyy-universitet-nefti-i-gaza-imeni-i-m-gubkina-nacionalnyy-issledovatel'skiy-universitet-dolov-temir-ruslanovich.html	38	0.49 %
2	https://docplayer.ru/63043296-Rossiyskiy-gosudarstvennyy-universitet-nefti-i-gaza-imeni-i-m-gubkina-nacionalnyy-issledovatel'skiy-universitet-dolov-temir-ruslanovich.html	35	0.45 %
3	https://docplayer.ru/63043296-Rossiyskiy-gosudarstvennyy-universitet-nefti-i-gaza-imeni-i-m-gubkina-nacionalnyy-issledovatel'skiy-universitet-dolov-temir-ruslanovich.html	35	0.45 %
4	https://otherreferats.allbest.ru/manufacture/00213991_0.html	30	0.38 %

5	https://docplayer.ru/63043296-Rossiyskiy-gosudarstvennyy-universitet-nefti-i-gaza-imeni-i-m-gubkina-nacionalnyy-issledovatel'skiy-universitet-dolov-temir-ruslanovich.html	27	0.35 %
6	https://www.freepatent.ru/patents/2487271	26	0.33 %
7	https://otherreferats.allbest.ru/manufacture/00213991_0.html	21	0.27 %
8	http://lib.znate.ru/docs/index-239600.html	20	0.26 %
9	https://otherreferats.allbest.ru/manufacture/00213991_0.html	19	0.24 %
10	https://tst-msk.ru/shtangovyy-glubinnyy-nasos-printsip-raboty	19	0.24 %

из базы данных RefBooks (0.00 %)

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (ФРАГМЕНТОВ)
------------------	----------	---

из домашней базы данных (0.75 %)

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (ФРАГМЕНТОВ)
1	Увеличение ресурса работы клапанных узлов штангового глубинного насоса путем обеспечения равномерного износа запорного элемента 3/30/2022 Satbayev University (ИЭИМ)	59 (5) 0.75 %

из программы обмена базами данных (0.08 %)

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (ФРАГМЕНТОВ)
1	2. Мамбеталиев Т.М. Курсовой проект 2021.doc 4/28/2021 Atyrau University of Oil and Gas (Deanery)	6 (1) 0.08 %

из интернета (10.99 %)

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	ИСТОЧНИК URL	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (ФРАГМЕНТОВ)
1	https://docplayer.ru/63043296-Rossiyskiy-gosudarstvennyy-universitet-nefti-i-gaza-imeni-i-m-gubkina-nacionalnyy-issledovatel'skiy-universitet-dolov-temir-ruslanovich.html	261 (17) 3.34 %
2	https://otherreferats.allbest.ru/manufacture/00213991_0.html	216 (16) 2.76 %
3	https://www.freepatent.ru/patents/2487271	83 (6) 1.06 %
4	http://doc.knigi-x.ru/22raznoe/548835-1-vvedenie-sredi-vazhneyshih-vidov-promishlennoy-produkcii-odno-glavnih-mest-zanimayut-neft-g.php	70 (6) 0.89 %
5	https://tst-msk.ru/shtangovyy-glubinnyy-nasos-printsip-raboty	70 (5) 0.89 %
6	https://znaytovar.ru/gost/2/gost_r_518962002_nasosy_skvazh.html	68 (7) 0.87 %
7	http://info-neft.ru/index.php?action=full_article&id=210	29 (2) 0.37 %
8	http://userdocs.ru/voennoe/84284/index.html	24 (2) 0.31 %
9	http://lib.znate.ru/docs/index-239600.html	20 (1) 0.26 %

**Университеттің жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаменті
директорының ұқсастық есебіне талдау хаттамасы**

Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры көрсетілген еңбекке қатысты дайындалған Плагиаттың алдын алу және анықтау жүйесінің толық ұқсастық есебімен танысқанын мәлімдейді:

Автор: Казамбаева Айдана Аскаровна

Тақырыбы: «Исследование цикла работы клапана скважинного штангового насоса и выработка предложений по увеличению ресурса работы насоса»

Жетекшісі: Сейтжан Заурбеков

1-ұқсастық коэффициенті (30): 11.8

2-ұқсастық коэффициенті (5): 2.4

Дәйексөз (35): 4.1

Әріптерді ауыстыру: 1

Аралықтар: 0

Шағын кеңістіктер: 0

Ақ белгілер: 0

Ұқсастық есебін талдай отырып, Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры келесі шешімдерді мәлімдейді :

Ғылыми еңбекте табылған ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді. Осыған байланысты жұмыс өз бетінше жазылған болып санала отырып, қорғауға жіберіледі.

Осы жұмыстағы ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді, бірақ олардың шамадан тыс көптігі еңбектің құндылығына және автордың ғылыми жұмысты өзі жазғанына қатысты күмән тудырады. Осыған байланысты ұқсастықтарды шектеу мақсатында жұмыс қайта өңдеуге жіберілсін.

Еңбекте анықталған ұқсастықтар жосықсыз және плагиаттың белгілері болып саналады немесе мәтіндері қасақана бұрмаланып плагиат белгілері жасырылған. Осыған байланысты жұмыс қорғауға жіберілмейді.

Негіздеме:

Күні 30.05.22

Кафедра меңгерушісі



Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Казамбаева Айдана Аскарровна

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Магистерская диссертация

Название работы: «Исследование цикла работы клапана скважинного штангового насоса и выработка предложений по увеличению ресурса работы насоса»

Научный руководитель: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент Подобия 1: 11.8

Коэффициент Подобия 2: 2.4

Микропробелы: 0

Знаки из других алфавитов: 1

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 превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.
- Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия 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

30.05.22

Заведующий кафедрой



Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Казамбаева Айдана Аскаровна

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Магистерская диссертация

Название работы: «Исследование цикла работы клапана скважинного штангового насоса и выработка предложений по увеличению ресурса работы насоса»

Научный руководитель: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент Подобия 1: 11.8

Коэффициент Подобия 2: 2.4

Микропробелы: 0

Знаки из других алфавитов: 1

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 превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрыва 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 29.05.2022 .

Шмаршова А.С

 проверяющий эксперт

**ОТЗЫВ
НАУЧНОГО РУКОВОДИТЕЛЯ**

на магистерскую диссертацию **Казамбаевой Айданы Аскаровны** выполненную на тему:
«Исследование цикла работы клапана скважинного штангового насоса и выработка предложений по увеличению ресурса работы насоса»

Направление подготовки 7М07111– «Цифровая инженерия машин и оборудования»

Актуальность. Объем насосной добычи нефти в Казахстане и в мире растет, при этом наблюдается рост отказов в работе насосов, в том числе штанговых глубинных насосов. Основной объем насосной добычи приходится приходится на скважинные штанговые насосы (СШН). Согласно анализа отказов на выход из строя СШН из-за клапанов, приходится порядка 24% всех отказов. Поиск технического решения направленного на увеличение периода работы клапанов СШН является актуальной задачей.

Идея работы состоит в научном обосновании увеличения периода безаварийно работы. СШН за счет повышения срока службы клапанного узла насоса.

Предметом исследования являются гидравлические процессы, определяющие эффективность работы СШН.

Научная новизна и обоснованность результатов. В процессе исследований получены следующие результаты, имеющие научную новизну:

- 1) доказана принципиальная возможность увеличения срока работы СШН;
- 2) предложено техническое решение направленные на совершенствование конструкций клапана СШН.

Практическая значимость работы заключается в том, что на основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований, сделано предложения по совершенствованию конструкции клапана СШН, которое в дальнейшем может быть внедрено в производство.

Публикации. В апреле 2022 года магистранткой Казамбаевой А. опубликована статья по теме диссертации.

Краткая характеристика способностей магистранта к научному анализу. В процессе работы над диссертацией Казамбаева А. показала хороший уровень теоретических и практических знаний, зарекомендовала себя как дисциплинированный, исполнительный, инициативный, творчески решающий поставленные перед ней задачи магистрант. Диссертационная работа выполнена согласно установленного графика, без срывов и существенных отклонений.

В процессе работы над диссертацией магистрантка Казамбаева А. показала, что владеет основами научных исследований, умеет правильно определять цель и задачи исследований, проводить анализ литературных и патентных источников, применять методику постановки экспериментов и знает современное программное обеспечение для обработки полученных данных.

Соответствие диссертации требованиям. Диссертация выполнена в соответствии с требованиями нормативных документов П 029-02.02-08 «Положения о программах магистратуры» и СТ КазНИТУ - 09 - 2017 «Работы учебные. Общие требования к построению, изложению, оформлению и содержанию текстового и графического материала», действующих в КазНИТУ имени К.И.Сатпаева и определяющих содержание и требования к оформлению документов данного типа.

Заключение. Считаю, что магистерская диссертация Казамбаевой А. соответствует предъявляемым требованиям, а диссертант заслуживает присвоения академической степени «магистр техники и технологий».

Руководитель
канд.техн.наук,
проф. каф. ТМиТ
27.05.2022 года



Заурбеков С.А.

РЕЦЕНЗИЯ

на магистерскую диссертацию
(наименование вида работы)

Казамбаевой Айдане Аскаровне
(Ф.И.О. обучающегося)

7M07111 – Цифровая инженерия машин и оборудования
(шифр и наименование специальности)

На тему: «Исследование цикла работы клапана скважинного штангового насоса и выработка предложений по увеличению ресурса работы насоса»

Выполнено:

- а) графическая часть на _____ 17 _____ слайдах
б) пояснительная записка магистерской диссертации на _____ 60 _____ страницах

ЗАМЕЧАНИЯ К РАБОТЕ

Тема диссертационного исследования полностью соответствует специальности магистратуры и является очень актуальной и современной темой для научной и производственной отраслей.

Исследователь рассматривает вопрос по увеличению ресурса работы насоса путем снижения износа запорного элемента – шарикового клапана.

В представленной на рецензию магистерской диссертации описан анализ отказов скважинных штанговых глубинных насосов, который показывает, что отказы, связанные с выходом из строя клапанных узлов насоса, составляют около 24%.

В процессе исследования получены следующие результаты: представлено техническое решение, направленное на совершенствование клапана СШН, а также доказана принципиальная возможность увеличения срока работы СШН.

Таким образом все задачи, поставленные в диссертации, получили свое решение в полном объеме. Диссертация является работой, соответствующей требованиям, имеющей научную новизну и практическую значимость. Изменение конструкции клапанного узла является одним из перспективных направлений в области увеличения надежности насоса.

Особых замечаний к диссертационной работе нет.

Оценка работы

Диссертационная работа выполнена на высоком научно-исследовательском уровне. Поставленные цели получили свое решение, содержание и оформление соответствует нормативным требованиям.

Магистрант Казамбаева Айдана заслуживает присвоения академической степени «магистр техники и технологий», диссертации магистранта можно поставить оценку – «95%» процентов.

Рецензент



Декан КБТУ, канд.тех.наук, доцент
(должность, уч. степень, звание)

Исмаилов А.А.

(подпись)

_____ 2022 г.