Северо-Казахстанский университет им. М. Козыбаева

УДК 622.22:621.79

На правах рукописи

ИВАНОВА ОЛЬГА ВЛАДИМИРОВНА

Разработка конструктивно-технологических решений по увеличению ресурса штанговых глубинных насосов

8D07101 – Машиностроение

Диссертация на соискание степени
доктора философии (PhD)

Научный консультант
доктор технических наук,
профессор
В.В. Савинкин

Научный консультант
доктор технических наук,
профессор
Д.Н. Коротаев
(Россия)

Республика Казахстан
Петропавловск, 2026

СОДЕРЖАНИЕ

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ…… 5
ОПРЕДЕЛЕНИЯ……..... 6
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ…….. 7
ВВЕДЕНИЕ…….. 8
1 АНАЛИЗ НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ С УЧЕТОМ ПРОМЫСЛОВОГО ОПЫТА ЭКСПЛУАТАЦИИ ДОБЫВАЮЩИХ СКВАЖИН……..... 13
1.1 Влияние эксплуатационных факторов и перспективы развития технологической надежности насосного комплекса на показатели добычи углеводородного сырья в Казахстане, странах Европы и США..... 13
1.2 Исследование внешних факторов, влияющие на эффективность нефтедобывающих насосных комплексов…….. 17
1.3 Причины отказов скважинных штанговых насосных установок в зависимости от способов эксплуатации…….. 20
1.4 Исследование мировых достижений в обеспечении надежности и долговечности нефтедобывающих штанговых насосных комплексов…… 26
Выводы по первому разделу……..... 40
2 УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ИЗНАШИВАНИЯ ШТАНГОВОГО НАСОСА, ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЗОК, ВЫЗЫВАЮЩИХ ОТКЛОНЕНИЕ ШТАНГИ ОТ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ…….. 41
2.1 Обоснование критериев эффективной работоспособности штангового насоса при воздействии динамических сил сопротивления на изнашиваемые элементы системы штанга – цилиндр – плунжер……..... 41
2.2 Математическая модель, описывающая критерии отказов штангового насоса при контактно-механическом трении системы плунжер-цилиндр…….. 49
2.3 Нагрузочные характеристики, действующие на систему цилиндр-плунжер для динамического режима работы скважины……... 60
Выводы по второму разделу……. 75
3 ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ КЛАПАННОГО УЗЛА И РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО ДОЛГОВЕЧНОСТИ…….. 76
3.1 Исследование проблемы разгерметизации клапана насоса в системе шар-седло……... 76
3.2 Научно-технические достижения по обеспечению работоспособности клапанного узла……. 80
3.3 Разработка конструктивно-технологического задания по изготовлению шарикового клапана……..... 84
3.4 Разработка технологии изготовления комбинированного запорного элемента клапанного узла штангового глубинного насоса с применением синтетических полимерных материалов……..... 88

3.5 Разработка эффективной модели кинематических и гидравлических процессов движения запорного элемента клапана…… 91
3.6 Имитационное 3D моделирование динамических нагрузок, действующих на клапанную пару в штанговом глубинном насосе…… 98
3.7 Экономическая эффективность применения исследуемых видов клапанных узлов…… 102
Выводы по третьему разделу...…… 106
4 МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ШТАНГОВОМ ГЛУБИННОМ НАСОСЕ С РАЗРАБОТАННОЙ ИННОВАЦИОННОЙ КЛАПАННОЙ ПАРОЙ……. 107
4.1 Исследование сил сопротивления и эффективности пропускной способности клапанной пары с обоснованием оптимальных параметров штангового глубинного насоса……..... 107
4.2 Исследование влияния эксплуатационных характеристик и состава многокомпонентной нефти на механизм снижения долговечности основных элементов насоса……. 115
4.3 Экспериментальное исследование качества упрочняющего слоя, выполненного напылением твердосплавного материала при вариации режимов лазерной технологии …… 124
4.4 Оценка процесса изнашивания деталей пары плунжер-цилиндр при сравнении двух технологий упрочнения контактирующих поверхностей…….. 138
Выводы по четвертому разделу……... 147
5 ОБОСНОВАНИЕ РАЗРАБОТКИ МОБИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ЛАЗЕРНОГО НАПЫЛЕНИЯ ДЛЯ ВНУТРЕННИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ МАЛОГО ДИАМЕТРА 149
5.1 Конструктивно-технологическая эффективность применения мобильной установки ……... 149
5.2 Конструкция головки для лазерного напыления ……..... 152
5.3 Электронная система управления лазерной установкой……..... 154
5.4 Расчет оптимальных параметров источника лазерного излучения…… 157
5.5 Разработка технологии упрочнения внутренней поверхности цилиндра штангового насоса с применением разработанной установки лазерного напыления …… 162
Выводы по пятому разделу……..... 163
6 ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ СКВАЖИННЫХ ФИЛЬТРОВ И РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВОЙ КОНСТРУКЦИИ……..... 164
6.1 Анализ параметров надежности нефтяных скважинных фильтров…... 164
6.2 Подвижный фильтр центробежного действия…… 168
6.3 Экономическое обоснование внедрения усовершенствованной конструкции защитного фильтра ШГН на месторождении Узень……... 171
Выводы по шестому разделу…… 175
ЗАКЛЮЧЕНИЕ……... 176

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ…….. 178
ПРИЛОЖЕНИЕ А – Патент на полезную модель……... 190
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – Акт внедрения в производство……... 191
ПРИЛОЖЕНИЕ В – Технологический процесс изготовления детали «Шар обрезиненный 8D07101.ДД.МС2021.001.007.002» …… 192
ПРИЛОЖЕНИЕ Г – Технологический процесс изготовления детали «Шар обрезиненный комбинированный 8D07101.ДД.МС2021.001.007.003» …….. 195
ПРИЛОЖЕНИЕ Д – Технология механической обработки цилиндра ШГН……..... 198

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

В настоящей диссертации использованы ссылки на следующие стандарты:

Инструкция по оформлению диссертации и автореферата. Высшая аттестационная комиссия МОН РК, от 28 сентября 2004 года, №377-3ж.

ГОСТ 7.32-2001. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления.

ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления.

ГОСТ 31835-2012. Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования.

ГОСТ 13877-96. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия.

ГОСТ 9012-59. Металлы. Метод измерения твердости по Бринеллю.

ГОСТ 2999-75. Металлы и сплавы. Метод измерения твердости по Виккерсу.

ГОСТ 9450-76. Измерение микротвёрдости вдавливанием алмазных наконечников.

ГОСТ 25346-2013. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические.

ГОСТ 32504-2013. Нефтяная и газовая промышленность. Оборудование скважинное. Фильтры противопесочные. Общие технические требования.

ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В настоящей диссертации применяют следующие термины с соответствующими определениями:

Безотказность – свойство объекта непрерывное сохранять способность выполнять требуемые функции в течение некоторого времени или наработки в заданных режимах и условиях применения.

Выкрашивание – поверхностное разрушение материала, сопровождающееся выпадением его частиц.

Гуммирование – это процесс нанесения резинового покрытия на металлические или другие поверхности для улучшения их эксплуатационных характеристик.

КОМПАС АРМ FEM – программа моделирования методом конечно-элементного анализа.

Микротвердость – твёрдость отдельных участков материала, определяемая вдавливанием (алмазного) индентора при малых нагрузках (от 0,05 до 5 Н) с использованием микроскопа для измерения размеров отпечатков.

Нефтеотдача пластов – это степень полноты вытеснения нефти из продуктивного горизонта в скважины (шахты) водой или газом под воздействием пластовой энергии.

Обводнённость скважины – это процентное содержание воды в нефтяной продукции, которое определяется как отношение дебита воды к дебиту добываемой жидкости.

Сокристаллизация – это процесс соосаждения микрокомпонента с кристаллическими осадками, при котором микрокомпонент распределяется по всему объему твердой фазы, участвуя в построении кристаллической решетки макрокомпонента.

Твердость поверхности – это способность материала при пластичной или упругой деформации сопротивляться проникновению в его поверхность индентора, который должен быть тверже исследуемого образца.

Энергоэффективность – означает использование меньшего количества энергии для выполнения определенной задачи, т.е. устранение энергетических потерь при существующем уровне развития техники и технологии и соблюдении требований к охране окружающей среды.

FloEFD – программа для моделирования течения жидкостей и тепловых процессов, основанная на методе конечных объёмов.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

АСПО	– асфальтосмолопарафиновые отложения
ВВП	– валовый внутренний продукт
ГОСТ	– государственный стандарт
ЗТВ	– зона термического влияния
ИВА	– ионно-вакуумное азотирование
КПД	– коэффициент полезного действия
КС МНЭ РК	– Комитет по статистике Министерства национальной экономики РК
МКЭ	– метод конечных элементов
МРП	– межремонтный период
НКТ	– насосно-компрессорные трубы
ОАЭ	– Объединенные Арабские Эмираты
ОПЕК	– международная межправительственная организация, состоящая из стран-экспортеров нефти
ОРЭ	– одновременно-раздельная эксплуатация
СК	– станок-качалка
СШНУ	– скважинная штанговая насосная установка
ТЭК	– топливно-энергетический комплекс
УСШН	– установка скважинного глубинного насоса
ШГН	– штанговый глубинный насос
ШН	– штанги насосные
ЭУМ	– электронный управляющий модуль

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность диссертационной работы. Машиностроение является основополагающей отраслью промышленности для любого современного и индустриально-развитого государства. Именно динамика инновационного развития машиностроительной отрасли показывает экономическую независимость, отражает внешнюю безопасность страны и высокий социальный уровень жизни населения.

Одну из ключевых ролей в машиностроении играет нефтегазовый комплекс государства. Нефтегазовый комплекс Казахстана играет ведущую роль в экономическом развитии страны и занимает одну из лидирующих позиций на мировом рынке добычи нефти и газа. По данным Управления энергетической информацией США Казахстан занимает 17 место среди стран в мире по добыче нефти. Казахстанское машиностроение охватывает 10 видов экономической деятельности страны. Одним из главных направлений в машиностроении является производство оборудования и запасных частей для машин и предприятий нефтегазовой отрасли, например, таких как насосное оборудование, станки-качалки, запорная арматура, оборудование для фильтрования нефти и газов и т.д. [1, 2].

В Казахстане более 250 действующих нефтегазовых месторождений, из которых 50% приходится на месторождения, находящиеся на поздней стации разработки (с дебитом менее 40 $м^3$/сут), которые эксплуатируются штанговыми глубинными насосами [3, 4].

Среднегодовая потребность национальных компаний в новых насосах составляет 70% от действующего фонда. Не смотря на надежность и особенность использования ШГН на малодебитных скважинах осложняющие условия работы приводят к отказу насоса раньше установленного ресурса (350 суток) вместо 570-600 суток. На долю отказов ШГН приходится более 34% от общего количества отказов других видов насосов.

Таким образом, стоит научно-практическая проблема по созданию новых энергоэффективных добывающих штанговых насосных комплексов с высокой ресурсной долговечностью, что подтверждает актуальность исследований.

Цель исследования – Обеспечить высокую долговечность нефтедобывающего насоса за счет технологии лазерного упрочнения внутренних поверхностей ответственных деталей и повысить его эффективность путем разработки конструкторских решений в клапанном узле и системе фильтрации.

Объект исследования. Скважинный штанговый глубинный насос для подъема нефтяного флюида из средне- и малодебитных скважин и способы увеличения его ресурсной долговечности. Насос работает в условиях, осложненных повышенной вязкостью нефти, значительным содержанием механических примесей, асфальтосмолопарафиновых отложений и солей.

Предмет исследования. Способ повышения надежности и ресурсной долговечности изнашиваемых элементов системы цилиндр-плунжер-клапанная пара в процессе эксплуатации штангового глубинного насоса.

Для достижения цели исследования необходимо решить следующие **задачи**:

– исследовать и обосновать критерии отказов штангового насоса, снижающие эффективность его работоспособности при воздействии динамических сил сопротивления на изнашиваемые элементы системы плунжер-цилиндр;

– усовершенствовать математическую модель работоспособности и производительности нефтедобывающего насоса при динамическом режиме эксплуатации;

– установить зависимость изменения износа от отклонения проектной траектории движения сопряженных деталей относительно оси симметрии при знакопеременных динамических нагрузках;

– на основе экспериментальных данных выполнить имитационное моделирование динамического процесса работы штангового глубинного насоса с учетом влияния различных факторов на показатели надежности и работоспособности скважинной насосной установки;

– разработать технологию упрочнения внутренней поверхности цилиндра насоса с применением высококонцентрированных источников лазерной энергии;

– усовершенствовать клапанный механизм, обеспечивающий эффект демпфирования ударных нагрузок.

Методы исследования. В диссертационной работе использовались методы научных исследований, применяемых в машиностроении, основанных на фундаментальных положениях базовых наук и производства: технология машиностроения, материаловедение, конструкционные материалы и термообработка, основы конструирования и детали машин, математическая статистика.

Теоретические исследования основывались на применении методов теории численных решений математических задач с применением имитационного 3D моделирования. Для подтверждения достоверности результатов исследования процесс имитационного 3D моделирования проводился с применением следующих лицензионных программных продуктов: КОМПАС-3D (приложение APM FEM), SolidWorks (приложение FloEFD), MatLab. При проведении эксперимента использовался методом металлографического исследования.

Научная новизна работы заключается в установлении причинно-следственной связи между условиями и режимами работы насоса, его долговечностью от его технологических и конструкционных параметров, которая отражена в следующих положениях:

– обоснованы критерии отказов (δ_t>0,2 мм, q_t>$0,5Q_ф$) штангового насоса, снижающие эффективность его работы при воздействии динамических сил сопротивления на изнашиваемые элементы системы плунжер-цилиндр;

– усовершенствована математическая модель, описывающая процесс подачи насоса ($Q_ф$) при изменении величины предельно-допустимого зазора $\delta_t=f(i)$ в системе плунжер-цилиндр штангового насоса и утечек (q_t) из-за нарушения кинематики движения ($\Delta\lambda_\Sigma$) от динамических нагрузок;

– обоснована эффективность применения композитного материала, обеспечивающий распределение контактных напряжений по площади соударения запорного элемента в области условного меридиана о посадочную поверхность седла;

– установлены зависимости изменения физико-механических свойств упрочненной поверхности (Нμ, $\sigma_{сц}$) от толщины напыления (h), дистанции ($l_н$) и скорости напыления ($v_н$), обеспечивающие качественные критерии изготовления цилиндра;

– обоснованы оптимальные технологические режимы напыления ($v_н$, $l_н$, m_h) и мощностные характеристики (P, q, $d_л$) лазерной установки;

– обоснован способ повышения надежности ШГН путем фильтрации нефти за счет внедрения самоочищающегося фильтра центробежного действия с отбором мощности от подъема нефти.

Практическая значимость.

Разработанные конструкция и технология изготовления запирающего элемента клапанной пары седло-шар плунжерного насоса, с применением комбинированных материалов, обеспечивают эффективное прилегание шара к седлу, исключая утечки, уменьшают разрушение рабочей кромки седла и позволяют эффективно перераспределять ударные нагрузки за счет достигнутого демпфирующего эффекта.

Разработанная лазерная технология изготовления и упрочнения внутренней поверхности контактирующей пары плунжер-цилиндр малого диаметра (44 мм) добывающих насосов, позволяет получить высокое качество (σ, пористость<7%, Ki) поверхности упрочнения, имеющей оптимальные значения толщины покрытия (h), микротвердости поверхности (Нμ), твердости поверхностного слоя (61÷65 HRC), полное сплавление порошкового материала, эффективное сплавление частиц основного металла с напыляемой поверхностью, уменьшить термическое воздействие на основной металл и снизить уровень остаточных деформаций и напряжений в цилиндре насоса.

Разработанная конструкция управляемой установки для лазерного напыления позволяет наносить покрытия из многокомпонентных порошковых материалов на внутреннюю поверхность длинномерного цилиндра (до 6 м) малого диаметра (44 мм) скважинного штангового глубинного насоса, обеспечивая непрерывный и равномерный процесс лазерного напыления. А лазерный импульс обеспечивает высокое качество напыления, адгезионные свойства и исключает перегрев поверхности в зоне термического влияния.

Разработанная конструкция самоочищающегося фильтра центробежного действия, на которую получен инновационный патент на полезную модель РК №6888 от 25.02.2022 г., Бюл. №8 (Приложение А), обеспечивает высокий ресурс насоса за счет гравитационного эффекта подъема-опускания нефти и эффективной очистки от механических примесей, сбрасываемых в забой скважины. Под давлением нефтяной жидкости, пропускаемой через отверстия под углом (α=5÷15°) к оси фильтра, проходя металлические лопасти, обеспечивает вращение фильтра на подшипнике. Под действием центробежной силы крупные взвеси примесей задерживаются на внешних стенках фильтра, большая часть которых остается в забое скважины, а другая часть этой же силой выдавливается в отверстия фильтра, которые в свою очередь очищаются коронкой.

Положения диссертации, выносимые на защиту:

– усовершенствованная математическая модель, описывающая процесс подачи насоса ($Q_ф$) при изменении величины предельно-допустимого зазора $\delta_t=f(i)$ в системе плунжер-цилиндр штангового насоса и утечек (q_t) из-за нарушения кинематики движения ($\Delta\lambda_\Sigma$) от динамических нагрузок;

– установленные зависимости и эффективные пределы изменения физико-механических свойств поверхности упрочнения от технологических режимов напыления ($v_н$, $l_н$, m_h) с учетом мощностных характеристик (P, q, $d_л$) лазерной установки;

– зависимости изменения адгезионных свойств покрытия от мощностных режимов лазерного импульса и твердости упрочненного слоя от расстояния до фокальной плоскости;

– конструкция и технология изготовления запорного элемента клапанной пары седло-шар плунжерного насоса, с применением комбинированных материалов (Сталь 20 ГОСТ 2590-88 и композитная резиновая смесь марки 7В-14МА ТУ 38-105-1082-86 с металлокерамическим наполнителем на основе диоксида циркония);

– оптимальные технологические режимы напыления ($v_н$, $l_н$, m_h) и мощностные характеристики (P, q, $d_л$) лазерной установки;

– управляемая установка для лазерного напыления внутренней поверхности длинномерных цилиндров (до 6 м) малого диаметра (44 мм);

– конструкция самоочищающегося фильтра штангового глубинного насоса.

Достоверность и обоснованность полученных научных результатов, сделанных выводов и предложений, раскрытых в диссертационной работе, достигается и подтверждается применением математического аппарата, корреляции статистических данных исследований; обоснованностью выбранных критериев; удовлетворительной сходимостью теоретических и экспериментальных результатов исследования состояния поверхности упрочнения от технологических режимов напыления; согласованности расчетных данных с экспериментальными значениями и результатами

имитационного моделирования напряженно-деформированного состояния клапанной пары седло-шар и фильтрующего элемента насоса.

Апробация работы.

Основные результаты диссертационного исследования представлены и получили апробацию на международных и казахстанских научно-практических конференциях и технических семинарах: VI МНПК студентов, аспирантов и молодых учёных «Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных», СибАДИ (Омск, 2022); МНПК «Тенденции развития естественных и технических наук в современном мире», Kozybayev University (Петропавловск, 2022); техническое совещание инженерно-технических работников ТОО «Венчурная фирма «Поиск» (Петропавловск, 2022); International Conference on Innovative Research «EUROINVENT ICIR 2023», Iasi, 11th-12th of May 2023; научная стажировка в «Российский государственный геологоразведочный университет имени Серго Орджоникидзе» (МГРИ) (Москва, 2023); Республиканский научно-практический семинар «Инновационные технологии в машиностроении и робототехнике» (Петропавловск: СКУ им. М. Козыбаева, 2024).

Публикации.

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 11 печатных работах, в том числе 1 статья в изданиях, рекомендованных КОКСНВО РК (Список 1); 4 публикации в Международных научных конференциях, из них 3 – в зарубежных; 3 статьи в научных зарубежных журналах, входящих в базу научного цитирования Scopus – Q1, Q2 и Q3 (категория General Engineering; категория Materials Science/Surfaces and Interfaces; категория Metals and Alloys/Engineering main heading); 1 монография, опубликована издательством Materials Research Forum LLC Millersville, PA, USA в серии книг Materials Research Foundations; 1 статья в зарубежном научном журнале. Получен инновационных патента на полезную модель РК (№6888 от 25.02.2022 г., Бюл. №8 Приложение А) и один акт внедрения в производство (Приложение Б).

Личный вклад автора.

Основные теоретические и экспериментальные результаты, полученные в ходе выполнения диссертационного исследования, получены автором самостоятельно. В изданных научных статьях и работах в составе коллектива соавторов, соискателю принадлежит ведущая роль при анализе и обобщении полученных результатов научных исследований.

Структура и объем работы.

Диссертационная работа состоит из введения, шести глав и заключения, изложенных на 189 страницах, содержит 91 рисунок, 20 таблиц, 194 использованных источников и 5 приложений.

1 АНАЛИЗ НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ С УЧЕТОМ ПРОМЫСЛОВОГО ОПЫТА ЭКСПЛУАТАЦИИ ДОБЫВАЮЩИХ СКВАЖИН

1.1 Влияние эксплуатационных факторов и перспективы развития технологической надежности насосного комплекса на показатели добычи углеводородного сырья в Казахстане, странах Европы и США

В современном мире нефтегазовый комплекс выступает неотъемлемой частью, формирующей национальную экономику большинства стран мира. В экономике Республики Казахстан большое внимание уделяется нефтедобывающему комплексу. По данным Центра деловой информации «Kapital.kz» (Комитет по статистике Министерства национальной экономики РК (КС МНЭ РК)) на долю нефти и газа, с учетом секторов нефтепереработки, в 2020 году пришлось около 40% доходов республиканского бюджета или 15% общего валового внутреннего продукта (ВВП) и почти 60% экспорта. Годовой доход от экспорта нефти в 2021 году достиг $30 млрд. ($23,7 млрд. в 2020 г.). Доля нефтегазового сектора в экономике разных стран варьируется в разных пределах, например, в Канаде она составляет более 10%, в России –15,2%, в Норвегии – около 18%, а в ОАЭ – порядка 30%. Эти показатели отражают степень зависимости экономики от углеводородных ресурсов, с учетом особенностей каждой страны [3, 5, 6]. Представленные показатели указывают на весомый вклад нефтегазовой отрасли в формирование социально-экономического потенциала страны и ее интеграцию в глобальную мировую экономику. В конце июня 2020 года была утверждена новая редакция «Концепции развития топливно-энергетического комплекса (ТЭК) Республики Казахстан до 2030 года». Основная стратегическая задача, поставленная государством, направлена на стабилизацию объемов производства, т.е. Министерство национальной экономики РК планирует увеличить объемы добычи нефти до 100 млн. тонн к 2024-му году, а существенное увеличение добычи нефти спрогнозировано на 2026 год [7, 8]. В Казахстане объем запасов нефти составляет 1,7% от мировых запасов. Благодаря этому Республика Казахстан находится на 12 позиции в мире (рисунок 1.1), «уступая странам Ближнего Востока, Латинской Америки, а также США и России» – (аналитика FinReview.info) [3, 4, 9].

Из гистограммы (рисунок 1.1) видно, что на первом месте по запасам нефти стоит Венесуэла (300,9 млрд. баррелей), далее в рейтинге стран идут Саудовская Аравия и Канада. Данные анализа совпадают со сведениями Мониторингового агентства ТОО «Energyprom.kz» (The U.S. Energy Information Administration) по данным ОПЕК+ [9-11].

При высокой динамике сокращения мировых запасов нефти (рисунок 1.1) задача увеличения объемов добычи в настоящее время остается актуальной. Перед нефтедобывающими предприятиями стоит научно-практическая проблема, связанная с увеличением добычи углеводородов не только за счет разведки и разработки новых месторождений, но и за счет усовершенствования

и создания новых энергоэффективных насосных комплексов и их использования на месторождениях с мало- и средне дебитными скважинами.



а – май 2020 года; б – ноябрь 2023 года

Рисунок 1.1 – Анализ стран по запасам нефти, млрд баррелей

По данным Управления энергетической информации США и FinReview.info, среднегодовой мировой спрос на нефть по итогам 2021 года вырастит примерно на 5,4 – 6 млн. баррелей в сутки в сравнении с 2020 годом [5, с. 6; 12-15]. На графике (рисунок 1.2) представлена информация, иллюстрирующая предложение и потребление нефти в мире в 2019 – 2025 годах [15, с. 1].

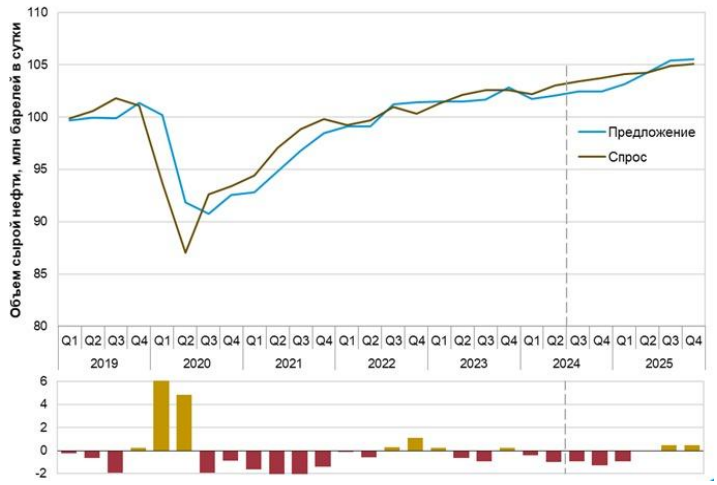


Рисунок 1.2 – Спрос-предложение по нефти в мире в 2019-2025 годах по данным Управления энергетической информации США, краткосрочный энергетический прогноз, сентябрь 2024 г., млн. баррелей в сутки

Многие насосные установки не вырабатывают свой ресурс из-за отказа приводных и рабочих частей. Отказы насосов на системной основе приводит к вынужденной остановке скважин или их эксплуатации на средних режимах добычи, что резко снижает их производительность при номинальной мощности. Следовательно, не решена стратегическая проблема по обновлению парка

нефтедобывающих комплексов на стадии их проектирования и изготовления от прямых производителей нефтяного оборудования. Инновации в проектировании и изготовлении добывающих насосов должны отражать технологичность применения высококонцентрированных источников лазерной энергии и многокомпонентных материалов и покрытий при формировании и модификации контактной поверхности с высокими физико-механическими свойствами.

По итогам 2023 года в Республике Казахстан общее количество действующих месторождений, на которых осуществляется добыча нефти и газа составляет более 250 единиц. В 2021 году объем добычи нефти и газа в Казахстане достиг максимального значения. Этот скачек был связан с завершением модернизации и обновления крупнейших в стране нефтеперерабатывающих предприятий таких, как Карачаганак, Тенгиз, Кашаган. По результатам мониторинговых исследований построена гистограмма динамики изменения объема нефтедобычи после ремонта насосных комплексов (рисунок 1.3) [4; 5, с. 1-3; 6, 16].

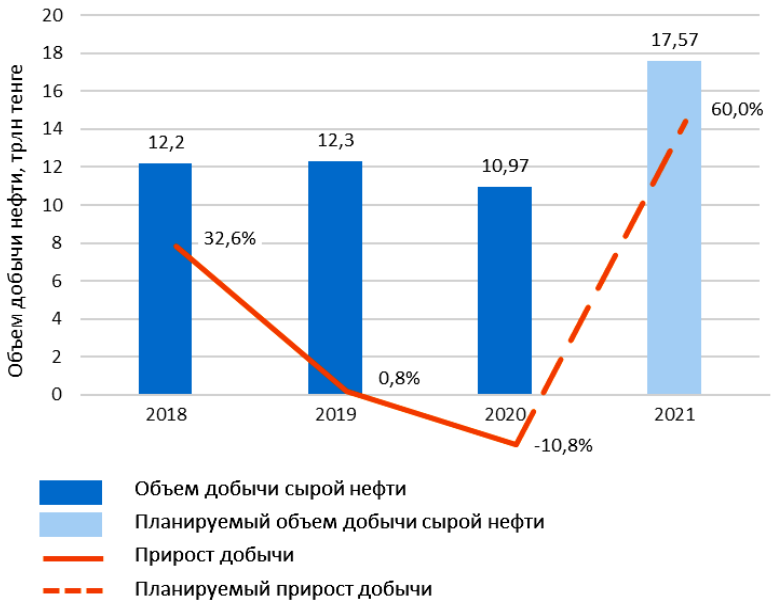


Рисунок 1.3 – Динамика добычи сырой нефти в Казахстане после капитального ремонта насосных комплексов

Исследованиями установлено, что известные способы капитального ремонта насосного оборудования не дали нужного эффекта по ресурсной долговечности штанговых насосов, а частые отказы вызвали отрицательную динамику добычи нефти в прогнозный период. В результате этого на углеводородном рынке Казахстана образовался дефицит предложения нефти, достигший уровня в 2 млн. баррелей в сутки. Рост добычи нефти в ближайшие годы в Казахстане ожидается за счет ускоренного роста новых мощностей и модернизации уже существующих объектов [16, с. 4; 17]. Для выполнения принятых обязательств актуальным становится проведение геолого-

разведывательных работ новых месторождений углеводородного сырья и обновление мощностей парка нефтедобывающего оборудования более эффективными, производительными и долговечными насосами с большим межремонтным периодом (МРП). Наличие новых месторождений неизбежно влечет интенсификацию развития инфраструктуры с более мощными насосными комплексами и энергоэффективными системами добычи и подъема нефтяного флюида.

В настоящее время при эксплуатации добывающего насосного комплекса предъявляются жесткие требования к его надежности и долговечности. Снижение ресурсной долговечности насоса обусловлено агрессивной средой трудно извлекаемых месторождений, высокой обводнённостью нефтепродуктов скважин, сложным геометрическим профилем скважин (горизонтальные скважины, наклонно-направленные или многоствольные скважины) и применением современных физико-химических методов, позволяющие увеличить нефтеотдачу пласта. Все эти факторы ведут к осложнению эксплуатационных условий работы глубинно-насосного оборудования, а именно, к снижению коэффициента подачи насоса и коэффициента полезного действия, сокращению межремонтного периода работы скважинной установки.

Ведущие ученые Кулиев Р.А. и Рзаев Р.Р. в своей работе выделяют основные показатели эффективности насоса, а именно: 1) среднесуточный дебит, Q (тонн в сутки); 2) доля обводнённости продукции, ($n_в$, %); 3) совокупный объём извлекаемой воды ($V_в$, тонна); 4) давление нефтяных залежей – пластовое давление ($P_{пласт}$, МПа); 5) гидростатическое давление в стволе скважины ($P_{гс}$, МПа); 6) разница между температурами в стволе и в устье скважины (Δt, С°); 7) температура в устье скважины ($t_у$, °С); 8) температура в стволе скважины ($t_{заб}$, °С) и другие физико-химические показатели [18].

Установлено, что эффективность насосного комплекса должна определяться в том числе и по экономическому критерию – «предельная величина затрат» на объем извлеченных углеводородов насосом [19, 20]. Рассматривая вопрос эффективности скважины, реализуя подход системности и причинно-следственной связи, сделано предположение о том, что дебит Q является определяющим критерием как для выбора характеристик насосной установки, в частности ее производительности, так и для выбора остального оборудования скважин.

Значит, важная задача состоит в систематизации эксплуатационных параметров с конструктивно-технологическими параметрами насосного оборудования и его сопряженных контактных поверхностей при циклически изменяющихся нагрузках. Емким результатом станет установление причинно-следственной связи долговечности насоса от его технологических и конструкционных параметров. Установленную параметрическую зависимость необходимо учитывать на стадии проектирования и изготовления насосного комплекса, а требования к обеспечению оптимальных механических свойств сопряжений при обосновании выбора материала.

1.2 Исследование внешних факторов, влияющие на эффективность нефтедобывающих насосных комплексов

В настоящее время наблюдается значительное изменение в структуре запасов нефти и газа, что связано с истощением уже разрабатываемых месторождений и переходом к более сложным для разработки скважин. Фонтанирующие скважины, которые обеспечивают наиболее эффективную и экономичную добычу, составляют всего 5% от общего числа, в то время как более 50% эксплуатируемых скважин имеют низкие и средние дебиты (менее 40 м³/сут). Это указывает на необходимость более эффективных технологий для подъема трудно извлекаемой высоковязкой и тяжелой нефти, которые становятся все более важными в условиях истощения запасов легкой нефти [21-23].

Рост доли этих запасов требует адаптации методов разработки и внедрения новых технологий, таких как термическая обработка, химическое воздействие и применение методов повышенной нефтеотдачи. Это, в свою очередь, влечет за собой необходимость значительных инвестиций в исследования и разработки, а также изменения в стратегии управления ресурсами.

По мере разработки нефтяных месторождений условия эксплуатации насосных комплексов ухудшаются, соответственно и требования к их надежности и долговечности ужесточаются. Следовательно, перед добывающими компаниями возрастает потребность в разработке и применении современных энергоэффективных добывающих насосных комплексов повышенной долговечности.

Выбор и применение вида нефтедобывающего насоса зависит от факторов, влияющие на формирование циклически-изменяющихся нагрузок, обеспечивающих оптимальные его прочностные характеристики: профиль скважины, сложные физико-химические свойства нефти и свойства нефтесодержащих пород (содержание смол и парафина, механические примеси, обводненность, газонасыщенность и давление насыщения), изменение пластового давления и другие.

В мировой практике наибольшее распространение получили следующие глубинно-насосные установки [24-28]:

- скважинные штанговые насосные установки (СШНУ);
- установки погружных электроцентробежных насосов (УЭЦН);
- установки с винтовыми насосами и электроприводом (УЭВН);
- установки гидравлических поршневых насосов (УГПН);
- установки со струйными насосами (УСН);
- способ одновременно-раздельной эксплуатации (ОРЭ).

Доля распределения применимости видов насосных комплексов на мало- и средне дебитном фондах Казахстана представлена диаграммой (рисунок 1.4). Из диаграммы (рисунок 1.4) видно, что в среднем 44% действующего фонда оснащены СШНУ, которые обеспечивают до 30% общего объёма добычи нефти.

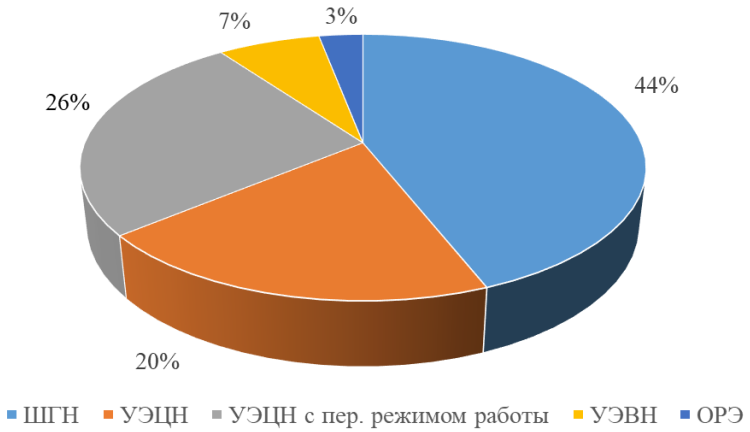


Рисунок 1.4 – Доля распределения применимости видов насосных комплексов и способов добычи нефти на мало- и средне дебитном фондах Казахстана

Несмотря на высокий спрос на СШНУ износ их комплектующих прогрессирующе растет, а добывающие компании испытывают дефицит в надежных насосах. Эффективный выбор оборудования зависит от конкретных условий добычи и эксплуатации, а также глубины скважин [26 с. 98; 29, 30]:

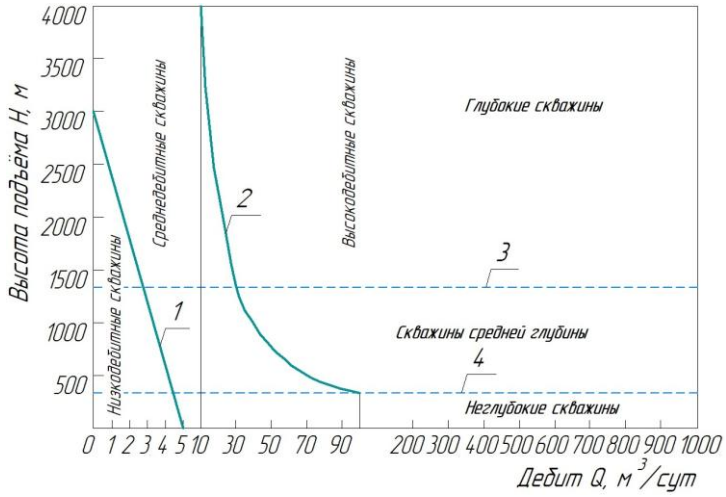
– насосы для неглубоких скважин (I): предназначены для высоты подъема до 450 м. Обычно используются в небольших или умеренно глубоких месторождениях;

– насосы для скважин средней глубины (II): применяются при высоте подъема от 450 до 1350 м. Эти насосы подходят для более глубоких скважин, где требуется повышенная мощность и надежность;

– насосы для глубоких скважин (III): используются для высоты подъема более 1350 м. Они обеспечивают подъем жидкости на значительные глубины и требуют высоких технических характеристик для эффективной работы.

На рисунке 1.5 представлены области и границы погружения насосов по дебиту и высоте подъема для различных категорий скважин.

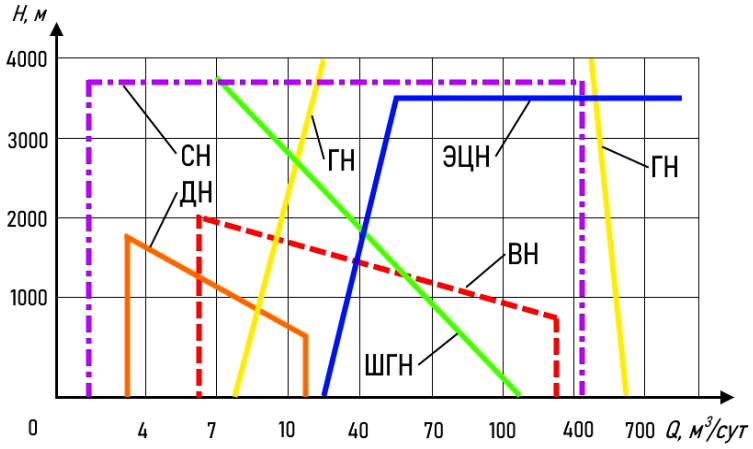
С увеличением высоты подъема жидкости способность глубинно-насосных установок подавать жидкость уменьшается из-за роста гидростатического давления и вероятности кавитации, что требует большей энергии и снижает эффективность работы насоса. Также это вызвано высокими динамическими нагрузками на сопряженные пары насоса при высокой степени парафинизации нефти и засорением механическими примесями. Таким образом, в реальных условиях эксплуатации штанговые насосы не обеспечивают эффективной подачи, а воздействие внешних сил и напряженное состояние рабочих узлов приводит к отказам. Следовательно, механические характеристики конструкции, при неизбежном эксплуатационном износе, не позволяют обеспечить заданные технические режимы добывающего насоса. Значит, в данных условиях насосная установка не вырабатывает полной мощности при выполнении полезной работы. На основании этих закономерностей, выбор насосного комплекса осуществляется с учетом его технического потенциала.



1 – низко- и средне дебитные скважины; 2 – средне- и высокодебитные скважины; 3 – глубокие и средней глубины скважины; 4 – неглубокие и средней глубины скважины

Рисунок 1.5 – Области и границы погружения насосов по дебиту и высоте подъема

Эффективность работы описывается как зависимость дебита (подача) насоса от глубины залегания его подземной конструкции (рисунок 1.6) [31-34]. Данная зависимость будет одним из критериев эффективности насоса в разных эксплуатационных условиях и режимах работы.



СН – струйный насос; ЭЦН – электроцентробежный насос; ГН – газлифтный насос; ВН – винтовой насос; ШГН – штанговый глубинный насос

Рисунок 1.6 – Области эффективности использования насосного оборудования в зависимости от подачи и глубины погружения насоса

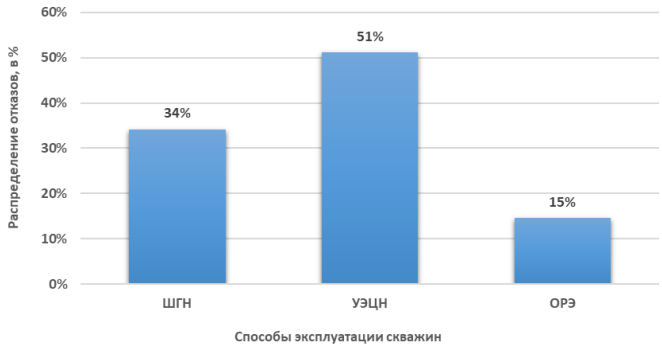
Добыча нефтяного флюида из скважин, находящихся на завершающей стадии разработки, сопровождается широким спектром технологических и эксплуатационных проблем, которые повышают требования надежности к штанговым насосам. А их надежность влияет на себестоимость извлекаемого сырья.

Технологические проблемы осложняют работу насосной установки, снижая её эффективную мощность добычи и ресурсную долговечность, что приводит к внезапным отказам и остановам. Поэтому научно-практическая задача состоит в создании системного подхода в обеспечении технологической надежности насосного комплекса, основанного на обосновании критериев его эффективности, зависящие от конструктивно-технологических параметров конструкции. Установлено, что высокая производительность и эффективность насоса для добычи нефтяного флюида определяется множеством факторов, которые формируют его наработку на отказ. В научных источниках, любой вид установленных отказов представлен как следствие накопившихся разных видов изнашивания (конструктивных, коррозионно-механических, усталостных и т.д.).

Следовательно, для понимания дальнейшего направления по повышению надежности и эффективности нефтедобывающих насосов, необходимо исследовать причины отказов штанговых насосных установок, основные виды изнашивания и величину износа, а также установить режимы и нагрузки, при которых он прогрессирует.

1.3 Причины отказов скважинных штанговых насосных установок в зависимости от способов эксплуатации

Анализ распределения доли отказов нефтедобывающих насосов в малодебитных скважинах показал, что наименьшее количество отказов приходится на эксплуатацию ШГН (порядка 34%) от общего количества отказов других видов насосов (рисунок 1.7). Наибольшая доля отказов зафиксирована при эксплуатации электроцентробежных насосов – 51% [25 с. 79; 31, с. 222; 32, с. 77; 33, 34, с. 11].



ШГН – штанговый глубинный насос; УЭЦН – установка электроцентробежного насоса; ОРЭ – способ одновременно-раздельной эксплуатации

Рисунок 1.7 – Распределение доли отказов нефтедобывающих насосов в малодебитных скважинах

В сравнении с другими механизированными способами искусственного подъема нефти установки ШГН имеют существенные преимущества при эксплуатации мало- и средне дебитного фонда скважин. Применение ШГН при

осложняющих условиях эксплуатации объясняется простотой их конструкции и структурой элементов, эффективностью (среднесуточный дебит, коэффициент извлечения нефти, коэффициент наполнения насоса и т.д.), надежностью (средний межремонтный период, интенсивность отказов и т.д.) и возможностью адаптации оборудования к условиям конкретного месторождения. Высокий коэффициент полезного действия (η=0,5÷0,9) и высокая степень ремонтопригодности непосредственно на промыслах дают штанговым глубинным насосам дополнительные преимущества перед иными рассматриваемыми установками [25, с. 78; 32, с. 77; 33; 34, с. 10; 35, 36]. Однако, не смотря на его надежность и особенность использования на малодебитных скважинах, нефтяной флюид низкого качества приводит к отказу насоса намного раньше (300 суток) вместо установленного ресурса 370-700 суток [37].

Из анализа дефектовочных карт установлено, что эксплуатация насосов не проходит идеально даже при полном соблюдении всех технологических правил и мер безопасности [38]. Выявленные недостатки ШГН, определяются не только конструктивными особенностями данного типа подземного оборудования, но и протеканием сложных гидромеханических процессов при циклически-динамических нагрузках в осложненных условиях реологии скважин. Средний диапазон глубины погружения рабочего органа ШГН в скважину составляет до 3000 м. При этом основные причины отказа насоса самые разнообразные: нарушения в обсадной колонне, прихваты насосно-компрессорных труб и другого подземного оборудования, падение погружного оборудования на забой и другие виды осложнений. Перечисленные факторы приводят к снижению периода работы насосного оборудования, происходят преждевременные поломки рабочего оборудования, возникает необходимость во внеплановых ремонтах, непредусмотренные техническим регламентом, что впоследствии приводит к снижению уровня добычи и дополнительным затратам добывающих национальных компаний.



а б в

а – отложение парафина и соли на штангах; б – твердые отложения серого цвета (соли) на НКТ; в – язвенная коррозия поверхности металла седла и шарика от отложения солей;

Рисунок 1.8 – Виды изнашивания элементов ШГН, повышающих вероятность отказа, лист 1



г



д



е



ж

г – солевые наросты по внутреннему диаметру седла всасывающего клапана; д – истирание и обрыв резьбовых соединений НКТ; е – засорение механическими примесями плунжера ШГН; ж – отложения твердых веществ серого цвета (соли) на плунжере

Рисунок 1.8, лист 2

Примечание – Данные авторские при поддержке завода АО «Мунаймаш» (Казахстан)

В соответствии с рисунком 1.8, для установления факторов и причин выхода из строя штанговых глубинных насосов проанализированы дефектовочные карты и статистика отказов за 2017-2023 гг. при различных условиях их эксплуатации, что позволило сформировать основные виды дефектов ШГН.

Результаты аналитических исследований представлены на рисунке 1.9 [24, с. 86-95; 25, с. 78; 31, с. 218-223; 39-44]. На основании полученных данных, сделан вывод, что основными факторами, снижающие долговечность и надежность ШГН, являются присутствие механических примесей, АСПО и коррозионно-агрессивные среды в добываемых нефтепродуктах и эти показатели составляют соответственно 27, 24 и 19%.



Рисунок 1.9 – Факторы, определяющие причины износа элементов штанговых глубинных насосов

Данные факторы формируют процессы абразивно-механического и коррозионного изнашивания сопряженных элементов насоса, что приводит к изменению проектной геометрии, снижению физико-механических свойств рабочей поверхности и отклонению от проектной траектории оси движения штанги и плунжера насоса. Совокупность указанных параметров приводит к циклически изменяющимся динамически-ударным нагрузкам, вызывающие отказы (остановку и заклинивание) добывающих насосов. Динамика распределения отказов по структурным элементам ШГН представлена на диаграмме (рисунок 1.10) [44, с. 113-114; 45, 46].

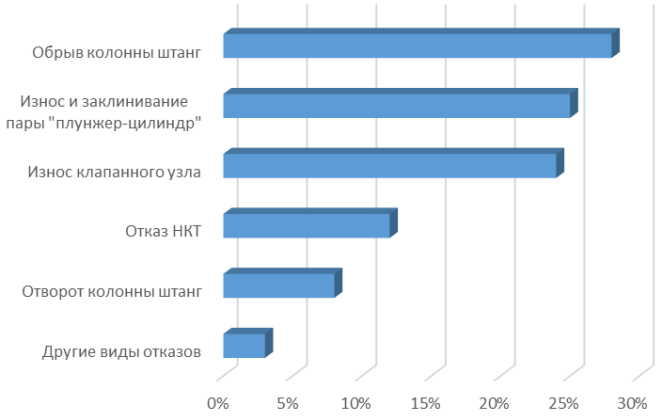


Рисунок 1.10 – Распределение доли отказов по структурным элементам ШГН

Согласно полученной диаграмме, низкий ресурс работы глубинно-насосного оборудования на малодебитных скважинах чаще всего связан с обрывом колонны штанг (28%).

Это обосновано тем, что при эксплуатации штанги работают в агрессивной среде. В результате работы происходит процесс осаждения парафиновых отложений и солей, а также истирание штанг о колонну НКТ в наклонно-направленных скважинах, имеющих достаточно большую кривизну ($\gamma \geq 5° \div 7°$) и максимальным зенитным углом не более 24° [47, 48].

Следовательно, процесс механического истирания сопряженных поверхностей системы штанга-колонна НКТ изменяет прямолинейное возвратно-поступательное движение штанги, искажая ее проектную траекторию движения, что приводит к облому или заклиниванию штанги. Существующие штанги насосов изготавливаются по современным технологиям и из материалов с высокими физико-механическими свойствами. Например, Ивановский В.Н. и другие ученые при исследовании надежности штанг формирование нагрузки на колонну штанг при ходе вверх рассматривает из следующих параметров равенство (1.1) [46, с. 34].

$$P_{вверх} = A_1 \cdot P_{штА} + A_2 \cdot P_{ж} + A_3 \cdot P_{мех.тр.} + A_4 \cdot P_{г-д.тр.} + A_5 \cdot P_{ин} + A_6 \cdot P_{виб}, \quad (1.1)$$

где $P_{штА}$ – вес колонны штанг (с учетом коэффициента Архимеда), Н;

$P_{ж}$ – вес столба жидкости над плунжером штангового насоса, Н;

$P_{мех.тр.}$ и $P_{г\text{-}д.тр.}$ – силы механического и гидродинамического трения, Н;
$P_{ин}$ и $P_{виб}$ – инерционные и вибрационные силы, Н;
$A_1 – A_6$ – поправочные коэффициенты.

В представленной зависимости показатели $P_{ин}$ и $P_{виб}$ демонстрируют действие инерционных и вибрационных нагрузок, которые косвенно указывают на динамические составляющие в разные интервалы времени. Силовая нагрузка в момент начала движения штанги (ускорение), в момент установившегося движения и в момент торможения изменяется в дифференциальной зависимости от второй производной скорости, что не учтено Ивановским В.Н. Так же моменты инерции и вибрации воздействуют на физико-механические свойства материала штанги удлиняя, сжимая, изгибая и скручивая ее в поперечном сечении создавая зоны концентрации внутреннего напряжения.

Автором сделано теоретическое предположение о том, что причиной облома является не механическое истирание, а нарушение в фазовой структуре межатомных связей материала, формирующие разрывы в зернах создавая поле микротрещин с зонами концентрации усталостных напряжений. Что подтверждает вид износа – обрыв (рисунок 1.11).



Рисунок 1.11 – Зона обрыва колонны штанг

Из сечения обрыва (рисунок 1.11) видно, что диаметр рабочей штанги изменен незначительно, а сечение обрыва имеет матовую поверхность с неоднородной зернистой структурой. Значит необходимо сделать прочностной расчет с учетом теоретического предположения о концентрации зон усталостных напряжений на разных участках движения (разгон, движение и торможение). Также, особо следует отметить, что все исследователи математически и экспериментально описывают модель износа, излома деталей насоса в согласовании с нормативными справочными данными о механических характеристиках материала, без учета изменения их параметров на глубине погружения в скважину.

Также выявлено, что одним из наиболее проблемных узлов ШГН является пара цилиндр-плунжер. Доля отказов ШГН по причине выхода из строя пары цилиндр-плунжер составляет 26%. Парафиновые отложения и механические примеси распределяются не равномерно по диаметру рабочего цилиндра нагнетательной колонны, сужая проходное сечение штока в разных интервалах длины хода. Разность проходного диаметра в трубе вызывает отклонение штока от проектной оси траектории движения, создавая

маятниковый ход и ударные нагрузки. Важным фактом является, системная взаимосвязь плунжера и штанги, как единое рабочее звено, соответственно и распределение нагрузки, и отклонение от оси движения будут зависимы. Такой процесс эксплуатации насоса ведет к неравномерному распределению сил трения и концентрации напряжений, что ускоряет механический и усталостный износы упрочненного слоя поверхности детали. Исследование причин отказа ШГН позволило установить, что внутренняя поверхность цилиндра подвержена большему износу из-за постоянного трения и воздействия давления рабочей жидкости по сравнению с другими деталями контактируемых элементов насоса.

Клапанные пары штангового глубинного насоса работают в коррозионно-агрессивной среде в условиях интенсивного гидроабразивного изнашивания, что значительно сокращает их срок службы. Залипание клапанов и язвенная коррозия шарика из-за присутствия в добываемой жидкости углекислого газа могут вызывать проблемы с герметичностью, что ведет к снижению производительности насоса. Кроме того, износ седла в паре шар-седло (порядка 25%) также является критическим фактором, поскольку даже небольшие повреждения могут привести к утечкам и неэффективной работе оборудования.

Данные виды изнашивания происходят из-за присутствия в нефти механических примесей, в следствие осаждения АСПО и солей, вызывающие коррозию металла и истирание из-за динамических знакопеременных нагрузок, включая ударные, которые способствуют ускоренной эрозии рабочих поверхностей клапанного узла.

Чтобы минимизировать эти проблемы, важно проводить регулярный мониторинг состояния клапанов и использовать материалы, устойчивые к коррозии и износу, а также применять адекватные методы смазывания и защиты.

Отказы НКТ составляют более 10%. К ним относятся: нарушение герметичности, отказы по телу трубы, отказы резьбового соединения и другие виды отказов, которые также связаны с осаждением АСПО, отложением солей и образование эмульсий, засорение механическими примесями и из-за проведения мероприятий по увеличению нефтеотдачи пласта.

Из результатов исследования видов износа сделан вывод, что основная причина малой наработки штанговых глубинных насосов – это коррозионно-механический износ поврежденной упрочненной поверхности и запарафинивание пары цилиндр-плунжер, пары шар-седло клапанного узла и колонны штанг. Основные, мало изученные причины изнашивания – это действие динамических вибрационных нагрузок на разных режимах эксплуатации насоса (разгон-ускорение, установившееся движение и торможение-замедление), формирующие зоны концентрации напряжений и изменение механических свойств материала конструкции. Поэтому предъявляются высокие требования по надежности и работоспособности к каждому элементу конструкции, так как от этого зависит ресурсная долговечность штанговой насосной установки в целом [42, с. 53; 49-53].

Таким образом, делаем теоретическое предположение о том, что на ресурсную долговечность ШГН влияет не только конструкция его элементов, но и условия эксплуатации, обеспечивающие заданную, проекцией координат, траекторию движения, а также состояние поверхностного слоя рабочих поверхностей сопряженных деталей. Дефицит инновационных методов изготовления ШГН существенно снижает ресурс работы и производственную мощность насоса, что замедляет темпы развития не только экономических рынков, но и социальных программ и обязательств страны.

В настоящее время решить практические проблемы довольно сложно, так как отсутствуют материалы исследований зависимостей напряжённости деталей насоса от динамически изменяющейся нагрузки при разных режимах работы и вибраций, не на должном уровне исследователи рассматривают вопрос технологического изготовления комплектующих ШГН и влияние способа изготовления на его ресурс работы. Остается открытый вопрос по обоснованию материалов контактной поверхности трущихся элементов конструкции насоса и их взаимодействие с АСПО. Отсутствует информация по обоснованности критериев эффективности и энергоэффективности насоса.

Принимая во внимание, что развитие нефтяной промышленности в условиях Казахстана, где много скважин с низким и средним дебитом и сложными геолого-техническими условиями, необходимо ориентироваться на механизированную эксплуатацию и развитие насосного оборудования, которое сможет эффективно справляться с этими вызовами. Создание новых конструктивно-технологических решений для штанговых насосов позволит не только увеличить их ресурс, но и повысить надежность работы и снизить эксплуатационные затраты. Актуальность научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в этой области очевидна. Это может включать изучение новых материалов, оптимизацию конструкций, применение современных технологий и автоматизации процессов, что в итоге приведет к улучшению характеристик насосного оборудования и повышению эффективности добычи нефти.

Следовательно, важной задачей является проведение металлографических исследований изношенных деталей насоса при разных температурных режимах. Исследование мировых достижений в обеспечении надежности и долговечности нефтедобывающих штанговых насосных комплексов помогут сформировать единые критерии оценки эффективности и обосновать перспективные направления развития.

1.4 Исследование мировых достижений в обеспечении надежности и долговечности нефтедобывающих штанговых насосных комплексов

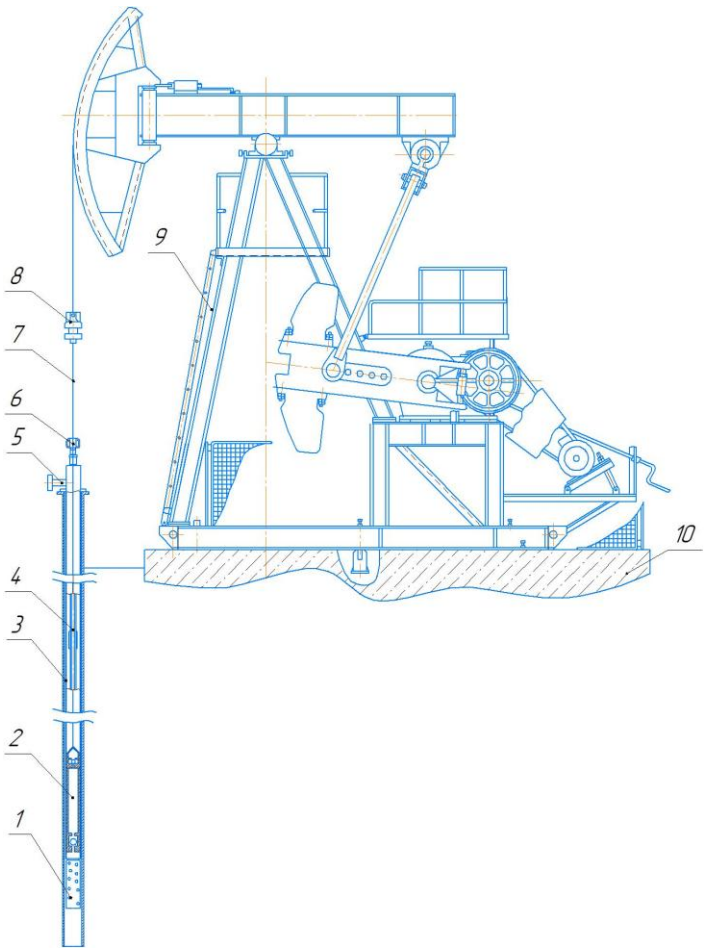
Скважинные штанговые насосные установки представляют собой комплекс, состоящий из наземного и подземного оборудования. К наземному оборудованию относится: станок-качалка (СК), оборудование устья скважины, блок управления для автоматизации и мониторинга эффективной работы установки. Подземное оборудование представляет собой единую систему,

состоящую из штангового глубинного насоса, насосно-компрессорных труб, колонны насосных штанг, а также различных защитных устройств, которые предотвращают повреждения оборудования в сложных условиях эксплуатации [26, с. 172; 28, с. 58; 31, с. 220-221]. Эффективная работа всех этих компонентов критически важна для надежной эксплуатации скважин и достижения высоких показателей добычи нефти.

Согласно ГОСТ 31835-2012 «Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования» и APISPEC 11AX «Specification for Subsurface Sucker Rod Pump Assemblies, Components, and Fittings», ШГН являются насосами возвратно-поступательного действия и обеспечивают подъем из нефтяных скважин жидкости с дебитом до 135 $м^3$/сутки и глубиной скважины до 3000 м. ШГН эксплуатируются в агрессивной среде, обладающей следующими показателями: «обводнённостью до 99%, абсолютной вязкостью до 200 мПа·с, содержанием свободного газа на приеме до 25%, содержанием твердых механических примесей до 1,3 г/л, минерализацией воды до 200 мг/л», объемным содержанием сероводорода (H_2S) и углекислого газа (CO_2) не более 200 мг/л, концентрацию ионов водорода – pH = 4,0÷8,0 и температурой до 130°С [37, с. 1]. Необходимо отметить, что «все виды нефти относятся к высокопарафинистому типу с содержанием асфальтенов 0,42-11,01%, смол 6,03-12,31%, парафины 7,89-21,42%» [46, с. 37].

Основными элементами конструкции штангового глубинного насоса, в соответствии с ГОСТ 31835-2012 являются: корпус цилиндрического вида, в котором располагаются другие элементы; плунжер – пустотелый поршень, который перемещается внутри корпуса; в верхней части плунжера устанавливается нагнетательный клапанный узел, который отвечает за подъем жидкости; в нижней части неподвижного цилиндра размещается всасывающий клапанный узел шарового типа, который также отвечает за подъем жидкости; насосные штанги соединяют плунжер с СК, обеспечивая его возвратно-поступательное движение. Конструкции штанговых насосов в зависимости от их принципа работы подразделяются на два основных типа – вставной насос и не вставной насос. Схема штанговой насосной установки представлена на рисунке 1.12.

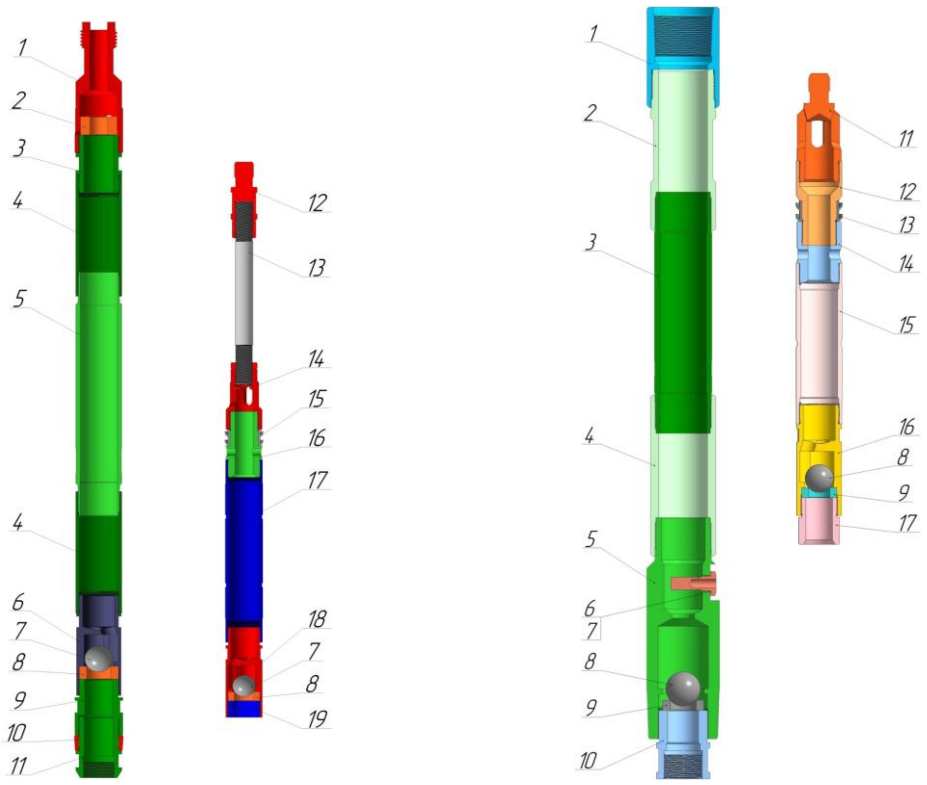
Вставные конструкции штанговых насосов используют для подъёма добываемого нефтяного флюида из скважин большой глубины (до 3500 м). Причем такие скважины, чаще всего, относятся к классу мало- и средне дебитных скважин, т.е. характеризуются небольшим (до 80 $м^3$/сут) дебитом откачиваемой из них нефтесодержащей жидкой среды. Их преимущество заключается в том, что для ремонта или обслуживания достаточно поднять штанги, что значительно упрощает работу и снижает время простоя. Такая конструкция действительно обеспечивает эффективное извлечение нефти из скважин, особенно при использовании вставных насосов. Такой подход к конструкции и эксплуатации ШГН позволяет эффективно справляться с вызовами, связанными с добычей нефти в сложных условиях, а также упрощает обслуживание оборудования.



1 – защитное приспособление в виде газового или песочного фильтра; 2 – скважинный плунжерный насос вставного или невставного типов; 3 – насосно-компрессорные трубы; 4 – колонна насосных штанг; 5 – тройник; 6 – сальниковое уплотнение; 7 – сальниковый (полированный) шток; 8 – трубная подвеска устьевой арматуры; 9 – станок-качалка; 10 – фундамент

Рисунок 1.12 – Схема штанговой насосной установки

Невставные насосы могут применяться в других условиях и имеют свои специфические характеристики. Отрицательные стороны этих технических устройств – это ограничения по глубине скважин ($H \leq 3000$ м), так как с увеличением глубины спуска насоса возникают задиры, парафинизация, нарушение траектории соосного движения штока в цилиндре, риск обрыва штанг и как следствие заклинивание насоса; невысокий показатель подачи (Q=7÷100 м^3/сут), которую обеспечивают данные типы насосов; ограничения по обслуживанию и эксплуатации скважин, имеющих значительный наклон (угол уклона более 35°; набор кривизны более 1°/10 м и/или зенитный угол более 12°), искривление шахты и скважин горизонтального типа [37, с. 42; 48, с. 99-106]. Общий вид конструкций скважинных насосов представлен на рисунке 1.13.



а б

а – тип НВ1С: 1 – направляющая штока; 2 – гильза противопесочная; 3 – переводник; 4 – удлинитель; 5 – цилиндр; 6 – корпус клапана; 7 – шар; 8 – седло; 9 – держатель седла; 10 – уплотнительное кольцо; 11 – ниппель; 12 – переходник штока; 13 – шток плунжера; 14 – клетка; 15 – грязесъемник; 16 – переводник; 17 – плунжер; 18 – корпус клапана; 19 – держатель седла; б – тип НН1: 1 – муфта; 2 – удлинитель верхний; 3 – цилиндр; 4 – удлинитель нижний; 5 – корпус клапана; 6 – шайба; 7 – винт сбивной; 8 – шар; 9 – седло; 10 – ниппель; 11 – клетка; 12 – корпус; 13 – грязесъемник; 14 – переводник; 15 – плунжер; 16 – корпус клапана; 17 – держатель седла

Рисунок 1.13 – Схемы скважинных насосов

Следовательно, для разработки эффективной конструкции насоса и обосновании оптимальных технологических параметров необходимо исследовать технические характеристики наиболее распространенных моделей СШНУ.

Вопросы повышения эффективности работы глубинных штанговых насосов активно исследуются и решаются отечественными и зарубежными учеными и инженерами как ранее, так и в настоящее время.

Вопросами повышение эффективности и долговечности конструкций штанговых насосных установок занимались: Агамирзоев Д.И., Адонин А.Н., Александров П.О., Бахтизин Р.Н., Воскобойников А.А., Залятов М.М., Ивановский В.Н., Исмагилов Ф.Г., Ишмурзин А.А., Ишмухаметов Б.Х., Коршунов В.Н., Латыпов Б.М., Машков В.А., Минликаев В.З., Уразаков К.Р., John F. Mabry, Neil Robert Hall, Nielsen Jr William D. и другие.

Например, Кочеков М.А. в своих исследованиях надежность штанговых насосов описал с позиции «частоты (φ) обрывов колонны штанг на основе

статистических данных промысловой эксплуатации ШСНУ» [53, с. 12]. Кочекову М.А. удалось вывести «эмпирические коэффициенты (b) для расчета частоты (φ) обрывов колонны штанг в условиях высокообводнённых наклонно-направленных скважин. Это позволило определить места установки центраторов в зоне колонны штанг, прилегающей к насосу, с учетом перепада давления в нагнетательном клапане, возникающего при такте нагнетания».

В общем случае, теоретическая частота обрывов колонны штанг может быть выражена через зависимость от силы, действующей на колонну, и предельных значений прочности материала штанг и геометрических параметров плунжера и колонны штанг [53, с. 13]:

$$\varphi = b \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^{3,0502k+0,1247} \cdot l^{2k+1} \quad \text{или} \quad \varphi = 0,0018 \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^{4,923} \cdot l^{4,146}. \qquad (1.2)$$

где φ – частота обрывов колонны штанг, год$^{-1}$;

D – диаметр плунжера насоса, м;

d – диаметр колонны штанг, м;

l – длина колонны штанг, м;

b – безразмерный коэффициент, зависящий от свойств материала штанг;

k – параметр, характеризующий наклон кривой Велера.

Однако данная зависимость получена на основе данных уже случившегося обрыва и не позволяет установить причинно-следственную связь. В предложенной зависимости основной акцент сделан на материал штанги и коэффициент сложности скважины по углу ее наклона. Это не в полной мере отражает истинные режимы работы, кинематику насосной установки и циклически непостоянные динамические нагрузки, сопутствующие структурным нарушениям работы механизма в разные интервалы времени. Так же не учтена динамика работы механической системы и сопряженных деталей подвержены внешним колебательным (ω) воздействиям системы, особенно при изменяющейся скорости и амплитуде в момент образования механических отложений и парафинизации поверхности трения.

В своей работе Топольников А.С. предложил решение уравнения колебаний колонны насосных штанг для восстановления переменных нагрузок на полированный шток. Разработка теоретической модели (1.3) для определения динамических нагрузок на полированный шток СК в условиях многофазного потока – это важный шаг в повышении надежности и эффективности работы штанговых насосов [54].

Ключевые аспекты предложенной модели состоят в следующем: совместное перемещение насосных штанг и плунжерного насоса, т.е. модель учитывает взаимодействие между компонентами системы и их влияние на динамику; многофазный поток, т.е. учет различных фаз (жидкость, газ, эмульсия) позволяет более точно смоделировать реальные условия работы насоса, что критично для оценки нагрузки на шток; осложнения работы насоса: утечки в клапанах, неправильная посадка плунжера в цилиндре, влияние газа и

эмульсии [54, с. 95-100]. Эта модель может стать основой для дальнейших исследований и разработки новых технологий в области нефтедобычи, что в конечном итоге улучшит экономические показатели и эффективность эксплуатации скважин.

$$\begin{cases} u(0,t) = A\cos(2\pi\omega t), \\ \dfrac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \dfrac{\partial^2 u}{\partial x^2} + f, \\ \dfrac{\partial p_p}{\partial t} = -\dfrac{\rho_g^2}{\alpha_{in}\cdot\rho_{g0}\cdot V}\cdot\dfrac{\partial p_p}{\partial p_g}\cdot\left(\left(1-\dfrac{\alpha_{in}\cdot\rho_{g0}\cdot V}{\rho_g}\right)\cdot\dfrac{\partial V}{\partial t} - \sqrt{2}\cdot(1-\alpha_k)\mu_c\left(\dfrac{d_c}{d_p}\right)^2\cdot\dfrac{p_k - p_p}{\sqrt{p_l|p_k - p_p|}}\right), \\ J_{gl} = \dfrac{\partial}{\partial t}(\alpha\rho_g) + \dfrac{\partial}{\partial x}(\alpha\rho_g w_g),\ J_{\lg} = \dfrac{\partial}{\partial t}((1-\alpha)\rho l + \dfrac{\partial}{\partial x}((1-\alpha)\rho_l w_l), \\ \dfrac{\partial}{\partial t}(\alpha\rho_g w_g + (1-\alpha)\rho_l w_l) + \dfrac{\partial}{\partial x}(\alpha\rho_g w_g^2 + (1-\alpha)\rho_l w_l^2) = -\dfrac{\partial p}{\partial x} - \dfrac{\tau_r{}^{\Sigma} r + \tau_t{}^{\Sigma} t}{S} - \left(\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_l\right) g\cdot\cos\varphi. \end{cases} \quad (1.3)$$

где t – время, с;

x – лагранжева координата по длине штанговой колонны, м;

u – перемещение фиксированной точки штанговой колонны, м;

A – амплитуда колебаний (равна половине длины хода полированного штока, м;

ω – частота колебаний, $с^{-1}$;

f – удельная на единицу массы штанги внешняя сила, Н/кг (объемная или поверхностная);

$c = \sqrt{E/\rho_S}$ – скорость распространения упругих деформаций, м/с;

E – модуль Юнга материала насосных штанг, Па;

ρ_s – плотность материала насосных штанг, кг/м^3;

p_p – давление в подплунжерном пространстве, которое определяется с учетом уравнения сохранения массы газожидкостной смеси для несжимаемой жидкости и совершенного газа;

α – объемная доля газа;

ρ_{g0} и ρ_{g0} – плотность газа при нормальных условиях и в подплунжерном пространстве соответственно, кг/м^3;

ρ_l – плотность жидкости, кг/м^3;

$V = \pi d^2_{\text{п}}/4(u(L,t) - x^*)$ – объем подплунжерного пространства;

x^* – координата положения всасывающего клапана, м;

$\mu_c = 0{,}2$ – коэффициент трения в клапанах;

φ – угол наклона скважины к вертикали, град;

w_q и w_l – скорости газовой и жидкой фаз, при этом скорость газожидкостного потока, м/с, которая равна $w = \alpha w_q + (1 - \alpha)\cdot w_l$;

$J_{gl} = -J_{\lg}$ – притоки массы газа и жидкости, обусловленные фазовыми переходами;

τ – суммарное касательное напряжение на поверхности штанг (индекс r) и труб (индекс t);

Σ_r и Σ_t – периметры сечений насосной штанги и трубы соответственно;

α_{in} – характеризует влияние свободного газа;

$\psi_к$ – постоянный коэффициент утечек для всасывающего *(к=in)* и нагнетательного *(к=out)* клапанов, равный нулю в случае, если клапан открыт.

В своей модели прогнозирования усилий, действующих на полированный шток Топольников А.С. не учитывает изменения величин, действующих изгибающих моментов на шток и плунжер при установившемся эксплуатационном износе и деградации контактной поверхности при механических отложениях. Данные факторы имеют разные влияния на внутренние усталостные напряжения конструкции, во многом определяющие долговечность и надежность сложной системы.

Анализ отказов штанговых колон, работающих в условиях ООО «ЛУКОЙЛ-ПЕРМЬ», показал, что отсутствие в расчетах составляющей от действия изгибающих нагрузок приводит к заниженным значениям расчетных напряжений и снижает точность оценки напряженного состояния насосных штанг. Ренев Д.Ю., исследуя вопросы повышения надежности ШГН, предложил математическую модель работы колонны штанг с учетом изгибающих нагрузок, возникающих в наклонно-направленных скважинах. Ренев Д.Ю. утверждает, что причиной разрушения штанг насоса стала усталость материала штанг при действии циклических нагрузок [55]. Кривая усталости в коррозионной среде аппроксимировалась степенным уравнением вида:

$$N \cdot \sigma^m = 10^c = const, \qquad (1.4)$$

где σ и N – текущее значение напряжения и количество циклов до разрушения;

m и c – параметры.

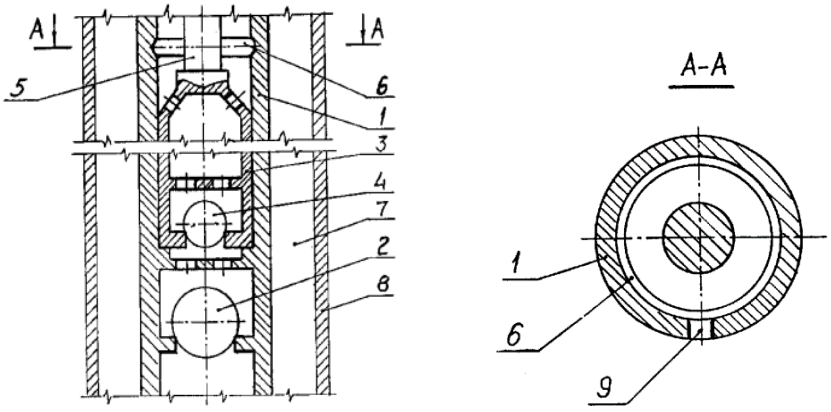
Однако для прогнозирования ресурсной долговечности насоса этих знаний недостаточно, т.к. важно определить наиболее нагруженные участки и режимы в единицу времени при заданных механических изменениях структуры материала.

Исследованиями практического опыта эксплуатации штанговых глубинных насосов на месторождениях Тенгиз, ООО «ЛУКОЙЛ-ПЕРМЬ», Карачаганак, Кашаган, установлено, что на ресурсную долговечность насосного комплекса оказывает влияние его конструктивные особенности, технология изготовления и материал комплектующих.

Известен штанговый глубинный насос (Патент РФ №2144623 С1, опубл. 20.01.2000 г. [56], авторы Залятов М.М., Тахаутдинов Р.Ш. и др.) (рисунок 1.14), состоящий из цилиндра со всасывающим клапаном, плунжера, установленного в цилиндре с возможностью возвратно-поступательного движения и содержащего нагнетательный клапан. Плунжер соединен с колонной штанг, связанной со станком-качалкой.

Особенность данной конструкции в том, что на цилиндре выполнена внутренняя кольцевая канавка, расположенная на таком уровне, чтобы в

интервале рабочего хода она перекрывалась плунжером, а в положении, соответствующем нижней мертвой точки, канавка находилась над плунжером. При этом внутренняя кольцевая канавка сообщается с затрубьем через отверстие 9 (рисунок 1.14). Внутренняя кольцевая канавка предназначена для равномерного распределения поступающей жидкости по окружности, что способствует обеспечению постоянной смазки рабочей поверхности плунжера по всему его периметру и длине в процессе работы насоса. Наличие отверстия, или нескольких равномерно расположенных по окружности каналов, способствует улучшению производительности проводимых технологических операций.



1 – цилиндр; 2 – всасывающий клапан; 3 – плунжер; 4 – нагнетательный клапан; 5 – колонна штанг; 6 – внутренняя кольцевая канавка; 7 – затрубье; 8 – эксплуатационная колонна; 9 – отверстие

Рисунок 1.14 – Глубинный штанговый насос

Примечание – Составлено по источнику [56, с. 1, с. 5]

Основным недостатком данной конструкции является технологический зазор в паре скольжения цилиндр-плунжер, который увеличивается в процессе естественного износа при эксплуатации насоса, что способствует деградации поверхности контакта и как следствие увеличению утечек через зазор и снижению объемного КПД. Также к недостаткам можно отнести использование плунжера большей длины, чем используется для типовых конструкций, что способствует интенсивному износу насоса. К основному недостатку относятся нарушение проектной траектории движения плунжера при установившемся износовом зазоре, что приводит к искривлению сопряженных поверхностей и появлению ударных нагрузок на элементах насоса.

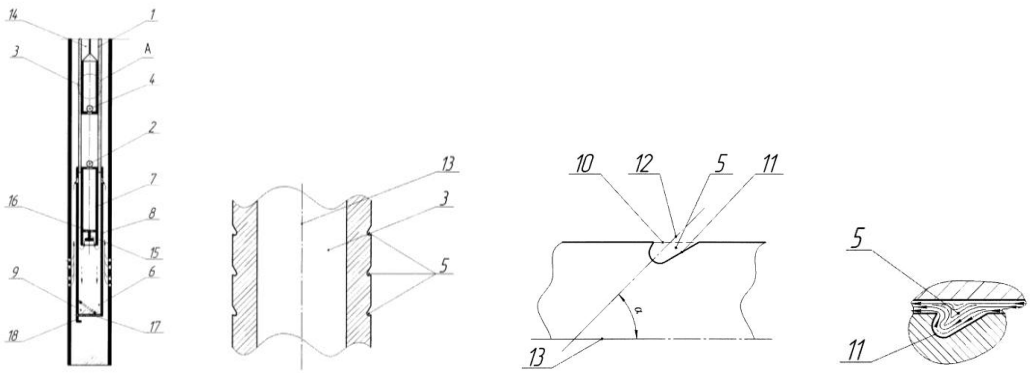
В работе Агамирзоева Д.И. и др. для повышения объемного КПД путем уменьшения утечек в эксцентричном зазоре рабочей пары цилиндр-плунжер при эксплуатации наклонных скважин, предложена конструкция (Патент №SU 821745, опубл. 15.04.1981 г. [57]), в которой наружная поверхность плунжера снабжена кольцевыми канавками, в которых установлены разрезные уплотнительные кольца, выполненные с шипами на верхней торцевой и внутренней цилиндрической поверхностях. Такая конструкция при извлечении

плунжера из цилиндра позволяет избежать сбрасывания уплотнительных колец из канавок плунжера и тем самым позволяет создать надежную конструкцию штангового насоса.

В работах Минликаевым В.З., Минликаевой К.З. и др. для повышения объемного КПД путем уменьшения утечек в эксцентричном зазоре рабочей пары цилиндр-плунжер при эксплуатации наклонных скважин, была предложена конструкция насоса (Патент №SU 1211454 A, опубл. 15.02.1986 г. [58]), состоящая из цилиндра, расположенного в кожухе с возможностью поперечного перемещения и связанного, с колонной насосных труб, гибкой связью; плунжера, на внешней поверхности которого расположены кольцевые канавки для самоустанавливающихся втулок. Эти самоустанавливающиеся втулки располагаются с зазором относительно наружной поверхности плунжера.

Однако данное изобретение не является универсальным, так как имеет ограничение на использование только при эксплуатации наклонных скважин. Кроме того, отсутствие системы смазки для пары цилиндр-плунжер является существенным недостатком данной конструкции, что может привести к возникновению эффекта «сухого» трения, вызывающему интенсивный износ и возможное заклинивание плунжера.

Для решения проблемы уменьшения утечек через зазор плунжерной пары Бахтизиным Р.Н., Исмагиловым Ф.Г., Латыповым Б.М., Уразаковым К.Р. и др. учеными предложены конструкции (Патент №2365786 C1, опубл. 27.08.2009 г. [59]; Патент №2624939, опубл. 11.07.2017 г. [60]) ШГН с нанесением регулярного микрорельефа на поверхность плунжера (рисунок 1.15).



а б в г

1 – цилиндр; 2 – всасывающий клапан; 3 – плунжер; 4 – нагнетательный клапан; 5 – замкнутые канавки; 6 – фильтр; 7 – внутренняя труба фильтра, 8 – наружная труба; 9 – емкость предварительного накопления механических примесей; 10 – усеченная наклонная плоскость; 11 – парабола; 12 – ось симметрии канавки, 13 – ось плунжера; 14 – выкид насоса; 15 – круглый диск; 16 – кронштейн; 17 – клапан; 18 – ограничитель хода Г-образной формы

Рисунок 1.15 – Скважинный штанговый насос

Примечание – Составлено по источнику [60, с. 6-8]

Регулярный микрорельеф приводит к уменьшению утечек через зазор плунжерной пары при откачке маловязких жидкостей за счет создания турбулентного потока в пограничном слое у стенки плунжера; способствует улучшению износостойкости пары цилиндр-плунжер, обеспечивая эффективную смазку сопрягающихся поверхностей; способствует повышению коэффициента подачи штангового насоса и увеличению добычи нефти, а как следствие – увеличение межремонтного периода работы ШГН. В результате повышается ресурс работы насоса независимо от используемых материалов.

Однако в данных работах не учтено влияние механических примесей (эффект оседания и налипания механических смесей), поступающих с забоя скважины, и образование асфальтосмолопарафиновых отложений на поверхности системы цилиндр-плунжер. Образование смолистых полипов с механическими примесями приводит к их коксованию и неравномерному сужению диаметров НКТ, снижая пропускную способность и нарушая структуру расположения элементов насоса. Предложенный микрорельеф хорошо работает в среде нефтепродуктов, очищенных от примесей и смол. При реальных условиях эксплуатации скважин микрорельеф на поверхности плунжера забивается смолистыми полипами и глинистыми отложениями, что приводит к изменению зазора и нарушает поле допуска прецизионных пар, приводя к изменению проектной траектории движения плунжера. Также в данных конструкциях клапанный механизм является уязвимой системой. При ударной нагрузке плунжера гидравлическая сила удара передается на шар клапана. Воздействие гидродинамических сил на клапанную пару приводит к соударению шара о седло разрушая упрочненный поверхностный слой седла. Данный эффект приводит к распространению коррозионных процессов, разрушающие основу металла и структуру седла клапана.

Одним из основных элементов конструкции штанговых глубинных насосов является клапанный узел. Известны конструкции штанговых насосов, в которых применим один всасывающий и один нагнетательный клапана или, где используются всасывающие и нагнетательные клапаны, представляющие собой сдвоенные конструкции [61]. Однако применение таких конструкций незначительно увеличивает ресурс работы штанговых насосов. Поэтому, например, Коршунов В.Н., Машков В.А. и др. предложили клапанный узел штангового насоса (Патент №RU 2235903 C2, опубл. 10.09.2004 г. [62]), который имеет «верхний и нижний шаровые клапана с седлами, установленные в клетках». Отличительной особенностью этой конструкции является то, что верхний и нижний клапаны, находящиеся в клетках, соединены между собой полым корпусом. Это не только упрощает монтаж и демонтаж системы, но и значительно улучшает герметичность, поскольку минимизируется количество соединений, через которые могут возникать утечки. Важным элементом этой конструкции является кольцевой поршень со штоком, установленный внутри полого корпуса. Этот поршень позволяет создать кольцевую камеру, что в свою очередь обеспечивает возможность более точного контроля давления и потока жидкости. Гидравлическая связь между кольцевой камерой и полостью,

расположенной между верхним и нижним шаровыми клапанами, дополнительно усиливает динамическую устойчивость системы.

Однако, в такой конструкции клапанного узла под воздействием высокоскоростного потока жидкости на шар клапана происходит процесс динамичного взаимодействия шара с поверхностью камеры. Это приводит к постепенному уплотнению загрязнений, попадающих в камеру с прокачиваемой средой. Это, в свою очередь, снижает ресурс работы клапанного узла и срок службы насоса в целом.

Решением этой проблемы занимались Александров П.О. и Воскобойников А.А., которые для повышения срока службы и надежности клапанного узла предложили способ (Патент №RU 2382926 C2, опубл. 27.05.2009 г. [63]) снижения степени налипания на поверхность камеры различных загрязнений за счет снижения степени динамичного воздействия на шар высокоскоростного потока среды и исключения взаимодействия шара с поверхностью клапанной камеры. Авторы предлагают следующее решение: к внутренней поверхности камеры клапанного узла, где размещается шар и седло, крепится набор центраторов, форма и размеры которых «выбираются из условия их взаимодействия с поверхностью шара и отсутствием возможности контактирования шара с внутренней поверхностью камеры». Также внутренняя поверхность камеры покрывается антиадгезионным покрытием.

Также вопросами модернизации конструкции клапанных узлов и повышением качественных показателей плунжерной пары при возможных утечках через элементы уплотнения запорного элемента на основе результатов математического моделирования и стендовых испытаний занимались Галимуллин М.Л., Долов Т.Р., Ивановский В.Н. [64, 65], M.B. Ford (Patent 9163483 (20130140032) [66]) и другие ученые.

Проблемами кинематики и динамики станков-качалок, вопросами производительности и работоспособности насосных установок при действии экстремальных нагрузок в точке подвеса штанговой колонны занимались Адонин А.Н., Аливердизаде К.С., Валеев М.Д., Вирновский А.С., Дубинов Ю.С., Ивановский В.Н., Муравьев И.М., Хамитов А.Т., Хоанг Т.Н. и многие другие исследователи.

Согласно техническим требованиям на изготовление насосных штанг (ГОСТ 13877-96 Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. [67]) все они представляют собой конструкцию, состоящую из «цельнометаллического тела штанги и головки штанги с соединительной резьбой». Но согласно исследованиям ряда ученых, а именно, Деговцова А.В., Ивановского В.Н., Пекина С.С., Сабирова А.А. такая конструкция насосной штанги имеет низкую эксплуатационную надежность [68, 69]. Это связано с тем, что, в месте наибольшего радиуса кривизны скважины колонна штанг движется внутри эксплуатационной колонны, что вызывает её истирание и приводит к преждевременному износу и обрыву самих штанг. При возвратно-поступательном движении штанг в приводе возникают как статические, так и динамические напряжения. Статические напряжения формируются под

воздействием веса поднимаемой жидкости, а динамические – из-за изменений скорости и ускорения штанг в процессе работы насоса. Когда насос сталкивается с осложнениями, такими как изменения в обводненности, наличие газов или эмульсий в жидкости, а также утечки в клапанах, это может привести к дополнительным колебаниям и пикам напряжений. Это приводит к обрыву штанг.

Для устранения этих недостатков Ивановский В.Н. и другие исследователи усовершенствовали конструкцию штанги и предложили заменить штангу, состоящую из цельнометаллического тела, на канатную насосную штангу (Патент №RU 123445 U1, опубл. 27.12.2012 г. [69, с. 1-9], Патент №RU 2527275 C1, опубл. 27.08.2014 г. [70]). Т.е. в качестве тела штанги предлагается использовать канат любой длины, но закрытой конструкции с Z, X и O-образными проволоками. В качестве головки канатной штанги предлагается применить заделку, которая будет обеспечивать равномерное нагружение всех проволок каната. При этом на концах заделок штанги необходимо нарезать резьбу, которая будет обеспечивать соединение с насосом, колонной штанг или полированным штоком.

Однако, при использовании канатных штанг были выявлены недостатки конструкции: во-первых – наличие свободного пространства, как между проволоками в слое, так и между слоями в штанге приводит к значительному удлинению канатных штанг, что снижает длину хода плунжера штангового насоса и, как следствие, снижение эффективности работы всей установки. Во-вторых, при эксплуатации скважин, осложненных коррозией и отложениями АСПО происходит интенсивный процесс взаимодействия с агрессивной средой, что в результате снижает надежность канатных штанг.

Для устранения этих недостатков Ивановским В.Н. и другими исследователями была предложена конструкция полезной модели (Патент №RU 203166 U1**,** опубл. 24.03.2021 г. [71]), которая повышает эффективность использования канатной штанги за счет обеспечения условия максимального заполнения проволоками поперечного сечения каната. В качестве конструкционного материала для изготовления проволок предложена углеродистая сталь. Но в условиях эксплуатации скважин, осложненных наличием коррозионно-активной пластовой продукции, будет происходить коррозия проволок и их разрушение. Для уменьшения взаимодействия с агрессивной средой предложено выполнять покрытие всех проволок канатной штанги цинком, что защитит их от коррозии и увеличит надежность работы. В качестве наружного защитного покрытия каната дополнительно наносится полимерное покрытие, например, полипропиленовый слой толщиной 1 мм.

Хакимов Т.А. в своей работе уделил внимание совершенствованию штанговой насосной установки путем разработки оптимальной конфигурации профиля резьбы насосных штанг и включением в конструкцию дополнительного перепускного клапана [72].

В своей работе Дубинов Ю.С. модернизировал методику подбора насосных штанг с учетом их конструктивных особенностей, свойств

материалов, применяемых при изготовлении штанг, и напряжений, возникающих вследствие изгиба в наклонно-направленных скважинах. Предложил новую математическую модель процесса работы насосных штанг, в том числе полых, в наклонно-направленной скважине [73].

Хоанг Т.Н. изучал влияние крутящего и изгибающего моментов на напряженно-деформированное состояние штанговой колонны СШНУ в пространственно искривленных скважинах [74].

Вопросами коррозии нефтегазопромыслового оборудования, а также вопросами применения конструкций из неметаллических материалов в разное время подробно занимались Волков Ю.П., Гаджиев Ф.М., Галимуллин М.Л., Кочеков М.А., Кривоносов Ю.А., Пепеляев В.В., Vermeeren Thomas Hubert и другие исследователи.

Например, Волковым Ю.П. и его коллегами была предложена конструкция насосной штанги, (Патент №RU 2378484 C1, опубл. 10.01.2010г. [75]), выполненная из высокопрочного композиционного материала. В отличие от известных конструкций насосных штанг, где стержень из стеклопластика имеет гладкую поверхность и соединен с внутренней полостью ниппеля с помощью клеевого соединения (Патенты №2052627, 2117132, 221002, патенты США №454401396, 4653923, 4822201), в предложенной конструкции используется усовершенствованное клее-механическое соединение. Это соединение сочетает силы адгезии и механические силы, благодаря наличию на стержне переменного профиля, что увеличивает прочность и надежность соединения между стержнем и установочной частью ниппеля. Для изготовления стержня используется высокопрочный композиционный материал, такой как стеклопластик, углепластик или базальтопластик. Это усовершенствование позволяет значительно повысить долговечность насосных штанг, улучшив их эксплуатационные характеристики за счет надежного крепления и более высокой прочности соединений.

К недостаткам предложенного решения можно отнести сравнительно низкий модуль упругости материла, вследствие чего могут происходить нежелательные деформации при изгибе конструкции, слабая износостойкость, низкий коэффициент устойчивости к абразивным воздействия; а также подверженность к потере прочности и деформациям по истечении нескольких лет эксплуатации.

Пепеляевым В.В. и Кривоносовым Ю.А. были проанализированы различные конструкции насосных штанг (Патенты №RU 2169250 C1, опубл. 20.06.2001 г.; №RU 2003129631/06 A, опубл. 26.09.2003 г.; № RU 64672 U1, опубл. 10.07.2007г.; №RU 2232865 C2, опубл. 20.07.2004 г. и др.). На основании проведенных исследований авторами были выявлены следующие недостатки известных конструкций штанг. Например, при применении штанг, выполненных из композиционных полимерных материалов, происходит образование микротрещин на их поверхности, что снижает прочностные характеристики штанги. Недостатком известных конструкций металлических штанг является отсутствие у них внутреннего продольного канала, который в

ряде случаев необходим для обеспечения технологических процессов, применяемых при добыче нефти, например, обеспечение подъема или закачки жидкости от глубинного насоса к устью скважины по колонне труб и обратно, а также отбора жидкости с двух пластов одновременно; наличие у некоторых конструкций штанг сварного шва, а сварные конструкции имеют низкую усталостную прочность и их использование при изготовлении погружного оборудования нежелательно. Еще один недостаток, который был отмечен, это наличие цилиндрической резьбы, которая не обеспечивает герметичность резьбового соединения при повышенном давлении в канале полых труб.

Для возможности устранения имеющихся недостатков Пепеляевым В.В. и Кривоносовым Ю.А. предложена конструкция полой насосной штанги (Патент №RU 2398091 C9, опубл. 27.03.2012 г. [76]) для подъема и закачки жидкости посредством использования колонны насосных труб малого диаметра, материал изделия – сталь марки 40Х ГОСТ 4543-71, отсутствие сварного соединения и применение конических резьб, что гарантирует их герметичность при давлениях до 200 атмосфер.

Также, например, Кочековым М.А. предложена конструкция насосной штанги с винтовым ребром и маслобензостойким покрытием, позволяющая надежно удерживать антикоррозионное маслобензостойкое покрытие на теле штанги в наиболее нагруженной приустьевой зоне колонны штанг, защищая ее поверхность от действия коррозионно-активной высоко обводнённой продукции скважин [53, с. 22].

Возможность восстановления и упрочнения поверхности изношенных деталей ШГН может являться решением проблемы повышения работоспособности скважинных плунжерных насосов и увеличением межремонтного периода эксплуатации нефтяных скважин.

Например, Шарифуллиным А.М. предложен способ (Патент №RU 2282750, опубл. 27.08.2006 г. [77]) восстановления толщины стенки каждого участка поверхности цилиндра металлом до требуемых значений электрохимическим осаждением хрома и как результат – восстановление величины зазора между цилиндром и плунжером.

В тоже время Галимуллиным М.Л. предложен, во-первых, способ восстановления цилиндра ШГН применением абразивной обработки поверхности хонингованием с последующим азотированием до ремонтного размера и, во-вторых, восстановление наружного диаметра плунжера до заданного размера методом напыления износостойкого состава. Эти способы позволят снизить затраты на ремонтные работы за счет экономии металла [64, с. 5].

Патентный анализ конструкций штанговых насосов для добычи обводненной нефти, содержащей механические примеси, асфальтосмолопарафиновые отложения, коррозионно-активные вещества и наличие свободного газа показал, что существует множество конструкций штанговых глубинных насосов, со схожими техническими характеристиками, но разными по ресурсу работы и своей производительности. Не смотря на

технические достижения ученых наблюдается тенденция к снижению долговечности и эффективной мощности насосов при добыче нефти.

Выводы по первому разделу

Из анализа внешних факторов, технологических параметров и эксплуатационных режимов, влияющих на эффективность нефтедобывающих насосных комплексов, сделан вывод о том, что какой бы не была совершенной конструкция насоса и его основных элементов, возникают отказы из-за коррозионно-механического повреждения контактирующих поверхностей и запарафинивания пары цилиндр-плунжер, пары шар-седло клапанного узла и колонны штанг, а также забивкой фильтрующего элемента. Т.е. механические повреждения и усталостный износ – это основная причина малой наработки штанговых глубинных насосов.

Установлено, что основные усилия ученых сконцентрированы на изменение конструкций штанги, плунжера, клапанного узла и в следствии этого повышение их износостойкости. Однако не в достаточной мере исследованы конструктивные особенности фильтрующих элементов с возможностью самоочистки, не нашли отражения в исследованиях влияние парафиновых отложений на турбулентность нефтяного потока и динамических сил сопротивления в подвижных частях. Так же выявлена научная проблема, связанная с дефицитом исследований в области установления зависимостей изменения проектной траектории движения сопряженных деталей в процессе изнашивания от действующих динамических нагрузок. Нет системного подхода в обосновании критериев эффективности ШГН. Проанализированные математические модели надежности не рассматривают влияние вибрационных нагрузок на долговечность насоса с учетом моментов изгиба. Таким образом, сформирована необходимость в разработке и исследовании основных направлений повышения эффективности эксплуатационных характеристик ШГН:

1) усовершенствование имеющихся или разработка новых конструкций напряженных элементов ШГН с учетом динамики их работы в осложненных условиях;

2) установление зависимостей между действием динамических знакопеременных нагрузок и ресурсной долговечностью штанговых скважинных насосных установок;

3) установление зависимостей изменения проектной траектории движения сопряженных деталей в процессе изнашивания от действующих динамических нагрузок;

4) обоснование конструкционных материалов с оптимальными физико-механическими свойствами для повышения вибро-, износо- и коррозионностойкости элементов конструкции ШГН;

5) усовершенствование или разработка новых технологий в области изготовления или восстановления контактных элементов конструкции ШГН.

2 УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ИЗНАШИВАНИЯ ШТАНГОВОГО НАСОСА, ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЗОК, ВЫЗЫВАЮЩИХ ОТКЛОНЕНИЕ ШТАНГИ ОТ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ

2.1 Обоснование критериев эффективной работоспособности штангового насоса при воздействии динамических сил сопротивления на изнашиваемые элементы системы штанга – цилиндр – плунжер

Анализ исследований отечественных и зарубежных ученых, таких как Neil Robert Hall, John F. Mabry, Nielsen Jr William D., Агамирзоева Д.И., Адонина А.Н., Вирновского А.С., Ивановского В.Н., Исмагилова Ф.Г., Уразакова К.Р., Юрчука А.М. и других исследователей показал, что определяющими критериями работоспособности и эффективности штанговой насосной установки является ресурсная долговечность (T, сут), длительный межремонтный период ($МРП$≥360÷500 сут), коэффициент эксплуатации ($К_э$=0,94÷0,98), а также показатели производительности насоса: $Q_ф$ – фактическая подача насосной установки и $К_{пр}$ – коэффициент продуктивности скважины ($Q_ф$=2,5÷110 м^3/сут, $К_{пр}$ – м^3/(сут·МПа)) [78-84].

Коэффициент эксплуатации $К_э$ определяется, как отношение времени, отработанного насосом ($Т_{отр}$) к количеству календарных дней/периоду ($Т_{к.д.}$):

$$К_э = \frac{Т_{отр}}{Т_{кал}}. \quad (2.1)$$

Межремонтный период – это среднее время между двумя ремонтами за выбранный период, или отношение общего отработанного времени ($Т_{отр}$) за год к количеству ремонтов ($Р$) за этот же срок:

$$МРП = \frac{Т_{отр}}{Р}. \quad (2.2)$$

Коэффициент продуктивности $К_{пр}$ – это показатель количества нефти (Q), которое может добывается из скважины при создании перепада давления на её забое 0,1 МПа (Δp) [81, с. 88]:

$$К_{пр} = \frac{Q}{\Delta p}. \quad (2.3)$$

Обеспечение долговечности, эффективности, прочности и качества ШГН характеризуется надежностью и безотказностью работы всех элементов конструкции в сложных эксплуатационных условиях. Надежность зависит от комплексных параметров работоспособности ШГН, которые определяются такими свойствами конструкции, как безотказность, долговечность,

ремонтопригодность, сохраняемость и комплексный показатель – коэффициент готовности [37, с. 13; 85-86].

К показателям безотказности относятся следующие параметры, а именно средняя наработка до отказа – 365 сут; средняя наработка на отказ – 274 сут. К показателям долговечности относятся следующие показатели, а именно средний срок службы – 5 лет; средний доремонтный ресурс – 730 сут; средний межремонтный ресурс – 548 сут. К показателям ремонтопригодности относятся следующие показатели, а именно среднее время восстановления – 8 ч; средняя трудоемкость восстановления – 8 чел.·ч.

Показатель сохраняемости – это средний срок сохраняемости насоса – 2 года. Комплексный показатель надежности – это коэффициент готовности, $K_Г$ [37, с. 13]:

$$K_Г = \frac{T_O}{T_O + T_B} = 0{,}972, \tag{2.4}$$

где $T_о$ – средняя наработка на отказ;

$T_в$ – время восстановления объекта при внезапных отказах.

В соответствии с нормативными документами «в течение полного срока службы штангового насоса (5 лет) предусмотрено 2 капитальных ремонта и 3 текущих ремонта». Средняя продолжительность ремонта: текущего – 8 ч, капитального – 96 ч. [37, с. 29].

Условием обеспечения заданной производительности насоса является его подача (Q) равная притоку нефтяного флюида. Теоретическая производительность насоса при его работе определяется по следующей зависимости [78, с. 10]:

$$Q = 1440 \cdot \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4} \cdot n \cdot S_{пл} \cdot \eta, \tag{2.5}$$

где Q – теоретическая подача насоса, м^3/сутки;

1440 – число минут в сутках;

$d_{пл}$ – диаметр плунжера насоса, м;

n – число двойных ходов (число качаний) в минуту, мин$^{-1}$;

$S_{пл}$ – длина хода плунжера, м;

η – коэффициент подачи насосной установки, η=0,6÷0,8.

Таким образом, заданная производительность насоса находится в зависимости от следующих параметров: диаметра плунжера ($d_{пл}$); длины хода плунжера ($S_{пл}$); скорости отбора жидкости (v).

Сохранение номинальных значений перечисленных параметров обеспечиваются жесткими требованиям к износостойкости элементов насоса. Процесс изнашивания элементов насоса многопараметровый и зависит как от конструктивно-технологических параметров (диаметры (d), изменение геометрии Δ, кинематика движения (n, S, m), критериев качества технологии

(*Ra*, *HB, δ,* пористость %) и материал (*E*) изготовления), так и от динамических нагрузок (μ) и цикличности распределения действующих моментов сил ($M_и(F_т)$) и вибрационных (ω) характеристик системы.

На производительность насосной установки по элементарной теории А.Н. Адонина влияют кинематические параметры станка-качалки с учетом удлинения насосных штанг $\lambda_{шт}$ и труб $\lambda_{тр}$ от веса столба жидкости. В данной модели параметр Коши μ дает косвенную оценку влияния динамических нагрузок на фактическую подачу насосной установки [78, с. 18]:

$$Q_ф = 1440 \cdot F_{пл} \cdot n \cdot \left[S_A \cdot \left(1 + m \cdot \frac{\mu^2}{2} \right) - \left(\lambda_{шт} + \lambda_{тр} \right) \right] \tag{2.6}$$

где $Q_ф$ – фактическая подача насоса, м^3/сутки ($Q_ф$=2,5÷110 м^3/сутки);

$F_{пл}$ – площадь поперечного сечения плунжера (или цилиндра насоса), м^2;

n – число качаний (двойных ходов) в минуту (до 12÷15 мин$^{-1}$);

S_A – длина хода головки балансира (сальникового штока), м;

μ – параметр Коши, μ=0,35÷0,45;

m – кинематический коэффициент, учитывающий кинематические параметры станка-качалки:

$$m = \frac{1 + \dfrac{r}{L_{шат}}}{\sqrt{1 - \left(\dfrac{r}{k} \right)^2}}, \tag{2.7}$$

где r – радиус кривошипа, м;

$L_{шат}$ – длина шатуна, м;

k – длина заднего плеча балансира, м.

$\lambda_{шт}$ и $\lambda_{тр}$ – удлинение насосных штанг и труб от веса столба жидкости, т.е. от действия статических сил, м:

$$\eta_1 = \lambda_{шт} + \lambda_{тр} = \frac{P_{ж} \cdot L}{E} \left[\Sigma \left(\frac{1}{f_{i_{шт}}} + \frac{1}{f_{i_{тр}}} \right) \right], \tag{2.8}$$

где η_1 – коэффициент подачи, учитывающий упругие удлинения насосных штанг и труб от действия статических сил;

$P_{ж}$ – вес столба жидкости над плунжером насоса, Н;

L – глубина спуска колонны штанг, м;

E – модуль упругости материала, Па;

$f_{шт}$ – площадь поперечного сечения насосных штанг, м^2;

$f_{тр}$ – площадь поперечного сечения насосных труб (по металлу), м^2.

Равенство производительности насоса, полученное Адониным А.Н. частично учитывает динамические свойства отдельных элементов системы, концентрируя внимание на эксплуатационных характеристиках станка-качалки и естественное деформирование штанг и НКТ при заданной марки материала. Нет четкого описания процессов изнашивания при сужении диаметров труб при налипании АСПО, не учтено изменение инерционных сил и масс деталей с АСПО, отсутствует описание сложных процессов движения штока, т.е. траектории отклонения стержня при суммарном износе штока и цилиндра при действии сложного сопротивления.

В теории изменения производительности Юрчука А.М. добавлено слагаемое, учитывающее выигрыш хода за счет инерционных сил, но отсутствует динамика элементов системы и не учтено влияние кинематических характеристик исследуемой системы. Производительность по теории Юрчука А.М. определяется следующей зависимостью [81, с. 41]:

$$Q_{ф} = 1440 \cdot F_{пл} \cdot n \cdot \left[S_{A} - \left(\lambda_{шт} + \lambda_{тр} \right) + \frac{225 \cdot L^{2} \cdot n^{2} \cdot S_{A}}{10^{12}} \right], \qquad (2.9)$$

где L – глубина спуска насоса, м.

Здесь в этой формуле добавлено слагаемое (η_2) – это коэффициент подачи, учитывающий влияние инерционных сил:

$$\eta_{2} = \frac{225 \cdot L^{2} \cdot n^{2} \cdot S_{A}}{10^{12}}. \qquad (2.10)$$

При исследовании процессов, влияющих на производительность насоса Вирновским А.С. получена достаточно ёмкая модель производительности насоса с учетом удлинения насосных штанг $\lambda_{шт}$ и труб $\lambda_{тр}$ от веса столба жидкости. В данной модели дается оценка влияния динамических нагрузок через параметр Коши μ и через коэффициент β, учитывающий сопротивление движению штанг в вязкой среде. Математическое описание производительности насоса по Вирновскому А.С. определяется следующей зависимостью:

$$Q_{ф} = 1440 \cdot F_{пл} \cdot n \cdot \left[\frac{S_{A}}{(\cos^{2} \mu + sh^{2} \beta)^{1/2}} - \lambda \right], \qquad (2.11)$$

где λ – сумма статических деформаций насосных штанг и труб, м;

β – коэффициент, учитывающий силу сопротивления при движении штанг в вязкой жидкости:

$$\beta = \frac{b \cdot L_{шт}}{a}, \tag{2.12}$$

где b – константа трения, принимается в интервале 0,2÷1,0 $с^{-1}$;

$L_{шт}$ – глубина спуска штанги, м;

a – скорость распространения звука в штангах, м/с;

При движении вниз колонны штанг возникает осевая сила (P_c), которая вызвана несколькими факторами, включая трение плунжера о цилиндр и сопротивлением в нагнетательном клапане потоку жидкости. Эта сила создает напряжение в колонне штанг, что может привести к различным деформациям, включая продольный изгиб и сжатие нижней части колонны.

Сжатие колонны штанг под действием осевой силы может существенно повлиять на эффективность работы насоса. Деформация, возникающая в результате воздействия этой силы, приводит к уменьшению длины хода плунжера. Это, в свою очередь, снижает объем поднимаемой жидкости за каждый цикл работы насоса, что негативно сказывается на общей производительности системы.

Кроме того, продольный изгиб нижней части колонны может вызвать дополнительные нагрузки на соединения между штангами и плунжером, что увеличивает риск усталостных повреждений и обрывов штанг. С течением времени, если такие деформации не контролировать, это может привести к значительным повреждениям как штангового оборудования, так и самого насоса.

В формуле (2.11) λ – деформация насосных штанг и труб складывается из нескольких слагаемых, которые определяют процесс деформации от действия внешних факторов и возникающих внутренних силовых факторов:

$$\lambda = \lambda_{шт} + \lambda_{тр} + \lambda_{сж} + \lambda_{изг}, \tag{2.13}$$

где $\lambda_{шт}$ – деформация штанг, вызванная перепадом давления над и в под плунжерном пространстве при движении штанг вверх, м;

$\lambda_{тр}$ – деформация труб при движении штанг вниз, м;

$\lambda_{сж}$ – деформация, возникающая от сжатия нижней части колонны штанг, м:

$$\lambda_{сж} = \frac{P_c \cdot L}{E_{шт} \cdot f_{шт}}, \tag{2.14}$$

где L – глубина спуска насоса, м;

P_c – сила, вызывающая продольный изгиб и сжатие нижней части колонны штанг, Н;

$E_{шт}$ – модуль упругости материала штанг, Па;

$\lambda_{из}$ – деформация, возникающая от продольного изгиба нижней части колонны штанг, м:

$$\lambda_{из} = \frac{P_c \cdot R_c^2 \cdot L_{сж}}{2 \cdot I \cdot \left[\sqrt{1 + \frac{P_c \cdot R_c^2}{E \cdot I} + I}\right]^2}, \tag{2.15}$$

где $L_{сж} = P_c / q_{шт}$ – длина сжатой части колонны штанг, м;

$q_{шт}$ – вес одного погонного метра длины штанг в жидкости, кг/м;

R_c – радиус спирали (винтовой линии), по которой изогнута сжатая часть колонны штанг, м:

$$R_c = \frac{D_T - d_ш}{2}, \tag{2.16}$$

где $D_т$ – внутренний диаметр труб, м;

$d_ш$ – диаметр штанг, м;

I – момент инерции поперечного сечения штанг, м^4;

По теории А. Лубинского для определения $\lambda_{из}$ можно использовать более простую формулу, если осевая сила P_c<10 кН [87]:

$$\lambda_{из} = \frac{P_c \cdot R_c^2 \cdot L_{сж}}{8 \cdot EI}. \tag{2.17}$$

В известных методиках деформация (удлинение) колонны насосных штанг/насосно-компрессорных труб определяется следующим отношением:

$$\lambda = \frac{P_ж \cdot L}{E \cdot f}, \tag{2.18}$$

где $P_ж$ – вес жидкости, находящейся над плунжером насоса и в колонне НКТ, Н:

$$P_ж = \rho_ж \cdot g \cdot L \cdot F_{пл}, \tag{2.19}$$

где L – глубина спуска колонны насосных штанг/НКТ, м;

$\rho_ж$ – плотность жидкости в кг/м^3;

g – ускорение свободного падения, g=9,81 м/с^2;

E – модуль упругости первого рода колонны насосных штанг/НКТ, Па;

f – это $f_{шт\ ср}$ (средняя площадь поперечного сечения штанг 1, 2, 3 ступени) или $f_{тр}$ (площадь поперечного сечения НКТ), м^2:

$$f_{шт\ ср} = \frac{1}{\frac{\varepsilon_1}{f_{шт\ 1}} + \frac{\varepsilon_2}{f_{шт\ 2}} + \frac{\varepsilon_3}{f_{шт\ 3}}}, \qquad (2.20)$$

где $f_{шт1}$, $f_{шт2}$, $f_{шт3}$ – площадь поперечного сечения штанг 1, 2, 3 ступени, м^2;

ε – часть колонны штанг данного диаметра в сотых долях.

Выражение (2.18) в полной мере не отражает действительные геометрические изменения штанги в процессе эксплуатации насоса под нагрузкой. Так как в процессе эксплуатации на колонну насосных штанг действуют циклические знакопеременные нагрузки, возникающие от изгиба, растяжения, кручения, сжатия и трения. Все эти виды нагрузок действуют на насосные штанги при работе их в скважине постоянно и в комплексе. Поэтому в формуле (2.13) и (2.18), например, не учтено действие сложного сопротивления, возникающего в конструкции при динамическом воздействии не только сжимающих и изгибающих нагрузок, но и крутящих моментов. А также не учтено влияние веса АСПО на величину нагрузки.

Следовательно, необходимо усовершенствовать модель математического описания физического процесса удлинения штанг:

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^{n} G_i \cdot \theta_{АСПО} \cdot L}{E \cdot f}, \qquad (2.21)$$

где $\sum_{i=1}^{n} G_i$ – суммарный вес плунжера, штанг и жидкости, находящейся над плунжером насоса и в колонне НКТ, действующий на точку подвеса;

$\theta_{АСПО}$ – коэффициент, учитывающий вес от налипания АСПО.

Условие жесткости при кручении колонны насосных штанг характеризуется углом закручивания (φ) и определяется следующим выражением:

$$\varphi = \frac{M_{кр} \cdot l}{GI_p} \le [\varphi] \quad \text{или} \quad \varphi = \varphi_0 + \int_0^z \frac{M_{кр}}{GI_p} dz, \qquad (2.22)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент в исследуемом поперечном сечении, Н·м;

l – длина рассматриваемого участка, м;

GI_p – жесткость при кручении, Нм^2;

G – модуль упругости второго рода, Па;

I_p – полярный момент инерции сечения штанги, м^4;

$[\varphi]$ – допускаемый угол закручивания, рад.

Прочностная стойкость звена насоса к сложным внутренним силовым факторам характеризуется величиной относительного угла закручивания и одновременного прогиба f. Соответственно предельно допустимые значения этих величин ограничены условиями $\varphi \le [\varphi]$ и $f \le [f]$ соответственно.

Однако процесс изнашивания многогранен и сложен в исследовании и математическом описании из-за работы элементов насоса в разных средах с протеканием нескольких физических процессов (эрозия, коррозия, механическое и вибрационное воздействие, а также разность потенциалов разнородного материала). Эти параметры не учтены в уравнении Вирновского А.С. (1.1) и существенно снижают доверительную вероятность прогнозирования отказа, увеличивая среднеквадратичного отклонения от достоверных значений. Уравнение Вирновского А.С. (2.18) определяет производительность при идеальных условиях эксплуатации насоса, т.к. принимаются нормативные параметры ($\rho_{ж}$, $F_{пл}$, f) и справочные коэффициенты (E, μ, β). В процессе эксплуатации движущиеся рабочие элементы контактирующих поверхностей (штанга, НКТ, плунжер-цилиндр, шарик-седло и т.д.) неизбежно изнашиваются и меняют не только геометрические формы, но и искажают кинематику траектории движения относительно проектной оси симметрии. Отклонение траектории движения штанг от проектной оси под воздействием внешних нагрузок приводит к неэффективному распределению сил по рабочему сечению, вызывая усталостные напряжения в структуре элементов насоса. Динамика подвижных элементов при циклическом нагружении порождает вибрации, приводящие к увеличению зон и площади концентрации внутренних напряжений и, как следствие, возникновению отказов.

Таким образом, важной научной задачей является исследование действующей циклически изменяющейся нагрузки (μ) (вибрации (ω_0)) и влияние отклонения траектории ($\Delta\lambda$) движения деталей от проектной оси симметрии на усталостную ($\sigma_{уст}$) деградацию фазовой структуры материала, приводящие к изнашиванию поверхности и, как следствие, к отказам (N^r) насоса. Следовательно, математическое описание подачи насоса в первом приближении с учетом влияния суммарной нагрузки от веса плунжера, штанг и жидкости, находящейся над плунжером насоса и в колонне НКТ, и веса АСПО в процессе эксплуатации примет следующий вид:

$$Q_{ф} = 1440 \cdot \frac{\pi d_{пл}^2}{4} \cdot n \cdot \left[\frac{S_A}{(\cos^2 \mu + sh^2 \beta)^{1/2}} - \frac{\sum_{i-1}^{n} G_i \cdot \theta_{АСПО} \cdot L}{E \cdot f} - \overline{\lambda} \right]. \qquad (2.23)$$

В выражении (2.23) слагаемое $\overline{\lambda}$ характеризует деформацию насосных штанг и труб, возникающую от сжатия нижней части колонны штанг и от продольного изгиба нижней части колонны штанг, предложенную Вирновским А.С. Важной составляющей в данной модели будут предложенные параметры, измеряемые на прямую стандартными средствами измерения при проведении капитального или текущего ремонта, позволяющие точно спрогнозировать ресурс работы насоса.

Также важной характеристикой конструктивно-технологической системы штанга-плунжер насоса являются собственные частоты колебаний (ω_0).

Динамические частотные исследования обусловлены тем, что в случае совпадения внешней периодической нагрузки с собственными частотами системы происходит явление резонанса, что вызывает вибрацию, многократное увеличение напряжений, приводящие к нарушению проектной траектории движения звеньев насоса, создавая дополнительные сопротивления, способствующие разрушению всей конструкции насоса в целом. Чтобы избежать резонанса на рабочих режимах эксплуатации, либо, наоборот, использовать его эффект необходимо определять его частотный диапазон на этапе проектирования конструкции насоса.

С течением времени в рабочих деталях насоса происходят изменения геометрии и физико-механических свойств материала. Причины могут быть разные: статические, динамические и температурные воздействия; коррозия, усталостное старение, механический износ и т.д. Наибольший интерес представляют поперечные колебания изделий, которые обобщенно исследователи представляют в виде условного стержня с консольным закрепление.

Однако, не изучен вопрос влияния вибрационных колебаний элементов насоса на изменение сил сопротивления движению системы штанга-плунжер и эффективности подачи насоса с установившемся износом рабочих поверхностей. В вопросах надежности и износостойкости системы при заданном периоде эксплуатации установлены пробелы в знаниях о формировании в фазовой структуре мартенситного класса сталей усталостных напряжений, на стадии начала разрушения межатомных связей, приводящих к порам и микротрещинам. Оценка механических свойств материала насоса на вероятность возникновения резонансов в рабочем диапазоне частот внешних воздействий позволяет внести в конструкцию изменения на стадии проектирования. Это позволит избежать или значительно уменьшить вероятность появления резонансов, отказов и увеличить ресурс насосов в процессе эксплуатации. Для реализации технологических решений по повышению ресурсной долговечности необходимо обосновать основные критерии отказов штангового глубинного насоса.

2.2 Математическая модель, описывающая критерии отказов штангового насоса при контактно-механическом трении системы плунжер-цилиндр

Скважинный штанговый насос является восстанавливаемым объектом, поэтому важно определить предельно допустимые параметры износа и его ремонтопригодность.

Критериями отказов штангового глубинного насоса являются следующие показатели: критерий отказа, критерий предельного состояния эксплуатации и критерий предельного состояния, соответствующий полной потери работоспособности насоса.

Эксплуатационный критерий отказа характеризуется снижением коэффициента подачи насоса ниже 0,5 ($\eta_{пн}$<0,5), что соответствует снижению

подачи на 25% от первоначального объема или полное отсутствие подачи жидкости [80, с. 10; 84, с. 11].

Коэффициент подачи насоса ($\eta_{пн}$) определяется отношением фактической подачи ($Q_ф$) к теоретической ($Q_Т$):

$$\frac{Q_ф}{Q_Т} = \eta_{пн}. \tag{2.24}$$

В настоящее время, несмотря на высокую надежность оборудования для добычи нефти из скважин с высокой степенью выработки, наиболее часто отказы ШГН связаны с обрывами штанг и полированного штока, отворотами штанг и плунжера, заклиниванием плунжера в цилиндре и разрушением седла клапанной пары.

Исследователями установлена зависимость, характеризующая частоту возникновения отказов ШГН от коэффициента подачи насоса, который в свою очередь зависит от величины эксплуатационного зазора. Чем больше отклонение от номинального значения величины зазора, тем ниже коэффициент подачи, и, следовательно, выше риск аварийной ситуации. Получение Агамаловым Г.Б. эмпирического выражения для расчета количества ремонтов установок штангового насосного оборудования в зависимости от технологических параметров – это важный шаг в оптимизации эксплуатации насосных систем. Указанный коэффициент достоверности аппроксимации R^2=0,8 говорит о том, что модель объясняет 80% вариации в данных, что является достаточно хорошим показателем для эмпирического анализа. Уровень надежности 0,9 указывает на то, что результаты модели могут быть использованы с высокой степенью уверенности. Эмпирическое выражение, разработанное Агамаловым Г.Б., может служить полезным инструментом для прогнозирования необходимых ремонтов, что в свою очередь позволит планировать техническое обслуживание, оптимизировать затраты и повысить эффективность эксплуатации УСШН. Использование таких моделей в практике нефтедобычи может значительно улучшить надежность и производительность оборудования. Количество ремонтов в год определяется следующей зависимостью [86, с. 65]:

$$N^r = 2nS - 2{,}3\eta_{пн} - 7{,}17\ln^2(nS) - 0{,}27\Delta P, \tag{2.25}$$

где n – число двойных ходов, мин$^{-1}$;

S – длина хода головки балансира, м;

$\eta_{пн}$ – коэффициент подачи насоса;

ΔP – перепад давления в насосе, МПа.

Из полученной зависимости видно, что на количество отказов ШГН в большой степени влияет коэффициент подачи, перепад давления в насосе и скорость откачки нефтяной жидкости насосом. График, описанный формулой (2.25), изображен на рисунке 2.1 [86, с. 65]. Анализ представленной

зависимости показывает, что, если коэффициент подачи уменьшается до 0,5 количество ремонтов достигает двух раз в год, ниже 0,2 количество ремонтов резко возрастает и может достигнуть 8÷10 случаев в год.

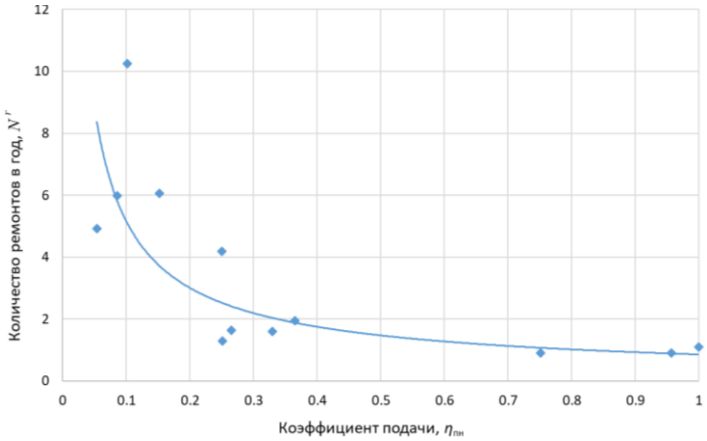


Рисунок 2.1 – Зависимость изменения количества ремонтов ШГН от коэффициента подачи в год

Примечание – Составлено по источнику [86, с. 65]

Анализ динамограмм работы насосов [88-90] выявил серьезные проблемы, связанные с ударами плунжера в цилиндре, особенно в конце его хода при движении вниз. Эти удары могут иметь катастрофические последствия, такие как разрушение седла клапанных узлов, что в свою очередь приводит к отвороту и заклиниванию плунжера. Эти проблемы значительно снижают эффективность работы насосного оборудования и увеличивают вероятность поломок, что требует частого обслуживания и ремонта. Причиной возникновения ударов является неточность подгонки плунжера в цилиндре. Это может быть связано с несколькими факторами, включая сложность в определении упругих деформаций, возникающих в колонне насосных штанг. С увеличением глубины подвески насосов статические и динамические силы оказывают значительное влияние на работу всей системы. В таких условиях трудно предсказать, как колонна штанг будет реагировать на нагрузки, что может привести к ошибкам в расчетах. Следовательно, важными критериями надежности работы насоса будут частотные характеристики вибрации (ω_0), изменение напряженности (σ_{-1}) фазовой структуры в заданный интервал времени и отклонение траектории ($\Delta\lambda$) движения деталей от проектной оси симметрии.

Согласно теоретическим и экспериментальным исследованиям, работа насоса считается нормальной, если коэффициент подачи насоса находится в пределах $\eta_{пн}$=0,6÷0,8 [91]. На коэффициент подачи штангового скважинного насоса и его фактическую производительность влияют постоянные и переменные факторы (рисунок 2.2).

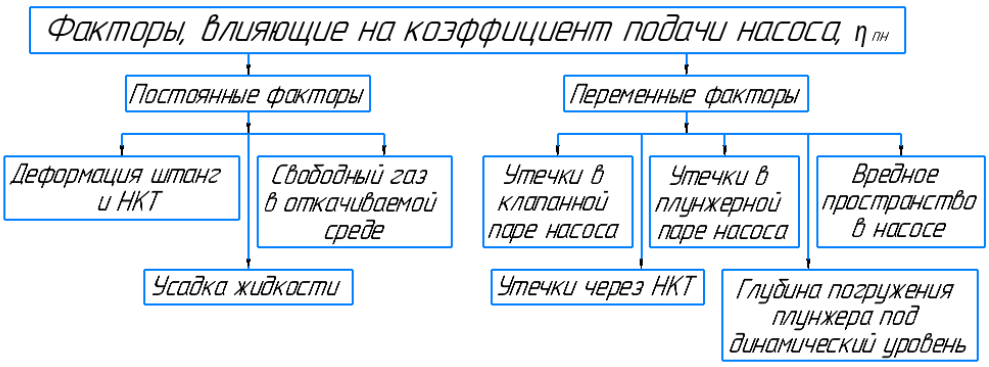


Рисунок 2.2 – Факторы, отрицательно влияющие на коэффициент подачи насоса

К постоянным факторам, отрицательно влияющим на коэффициент подачи насоса, относятся [92-94]:

1. *Деформация колонны штанг и колонны НКТ* – $\lambda_{шт}$ и $\lambda_{тр}$. В процессе эксплуатации штанговые насосы опускаются на достаточно большую глубину (до 3000÷3500 м), что приводит к увеличению нагрузки на головку полированного штока (особенно при движении плунжера вверх). Нагрузка на головку балансира вызывает значительное удлинение колонны штанг, достигающее 30 см. Это удлинение, согласно закону Гука, связано с высокими механическими нагрузками на глубине. При движении плунжера вниз давление на клапанную пару шар-седло также приводит к незначительному удлинению колонны НКТ. Эти деформации уменьшают полезную длину хода плунжера ($S_{пл}$) по сравнению с длиной хода полированного штока (S_A), что влияет на общую эффективность системы. Учет этих факторов важен для оптимизации работы штанговых насосов, поскольку может привести к снижению производительности и надежности системы.

2. *Влияние свободного газа в откачиваемой среде на объем добываемой нефти.* Негативное влияние свободного газа на работоспособность ШГН заключается в том, что при ходе движения плунжера вверх происходит процесс снижения давления в под плунжерном пространстве и выделение газа, заполняющего часть объема цилиндра насоса, уменьшает его наполнение жидкостью.

3. *Усадка жидкости.* В скважинных условиях наблюдается более высокая температура жидкости, чем на поверхности. Когда жидкость поднимается на поверхность, происходит её охлаждение и дегазация, что приводит к усадке объема. Это влияет на физические характеристики жидкости и её объем. При подъеме жидкости на поверхность происходит выделение попутного газа, что также существенно меняет состояние жидкости. В результате этого взаимодействия объем жидкости в скважине оказывается меньше, чем на поверхности, что непосредственно сказывается на коэффициенте подачи.

К переменным факторам, отрицательно влияющим на коэффициент подачи насоса и изменяющимся во времени, относятся:

1. *Утечки в плунжерной паре насоса.* В процессе работы ШГН *происходит* абразивный износ движущихся частей, особенно в паре плунжер-цилиндр. Этот износ напрямую зависит от нескольких факторов, включая степень износа самого насоса и наличие абразивных примесей в откачиваемой жидкости. Когда в жидкости присутствуют твердые частицы, такие как песок или мелкие породы, они могут усиливать износ плунжера и цилиндра, что приводит к увеличению зазора между ними. Увеличение зазора является критическим моментом, так как оно приводит к утечкам нефтяного флюида, что негативно сказывается на производительности насоса. Из-за утечек объем жидкости, который насос способен поднимать, снижается, что приводит к уменьшению коэффициента подачи. Это, в свою очередь, снижает эффективность работы всего оборудования и может увеличить частоту ремонтов и технического обслуживания. С течением времени такой износ может вызвать не только снижение производительности, но и серьезные повреждения компонентов насоса, что потребует более дорогостоящего ремонта или даже полной замены оборудования. Поэтому мониторинг состояния плунжера и цилиндра, а также регулярные проверки на наличие абразивных частиц в жидкости, являются ключевыми аспектами для обеспечения надежной работы насосного оборудования. Для минимизации абразивного износа важно применять специальные материалы и покрытия, способные противостоять абразивному воздействию. Кроме того, внедрение систем фильтрации, которые могут удалять абразивные частицы из откачиваемой жидкости, также может помочь значительно продлить срок службы насосов и повысить их общую эффективность.

2. *Утечки в клапанах насоса.* Утечки в клапанах штанговых насосов являются серьезной проблемой, которая может возникать по нескольким причинам. Медленный процесс открытия и закрытия, всасывающего и нагнетательного клапанов, а также деградация их поверхности в коррозионно-агрессивной среде приводят к образованию щелей, через которые нефтяная жидкость может обратно вытекать в забой скважины. Это явление значительно снижает коэффициент подачи насоса и, как следствие, его общую эффективность. Уменьшение производительности насоса может привести к увеличению времени работы, повышению затрат на энергию и возможным проблемам с эксплуатацией скважины. Чтобы минимизировать утечки, необходимо регулярно проверять состояние клапанов, проводить их ремонт или замену, а также рассматривать варианты применения более устойчивых к коррозии материалов.

3. *Утечки через уплотнения в муфтовых соединениях НКТ.* Эти соединения постоянно подвергаются переменным нагрузкам, которые возникают из-за динамического движения колонны штанг, изменений давления и температуры, а также вибраций, которые возникают в процессе работы насосов.

4. *Влияние вредного пространства* между нагнетательным и всасывающим клапанами при крайне нижнем положении плунжера.

5. *Глубина погружения плунжера* под динамический уровень жидкости в скважине.

Таким образом, исходя из всего выше сказанного, общий коэффициент подачи насоса будет определяться как произведение нескольких коэффициентов, учитывающих влияние различных факторов.

Коэффициент подачи насоса определяется следующей зависимостью [83, с. 32; 91, с. 98; 93, с. 20]:

$$\eta_{пн} = \eta_{ут} \cdot \eta_{д} \cdot \eta_{нап} \cdot \eta_{ус}, \tag{2.26}$$

где $\eta_{ут}$ – коэффициент, учитывающий величину утечек жидкости в скважинном насосе через плунжерную пару ($\eta_{пл}$) и клапаны ($\eta_{кл}$), а также в колонне НКТ ($\eta_{нкт}$), $\eta_{ут}$=0,7÷0,85;

$\eta_{д}$ – коэффициент, учитывающий деформацию колонны штанг, $\eta_{д}$=0,85÷0,9;

$\eta_{нап}$ – коэффициент наполнения цилиндра штангового насоса с учетом влияния свободного газа и вредного пространства, $\eta_{нап}$=0,75÷0,8;

$\eta_{ус}$ – коэффициент, учитывающий усадку нефти, $\eta_{ус}$=0,8÷0,9.

Коэффициент, учитывающий величину утечек жидкости через плунжерную пару, определяется выражением:

$$\eta_{пл} = \frac{Q_{Т} - q_{пл}}{Q_{Т}}, \tag{2.27}$$

где $Q_{Т}$ – теоретическая подача насоса, м^3/с;

$q_{пл}$ – величина утечек между плунжером и цилиндром, м^3/с.

Коэффициент, учитывающий деформацию колонны штанг с учетом действия статических сил и сил инерции, будет определяться по следующей формуле (2.28):

$$\eta_{д} = \eta_{д\,ст} + \eta_{д\,ин}. \tag{2.28}$$

Потеря хода плунжера относительно хода головки балансира СК характеризуется коэффициентом, учитывающим упругую деформацию колонны штанг от действия статических сил и выигрыш хода за счет инерционных сил, определяется по формуле (2.29):

$$\eta_{д} = 1 - \frac{(P_{ж} + P_{тр} + F_{тр}) \cdot L}{E \cdot S_{A}} \left(\frac{1}{f_{ш}} + \frac{1}{f_{т}} \right) + \frac{225 \cdot L^2 \cdot n^2}{10^{12}}, \tag{2.29}$$

или

$$\eta_{д} = 1 - \eta_{1} + \eta_{2}.$$

где S_{A} – длина хода головки балансира (сальникового штока), м;

$P_{ж}$ – вес столба жидкости над плунжером, Н;
$P_{тр}$ – сила трения штанг о трубы, Н;
$F_{тр}$ – сила трения плунжера о цилиндр, Н;
L – глубина спуска насоса, м;
n – число двойных ходов головки балансира, мин$^{-1}$;
E – модуль упругости материала труб и штанг, Па;
$f_{ш}$ – площадь сечения насосных штанг, м^2;
$f_{т}$ – площадь сечения труб, м^2.

Отказ насоса и его списание характеризует критерий предельного его состояния. Критерий предельного состояния, соответствующий списанию насоса, наступает при наличии механическо-коррозионных повреждений цилиндра и плунжера насоса; полное заклинивание плунжера (невозможность разборки); когда остаточная толщина азотированного (упрочненного) слоя цилиндра составляет менее 50 мкм (порядка 10%), т.е. восстановление цилиндра нецелесообразно [84, с. 13; 94].

Критерий предельного состояния насоса при эксплуатации определяется величиной зазора в паре плунжер-цилиндр. При увеличении зазора (δ) более 0,2 мм эксплуатация насоса становится не эффективной, т.к. утечки жидкости будут составлять более 25% [83, с. 31; 94, с. 32; 95].

В соответствии с ГОСТ 31835-2012 по группам посадки штангового насоса существуют минимальные и максимальные значения зазоров в паре плунжер-цилиндр (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Группы посадок ШГН

Группа посадки	Минимальный зазор, мм	Максимальный зазор с учетом допуска на изготовление цилиндра и плунжера, мм
1	0,0	0,063
2	0,025	0,088
3	0,050	0,113
4	0,075	0,138
5	0,100	0,163
Примечание – Составлено по источнику [37, с. 19]		

В процессе эксплуатационного износа элементов насоса значения номинального зазора изменяется относительно нарушения полей допусков и посадок. Изменение зазора связано с износом: первое, это результат абразивного изнашивания рабочих поверхностей цилиндра и плунжера; второе, при неэффективном перераспределении нагрузки при прогибе кинематических звеньев насоса.

Неэффективное перераспределение нагрузки при прогибе кинематических звеньев насоса происходит из-за увеличения сил сопротивления трению при изменении контактного давления на пятно контакта. Увеличение давления контакта на ограниченную площадь связано с возрастанием моментов изгиба и кручения при отклонении проектной траектории ($\Delta\lambda$) движения штанги и плунжера относительно оси симметрии

цилиндра. Ранее исследователи не учитывали отклонение проектной траектории ($\Delta\lambda$) движения штанги при прочностном расчете на износ. Так же не учтена интенсивность изнашивания (J) при динамическом воздействии нагрузки на контактную площадь плунжера и цилиндра при увеличенном износе (i).

Поэтому при расчете моментов изгиба системы шток-плунжер-цилиндр необходимо учитывать прогиб штанги (f) при отклонении проектной траектории ($\Delta\lambda$) движения от оси симметрии цилиндра:

$$f = \frac{M_x \cdot d_{шт}^2}{10E \cdot I_x}, \tag{2.30}$$

где M_x – момент изгиба по оси штанги, Н·м;

$d_{шт}$ – диаметр поперечного сечения штанги, м;

I_x – момент инерции поперечного сечения штанги, м^4.

Условием предельных возможностей свойств материала исследуемой штанги при действии нагрузки в условиях сложного сопротивления будет ограничение по предельно допустимой величине прогиба $f \leq [f]$.

Указанные допустимые условия дополнительно имеют ограничения от конструктивных геометрических параметров цилиндра и НКТ. Физический смысл происходящих процессов при данном условии заключается в следующем:

– при нарушении указанного условия $f \leq [f]$ в предельных значениях геометрических параметров возникает контактно-механическое трение ограниченной площади звеньев, приводящее к интенсивному изнашиванию;

– при нарушении условия $f \leq [f]$ за предельным значением геометрических параметров происходит превышение ударно-динамических нагрузок на проектную площадь сечения, что приводит к излому и обрыву штанги.

Отклонение траектории движения штанги ($\Delta\lambda_\Sigma$) от проектной оси движения для всей системы примет вид:

$$\Delta\lambda_\Sigma = \frac{M_x \cdot d_{шт}^2}{10E \cdot I_x} + \delta_н, \tag{2.31}$$

где $\delta_н$ – значение величины зазора, мм.

Таким образом, величина $\Delta\lambda_\Sigma$ позволяет произвести существенную корректировку расчета действующих моментов сил и контактного давления при отклонении проектной оси симметрии в результате фактического износа контактных поверхностей системы шток-плунжер-цилиндр.

В процессе работы насоса из-за эксплуатационного изнашивания контактирующих поверхностей через кольцевой зазор плунжерной пары возникают утечки перекачиваемой среды (q), которые для ламинарного режима истечения жидкости определяются формулой Гагена-Пуазейля (2.32) [94, с. 34]:

$$q = \frac{\pi \cdot d_{пл} \cdot \Delta p}{12 \cdot \mu \cdot l} \delta^3, \qquad (2.32)$$

где $d_{пл}$ – диаметр плунжера, м;

Δp – перепад давления на концах плунжера, Па;

δ – зазор между цилиндром и плунжером штангового насоса, м;

μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с;

l – длина плунжера, м.

В нефтепромысловой практике используется следующая зависимость для определения утечек через зазор плунжерной пары, которая более полно отражает реальную ситуацию работы насосного оборудования, учитывая эксцентричность расположения плунжера в цилиндре и объем жидкости [94, с. 35]:

$$q = 4{,}7 \cdot \left(1 + 0{,}3 \cdot \varepsilon^2\right) \frac{\pi \cdot d_{пл}}{\nu^{1/7}} \left(\frac{\delta^3 \cdot \Delta p}{\rho \cdot l} \right)^{4/7} - \pi \cdot d_{пл} \frac{v_0}{2} \delta, \qquad (2.33)$$

где ε – относительный эксцентриситет, равный отношению абсолютного эксцентриситета к величине зазора плунжерной пары, в долях ед.;

v_0 – средняя скорость плунжера насоса, м/с;

ν – кинематическая вязкость жидкости.

Как видно из формулы (2.33) величина утечки в плунжерной паре будет определяться и зависеть от величины зазора, и возрастать пропорционально увеличению зазора в третьей степени, что неразрывно связано с ее износом.

Для описания текущего значения зазора как функции времени, в работе [78, с. 58; 94, с. 35] предложено равенство:

$$\delta = A_ц \left(2\pi S_{пл} t\right)^{\alpha} \left[\left(\frac{l}{S_{пл}} \right)^{\alpha} + m \right], \qquad (2.34)$$

где $A_ц$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от условий эксплуатации, свойств материала цилиндра и плунжера;

n – число качаний в минуту, мин$^{-1}$;

$S_{пл}$ – длина хода плунжера, м;

t – время, с;

l – длина плунжера, м;

$m = A_п / A_ц$ – отношение коэффициента пропорциональности плунжера и цилиндра, m=0,3;

α – показатель, характеризующий темп износа цилиндра и плунжера соответственно.

Данное равенство не учитывает влияние прогиба штока на изменение величины износа при отклонении его траектории движения от оси симметрии под действием нагрузки. Так же, не отражена динамическая составляющая (ω_0)

частотных колебаний, влияющие на увеличение значений износа и формирование усталостных разрушений при вибрационно-ударных нагрузках:

$$u(t)=A\cdot sin(\omega_0\cdot t+\varphi), \tag{2.35}$$

где ω_0 – собственная частота, с$^{-1}$;

A – форма колебания, м;

t – время перемещения звена, с.

Данное выражение (2.35) описывает колебание всех точек системы по синусоидальному закону. Анализируя приведённые выше зависимости, предложена усовершенствованная модель формирования фактического износа деталей (δ_t) как функции времени в системе плунжер-цилиндр с учетом нарушения кинематики движения в процессе эксплуатации нефтедобывающего насоса:

$$\delta_t=\left(\Delta\lambda_{\Sigma}-\frac{M_x\cdot d_{шт}^2}{10E\cdot I_x}\right)+A_ц\cdot\left(\frac{2\cdot n\cdot S_{пл}\cdot t}{A\sin(\omega_0\cdot t+\varphi)}\right)^{\alpha}\cdot\left[\left(\frac{l}{S_{пл}}\right)^{\alpha}+\frac{A_n}{A_ц}\right]. \tag{2.36}$$

Следовательно, усовершенствованная математическая модель, описывающая процесс подачи насоса ($Q_ф$) при изменении зазора $\delta_t=f(i)$ в системе плунжер-цилиндр штангового насоса с учетом утечек (q_t) и нарушения кинематики движения ($\Delta\lambda_{\Sigma}$) в процессе эксплуатации при динамическом режиме работы примет следующий вид [96]:

$$\begin{cases} Q_ф=1440\cdot\dfrac{\pi d_{пл}^2}{4}\cdot n\cdot\left[\dfrac{S_A}{(\cos^2\mu+sh^2\beta)^{1/2}}-\dfrac{\sum\limits_{i-1}^{n}G_i\cdot\theta_{АСПО}\cdot L}{E\cdot f}-\bar{\lambda}\right]\cdot\left(1-\dfrac{q_t}{Q_T}\right), \\ \delta_t=\left(\Delta\lambda_{\Sigma}-\dfrac{M_x\cdot d_{шт}^2}{10E\cdot I_x}\right)+A_ц\cdot\left(\dfrac{2\cdot n\cdot S_{пл}\cdot t}{A\sin(\omega_0\cdot t+\varphi)}\right)^{\alpha}\cdot\left[\left(\dfrac{l}{S_{пл}}\right)^{\alpha}+\dfrac{A_n}{A_ц}\right], \\ q_t=4{,}7\cdot\left(1+0{,}3\cdot\varepsilon^2\right)\dfrac{\pi\cdot d_{пл}}{\nu^{1/7}}\left(\dfrac{\delta_t^3\cdot\Delta p}{\rho\cdot l}\right)^{4/7}-\pi\cdot d_{пл}\dfrac{v_0}{2}\delta_t, \\ \Delta\lambda_{\Sigma}=\dfrac{M_x\cdot d_{шт}^2}{10E\cdot I_x}+\delta_н. \end{cases} \tag{2.37}$$

Система уравнений (2.37) показывает, что основополагающим и более значимым параметром, более полно описывающим процесс изнашивания элементов насоса, является величина эксплуатационного зазора между поверхностями трения, который является функцией линейного износа (i).

Алгоритм методики определения предельно допустимого износа можно представить следующим образом (рисунок 2.3).

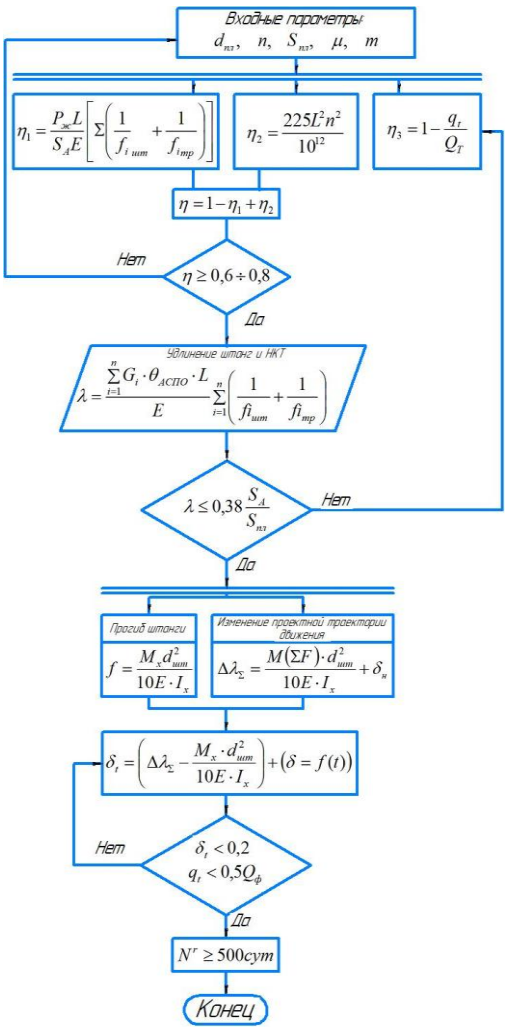


Рисунок 2.3 – Алгоритм методики определения предельно допустимого износа

Деградация поверхности трения при динамическом режиме работы приводит к нарушению кинематики движения системы штанга-плунжер, вызывая отклонение штока от проектной оси траектории движения, создавая маятниковый ход и ударные нагрузки. Такой процесс эксплуатации насоса ведет к неравномерному распределению сил трения и концентрации напряжений, что ускоряет механический и усталостный износы (изнашивание) упрочненного слоя поверхности детали, увеличению утечек через зазоры и как следствие снижает производительность насоса, которая характеризуется его подачей.

Как видно, из представленных зависимостей (2.37), производительность насоса и его ресурсная долговечность определяется длительностью процесса изнашивания и характеризуется величиной эксплуатационного зазора, который в свою очередь будет зависеть от нарушения заданной траектории движения, физико-механических свойств упрочненной внутренней поверхности цилиндра.

Также долговечность насоса обусловлена процессом перемещения плунжера и динамикой распределения нагрузок по контактной поверхности систем плунжер-цилиндр и шар-седло, а также качеством фильтрации поднимаемой нефтяной жидкости.

2.3 Нагрузочные характеристики, действующие на систему цилиндр-плунжер для динамического режима работы скважины

Динамический режим работы подземного насосного оборудования представляет собой сложный процесс, состоящий из статических нагрузок и динамических составляющих – силы инерции ($F_{ин}$) и вибрационные нагрузки ($F_{вибр}$). Во время работы станка-качалки при движении полированного штока вниз и вверх величина усилия на штанговую колонну, а, следовательно, и на плунжер насоса отличается на 30 – 50%. При перемещении колонны вниз система цилиндр-плунжер не совершает полезной работы и работает в холостую, при движении вверх насосом совершается полезная работа по подъему нефтяного флюида [97].

Необходимо исследовать динамические нагрузки, действующие на колонну штанг и плунжер при движении вниз и движении вверх, и их влияние на ход и работу системы плунжер-цилиндр, в процессе эксплуатации штанговой насосной установки (рисунок 1.12).

Плунжер и штанговая колонна жестко связана между собой. За один цикл работы направление движения штанговой колонны изменяется дважды. При движении штанговой колонны и плунжера вниз на них действуют силы сопротивления. В результате действия этих сил штанговая колонна изгибается и скручивается. Это приводит к дополнительному вращению плунжера насоса, а при движении вверх происходят те же явления, только в обратном направлении.

Согласно исследованиям Уразакова К.Р., Топольникова А.С., Исмагилова С.Ф. и других исследователей штанговая колонна осуществляет возвратно-поступательное движение. Это движение можно описать волновым уравнением продольно-упругих колебаний стержня с учетом распределенной удельной внешней нагрузки, действующей на штанги. Зависимость, которая описывает это движение получают из уравнения Ламе (1.3) уравнение 2 [54, с. 97; 98, 99]. При этом, движение точки подвеса колонны штанг и соответственно перемещение плунжера осуществляется по гармоническому закону (1.3) уравнение 1, при этом в начальный момент времени полированный шток находится в нижнем положении. Удельная внешняя сила (f), действующая на колонну штанг, складывается из силы тяжести насосных штанг в жидкости (f_q), силы вязкого трения штанг о жидкость (f_h) и силы граничного трения штанг о стенки НКТ (f_b): $f=f_q+f_h+f_b$ [98, с. 644].

Для решения уравнений принимаем следующие условия: первое, цилиндр насоса жестко закреплен в колоне насосно-компрессорных труб и второе, НКТ не испытывают сжатия и растяжения. К системе штанга-плунжер приложена переменная система сил, которую можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} G(t) = p_{ус.д.}S_{пл} + \rho_{см}gS_{пл}L_{шт}\cos\varphi - \dfrac{1}{4A\nu}\left(1{,}65\dfrac{d_{пл}}{\delta} - 127\right)\dfrac{\partial u(L,t)}{\partial t} - p_{ж.пл}S_{пл}, \\ f = \dfrac{(\rho_{шт} - \rho_{см})}{\rho_{шт}}g\cos\varphi - \dfrac{16\mu P}{\rho_{шт}(d_{НКТ} - d_{шт})S_{шт}}\cdot\left(\dfrac{\partial u}{\partial t} + \upsilon\right) - \dfrac{f_{тр}\varphi}{8A\nu}\cdot\dfrac{\partial u}{\partial t}g\,. \end{cases} \quad (2.38)$$

Уравнение (1) в системе (2.38) представляет собой результирующую переменную во времени силу *G(t)*, действующую на плунжер. Эта сила приложена к нижнему концу штанговой колонны и действует на плунжер в течении всего цикла работы насоса. Слагаемые этого уравнения, следующие [54, с. 96]:

– сила устьевого давления – $F_{ус.д.}$ (постоянная, действует на плунжер и всегда направлена вниз), Н:

$$F_{ус.д.} = p_{ус.д.} S_{пл}, \tag{2.39}$$

где $p_{ус.д.}$ – давление на устье, Па;

$S_{пл}$ – площадь поперечного сечения плунжера, м^2.

– сила тяжести газожидкостной смеси – $G_{см}$ (постоянная, действует на плунжер, направлена вниз), Н:

$$G_{см} = \rho_{см} g S_{пл} L_{шт} \cos\varphi, \tag{2.40}$$

где $\rho_{см}$ – средняя плотность газожидкостной смеси в колонне НКТ, кг/м^3;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

φ – угол наклона скважины к вертикали, в град;

$L_{шт}$ – длина штанговой колонны без учета деформаций в жидкости под собственным весом, м.

– сила трения в плунжерной паре – $F_{тр.пл}$ (переменная, действует на плунжер, направлена в сторону, противоположную движению плунжера), Н:

$$F_{тр.пл} = -\frac{1}{4A\nu}\left(1{,}65\frac{d_{пл}}{\delta} - 127\right)\frac{\partial u(L,t)}{\partial t}, \tag{2.41}$$

где A – амплитуда колебаний, м;

ν – частота колебаний, с$^{-1}$;

$d_{пл}$ – диаметр плунжера, м;

δ – зазор между плунжером и цилиндром, м.

– сила давления жидкости в под плунжерном пространстве – $F_{ж.пл}$ (переменная, направлена вверх), Н:

$$F_{ж.пл} = -p_{ж.пл} S_{пл}, \tag{2.42}$$

где $p_{ж.пл.}$ – давление в под плунжерном пространстве.

Уравнение (2) в системе (2.38) представляет собой результирующую силу, действующую на штанговую колонну. Слагаемые этого уравнения, следующие [54, с. 97]:

– сила тяжести колонны насосных штанг в жидкости – $G_{шт}$, Н:

$$G_{шт} = (\rho_{шт} - \rho_{см}) g S_{шт} L_{шт} \cos\varphi, \quad (2.43)$$

где $\rho_{шт}$ – плотность материала насосных штанг, кг/м^3;

$\rho_{см}$ – средняя плотность газожидкостной смеси по длине колонны НКТ, кг/м^3;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

$S_{шт}$ – площадь поперечного сечения колонны штанг, м^2;

$L_{шт}$ – длина штанговой колонны без учета деформаций в жидкости под собственным весом, м;

φ – угол наклона скважины к вертикали, в град.

Уравнение (2.43) согласно исследованиям Агамалова Г.Б., Уразакова К.Р., Залялиева М.А. и других более точно можно представить в следующем виде [94, с. 33-38; 97, с. 3-10; 100]:

$$F_{т.шт} = \rho_{шт} g \left(1 - \frac{\rho_{см}}{\rho_{шт}} \left(1 + \frac{P_{уст}}{\rho_{см} g H_{сп}}\right)\right) \sum_{i=1}^{N} l_i S_{шт,i}, \quad (2.44)$$

где $\rho_{шт}$ – плотность материала насосных штанг, кг/м^3;

g – ускорение свободного падения, g=9,81 м/с^2;

$\rho_{см}$ – средняя по длине колонны НКТ плотность газожидкостной смеси, кг/м^3;

$P_{уст}$ – устьевое давление;

l_i и $S_{шт\ i}$ – длина и площадь поперечного сечения i-ой ступени штанг;

N – общее число ступеней.

– сила вязкого трения – F_μ (переменная, действует на штанги, направлена в сторону, противоположную направлению перемещения штанг), Н:

$$F_\mu = -\frac{16\mu P}{(d_{НКТ} - d_{шт})} \int_0^L \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \upsilon\right) dx, \quad (2.45)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с;

$P=\pi \cdot d_{шт}$ – периметр штанги, м;

$d_{нкт}$ – внутренний диаметр НКТ, м;

$v(x,t)$ – скорость газожидкостного потока в трубах, м/с.

– сила сухого трения – F_f (переменная, действует на штанги, направлена в сторону, противоположную направлению перемещения штанг), Н:

$$F_f = -\frac{1}{8A\nu} \cdot f_{тр} \varphi \rho_{шт} g S_{шт} \int_0^L \frac{\partial u}{\partial t} dx \quad (2.46)$$

где $f_{тр}$=0,3 – коэффициент трения штанг о трубы [82, с. 3-18].

Инерционная нагрузка при ходе вниз определяется следующим выражением [97, с. 5]:

$$F_{ин.вниз} = \frac{F_{шт} \cdot в \cdot \pi^2 n^2}{2 \cdot 900 \cdot g} \cdot S_{шт}\left(1 - \frac{r}{l}\right), \quad (2.47)$$

где $F_{шт}$ – вес продукции, кН;

E – модуль Юнга материала штанг и труб, Н/м^2;

$H_{сп}$ – глубина спуска насоса, м;

$в$ – коэффициент плавучести штанг в нефтесодержащей жидкости;

r – радиус кривошипа, м;

l – длина штанги, м.

S – ход полированного штока, м.

На эффективную длину перемещения плунжера в насосе влияет сила инерции. При движении колонны штанг вниз силы инерции совпадают с силой тяжести, что вызывает растяжение колонны. Это приводит к дополнительному пробегу плунжера в цилиндре, превышающему фактический ход полированного штока. Такое растяжение может увеличить износ плунжера и цилиндра, а также снизить герметичность клапанов, что в свою очередь влияет на производительность насоса. Для учета этих факторов необходимо проводить точные расчеты, чтобы оптимизировать работу оборудования и повысить его надежность. Дополнительный пробег плунжера в цилиндре можно определить следующей зависимостью [97, с. 5]:

$$e_B = \frac{F_{шт} \cdot в \cdot \pi^2 n^2}{2 \cdot 2 \cdot 900 \cdot E \cdot f_{шт} \cdot g} \cdot S_{шт}\left(1 - \frac{r}{l}\right) H_{сп}, \quad (2.48)$$

Нагрузка, от действия вибрационных сил определяется по формуле (2.49) [97, с. 6]:

$$F_{вибр} = P_{ж} \cdot \mu_д \sqrt{\frac{S}{\lambda} K}, \quad (2.49)$$

где $P_{ж}$ – нагрузка от веса столба жидкости над плунжером насоса, определяемая с учетом динамического уровня;

$\mu_д$ – коэффициент динамичности;

λ – величина совместной деформации труб и штанг (2.13), м;

K – коэффициент, определяемый из условия [97, с. 6]:

$$K = \begin{cases} 1{,}01 & если \quad d_{пл} < 44 \\ 1{,}05 & если \quad d_{пл} = 44. \\ 1{,}03 & если \quad d_{пл} > 44 \end{cases}$$

Сила сопротивления в нагнетательном клапане определяется по формуле (2.50) Степановой И.С. [97, с. 4]:

$$F_{тр.кл} = \frac{2{,}62 \cdot 10^{-3} k \mu S n d_н^2 \left(d_н^2 - d_o^2\right)}{d_o \rho_{см}}, \qquad (2.50)$$

где n – число качаний в минуту, мин$^{-1}$;

S – длина хода, м;

k – число клапанов;

d_0 – диаметр отверстия в седле клапана, м.

Исходя из всего выше сказанного, схему нагружения системы штанга-плунжер ШГН можно представить в виде, представленном на рисунке 2.4.

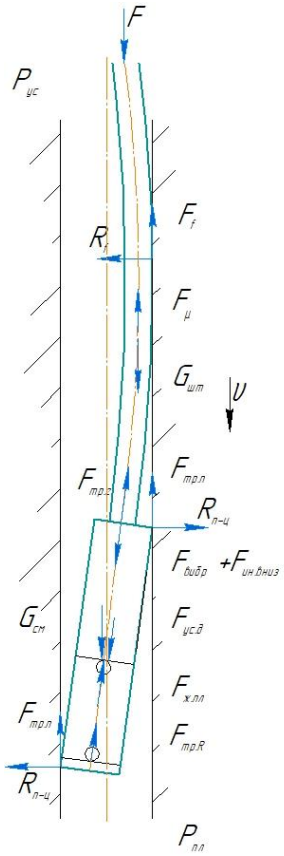


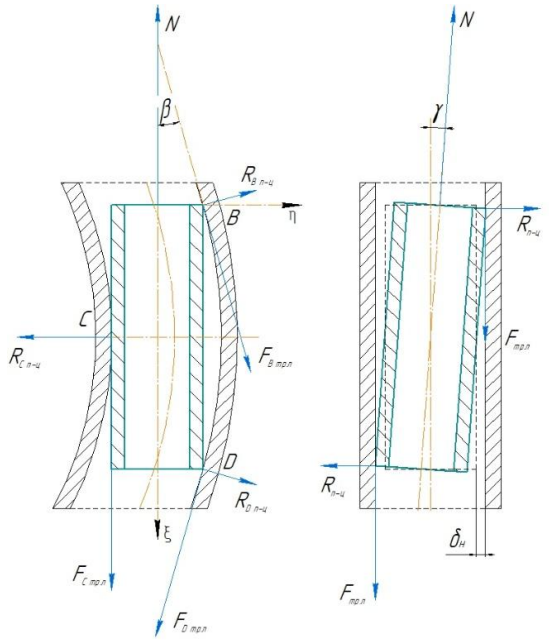
Рисунок 2.4 – Схема сил, действующих на элементы насоса, при динамическом режиме работы

Из всего многообразия сил, действующих на систему плунжер-цилиндр, именно сила трения имеет больший вес в общей системе сил. Учет всех сил трения, которые зависят от условий эксплуатации и вида трения (сухое, граничное, смешанное и жидкостное) является сложной триботехнической задачей.

Степень кривизны скважины, многозвенность штанговой колонны, агрессивная среда меняют кинематику движения структурных элементов насоса, создавая дополнительные силы сопротивления при трении контактных поверхностей. Неизбежный износ и налипание АСПО меняют геометрические формы деталей, а при действии нагрузки, происходит изменение

технологической оси перемещения штока, т.е. изгиб и скручивание колонны штанг.

При действии той же нагрузки, но с измененным ее направления, сил тяжести оборудования происходит деформация и изгиб цилиндра в присадочной колонне, что продемонстрировано на рисунке 2.5а, изменение положения плунжера в цилиндре и его перекосу – заклиниванию (рисунок 2.5б). А продолжающая действующая нагрузка от качалки приводит к увеличению сил сухого и гидравлического трения, их неравномерному распределению по поверхности изменяя траекторию движения системы, что приводит к обрыву.



а б

а – деформация и изгиб цилиндра в присадочной колонне; б – заклинивание плунжера

Рисунок 2.5 – Расчетная схема для определения продольной силы трения между парой плунжер-цилиндр и выпрямляющего момента

При значительной вязкости (μ>0,03 Па·с) нефтяной жидкости силы жидкостного трения могут достигать 15÷20% от общей двойной амплитуды нагрузок [101, 102]. Например, Чичеровым Л.Г. при проведении исследований в области триботехники, установлено, что сила трения штанг о НКТ для обычных условий эксплуатации достигает 2% от общего веса штанг и с увеличением вязкости добываемой среды может превышать 1 кН. Сила трения в паре плунжер-цилиндр намного выше и может составлять порядка 3 кН [102, с. 112]. Эта сила будет зависеть, как видно из формулы (2.41), от диаметра плунжера, вязкости добываемой нефти, зазора между плунжером и цилиндром, амплитуды и частота колебаний системы, количества механических примесей.

Для скважин, имеющих искривленную траекторию движения, возможен изгиб штангового насоса, была установлена уточненная зависимость для

определения силы трения, учитывающая радиус кривизны каждого участка скважины R [101, с. 70]:

$$F_{тр.R} = 25000 \cdot D + 7{,}2 \cdot 10^{-3} \frac{\Delta IE}{R\sqrt{R\delta}}, \tag{2.51}$$

где D – диаметр насоса, м;

ΔI – разность моментов инерции сечения плунжера и цилиндра, м^4;

E – модуль Юнга, Па;

R – радиус кривизны участка скважины, м;

δ – зазор между плунжером и цилиндром, м.

Для определения полной силы трения, возникающей в плунжерной паре, необходимо учесть гидродинамическое трение, возникающее при течении жидкости в зазоре плунжерной пары [101, с. 71]:

$$F_{тр.гид.} = S_{пл} \cdot \left(\frac{r_{пл} P}{2} + \frac{P \cdot \left(R_{цл}^2 - r_{пл}^2\right)}{4 \cdot r \cdot \ln\left(\frac{r_{пл}}{R_{цл}}\right)} \pm \nu_{пл} \frac{\mu}{r_{пл} \cdot \ln\left(\frac{r_{пл}}{R_{цл}}\right)} \right), \tag{2.52}$$

где $S_{пл}$ – площадью поверхности плунжера, м^2;

$r_{пл}$ – наружный радиус плунжера, м;

$R_{цл}$ – внутренний радиус цилиндра, м;

P – перепад давления жидкости на плунжере;

μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с;

$\nu_{пл}$ – скорость движения плунжера, м/с.

Применив формулы (2.51) и (2.52) для определения сил трения, возникающих в плунжерной паре, результирующую переменную во времени силу $G'(t)$, действующую на плунжер (уравнение 1 в зависимости (2.38)) можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} G'(t) = {} & p_{ус.д.} S_{пл} + \rho_{см} g S_{пл} L_{шт} \cos\varphi - \frac{1}{4A\nu}\left(1{,}65\frac{d_{пл}}{\delta} - 127\right)\frac{\partial u(L,t)}{\partial t} - p_{ж.пл} S_{пл} + \\ & + 7{,}2 \cdot 10^{-3} \frac{\Delta IE}{R\sqrt{R\delta}} + F_{тр.гидр.} \end{aligned} \tag{2.53}$$

Представленное уравнение (2.53) позволяет моделировать осложнения в работе штанговой насосной установки. В работе исследованы два вида неисправностей в работе штангового насоса, а именно при утечках во всасывающем клапане и изменении величины зазора в системе плунжер-цилиндр.

Для выполнения исследования был взят штанговый вставной насос механического крепления с верхним расположением замковой опоры – 73-НВ1Б-44-12-18. Основные характеристики насоса представлены в таблице 2.2 [37, с. 2-43], характеристики СК представлены в таблице 2.3 [103], физико-механические и физико-химический характеристики нефти месторождения Узень (таблица 2.4) [104].

Таблица 2.2 – Характеристики насоса НВ1Б-44

Характеристика насоса	Шифр насоса	Условный размер	Диаметр плунжера, мм	Рабочий ход плунжера, мм	Длина плунжера, мм	Диаметр цилиндра, мм	Длина цилиндра, мм	Зазор по 2 группе посадок, мм	Напор, м	Диаметр НКТ, мм
Вставной с механическим креплением и верхним расположением замковой опоры (якоря)	73-НВ1Б-44-18-12-2-И	44	$44{,}35^{0}_{-0{,}013}$ – $44{,}45^{0}_{-0{,}013}$	1800	1200	$44{,}45^{+0{,}05}$	3900	0,025 – 0,088	2000	73
И – износостойкие насосы, содержание механических примесей – более 1,3 г/л; Глубина спуска насоса L – 1600 м; Колонна насосных штанг двухступенчатая: – для верхней ступени: диаметр штанги $d_{шт1}$=22 мм и длина составляет 41%, или $l_{шт1}$= 656 м; – для нижней ступени: диаметр штанги $d_{шт2}$=19 мм и длина составляет 59%, или $l_{шт2}$= 944 м.										

Таблица 2.3 – Характеристика станка-качалки

Шифр Станка-качалки	Показатели			
	номинальная нагрузка (на устьевом штоке), кН	номинальная длина хода устьевого штока, м	число качаний балансира в минуту при 1500 об/мин	дебит, $м^3$/сут
СКД8-3,5-5600	80	3,5 (действительная 1,5)	15	30

Таблица 2.4 – Физико-механические и физико-химический характеристики нефти месторождения Узень

Свойства нефти	Обозначение	Ед. измерения	Значения
Плотность	$\rho_{ж}$	кг/$м^3$	859
Кинематическая вязкость при 20°С	v	$м^2$/с	$65{,}18 \cdot 10^{-4}$
Динамическая вязкость при 50°С	μ	мПа·с	39,4
Температура застывания	t	°С	+ 40
Массовая доля воды	$\omega_{воды}$	%	до 1
Обводнённость		%	83
Концентрация хлористых солей	C_m	мг/л	50-300
Массовая доля мех. примесей,	$\omega_{мех.пр}$	%	0,05

Массовая доля серы	ω_S	%	0,18
Массовая доля парафина	$\omega_{пар}$	%	20,7
Массовая доля смол селикагелевых	$\omega_{смол}$	%	16,6
Массовая доля асфальтенов	$\omega_{асф}$	%	2,88
Газосодержание в нефти	Γ_0	$м^3/м^3$	111,89
Термобарические условия:			
Температура пласта	$t_{пл}$	°С	82,09
Пластовое давление	$p_{пл}$	МПа	22,75/14,04
Давление насыщения нефти газом	$P_{нас}$	МПа	5,2 до 14,87
Средняя глубина залегания продуктивных горизонтов	$H_{зал}$	м	1464,4

Установлено, что с увеличением зазора от износа плунжерной пары, сила вязкого трения в условиях ламинарного течения смазки в зазоре. уменьшается, вместе с тем при увеличении диаметра насоса – увеличивается. С увеличением износа-зазора, меняется траектория движения штока и плунжер в разных точках перемещения имеет колебательное движение и рискует заклинить, увеличивая давление и момент изгибающих напряжений. На рисунке 2.6 изображена эпюра сил и моментов, действующих на плунжерную пару при движении плунжера вниз (подъем нефти). Условно рабочий ход плунжера разделен на три части относительно его положения (1 – до плунжерное пространство, 2 – плунжер, 3 – над плунжерное пространство).

При ходе плунжера вверх от нижней мертвой точки в цилиндре насоса создается разрежение, в результате которого открывается всасывающий клапан, и жидкость заполняет пространство цилиндра под плунжером. Одновременно жидкость, находящаяся над плунжером, оказывает давление на нагнетательный клапан, герметизируя пространство, и вместе с плунжером перемещается вверх (рисунок 2.6) [96, с. 452].

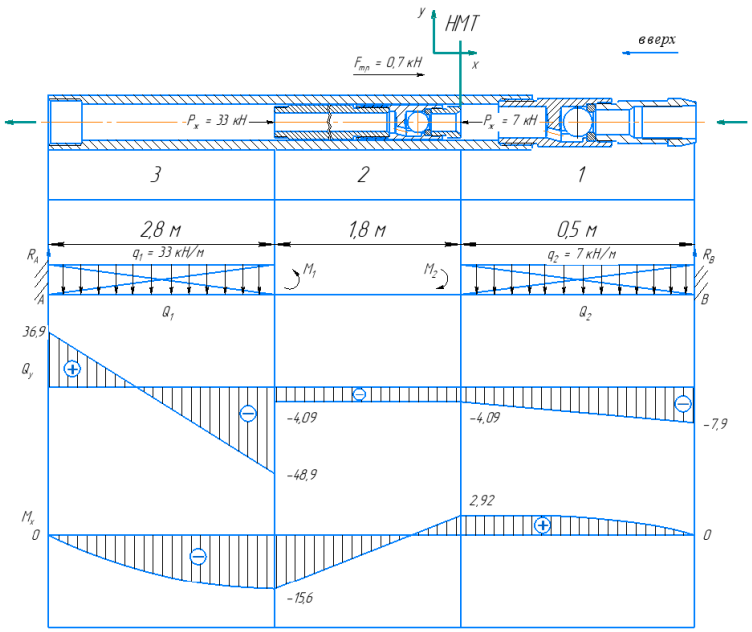


Рисунок 2.6 – Эпюра поперечных сил и моментов при движении плунжера штангового насоса вверх

При ходе плунжера вниз, начинающегося при достижении им верхней мертвой точки, происходит сжатие заполнившей цилиндр жидкости, закрытие всасывающего и открытие нагнетательного клапанов, и переток жидкости из-под плунжера в пространство над ним. Через определенное количество циклов происходит заполнение колонны НКТ и жидкость начинает поступать в нагнетательный трубопровод (рисунок 2.7).

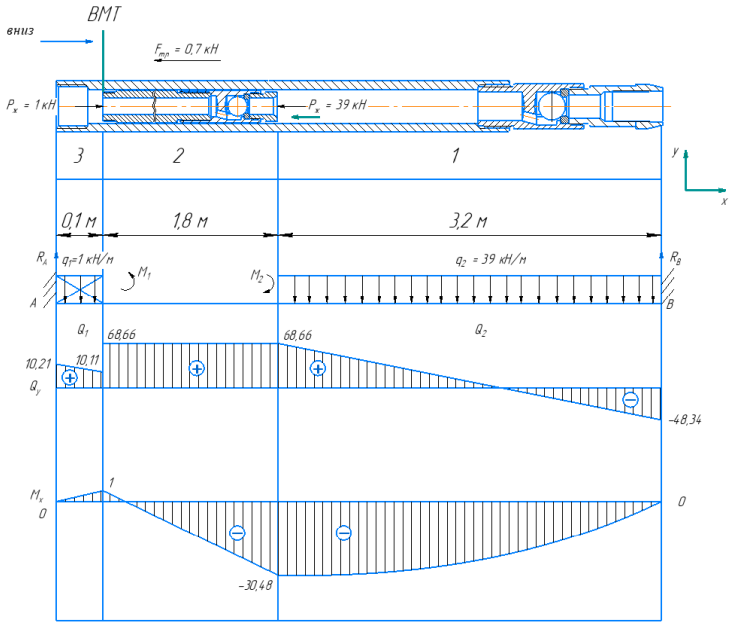
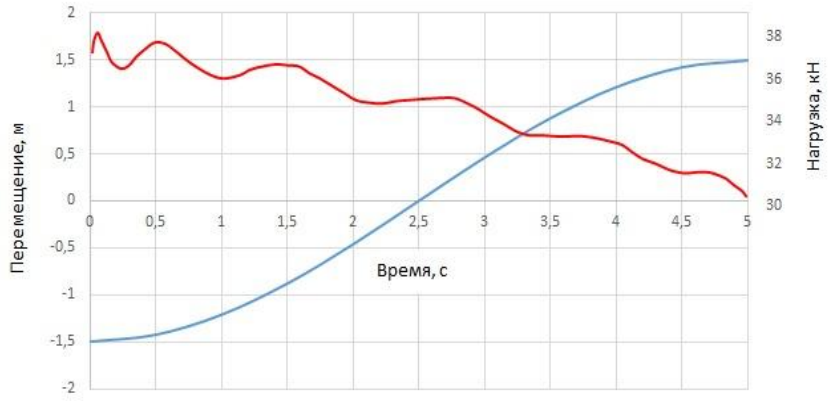


Рисунок 2.7 – Эпюра поперечных сил и моментов при движении плунжера штангового насоса вниз

При перемещении плунжера в крайнее нижнее положение вес столба жидкости сверху давит на плунжер, что приводит к возникновению максимального напряжения, на участке 3, равного Q_y=48,9 кН. На рисунке 2.6 продемонстрирована в этой же точке максимальная нагрузка равная 344 МПа. На эпюре (рисунок 2.7) демонстрируется на данном участке максимальный крутящий момент M_x=30,48 кН/см^2. Таким образом, наблюдается опасное явление неравномерного перераспределения нагрузки в разный интервал времени, равный прохождению плунжера из условного участка 2 до участка 3. В момент начала движения плунжера вверх на участке 2 создается нагрузка Q_y=48,9 кН (рисунок 2.6). При дальнейшем перемещении плунжера при постоянной силе давления штока качалки плунжер перемещается на участок 3 и формирует нагрузку Q_y=68,66 кН (рисунок 2.7), что в несколько раз превышает первоначальную. Растущий естественный износ сопряжений при динамике движения формирует отклонение плунжера от проектной оси симметрии ($\Delta\lambda_\Sigma$) и на наиболее нагруженных участках (3) происходит увеличение момента сил и заклинивание или обрыв штанги при условии, что $Q_y > E \cdot \Delta\lambda_\Sigma$, где при перемещении плунжера в одном и том же цилиндре с одинаковой нагрузкой от штока качалки наблюдается неэффективная работа сил трения. Наибольшее перемещение равное 0,055 мм приводит к увеличению зазора в плунжерной

паре, что из-за отклонения плунжера от проектной оси симметрии ($\Delta\lambda_\Sigma$) ведет к снижению подачи скважинного насоса, задирам плунжерной пары и заклиниванию насоса. Установленное перемещение может быть корректировочным условием при проектировании насоса для выбора допусков и посадки. Для снижения величины утечек через плунжерную пару и точному прогнозированию ресурса помогут применение новой математической модели, представленной в системе (2.37).

По результатам моделирования построен график зависимости перемещения плунжера и действующей на него суммарной силы от времени (рисунок 2.8) и динамограмма при заклинивании плунжера в цилиндре. Процесс моделирования выполнялся при изменении величины зазора δ_t в плунжерной паре (рисунок 2.9).

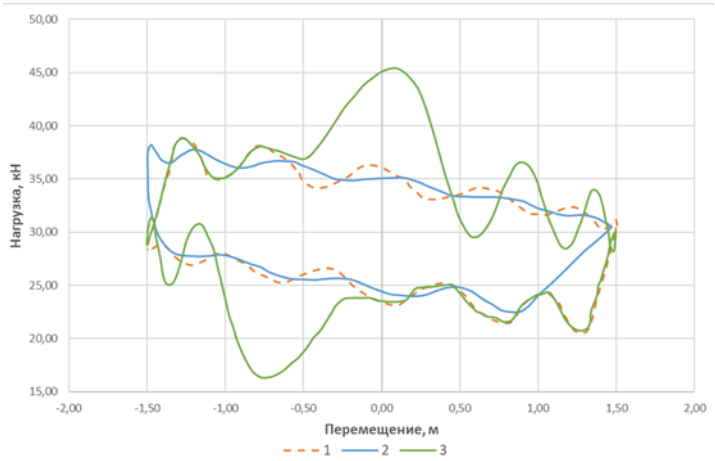


1 – перемещение плунжера; 2 – нагрузка на плунжер

Рисунок 2.8 – Зависимость перемещения плунжера от действующих на него нагрузок в каждый момент времени

Используя методику построения устьевой динамограммы проведено математическое моделирование (рисунок 2.9) условий работы плунжера при утечках в клапанной паре и изменениях величины зазора в системе плунжер-цилиндр. Анализ показывает, что из-за утечек в клапанной паре давление в под плунжерном пространстве снижается не так быстро, что приводит к увеличению нагрузки на плунжерную пару.

Наибольший интерес вызывает исследовательский анализ массива данных изменения величины зазора в системе плунжер-цилиндр динамограммы при разных положениях поршня, как перемещение. Динамограмма демонстрирует протекание процесса изнашивания плунжера под действием разной величины нагрузки в разных положениях перемещения при одинаковой силе давления. Однозначно интерпретировать возможно только поняв закономерность изменения параметров при достоверной зависимости изменения переменной величины зазора в системе плунжер-цилиндр при отклонении проектной траектории движения штока и плунжера от оси симметрии износа.



1 – теоретическая (без осложнений), 2 – при утечках во всасывающем клапане, 3 – изменение величины зазора в системе плунжер-цилиндр

Рисунок 2.9 – Динамограмма распределения нагрузки от перемещения плунжера

Влияние износа на распределение нагрузки (Q) в системе плунжер-цилиндр в зависимости от изменения положения перемещения (h) плунжера при отклонении от проектной траектории движения возможно обосновать, установив уравнения методом наименьших квадратов достоверность которого покажут коэффициенты и индексы корреляции и детерминации. Также важным этапом будет оценка значимости параметров уравнения регрессии с помощью F-критерия Фишера, t-критерия Стьюдента и критерия Дарбина-Уотсона.

В таблице 2.5 приведены вспомогательные величины уравнения кубической регрессии:

$$\hat{Q} = ah^3 + bh^2 + ch + d\,, \qquad (2.54)$$

Таблица 2.5 – Таблица вспомогательных величин уравнения кубической регрессии

i	h_i	Q_i	h_i^2	h_i^3	h_i^4	h_i^5	h_i^6	h_iQ_i	$h_i^2Q_i$	$h_i^3Q_i$
1	0.043931159	45.33954727	0.0019	0.0001	0	0	0	1.9918	0.0875	0.0038
2	0.089300725	45.43275632	0.0080	0.0007	0.0001	0	0	4.0572	0.3623	0.0324
3	0.132149758	45.15312916	0.0175	0.0023	0.0003	0	0	5.9670	0.7885	0.1042
4	0.177519324	44.54727031	0.0315	0.0056	0.0010	0.0002	0	7.9080	1.4038	0.2492
5	0.230450483	43.52197071	0.0531	0.0122	0.0028	0.0006	0.0001	10.0297	2.3113	0.5326
6	0.275820048	41.89081225	0.0761	0.0210	0.0058	0.0016	0.0004	11.5543	3.1869	0.8790
7	0.311107488	40.25965379	0.0968	0.0301	0.0094	0.0029	0.0009	12.5251	3.8966	1.2123
i_{n+1}…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
i_{n+2}…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
48	1.455428744	28.93475366	2.1183	3.0830	4.4871	6.5306	9.5049	42.1125	61.2917	89.2057
49	1.465510870	28.37549933	2.1477	3.1475	4.6127	6.7600	9.9068	41.5846	60.9427	89.3122
50	1.483154589	28.18908123	2.1997	3.2626	4.8389	7.1768	10.6443	41.8088	62.0089	91.9687
51	1.488195652	28.88814913	2.2147	3.2959	4.9050	7.2996	10.8633	42.9912	63.9793	95.2138
52	1.495757246	29.96005326	2.2373	3.3464	5.0055	7.4870	11.1987	44.8130	67.0293	100.2596
Σ	**47.1927**	**1751.984**	**52.7664**	**64.3723**	**82.3284**	**108.46**	**145.8242**	**1511.2545**	**1661.9161**	**2010.5916**

Найдём коэффициенты a, b, c и d уравнения кубической регрессии (2.54) из системы уравнений:

$$\begin{cases} a\sum h_i^3 + b\sum h_i^2 + c\sum h_i + nd = \sum Q_i, \\ a\sum h_i^4 + b\sum h_i^3 + c\sum h_i^2 + d\sum h_i = \sum h_i Q_i, \\ a\sum h_i^5 + b\sum h_i^4 + c\sum h_i^3 + d\sum h_i^2 = \sum h_i^2 Q_i, \\ a\sum h_i^6 + b\sum h_i^5 + c\sum h_i^4 + d\sum h_i^3 = \sum h_i^3 Q_i; \end{cases} \tag{2.54}$$

$$\begin{cases} 64{,}372a + 52{,}766b + 47{,}192c + 52d = 1751{,}98, \\ 82{,}328a + 64{,}372b + 52{,}766c + 47{,}192d = 1511{,}25, \\ 108{,}46a + 82{,}328b + 64{,}372c + 52{,}766d = 1661{,}91, \\ 145{,}824a + 108{,}46b + 82{,}328c + 64{,}372d = 2010{,}59. \end{cases} \tag{2.55}$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} 64{,}372 & 52{,}766 & 47{,}192 & 52 \\ 82{,}328 & 64{,}372 & 52{,}766 & 47{,}192 \\ 108{,}46 & 82{,}328 & 64{,}372 & 52{,}766 \\ 145{,}824 & 108{,}46 & 82{,}328 & 64{,}372 \end{vmatrix} = 151{,}0452; \tag{2.56}$$

$$\Delta a = \begin{vmatrix} 1751{,}98 & 52{,}766 & 47{,}192 & 52 \\ 1511{,}25 & 64{,}372 & 52{,}766 & 47{,}192 \\ 1661{,}91 & 82{,}328 & 64{,}372 & 52{,}766 \\ 2010{,}59 & 108{,}46 & 82{,}328 & 64{,}372 \end{vmatrix} = -3313{,}6883 \Rightarrow a = \frac{\Delta a}{\Delta} \approx -21{,}9384; \tag{2.57}$$

$$\Delta b = \begin{vmatrix} 64{,}372 & 1751{,}98 & 47{,}192 & 52 \\ 82{,}328 & 1511{,}25 & 52{,}766 & 47{,}192 \\ 108{,}46 & 1661{,}91 & 64{,}372 & 52{,}766 \\ 145{,}824 & 2010{,}59 & 82{,}328 & 64{,}372 \end{vmatrix} = 9564{,}3344 \Rightarrow a = \frac{\Delta b}{\Delta} \approx 63{,}321; \tag{2.58}$$

$$\Delta c = \begin{vmatrix} 64{,}372 & 52{,}766 & 1751{,}98 & 52 \\ 82{,}328 & 64{,}372 & 1511{,}25 & 47{,}192 \\ 108{,}46 & 82{,}328 & 1661{,}91 & 52{,}766 \\ 145{,}824 & 108{,}46 & 2010{,}59 & 64{,}372 \end{vmatrix} = -9091{,}1073 \Rightarrow c = \frac{\Delta c}{\Delta} \approx -60{,}188; \tag{2.59}$$

$$\Delta d = \begin{vmatrix} 64{,}372 & 52{,}766 & 47{,}192 & 1751{,}98 \\ 82{,}328 & 64{,}372 & 52{,}766 & 1511{,}25 \\ 108{,}46 & 82{,}328 & 64{,}372 & 1661{,}91 \\ 145{,}82 & 108{,}46 & 82{,}328 & 2010{,}59 \end{vmatrix} = 7736{,}4788 \Rightarrow d = \frac{\Delta d}{\Delta} \approx 51{,}2196. \tag{2.60}$$

Тогда исследуемое уравнение зависимости распределения нагрузки в системе плунжер-цилиндр от перемещения плунжера в разных частях цилиндра при отклонении от проектной траектории движения штока получит вид (2.61):

$$\hat{Q} = -21{,}9384\,h^3 + 63{,}321\,h^2 - 60{,}188\,h + 51{,}2196\,. \qquad (2.61)$$

Следовательно, диаграмма рассеяния и график уравнения регрессии представлен на рисунке 2.10.

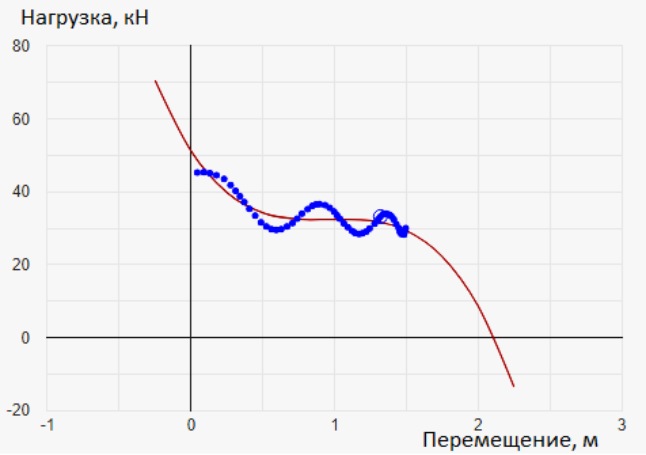


Рисунок 2.10 – График зависимости распределения нагрузки в системе плунжер-цилиндр от перемещения плунжера в разных частях цилиндра при отклонении от проектной траектории движения

Для оценки значимости параметров регрессии и корреляции сначала найдем Q средний:

$$\overline{Q} = \frac{1}{n}\sum Q_i = \frac{1751{,}98}{52} = 33{,}692\,. \qquad (2.62)$$

Далее составим таблицу вспомогательных величин (таблица 2.6), где

$$\varepsilon_i = Q_i - \hat{Q}_i\ ,\ \Delta\varepsilon_i = \varepsilon_i - \varepsilon_{i-1}\ ,\ A_i = \left|\frac{Q_i - \hat{Q}_i}{Q_i}\right|. \qquad (2.63)$$

Таблица 2.6 – Формирование и расчет вспомогательных величин

i	h_i	Q_i	$\hat{Q}_i$	$Q_i - \overline{Q}_i$	$(Q_i - \overline{Q}_i)^2$	ε_i	ε_i^2	A_i	$\Delta\varepsilon_i$	$(\Delta\varepsilon_i)^2$
1	0.043931159	45.33954727	48.6958	11.6475	135.6653	−3.3563	11.2646	0.074	—	—
2	0.089300725	45.43275632	46.3341	11.7408	137.8453	−0.9014	0.8125	0.0198	2.4549	6.0266
3	0.132149758	45.15312916	44.3210	11.4611	131.3575	0.8322	0.6925	0.0184	1.7335	3.0051
4	0.177519324	44.54727031	42.4078	10.8553	117.8369	2.1395	4.5773	0.0480	1.3073	1.7091
5	0.230450483	43.52197071	40.4436	9.8300	96.6283	3.0784	9.4765	0.0707	0.9389	0.8816
6	0.275820048	41.89081225	38.9755	8.1988	67.2205	2.9153	8.4992	0.0696	−0.163	0.0266
7	0.311107488	40.25965379	37.9628	6.5677	43.1341	2.2969	5.2756	0.0571	−0.6185	0.3825
i_{n+1}…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…

48	1.455428744	28.93475366	30.1155	−4.7572	22.6314	−1.1808	1.3942	0.0408	−0.9116	0.8310
49	1.46551087	28.37549933	29.9581	−5.3165	28.2652	−1.5826	2.5046	0.0558	−0.4018	0.1615
50	1.483154589	28.18908123	29.6663	−5.5029	30.2821	−1.4772	2.1822	0.0524	0.1054	0.0111
51	1.488195652	28.88814913	29.5791	−4.8039	23.077	−0.6909	0.4774	0.0239	0.7863	0.6183
52	1.495757246	29.96005326	29.4449	−3.7319	13.9274	0.5152	0.2654	0.0172	1.2061	1.4546
Σ	—	—	—	—	**1189.3376**	—	**315.5445**	**3.3723**	—	**47.0999**

На основе полученных данных определим индекс корреляции:

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum\left(Q_i - \hat{Q}_i\right)^2}{\sum\left(Q_i - \overline{Q}_i\right)^2}} = \sqrt{1 - \frac{315{,}5445}{1189{,}3376}} \approx 0{,}8571\,. \qquad (2.64)$$

Индекс детерминации равен R^2=0,85712≈0,7347. Это означает, что предлагаемая модель объясняет 74% вариации нагрузки. Среднюю ошибку аппроксимации определим, как:

$$A_i = \frac{1}{n}\sum\left|\frac{Q_i - \hat{Q}_i}{Q_i}\right| \cdot 100\% = \frac{3{,}3723}{52} \cdot 100\% \approx 6{,}4852\%\,. \qquad (2.65)$$

Средняя ошибка аппроксимации составила 6,48%. Полученное значение составляет меньше 10% – это означает хорошее качество выбора модели к экспериментальным данным.

Определим F-критерий Фишера. Критический (табличный) $F_{табл}=F(a,\ k_1,\ k_2)=\ F(0{,}05;\ 3;\ 48)\approx 2{,}7981$. Фактический критерий будет иметь следующее значение:

$$F_{факт} = \frac{R^2}{1-R^2} \cdot \frac{k_2}{k_1} = \frac{0{,}7347}{1-0{,}7347} \cdot \frac{48}{3} \approx 60{,}3091\,. \qquad (2.66)$$

Так как k1=m=3, k2=n–m–1=52–3–1=48 и a=0,05, где m – число параметров при переменных уравнения регрессии. Полученный *F*-критерий Фишера $F_{факт}$=60,309>$F_{табл}$=2,79 – это означает, что предложенная модель статистически значима.

Далее определим Критерии Дарбина-Уотсона:

$$d = \frac{\sum\left(\varepsilon_i - \varepsilon_{i-1}\right)^2}{\sum \varepsilon_i^2} = \frac{47{,}0999}{315{,}5445} \approx 0{,}1493\,. \qquad (2.67)$$

При уменьшении зазора в паре цилиндр-плунжер резко возрастает сила трения между плунжером и цилиндром. В связи с этим, движение плунжера в цилиндре будет не равномерным, которое будет характеризоваться процессами замедления и ускорения. Это на динамограмме изображается в виде резкого скачка нагрузки в середине движения плунжера вверх и аналогичного возрастания усилий, действующих на плунжер и как следствие на

полированный шток, в середине хода движения плунжера вниз. Следовательно, в разные интервалы времени при одинаковой по величине нагрузки детали насоса в определенном положении имеют разные критические значения интенсивности изнашивания.

При скачкообразном увеличении нагрузки происходит интенсивный процесс изнашивания системы цилиндр-плунжер и клапанной пары. Именно в этот момент наиболее вероятен отказ. Таким образом, исследованная динамика перемещения плунжера в синхронной работе клапана показала, что от герметичности и своевременности загрытия клапана зависит подача и эффективность работы насоса.

Выводы по второму разделу

Для реализации технологических решений по повышению ресурсной долговечности штангового насоса, обоснованы критерии отказов (δ_t>0,2 мм, q_t>0,5$Q_ф$ м^3/сут), снижающие эффективность его работы при воздействии динамических сил сопротивления на изнашиваемые элементы системы плунжер-цилиндр.

Усовершенствована математическая модель производительности насоса ($Q_ф$) и его ресурсной долговечности при изменении величины предельно-допустимого зазора $\delta_t=f(i)$ в системе плунжер-цилиндр штангового насоса и утечек (q_t) из-за нарушения кинематики движения ($\Delta\lambda_\Sigma$) от динамических нагрузок, физико-механических свойств упрочненной внутренней поверхности цилиндра, что позволяет произвести существенную корректировку расчета действующих моментов сил и контактного давления при отклонении проектной оси симметрии в результате фактического износа контактных поверхностей системы шток-плунжер-цилиндр.

Долговечность насоса обусловлена процессом перемещения плунжера и динамикой распределения нагрузок по контактной поверхности систем плунжер-цилиндр и шар-седло, а также качеством фильтрации поднимаемой нефтяной жидкости.

3 ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ КЛАПАННОГО УЗЛА И РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО ДОЛГОВЕЧНОСТИ

3.1 Исследование проблемы разгерметизации клапана насоса в системе шар-седло

Технической и эксплуатационной значимости клапанного механизма уделяют недостаточное внимание. Работая под большими знакопеременными нагрузками и давлением жидкости, клапанный механизм (рисунок 3.1) формирует объем столба всасываемой нефти и объем утечек между сопряженными элементами.

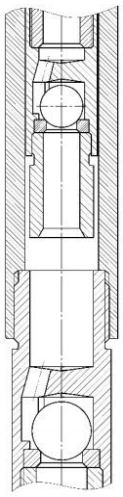
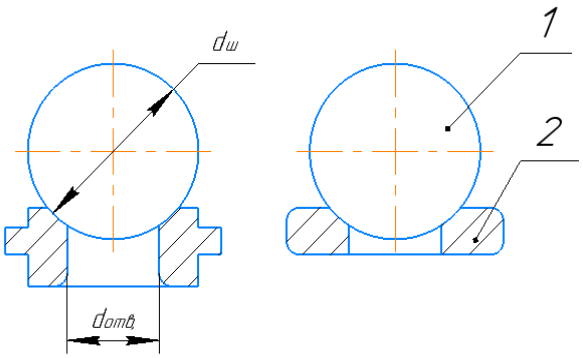


Рисунок 3.1 – Клапанный узел

Элементы конструкции клапанного узла исследуются как единая система шар-седло. В процессе работы насоса из-за разности давлений нефти на входе и выходе, а также из-за скорости посадки запорного элемента действуют ударные нагрузки, деформируя посадочные поверхности седла клапана и формируют износ, искажая проектную его геометрию. К системе шар-седло предъявляют жесткие требования к надежности и долговечности, так как клапанный узел работает в экстремальных условиях: присутствие в добываемой нефти механических примесей и асфальтосмолопарафиновых отложений в пределах 439 г/л создают дополнительные силы сопротивления скольжения сопрягаемых поверхностей, придавая сингулярность процессу изнашивания. Механические примеси, в составе которых кварцевый песок, изнашивают поверхность увеличивая зазор, а присутствие АСПО способствует нарастанию слоев, прессованию и коксованию отложений, уменьшая номинальный диаметр и технологический зазор δ. Частицы кварцевого песка, присутствующие в добываемой жидкости, достаточно твердые. По шкале Мооса твердость кварцевого песка соответствуют 7 степени из 10. Это соответствует твердости 60-70 HRC единиц по шкале Роквелла [105]. Механические примеси перемещаются во время эксплуатации насосного оборудования и разрушают

упрочненную поверхность. Это приводит к быстрому износу клапанного узла, и как следствие, к уменьшению межремонтного периода и в последствии к отказу ШГН [42, с. 52; 51, с. 25; 106]. Долов Т.Р., Ивановский В.Н. и другие исследователи на основании математической модели и стендовых испытаний доказали, что соотношение твердости шара и седла клапана должно находиться в пределах 1,01–1,05 [107-109]. Таким образом, все предшествующие исследователи рассматривают в приоритете значение твердости поверхностей шар-седло, что не в полной мере описывает эффективность процесса открытия и закрытия клапана. В силу особенности конфигурации поверхности шара и седла при исследовании изнашивания к сопрягаемым поверхностям следует относить часть кромки (малой площади) седла с условным меридианом контактируемой поверхности шара. Следовательно, при изменении давления и скорости посадки запорного элемента, циклически действующие нагрузки приходятся на малую площадь седла и контактные точки условного меридиана шарика. В силу малой площади контакта, какова бы не была высокая твердость поверхности происходит приложение больших сил на малую единицу контактной площади в минуту времени [110].

Согласно ГОСТ 31835-2012 клапанная пара шар-седло насоса изготавливается в двух исполнениях, в зависимости от конструкции седла клапана (рисунок 3.2): с цилиндрическим седлом (клапан К) и цилиндрическим седлом с буртом (клапан КБ) [37, с. 3-43].



1 – шар; 2 – седло; а – клапан К; б – клапан с буртом КБ

Рисунок 3.2 – Клапанная пара шар-седло

Соотношение диаметра отверстия седла $d_{отв}$ к диаметру шарика $d_ш$ определено стандартом, играет важную роль в оптимизации работы клапанного узла. Оптимальное значение этого коэффициента, равное 0,865, обеспечивает эффективное взаимодействие между седлом и шаром [37, с. 2-43].

Основные материалы, которые используются для изготовления клапанной пары являются: для шара – Сталь 95Х18Ш (высокоуглеродистая нержавеющая с твердостью 65 HRC) и для седла – 30Х13 и 95Х18 (нержавеющие стали с твердостью 45 HRC). Выбор конструкционных материалов для клапанных пар значительно расширился. Используются твердые сплавы, такие как карбид

вольфрама, карбид титана и кобальтовые сплавы, которые обеспечивают высокую износостойкость. Также применяются стеллиты – сплавы кобальта, никеля и хрома, а металлокерамика и другие современные материалы улучшают характеристики и надежность клапанов. Эти новшества помогают снизить утечки и продлить срок службы насосов [37, с. 2-43; 110, с. 578; 111].

К основным факторам, влияющим на эффективность и работоспособность клапанного узла СШНУ, относятся [42, с. 53; 112-114]:

– коррозионность добываемой среды;

– абразивность среды из-за присутствия песка и других механических примесей;

– деформация шара из-за циклически повторяющихся многочисленных ударов при его посадке в седло клапанной пары;

– выкрашивание седла из-за трения и ударных нагрузок шара о седло.

Перекачиваемая жидкость содержит в себе примеси и соединения, такие как парафин, смолы, песок. Проходя через каналы насоса эти примеси налипают на поверхности клапанного узла. Повышенная их концентрация образует песчано-парафиновые пробки, подвергая клапанную пару абразивному изнашиванию. Малые проходные сечения в клапанах приводят к высоким гидравлическим сопротивлениям. Это может вызывать частые обрывы и зависания штанг, заклинивание плунжера, а также снижение КПД насоса и его выход из строя. Таким образом, клапанный узел штангового насоса требует особого внимания. Затраты по спускоподъемным операциям превышают стоимость насоса и увеличивают финансовые потери от не добытой нефти в период простоев скважины.

В процессе длительной эксплуатации между шаром и седлом попадают абразивные частицы, а из-за циклически повторяющихся ударов шара по седлу происходит наклеп и образование микрозазоров, что приводит к разгерметизации посадочного места шара. Продолжительность его работы напрямую зависят от формы седла и уплотнительные элементы клапана. Установлено [115, 116], что все контактирующие в процессе работы поверхности любого вида приобретают сферическую форму с радиусом, равным радиусу шара.

Наиболее эффективный метод повышения ресурса – это снижение поступления механических примесей из пласта в штанговый насос.

Одним из наиболее эффективных способов увеличения срока службы ШГН является повышение износостойкости контактирующих элементов деталей. Данный показатель позволит сохранить номинальный зазор клапанной пары шар-седло и тем самым снизить интенсивность утечек в процессе эксплуатации насоса. В принятой практике, повышение износостойкости трущихся деталей насосов достигается путем использования высокопрочных сплавов, однако их применение зачастую экономически нецелесообразно. Процесс притирки шара и увеличение поверхности контакта между шаром и седлом обеспечивает долговечность эксплуатации шариковых клапанов.

Критерии, которым должен соответствовать клапан [108, с. 74-76]:

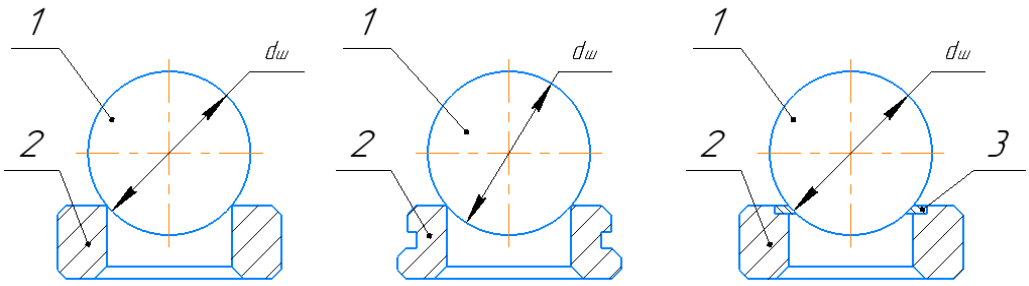
– масса шара должна быть меньше массы седла; такое соотношение достигается снижением веса шара или уменьшением его диаметра;

– минимизация проходного сечения клапана для уменьшения сопротивления потоку;

– прочностные характеристики седла должны превышать аналогичные параметры шара для предотвращения смятия седла от действия циклических ударов шара;

– показатель твердости шара должен быть выше твердости седла для сохранения шаром первоначальной формы и состояния.

Работоспособность конструкции клапанного узла ниже, чем у других конструкций, так как контактная поверхность касания происходит по условному линейному меридиану, что хорошо иллюстрируется на рисунке 3.3, приведенном в работе [37, с. 20].



а б в

1 – шар; 2 – седло; 3 – кольцо из твердого сплава; а – К или КИ; б – КБ; в – КИ

Рисунок 3.3 – Клапанная пара шар-седло

Сфера, вписанная в конус, формирует по линии касания условный меридиан (рисунок 3.4) [108, с. 61]. При линейной герметизации любое несовпадение с проектируемыми геометрическими формами может вызвать зазоры между контактирующими элементами. Эти зазоры способствуют утечкам откачиваемой пластовой жидкости [112].



Рисунок 3.4 – Поле контакта элементов клапанной пары шар-седло

Следовательно, основным направлением снижения эксплуатационных затрат является определение и поиск нетрадиционных путей снижения износа

клапанного узла и как следствие уменьшение утечек в подземной части насосного оборудования [117, 118]. Важным фактором повышения долговечности клапанного узла в процессе эксплуатации будут является не столько механические свойства шара, сколько его кинематические особенности (момент, силы, масса и скорость, перекрытие зазора). Таким образом, сделано теоретическое предположение о том, что для обеспечения высокой долговечности клапанного механизма необходимо в условиях малых площадей контакта обеспечить равномерное перераспределение циклически изменяющейся ударной нагрузки в единицу времени закрытия клапана.

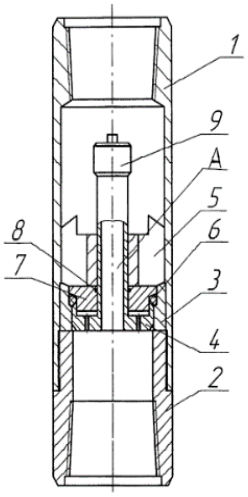
Научно-техническую задачу предлагается решить путем создания упругого эффекта закрытия клапана за счет применения материалов, обладающих демпфирующими свойствами.

3.2 Научно-технические достижения по обеспечению работоспособности клапанного узла

Проблемы повышения работоспособности ШГН решались и продолжают решаться в настоящее время, как отечественными, так и за рубежными учеными, такими как Вирновский А.С., Ивановский В.Н., Долов Т.Р., Галимуллин М.Л. Агамирзоев Д.И., Адонин А.Н., Александров П.О., Бахтизин Р.Н., Воскобойников А.А., Залятов М.М., Исмагилов Ф.Г., Ишмурзин А.А., Ишмухаметов Б.Х., Коршунов В.Н., Латыпов Б.М., Машков В.А., Минликаев В.З., Уразаков К.Р., John F. Mabry, Neil Robert Hall, Nielsen Jr William D. и другие.

Рыжов Е.В. и Рыжов М.Е. установили, что проблемы клапанной пары связаны с недостаточной герметичностью клапанного узла (порядка 60%). Как известно, в 77% случаев отказ насоса связан с седлом клапанной пары, что вызвано износом клапана из-за образования сколов, язв, выровов и микротрещин. Исследования, проведенные Рыжовым Е.В. и Рыжовым М.Е., показали, что нанесение износостойкого покрытия типа «наноалмазный хром» на наиболее подверженные износу элементы конструкции нефтедобывающего насоса значительно повысит их устойчивость к агрессивным средам и абразивному изнашиванию [119].

Султановым Б.З. и Галимуллиным М.Л. (Патент РФ RU 2 252 355 C2, Бюл. №14, опубл. 20.05.2005 г. [120]) предложена «конструкция пробкового клапана скважинного плунжерного насоса повышенной надежности» (рисунок 3.5). Снижение динамических нагрузок, действующих на систему седло-шар клапанной пары, происходит за счет свойства демпфирования при повторяющейся посадке запорного элемента на седло клапана. Исследования показали, что нагрузка в конструкции пробкового клапана может быть снижена на 40–50% по сравнению с посадочной нагрузкой шаровых запорных элементов [64, с. 5].

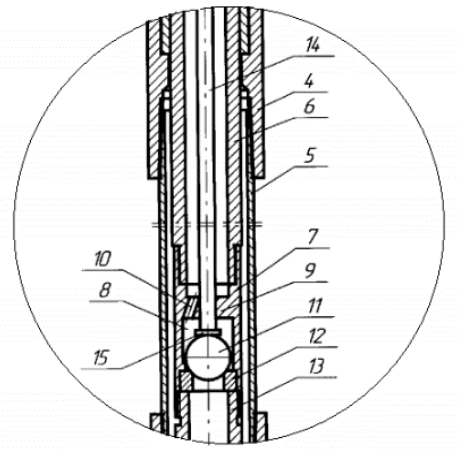


А – сливной клапан; 1 – корпус; 2 – упорный переводник; 3 – седло; 4 – затвор; 5 – направляющая втулка; 6 – эластичное полиуретановое герметизирующее кольцо; 7 – подвижная втулка с кольцевым хвостовиком; 8 – уплотнительное резиновое кольцо; 9 – заглушка

Рисунок 3.5 – Клапан скважинного плунжерного насоса

Примечание – Составлено по источнику [120, с. 2]

Глубинный штанговый насос, разработанный Ибрагимовым Н.Г., Залятовым М.Ш. и др. (Патент РФ RU 2233995 C1, опубл. 10.08.2004 г. [121]), имеет особенности в конструкции, которая состоит из цилиндра со всасывающим клапаном и плунжер с нагнетательным клапаном. В корпусе нагнетательного клапана находится стержневидный толкатель, который в пределах рабочего хода шара совершает осевое возвратно-поступательное движение. Нижний ограничительный буртик толкателя взаимодействует с шаром в пределах этого хода (рисунок 3.6).



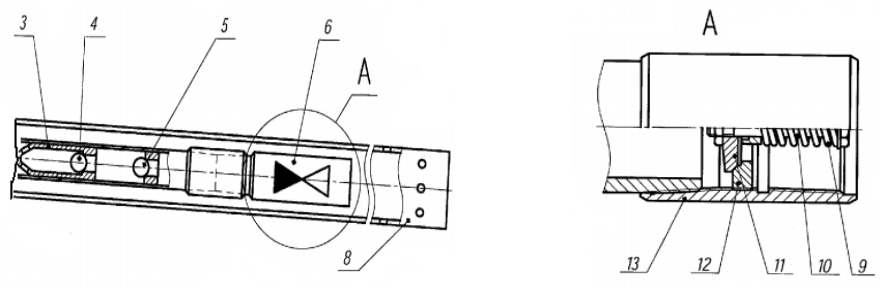
11 – шар клапана, 12 – седло клапана, 13 – держатель седла, 14 – стержневидный толкатель, 15 – ограничительный буртик

Рисунок 3.6 – Глубинный штанговый насос

Примечание – Составлено по источнику [121, с. 4]

Недостаток данной конструкции состоит в том, что существует возможность зависания клапанных пар при добыче высоковязкой нефти или при большом зенитном угле в интервале спуска насоса. Это обстоятельство может нарушить работоспособность установки.

Арзуманов С.В. (Патент РФ RU 175380 U1, Бюл. №34, опубл. 01.12.2017 г. [122]) предложил в штанговом глубинном насосе заменить всасывающий клапан на пружинный обратный тарельчатый клапан. Конструкция клапана включает в себя корпус, седло, тарелку, шток и пружину. Корпус клапана крепится к колонне НКТ, в которой находится штанговый глубинный насос, с помощью муфтового соединения (рисунок 3.7).



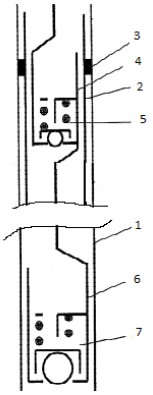
а б

а, б – 6 – пружинный обратный тарельчатый клапан, 9 – пружина, 10 – шток, 11 – тарелка, 12 – седло, 13 – корпус

Рисунок 3.7 – Штанговый глубинный насос

Примечание – Составлено по источнику [122, с. 8]

Конструкция скважинного штангового глубинного насоса, предложенная Степановым Н.В. и Ефимовым А.А. (Патент RU 96617 U1, Бюл. 22, 10.08.2010 г. [123]), содержит верхний и нижний управляемые подпружиненные шариковые клапаны (рисунок 3.8).



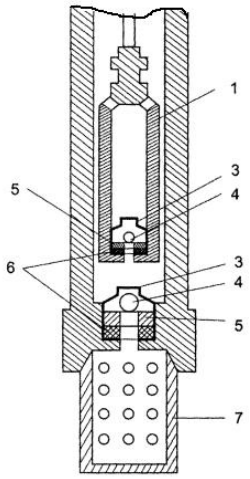
1 – неподвижный цилиндр; 2 – цилиндр; 3 – замковая опора; 4 и 6 – плунжеры; 5 и 7 – подпружиненные шариковые клапаны

Рисунок 3.8 – Скважинный штанговый насос

Примечание – Составлено по источнику [123, с. 2]

Эта конструкция сочетает два типа насосов: верхняя часть выполнена по типу вставного насоса с замковой опорой, а нижняя часть копирует элементы конструкции не вставного насоса. Управляемые клапаны, благодаря пружинам, позволяют минимизировать гидродинамические потери при их закрытии. Однако к недостаткам данной конструкции можно отнести следующие моменты: во-первых, использование пружин, которые могут заклинивать из-за накопления отложений АСПО и механических примесей; во-вторых, снижает полезный объем управляемых клапанов из-за наличия дополнительных конструктивных элементов.

Развитие технологий производства современных магнитов позволило интегрировать их в конструкцию клапанного узла. Это инженерное решение представлено Насретдиновым М.Р. в патенте «Самоустанавливающийся магнитный клапан штангового глубинного насоса» (Патент РФ RU185543 U1, опубл. 10.12.2018 г. [124]). В корпусе предложенного узла размещена пара, состоящая из шара, который контактирует с металлическим седлом. Под седлом устанавливается магнитное кольцо, размеры которого аналогичны седлу (рисунок 3.9).



3 – корпус, 4 – шарик, 5 – седло, 6 – магнитное кольцо

Рисунок 3.9 – Самоустанавливающийся магнитный клапан ШГН

Примечание – Составлено по источнику [124, с. 2]

Анализ конструкций известных клапанных пар позволяет выделить следующие недостатки: увеличение стоимости насосной установки из-за включения в конструкцию дополнительных элементов, такие как пружинный механизм, и снижение надежности оборудования из-за увеличения числа деталей, особенно малоразмерных.

Для решения проблем износа клапана и увеличения межремонтного периода предлагается применение керамического защитного покрытия на поверхность седла. Это покрытие должно обладать высокой твердостью и инертными свойствами, что существенно увеличит износостойкость и долговечность. А для покрытия запорного устройства рекомендуется

использовать материал из группы органических синтетических полимеров. Такие полимеры характеризуются высокой прочностью и износостойкостью, а также сохраняют эластичность при высоких температурах (до 250÷300°С) и обладают устойчивостью к воздействию различных химических реагентов. Это должно позволить значительно повысить эксплуатационные характеристики клапанных пар и снизить частоту их ремонтов [125-129]. Для напыления керамического порошка применимы технологии плазменного или лазерного напыления, а для нанесения синтетических полимерных материалов на поверхность запорного элемента клапанной пары может быть применена технология инжекционного формования.

Для упрочнения рабочей поверхности седла предлагается использовать керамическое покрытие на основе диоксида циркония (ZrO_2). Среди керамических материалов этот материал обладает широким спектром высоких показателей механических свойств, таких как сохранение прочности в широком диапазоне температур, высокая коррозионная стойкость, низкая теплопроводность, антифрикционные свойства, трещиностойкость и инертность к продуктам нефтедобычи [130-132].

Для нанесения диоксида циркония на металлические детали в настоящее время наиболее эффективной является технология напыления с применением мощных источников лазерного излучения. Лазерная технология позволяет на небольших участках поверхности в ультракороткие сроки достигать высоких температур (более 3000ºС). Этого достаточно для расплава, находящегося в наноструктурном состоянии диоксида циркония с температурой плавления $T_{пл}$=2715ºС. Также диоксид циркония можно использовать в качестве наполнителя синтетических полимерных материалов.

Стендовые испытания позволят оценить возможность применения керамических материалов на основе диоксида циркония для упрочнения рабочей поверхности седла клапанной пары, а также использование синтетического полимерного материала для покрытия внешней поверхности запорного устройства. Обоснованный выбор синтетического материала, нанесенного на шар клапана, позволит решить задачу демпфирования и увеличения ширины контактного пояса условного меридиана шарика для эффективного перераспределения ударной нагрузки.

3.3 Разработка конструктивно-технологического задания по изготовлению шарикового клапана

В диссертационной работе экспериментальная разработка проводилась на наиболее востребованном виде клапанов с диаметром шара 50 мм (рисунок 3.10), предоставленные партнерами АО «Мангыстаумунайгаз».

Анализ дефектных актов и ремонтных работ показывает, что АО «Мангыстаумунайгаз» использует седла с твердостью, меньшей, чем у шара. Основной износ наблюдается на седле клапана, где более твердый шар создает кольцевое пятно, которое постепенно увеличивается за счет углубления. Седло клапана изготавливается из стали 40Х (ГОСТ 4543-71) с

нормализацией до 45÷53 HRC. Запорный шар, выполняется из высокопрочной специализированной стали типа ШХ15 (ГОСТ 801-78) с твердостью 60÷65 HRC.

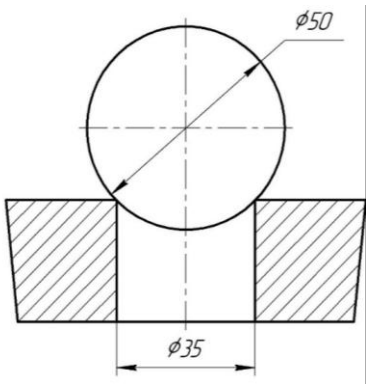


Рисунок 3.10 – Клапанный узел ШГН

Такой подход позволяет сохранить форму и продлить срок службы шара, так как процесс его производства занимает значительно больше времени, чем седла. Даже при значительно большей цене стали ШХ15 это решение в долгосрочной перспективе себя оправдывает.

Из полученных данных для проведения эксперимента приняты следующие ограничения:

1) необходимо сохранить форму седла и форму запорного элемента;
2) материал и механические свойства седла должны остаться без изменений;
3) провести экспериментальные исследования с шаром, обеспечив демпферное свойство, перераспределение ударных нагрузок и снизить стоимость при заданной долговечности;
4) обоснованно выбрать материал устойчивый к агрессивной среде пласта нефтяной жидкости;
5) разработать технологию, повышающую ресурс работы клапанного механизма;
6) конструктивно-технологическим методом снизить износ седла клапана путем демпфирования запорного элемента при посадке на седло.

Для исследования наиболее эффективного варианта конструктивного решения изготовлены следующие образцы:

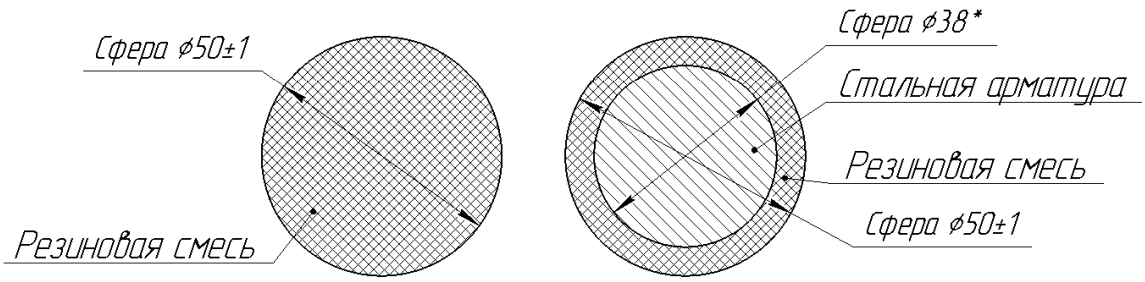
– шар, изготовленный из композиционной резиновой смеси (рисунок 3.11, а);

– шар, изготовленный путем гуммирования композиционной резиновой смесью металлической арматуры (рисунок 3.11б);

– шар, изготовленный из полиуретана (рисунок 3.12а);

– шар, изготовленный путем гуммирования полиуретаном металлической арматуры (рисунок 3.12б).

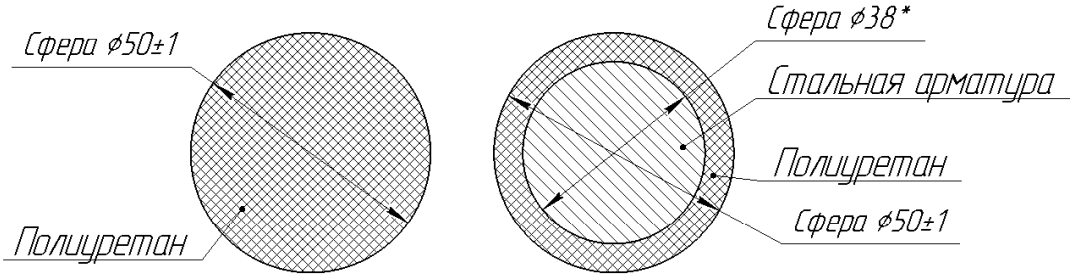
Для выполнения поставленных целей, необходимо выбрать марки материалов для изготовления клапанной пары шар-седло.



а б

а – шар из композиционной резиновой смеси; б – металлический шар, гуммированный композиционной резиновой смесью

Рисунок 3.11 – Виды шара клапанной пары



а б

а – шар из полиуретана; б – металлический шар, гуммированный полиуретаном

Рисунок 3.12 – Виды шара клапанной пары

Резиновая смесь – это материал, в основе которого лежит каучук, подвергнутый вулканизации. Для её изготовления могут применяться различные компоненты, такие как наполнители, пластификаторы, стабилизаторы и вулканизаторы, которые придают смеси необходимые физико-химические свойства.

Резиновые смеси обладают рядом преимуществ по сравнению с необработанным сырьем (резиной), такими как высокая прочность, устойчивость к агрессивным средам, хорошие термостойкие и пластичные свойства, а также способность возвращаться в исходное состояние после деформации. Эти смеси находят широкое применение в различных отраслях промышленности.

Резиновые смеси классифицируются по своим характеристикам, включая смеси с повышенной износостойкостью, маслостойкие, для работы с водой и воздухом, а также смеси с твердостью 44÷61 HRC и рабочим температурным интервалом от –10 до +100°С.

При выборе материала для изготовления новой конструкции запирающего элемента учитывались следующие параметры: свойства перекачиваемой жидкости и условия работы насосной установки. На ТОО «ВФ «Поиск» при производстве демпфирующих элементов запорного шара использовали 2 марки резиновой смеси – ИРП 1293 ТУ 38-305152-04 и 7В-

14МА ТУ 38-105-1082-86. Характеристики выбранных резиновых смесей приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристики резиновых смесей

Характеристики резиновых смесей	Смесь резиновая	
	ИРП 1293 ТУ 38-305152-04	7В-14МА ТУ 38-105-1082-86
Температурный интервал эксплуатации, °С	-20…+100	-40…+100
Группа резиновой смеси	III	III
Степень жесткости	повышенная	повышенная
Твердость по Шору «А» HSD	65-92	60-90
Твердость HRC	47-62	44-61
Назначение	Для изготовления уплотнительных и других изделий, работающих в контакте с маслами и топливами повышенной маслобензостойкости	

Другим материалом для изготовления шара клапанного узла может использовать полиуретан.

Полиуретаны обладают уникальной способностью изменять свою структуру и свойства в широких пределах. За счет смешивания компонентов, полиуретаны приобретают разнообразные качества благодаря выбору исходных веществ. В результате можно создавать разнообразные материалы, включая синтетические волокна, твердые и мягкие эластомеры, жесткие и эластичные пеноматериалы, а также термореактивные покрытия и пластические массы. Эти материалы имеют разные коэффициенты изнашивания, выдерживают перепады температуры от -60 до +80°С и растяжение до 500%. Гибкость в создании определенных свойств делает полиуретаны востребованными в различных отраслях промышленности. Полиуретан, как эластомер, демонстрирует выдающиеся способности в сохранении геометрии. Даже после снятия деформационных нагрузок он многократно возвращается к своему первоначальному состоянию, что превосходит характеристики резины, являющейся его основным конкурентом. Благодаря этой уникальной способности полиуретан обладает высокой износоустойчивостью, что делает его идеальным выбором для различных промышленных приложений.

Самой известной маркой полиуретана является ПУ СКУ-ПФЛ-100 (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Характеристики полиуретана марки ПУ СКУ-ПФЛ-100

Физико-механические свойства	Значения
Температурный интервал эксплуатации, °С	-60…+80
Предел прочности при растяжении, МПа	38-50
Относительное удлинение при разрыве, %	350-380
Твердость Шор «А»	92-98
Твердость HRC	62-66
Сопротивление раздиру, Н/мм	80-100
Относительная остаточная деформация после разрыва (не более), МПА	10

Таким образом, для обеспечения заданных свойств (кинематических и физико-механических) запорный элемент должен быть изготовлен из нескольких видов материалов. Оптимальные физико-механические свойства для изготовления запорного элемента обеспечивает композитная резиновая смесь 7В-14МА, т.к. после процесса вулканизации смесь имеет более низкие рабочие температуры и фактически меньшую твердость, чем смесь ИРП 1293.

Для изготовления сердечника запорного элемента выбрана Сталь 20 ГОСТ 2590-88. Выбор данной конструкционной стали обусловлен следующими фактами, во-первых, твердость поверхности сердечника для данной конструкции клапана имеет второстепенное значение, и во-вторых, эта сталь имеет более низкую стоимость, чем легированные стали. Материал для изготовления заготовок из резины предоставлен ТОО «ВФ «Поиск» г. Петропавловск, материал для изготовления заготовок из полиуретана предоставлен ООО «УПТО и КО-Буровое оборудование» (Тюмень, РФ).

3.4 Разработка технологии изготовления комбинированного запорного элемента клапанного узла штангового глубинного насоса с применением синтетических полимерных материалов

Изготовление запорного элемента клапанного узла осуществлялось в двух вариантах: первый – из композиционной резиновой смеси, второй – из полиуретана. Это позволит сравнивать эксплуатационные характеристики и выбирать оптимальное решение для конкретных условий работы клапанной пары.

Изготовление запорного элемента из комбинированной резиновой смеси 7В-14МА ТУ 38-105-1082-86 с наполнителем. Процесс изготовления резины и деталей из резины является многоступенчатым и включает в себя несколько ключевых этапов: приготовление сырой резиновой смеси, формование полуфабрикатов или деталей и их последующая вулканизация. Технологический процесс включает в себя следующие операции: вальцевание, каландрирование, формование и вулканизацию, а также обработку готовых изделий.

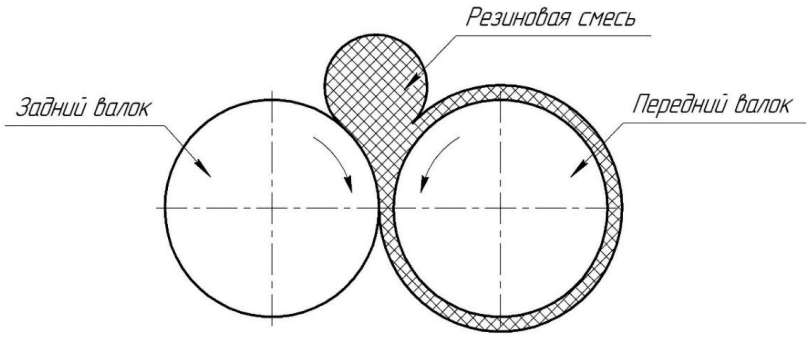


Рисунок 3.13 – Приготовление смеси на вальцах

В соответствии с рисунком 3.13, для приготовления сырой резины на начальном этапе каучук нарезался на куски и проходил обработку на вальцах

для повышения пластичности. Затем каучук смешивался с точным соблюдением весовых дозировок с порошкообразными компонентами, такими как вулканизирующие агенты, наполнители, ускорители вулканизации и другие добавки в специализированных смесителях. В качестве наполнителя использовался диоксид циркония. Перемешивание может также проводиться на вальцах. Перемешивание обеспечивает получение пластичной однородной массы – сырой резины. Эта масса легко формуется, становится клейкой при нагревании и растворяется в органических растворителях.

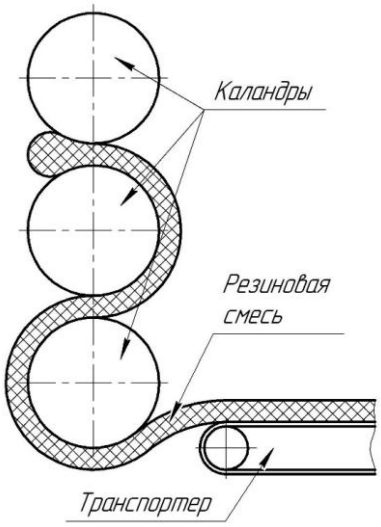


Рисунок 3.14 – Работа каландров

В соответствии с рисунком 3.14, после вальцевания сырая резина подается на каландр, где из неё изготавливаются листы заданной толщины. Из каландрованных листов формируются заготовки деталей путем вырезки по шаблонам, формования на шприц-машине или вырубки шанцевыми ножами. При изготовлении резиновых деталей методом формования применяются гидравлические вулканизационные прессы, оснащенные электрообогревом. Используются методы прямого или литьевого прессования в пресс-формах, при этом последнее применяется для деталей сложной формы.

Часто резиновые изделия для повышения эксплуатационных характеристик подвергают армированию металлическими элементами. Однако металлические детали (кроме латунных) из-за отсутствия адгезии к резине при высоких и циклических нагрузках вырываются из изделия. Для устранения данного недостатка на металл наносят специальный клеевой слой или производят латунирование. Как показывает практика, при использовании пленки изоционатного клея, такого как «лейконат», достигается наилучшая прочность сцепления металла с резиной.

Заключительным этапом любого процесса формования является вулканизация, которая заключается в нагревании с добавлением серы. При этом происходит укрупнение линейных молекул каучука и образование сетчатой структуры, что приводит к превращению каучука в резину. В результате в резине появляются двух- и трехмерные молекулы, что улучшает её упругость и

стойкость к термическим и химическим воздействиям. Для увеличения прочности резины в неё добавляется сажа.

В зависимости от рецептуры резиновой смеси, включая тип каучука и эффективность используемых ускорителей, изменяется длительность и температура вулканизации. Оптимальным температурным режимом для вулканизации считается диапазон 120÷150°С, при этом для рассматриваемого в работе процесса установлена температура в 120°С.

В эксперименте процесс формования деталей осуществлялся методом вулканизации в пресс-формах, с использованием гидравлических прессов с паровым или электрическим обогревом. Этот метод формования позволяет получить детали с точными размерами и меньшей шероховатостью поверхности, а также способствует формированию более плотной и однородной структуры материала. В случае невозможности применения вулканизации в пресс-форме, например, для изделий, изготовленных на шприц-машине, допустимым вариантом является вулканизация в котле.

При данном методе производства удалось добиться размера частиц полимера, близкого к коллоидным. Данный факт подтверждается образованием устойчивой эмульсии полимера в воде в присутствии эмульгаторов.

Для изготовления запорного элемента совместно со специалистами ТОО «ВФ «Поиск» разработана пресс-форма, представленная на рисунке 3.15.

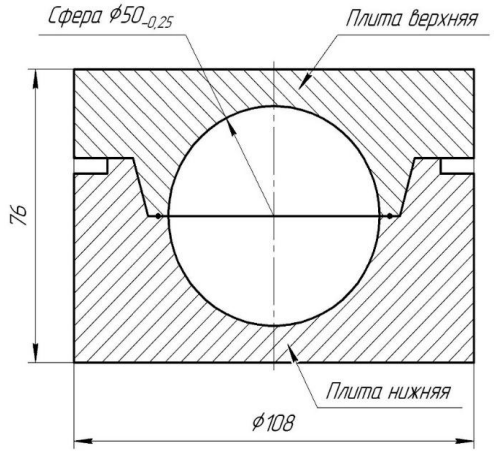


Рисунок 3.15 – Пресс-форма для вулканизации резины

Таблица 3.3 – Изготовление шара из комбинированной резиновой смеси 7В-14МА с арматурой

№ операции	Содержание операции	Оборудование (приспособление)
005	Контрольная	Стол контрольный
010	Слесарная	Верстак ГОСТ Р58863-2020
015	Слесарная	Шприц шнековый
020	Дробеструйная	Аппарат струйной очистки АСО-150
025	Молярная	Кабина для нанесения клея
030	Прессовая	Пресс гидравлический ДГ2428А
035	Слесарная	Стол слесарный
040	Контрольная	Стол контрольный

В соответствии с таблицей 3.3, в ТОО «ВФ «Поиск» изготовлена партия шаров клапанного узла с использованием комбинированной резиновой смеси.

Технологические карты процессов изготовления шара клапанного узла (Приложения В, Г).

Изготовление запорного элемента из полиуретана марки ПУ СКУ-ПФЛ-100. Для формирования шара из полиуретана выбран метод литья. Выбор обоснован опытом изготовления подобных изделий на производственной площадке ООО «УПТО и КО-Буровое оборудование», а также возможностью разработки и создания оснастки в местных условиях производства ТОО «ВФ «Поиск». Разработанная литейная форма (рисунок 3.16) для изготовления методом литья была согласована с ведущими специалистами ООО «УПТО и КО-Буровое оборудование», которые и осуществляли в неё заливку шаров на собственных мощностях.

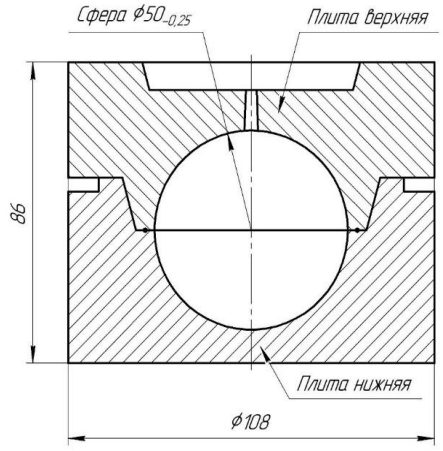


Рисунок 3.16 – Литейная форма для полиуретана

3.5 Разработка эффективной модели кинематических и гидравлических процессов движения запорного элемента клапана

Эффективность работы ШГН напрямую зависит от межремонтного периода и срока службы клапана. Важно учитывать нагрузки, возникающие при соударении запорного элемента с посадочной поверхностью седла клапана. При больших значениях этих нагрузок происходит износ как посадочной поверхности седла, так и внешней поверхности шара, что приводит к повышенным утечкам через отверстия в клапане. Для проведения исследования нагрузки в клапанной паре была разработана имитационная 3D модель, которая позволила определить величину контактных напряжений в области соударения запорного элемента с посадочной поверхностью седла и оценить степень распределения нагрузок.

Для сохранения минимально возможного уровня утечки жидкости через клапанную пару необходимо выполнить следующее условие – обеспечить своевременную посадку запорного элемента на седло клапана. В работах Пирвердяна А.М. [133] и Грайфер В.И. [134] установлена зависимость между скоростью посадки запорного элемента на седло клапана:

$$v = \frac{V_{з.э.} \cdot g \cdot (\rho_{з.э.} - \rho_{ж})}{6\pi \cdot r \cdot \mu}, \quad (3.1)$$

где v – скорость посадки запорного элемента на седло клапана, м/с;

$V_{з.э.}$ – объем запорного элемента, м^3;

$\rho_{з.э.}$ – плотность материала запорного элемента, кг/м^3;

$\rho_{ж}$ – плотность откачиваемой жидкости, кг/м^3;

r – радиус запорного элемента, м;

μ – динамическая вязкость жидкости, мПа·с.

Определим скорости посадки запорного элемента диаметром 50 мм в конструктивных исполнениях из металла и резины. При этом скорость посадки запорного элемента должна быть не менее 0,1 м/с.

Подставив в формулу (3.1) выражение для объема шара получим выражение:

$$v = \frac{2r^2 g \cdot (\rho_{з.э.} - \rho_{ж})}{9\mu}, \quad (3.2)$$

Принимаем нефть со значениями плотности 904 кг/м^3 и динамической вязкости 39,4 мПа·с в качестве рабочей среды (соответствует данным с месторождения Каламкас). Скорость посадки запорного элемента в виде металлического шара (Сталь ШХ15 ГОСТ 801-78, плотность 7812 кг/м^3) составит:

$$v_{СТ} = \frac{2 \cdot 0{,}025^2 \cdot 9{,}81 \cdot (7812 - 904)}{9 \cdot 39{,}4} = 0{,}24 \text{ м/с}.$$

Скорость посадки запорного элемента в виде резинового шара (7В-14МА ТУ 38-105-1082-86, плотность 1370 кг/м^3) составит:

$$v_{РС} = \frac{2 \cdot 0{,}025^2 \cdot 9{,}81 \cdot (1370 - 859)}{9 \cdot 39{,}4} = 0{,}018 \text{ м/с}.$$

Скорость посадки запорного элемента в виде полиуретанового шара (ПУ СКУ-ПФЛ-100, плотность 1259 кг/м^3 составит 0,014 м/с.

Как резинового, так и полиуретанового шара полученные значения скоростей посадки не удовлетворяют условию v>0,1 м/с, что может привести к потере работоспособности клапана. Данный факт впоследствии был подтвержден натурными испытаниями.

С учетом вышеизложенного, можно сделать вывод, что для запорного элемента, для обеспечения оптимальной скорости посадки, масса является одним из важнейших параметров, и при замене материала необходимо как можно меньше изменять массу запорного элемента конструкции ($m_{ст}$=0,511 кг). Для достижения поставленной цели была разработана многокомпонентная

конструкция шара, представляющая собой сферический стальной сердечник, покрытый комбинированной оболочкой.

С учетом наложенных ограничений на посадочную скорость шара получена зависимость для расчета минимального радиуса сердечника $r_{ст}$:

$$r_{CT} > r \cdot \sqrt[3]{\frac{\frac{0{,}9\mu}{2r^2 g} + \rho_{сер} - \rho_{ж}}{\rho_{сер} - \rho_{об}}} \text{ м}, \qquad (3.3)$$

где $\rho_{сер}$ – плотность сердечника (сталь), кг/м^3;

$\rho_{об}$ – плотность оболочки (резина, полиуретан), кг/м^3.

Приняв в качестве материала для сердечника шара Сталь 20 ГОСТ 1050-2013 с плотностью $\rho_{сер}$=7860 кг/м^3, для оболочки из резиновой смеси $\rho_{об.рез}$=1370 кг/м^3 и для оболочки из полиуретана $\rho_{об.спол}$=1259 кг/м^3 получим минимальный радиус сердечника:

- гуммированного резиновой смесью

$$r_{CT} > 0{,}025 \cdot \sqrt[3]{\frac{\frac{0{,}9 \cdot 39{,}4}{2 \cdot 0{,}025^2 \cdot 9{,}81} + 7860 - 904}{7860 - 1370}} = 0{,}0180 \text{ м}.$$

- гуммированного полиуретаном

$$r_{CT} > 0{,}025 \cdot \sqrt[3]{\frac{\frac{0{,}9 \cdot 39{,}4}{2 \cdot 0{,}025^2 \cdot 9{,}81} + 7860 - 904}{7860 - 1259}} = 0{,}0182 \text{ м}.$$

Для приближения массы гуммированного шара к массе сплошного шара принимаем диаметр сердечника 38 мм. Тогда для обрезиненного шара средняя плотность будет равна $\rho_{обр}$=4219 кг/м^3 ($m_{обр}$=0,276 кг), а для шара с полиуретановой оболочкой $\rho_{спол}$=4157 кг/м^3 ($m_{спол}$=0,272 кг) и соответственно скорость посадки запорного элемента составит:

$$v_{обр} = \frac{2 \cdot 0{,}025^2 \cdot 9{,}81 \cdot (4219 - 904)}{9 \cdot 39{,}4} = 0{,}115 \text{ м/с},$$

$$v_{спол} = \frac{2 \cdot 0{,}025^2 \cdot 9{,}81 \cdot (4157 - 904)}{9 \cdot 39{,}4} = 0{,}113 \text{ м/с}.$$

Полученные значения скорости посадки обрезиненного и полиуретанового шаров с металлическим сердечником незначительно выше критического значения (v>0,1 м/с). Для увеличения массы запорного элемента возможны два варианта решения. Первый заключается в уменьшении толщины

гуммированной оболочки, что приведет к уменьшению ресурсной долговечности покрытия. Второй вариант – это введение в эластомерную матрицу упрочняющих добавок, что приведет к увеличению плотности и улучшению прочностных характеристик оболочки.

Для оценки возможности применения комбинированных материалов на базе диоксида циркония, предлагаемого в качестве наполнителя в синтетический полимерный материал для упрочнения рабочей поверхности шара клапанной пары, необходимо проведение стендовых испытаний. Обоснованный выбор гуммирующего состава, состоящего из основы (резиновая смесь или полиуретан) и синтетического материала с наполнителем из диоксида циркония (ZrO_2), нанесенного на металлический сердечник шара клапана, обеспечивает демпфирование и увеличение ширины контактного пояса условного меридиана шарика для эффективного перераспределения ударной нагрузки. Для решения этой задачи определен присадочный материал – порошок марки ПГ-СР2 на никелевой основе системы Ni-Cr-B-Si (35-40 HRC) и ПЦРК-3 с содержанием 2,5-5% ZrO_2 (72 HRC) – 15Х17Н12Ф3Ж3$ZrO_2$5 [135].

Для достижения максимальной механической прочности, стойкости к старению и термостойкости максимально допустимая массовая доля наполнителя из диоксида циркония не должна превышать 25 phr (частей на сто каучука), т.е. не более 20% (ρ_{ZrO_2}=6080 кг/м^3). Превышение этого порога часто приводит к агломерации частиц (слипанию наполнителя) и ухудшению физико-механических свойств продукта. Для полиуретана это значение не должно превышать 10-15%.

Для достижения максимальной механической прочности, стойкости к старению и термостойкости максимально допустимая массовая доля наполнителя из диоксида циркония не должна превышать 25 phr (частей на сто каучука), т.е. не более 20% (ρ_{ZrO_2}=6080 кг/м^3). Превышение этого порога часто приводит к агломерации частиц (слипанию наполнителя) и ухудшению физико-механических свойств продукта. Для полиуретана это значение не должно превышать 10-15%. Тогда параметры исследуемых образцов запорных элементов будут следующие:

- для обрезиненного шара с наполнителем: максимально допустимая массовая доля наполнителя с диоксидом циркония – 20%; средняя плотность шара $\rho_{обр.нап}$= 4355 кг/м^3, масса шара $m_{обр.нап}$=0,285 кг;
- для полиуретанового шара с наполнителем: максимально допустимая массовая доля наполнителя с диоксидом циркония – 10%; средняя плотность шара $\rho_{пол.нап}$= 4218 кг/м^3, $m_{пол.нап}$=0,276 кг.

Средняя плотность оболочки шара для разных вариантов рассчитывается по следующей зависимости:

$$\frac{1}{\rho_{обол.нап}} = \frac{\omega_{осн}}{\rho_{осн}} + \frac{\omega_{ZrO_2}}{\rho_{ZrO_2}}, \qquad (3.4)$$

где $\rho_{обол.нап}$ – плотность оболочки с наполнителем, кг/м^3; $\rho_{осн}$ – плотность основного материала, кг/м^3; ρ_{ZrO_2} – плотность диоксида циркония, кг/м^3; $\varpi_{осн}$ – массовая доля основного материала в оболочке; ϖ_{ZrO_2} – массовая доля диоксида циркония в материале оболочки.

Общая плотность шара и его масса определяются хорошо известными математическими зависимостями. Скорости посадки запорных элементов составят $v_{обр.нап}$=0,135 м/с и $v_{пол.нап}$=0,123 м/с соответственно:

$$v_{обр.нап} = \frac{2 \cdot 0{,}025^2 \cdot 9{,}81 \cdot (4355 - 904)}{9 \cdot 39{,}4} = 0{,}135\,\text{м/с},$$

$$v_{пол.нап} = \frac{2 \cdot 0{,}025^2 \cdot 9{,}81 \cdot (4218 - 904)}{9 \cdot 39{,}4} = 0{,}123\,\text{м/с}.$$

Полученное значение скорости посадки запорного элемента, выполненного из комбинированного обрезиненного шара с наполнителем, более полно удовлетворяет условию v>0,1 м/с. Принимаем для проведения исследования обрезиненный шар с наполнителем (20%).

Для расчета гидравлических потерь в сопряжениях клапанного узла необходимо определить перепад давлений (Δp, Па) в клапанах насоса [136]:

$$\Delta p = \frac{w_{\max}^2 \cdot \rho_{ж}}{2 \cdot \mu_{кл}^2}, \tag{3.5}$$

где w_{max} – максимальная скорость движения продукции в отверстии седла клапана, м/с;

$\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м^3;

$\mu_{кл}$ – коэффициент расхода клапана, определяемый по специальным графикам в зависимости от числа Рейнольдса в клапане (в отверстии седла).

Максимальная скорость движения продукции в клапане:

$$w_{\max} = \frac{4 \cdot q_{кл}}{\pi d_{кл}^2}, \tag{3.6}$$

где $q_{кл}$ – расход продукции через клапан, м^3/с;

$d_{кл}$ – диаметр отверстия седла клапана, м.

Число Рейнольдса, в отверстии седла клапана, определяется следующей зависимостью:

$$Re_{кл} = \frac{w_{\max} \cdot d_{кл}}{v_{ж}}, \tag{3.7}$$

где $v_{ж}$ – кинематическая вязкость жидкости, м^2/с.

Для выполнения расчетов принимаем следующие исходные данные:

– диаметр отверстия седла клапана $d_{кл}$=35 мм;
– наибольшее давление насоса $p_{вых}$=6,3 МПа;
– объемная подача $q_{кл}$=20,9 м^3/ч;
– кинематическая вязкость нефти $v_ж$=4,36·10^{-5} м^2/с;
– плотность нефти $\rho_ж$=904 кг/м^3.

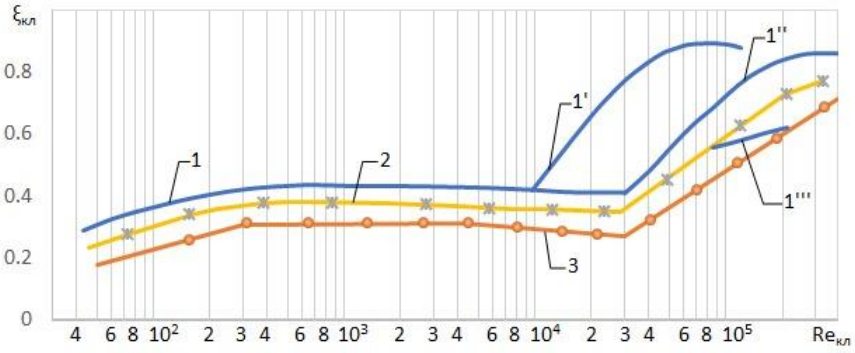
По формуле (3.6) рассчитана максимальная скорость движения рабочей жидкости в насосе:

$$w_{\max} = \frac{4 \cdot \frac{20,9}{3600}}{\pi \cdot 0,035^2} = 6,03 \text{ м/с}.$$

Определяем число Рейнольдса (3.6):

$$Re_{кл} = \frac{6,03 \cdot 0,035}{4,36 \cdot 10^{-5}} = 4,84 \cdot 10^3.$$

Полученное значение числа Рейнольдса больше критического ($Re_{кр}$≈ 2100÷2300). Значение числа Рейнольдса зависит от конкретного вида течения, через форму сечения проходного канала при обтекании шара. Большие значения числа Рейнольдса соответствуют ситуации, когда силы вязкости ($v_{ж}$=4,36·10^{-5} м^2/с) поддерживают турбулентность, то есть поток в клапане находится в переходной области. Коэффициент расхода клапана $\xi_{кл}$ при значении числа Рейнольдса, находящегося в интервале 600<Re<3·10^4, будет равен $\xi_{кл}$=0,4 рисунок 3.8 (кривая 1) [78, с. 77].



1 – с одним шариком и с окнами: 1′ – $d_{кл}$ = 14 мм; 1″ – $d_{кл}$ = 25 мм; 1‴ – $d_{кл}$ = 30 мм; 2 – с одним шариком и со стаканом; 3 – с двумя шариками

Рисунок 3.17 – Зависимость коэффициента расхода клапана от числа Рейнольдса

Примечание – Составлено по источнику [78, с. 77]

По формуле (3.5) вычисляем перепад давления в клапане при всасывании, учитывая, что плотность дегазированной жидкости $\rho_{жд}$=990,4 кг/м^3:

$$\Delta p = \frac{6{,}03^2 \cdot 990{,}4}{2 \cdot 0{,}4^2} = 0{,}113 \text{ МПа}.$$

Тогда максимальное давление в цилиндре насоса составит:

$$p = p_{вых} + \Delta p = 6{,}3 + 0{,}113 = 6{,}413 \text{ МПа}.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления λ по длине потока, учитывающий гидравлические условия течения жидкости, вязкость жидкости и относительную шероховатость Δ/d стенок (Δ – абсолютная шероховатость) является функцией этих параметров, т.е. $\lambda = f(\mathrm{Re}, \Delta/d)$.

Для исследуемого условия работы клапанной пары ($\mathrm{Re}=4{,}84 \cdot 10^4$) при переходном режиме работы (ближе к турбулентному, $2320<\mathrm{Re}<10^5$) коэффициент гидравлического сопротивления λ по длине потока является функцией числа Рейнольдса – $\lambda = f(\mathrm{Re})$ и по методике Блазиуса предлагается определять по следующей зависимости (3.8):

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}. \qquad (3.8)$$

Тогда при $2320<\mathrm{Re}<10^5$ коэффициент гидравлического сопротивления будет равен $\lambda=0{,}021$.

Введем условие, что начальная скорость движения запорного элемента $v_0=0$ м/с и движение будем считать равноускоренным. Для этих параметров определим время открытия клапана t_x по следующей зависимости:

$$t_x = \sqrt{\frac{2m_Д \cdot h_{\max}}{\Delta p \cdot F}}, \text{ с}, \qquad (3.9)$$

где $m_Д$ – масса запорного элемента с присоединенными деталями, кг;

h_{max} – максимальный ход замыкающего органа, м;

F – площадь проходного сечения клапана, м^2.

Из конструкции клапана максимальный ход замыкающего элемента равен 23 мм. Для стального шара время открытия и ускорение движения клапана составляет:

$$t_{CT} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}511 \cdot 0{,}023}{0{,}113 \cdot 10^6 \cdot 4/3 \cdot \pi \cdot 0{,}035^3}} = 0{,}12 \text{ с},$$

$$a_{CT} = \frac{v_{CT}}{t_{CT}} = \frac{0{,}24}{0{,}12} = 2 \text{ м/с}^2.$$

Соответственно для обрезиненного шара время открытия ($t_{обр.нап}$) и ускорение ($a_{обр.нап}$) движения клапана составляет:

$$t_{обр.нап} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}285 \cdot 0{,}023}{0{,}113 \cdot 10^6 \cdot 4/3 \cdot \pi \cdot 0{,}035^3}} = 0{,}09 \text{ с},$$

$$a_{обр.нап} = \frac{v_{обр.нап}}{t_{обр.нап}} = \frac{0{,}135}{0{,}09} = 1{,}5 \text{ м/с}^2.$$

Согласно теоретическому исследованию, стальной запорный элемент клапана целесообразно заменить новой конструкцией шара, представляющей собой металлический шар, гуммированный композиционной резиновой смесью с наполнителем из диоксида циркония. Эффективность комбинированного клапана необходимо проверить имитационным моделированием.

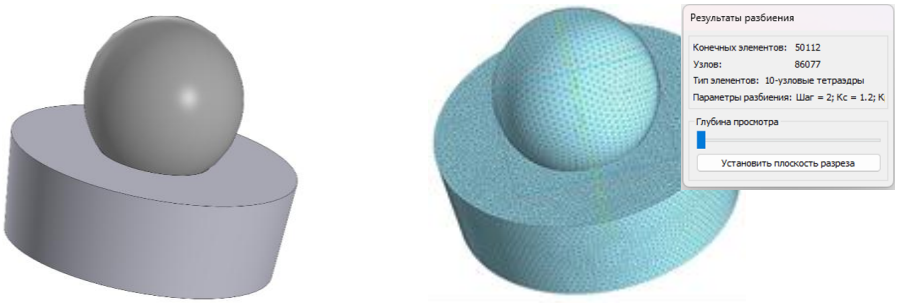
3.6 Имитационное 3D моделирование динамических нагрузок, действующих на клапанную пару в штанговом глубинном насосе

Задача математического имитационного была решена с использованием численного метода в программном модуле АРМ FEM. Данный программный модуль является адаптированным для КОМПАС-3D модулем АРМ Studio из АРМ WinMachine и предназначен для подготовки и последующего анализа методом конечных элементов (МКЭ) трехмерных твердотельных моделей. Геометрическая 3D-модель была создана в среде КОМПАС-3D, где также были заданы материалы и их свойства. Конечно-элементная модель построена на 10-узловых тетраэдрах, содержит 86077 узла и 50112 конечных элементов. Генерация конечных элементов выполнялась автоматически, принимая во внимание заданные параметры, такие как максимальная длина стороны элемента и угловой шаг для учета кривизны. Для выполнения процесса моделирования напряженно-деформированного состояния клапанной пары и проведения соответствующих расчетов была построена расчетная модель (рисунке 3.18б). Задача была решена в трехмерной квазистатической постановке (линейный статический анализ), где динамические факторы были преобразованы в эквивалентные статические нагрузки.

Структурная конфигурация и граничные условия численной модели были определены следующим образом:

– закрепление седла: нижняя и внешняя цилиндрические поверхности седла клапана были жестко закреплены во всех направлениях (ограничение на полное смещение: $U_x=U_y=U_z=0$), имитируя его запрессовку в корпус насоса;

– степени свободы шара: чтобы обеспечить численную стабильность контактной поверхности и исключить любое свободное движение твердого тела (потерю устойчивости), шар был ограничен в движении по горизонтальным осям X и Y ($U_x=U_y$). Перемещение по вертикальной рабочей оси Z (оси симметрии клапана) было оставлено свободным для восприятия эксплуатационных нагрузок;



а б

а – модель клапанной пары насоса, выполненная в программной среде Компас-3D; б – расчетная КЭМ рабочего колеса в среде APM FEM

Рисунок 3.18 – Клапанная пара

– контактное взаимодействие: на сопрягаемых поверхностях между шаром и конусом седла было задано нелинейное одностороннее взаимодействие типа «скольжение». Это условие контакта допускает взаимное скольжение и микроперемещение поверхностей без структурного проникновения тел друг в друга, что позволяет точно отобразить распределение контактного давления.

К численной модели одновременно применялась комбинация внешних сил, имитирующих заключительную фазу закрытия клапана:

1. Результирующий перепад давления (ΔP=7,6 МПа): прикладывается нормально к верхнему геометрическому сегменту шара, ограниченному фактической круговой линией контакта посадки, расположенной ниже экватора. Данный консолидированный параметр учитывает совокупность скважинных и эксплуатационных факторов, действующих в момент закрытия клапана: устьевое давление нагнетания, гидростатическое давление столба скважинной жидкости на глубине спуска насоса, гидродинамического давления гидроудара, возникающего при мгновенной остановке потока в момент закрытия клапана, и статического пластового давления.

Одновременно с этим элементы конструкции седла клапана подвергались воздействию соответствующих скважинных давлений: верхний торец седла воспринимал совместное направленное вниз давление 20,78 МПа, в то время как внутренняя цилиндрическая поверхность отверстия (d=35 мм) испытывала направленное радиально наружу пластовое давление 14,04 МПа.

2. Полная эквивалентная вертикальная сила (F_{tot}): прикладывается в виде объемной силы к центру масс запорного элемента и направлена вертикально вниз вдоль оси симметрии клапана. Данный параметр объединяет собственный вес детали и динамическую силу инерции, возникающую при торможении шара в момент посадки. В зависимости от варианта исполнения и плотности материала полная сила составляет 6,03 Н для цельного стального шара (Вариант 1) и 3,55 Н для обрезиненного шара с наполнителем (Вариант 2).

Для оценки эксплуатационной надежности пары шар – седло в модуле APM FEM выполнен расчет на усталостную долговечность при циклическом нагружении:

– режим нагружения: задан асимметричный цикл нагружения, соответствующий пульсирующему характеру работы нефтяного насоса (коэффициент асимметрии цикла R=0, где нижний предел цикла соответствует открытому состоянию клапана, верхний – моменту жесткой посадки под давлением);

– база выносливости: расчет выполнен для стандартного базового числа циклов нагружения N=2,5·10⁶, определяющего границу ограниченной долговечности для тяжелонагруженных узлов трения и смятия;

– параметры сопротивления усталости: физико-механические параметры кривых выносливости (включая пределы выносливости при симметричном цикле изгиба σ_{-1} и кручения τ_{-1}) для исследуемых марок сталей ШХ15, 40Х и Сталь 20 принимались автоматически из интегрированной стандартной справочной базы данных расчетного модуля АРМ FEM. Это позволило исключить субъективные погрешности интерполяции экспериментальных кривых Велера.

Физико-механические свойства применяемых материалов представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Физико-механические свойства материалов

Элемент конструкции	**Материал / Нормативный документ**	**Модуль упругости E, МПа**	**Коэффициент Пуассона, ν**	**Плотность ρ, кг/м³**	**Предел текучести $\sigma_т$, МПа**	**Предел прочности $\sigma_в$, МПа**
Седло	Сталь 40Х (ГОСТ 4543-71), 45 ÷ 53 HRC	2,1 · 10⁵	0,30	7820	~800	~1000
Шар (Вариант 1)	Сталь ШХ15 (ГОСТ 801-78)	2,1 · 10⁵	0,30	7812	1100–1200	1400
Сердечник (Вариант 2)	Сталь 20 (ГОСТ 1050-2013)	2,0 · 10⁵	0,30	7860	250	410
Покрытие (Вариант 2)	Резиновая смесь 7В-14МА (ТУ 38-105-1082-86) + (ZrO_2 – 20%)	10 ÷ 50*	0,49	1370	–	10 ÷ 15*

** Примечание к табл. 3.4: Значения для резины приняты условно в линейно-упругой постановке. Реальные значения модуля E и прочности $\sigma_в$ вносятся на основе паспорта физико-механических испытаний исходной резиновой смеси.*

Разбиение геометрии на конечные элементы осуществлялось адаптивным методом с генерацией сетки из четырех узловых жестких тетраэдров:

– базовый шаг сетки для тел шара и седла составил 2,0 мм;

– локальное уплотнение (разрешение) сетки: выполнено в зоне непосредственного механического контакта (на конической фаске седла и сопряженной зоне сферы). Размер конечного элемента в зоне контакта уменьшен до 1 мм для корректной аппроксимации градиента контактных напряжений Герца.

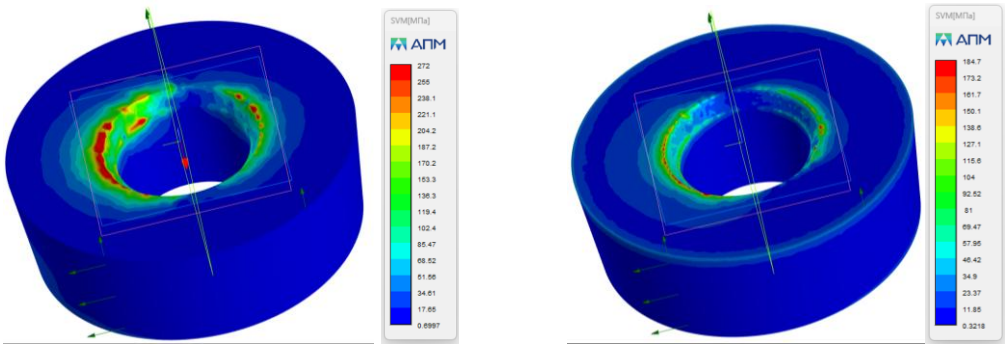
При интерпретации результатов численного эксперимента учитывались фундаментальные ограничения встроенного расчетного модуля АРМ FEM:

– линейная упругость сред: поведение материалов описывается обобщенным законом Гука. Модуль не учитывает физическую нелинейность (пластические деформации металлов при локальном смятии) и гиперупругое поведение эластомеров (модели Муни-Ривлина, Огдена и другие). Напряжения, превышающие предел текучести $\sigma_т$, рассматриваются как зоны потенциального зарождения пластических деформаций.

– квазистатический подвод нагрузки: переходные динамические волновые процессы, возникающие в металле в микросекундный момент соударения, не моделировались. Нагрузка прикладывалась как установившаяся статическая система сил.

– отсутствие учета смазочного слоя: расчет выполнен для условий сухого контакта поверхностей; демпфирующий эффект масляной пленки (нефти) непосредственно в зазоре контакта не учитывался, что идет в запас прочности конструкции.

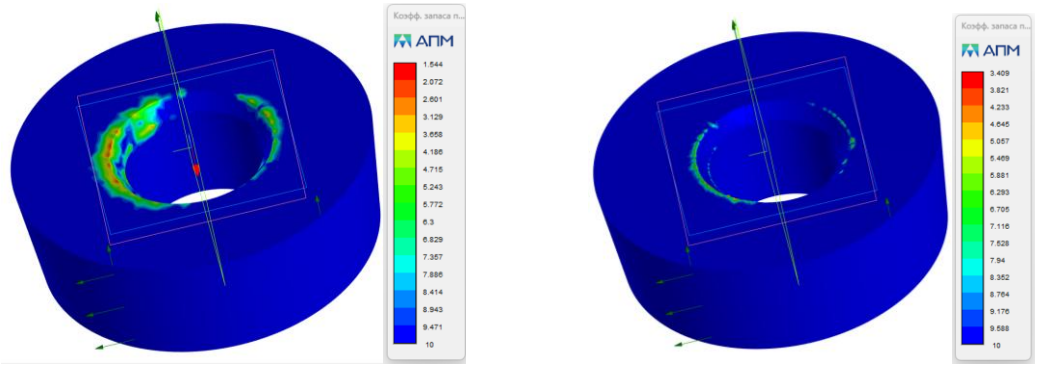
Моделирование проводилось для двух случаев: первый – взаимодействие седла клапана со стальным шариком, а второй – взаимодействие седла и комбинированного прорезиненного запорного элемента с наполнителем из диоксида циркония. Параметр, подлежащий определению при исследовании прочностных характеристик рабочих элементов конструкции насоса, представляет собой эквивалентные напряжения (σ_e), определяемые четвертой теорией прочности при динамическом расчете. По результатам моделирования были получены карты распределения эквивалентных напряжений по Мизесу (рисунок 3.19), коэффициенты запаса текучести (рисунок 3.20) и коэффициенты запаса по усталостной прочности (рисунок 3.21).



а б

а – при взаимодействии со стальным шаром (σ_{max}=272 МПа); б – при взаимодействии с обрезиненным шаром с наполнителем (σ_{max}=185 МПа)

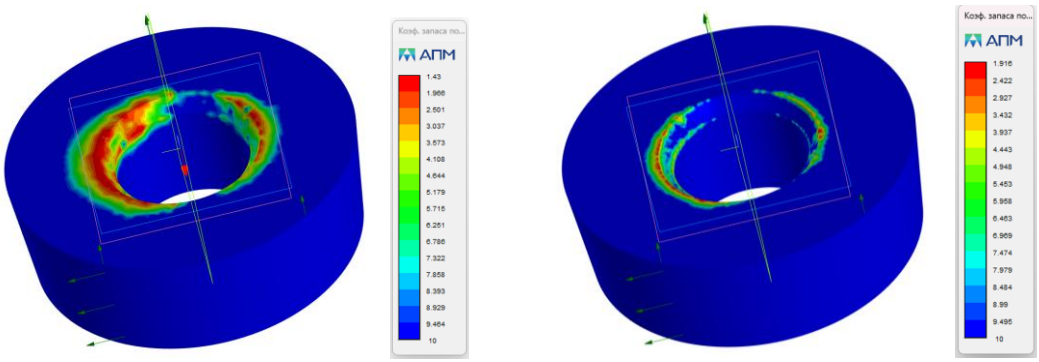
Рисунок 3.19 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в седле клапанной пары



а б

а – при взаимодействии со стальным шаром (n_{min}=1,55); б – при взаимодействии с обрезиненным шаром с наполнителем (n_{min}=3,41)

Рисунок 3.20 – Распределение коэффициента запаса по пределу текучести седла клапанной пары



а б

а – при взаимодействии со стальным шаром (n_{min}=1,43); б – при взаимодействии с обрезиненным шаром с наполнителем (n_{min}=1,9)

Рисунок 3.21 – Распределение коэффициента запаса по усталостной прочности седла клапана

Результаты проведенного имитационного 3D моделирования подтвердили обоснованность выбора метода и материалов, при одном и том же количестве циклов нагружения, клапанного узла для увеличения его ресурсной долговечности. То есть использование комбинированного обрезиненного шара с наполнителем повышает запас по усталостной прочности седла клапана более чем на 20%.

3.7 Экономическая эффективность применения исследуемых видов клапанных узлов

По информации АО «Мангыстаумунайгаз» их годовая потребность в клапанах ШГН составляет 9600 шт. Выполнен анализ необходимого количества рабочих, для изготовления годовой потребности клапанных узлов.

Количество производственных рабочих определяется исходя из трудоемкости работ за год [137]:

$$P = Q / F_{эф.р.}, \quad (3.10)$$

где Q – трудоемкость годовой программы в нормо-часах;

$F_{эф.р.}$ – эффективный годовой фонд времени работы одного рабочего, 1860 ч.

Трудоемкость годовой программы (Q) примем в виде суммы трудоемкостей на данные детали при изготовлении на гидравлическом прессе/токарно-винторезном станке:

$$Q = N_{год} \cdot t_{шк}, \quad (3.11)$$

где $N_{год}$ – годовая программа, шт.;

$t_{шк}$ – штучно-калькуляционное время, мин.

Тогда трудоемкость годовой программы и количество рабочих для изготовления шара на гидравлическом прессе будет определено:

$$Q = 9600 \cdot 7 = 67200 \text{ мин}; \; Q = 1120 \text{ ч.}$$

$$P = 1120 / 1860 = 0{,}6, \text{ принимаем } P=1 \text{ чел.}$$

При изготовлении шара (арматуры) на токарно-винторезном станке трудоемкость годовой программы и количество рабочих будет определено:

$$Q = 9600 \cdot 15 = 144000 \text{ мин}; \; Q = 2400 \text{ ч.}$$

$$P = 2400 / 1860 = 1{,}29, \text{ принимаем } P=2 \text{ чел.}$$

Выполнен анализ процента загрузки технологического оборудования.

Расчет количества рабочих мест на участке производится по операциям на основе трудоемкости программы и эффективного годового фонда времени работы одного станка с использованием следующей зависимости:

$$C_p = Q / F_{эф.}, \quad (3.12)$$

где $F_{эф}$ – годовой эффективный фонд времени работы станка, ч.

Годовой эффективный фонд времени работы станка:

$$F_{эф.} = \left[(Д_К - Д_В - Д_{ПР}) \cdot T_{СМ} - T_{СОКР} \right] \cdot C \cdot \left(1 - \frac{\mu}{100} \right), \quad (3.13)$$

где $Д_К$ – количество календарных дней в году;

$Д_В$ – количество выходных дней в году (субботние и воскресные дни);

$Д_{ПР}$ – количество праздничных дней в году;

$T_{СМ}$ – продолжительность рабочей смены;

$T_{СОКР}$ – сокращение продолжительности смены в праздничные дни;

C – количество смен работы оборудования в течение суток;

μ – процент потерь времени работы оборудования на ремонт и регламентированные перерывы.

Принимаем $Д_К$ = 365 дней; $Д_В$ = 104 дня; $Д_{ПР}$ = 8 дней; $T_{СМ}$ = 8,2 ч; $T_{СОКР}$ = 6 ч; C = 1; μ = 3%. Тогда:

$$F_{эф.} = \left[(365-104-8)\cdot 8{,}2-6\right]\cdot 1\cdot\left(1-\frac{3}{100}\right)=1860\,\text{ч.};$$

$$C_p = 1120/1860 = 0{,}6 \text{ – для гидравлических прессов;}$$

$$C_p = 2400/1860 = 1{,}29 \text{ – для токарно-винторезных станков}$$

Параметр C_p округляют до ближайшего целого числа принятого количества станков $С_{пр}$. Для гидравлических прессов принимаем $С_{пр}$=1, для токарно-винторезных станков принимаем $С_{пр}$=2.

Процент загрузки рабочих мест ($П_з$) устанавливается по зависимости:

$$П_з = C_p \cdot 100 / C_{пр}. \qquad (3.14)$$

Процент загрузки рабочих мест для гидравлического пресса и токарно-винторезных станков будет составлять 60 % и 64,5 % соответственно:

$$П_з = 0{,}6\cdot 100/1 = 60\%,$$
$$П_з = 1{,}29\cdot 100/2 = 64{,}5\%$$

При расчетах эффективность загрузки оборудования оценивается через показатель $П_з$, который должен находиться в пределах 85÷95%. Если фактическая загрузка оказывается ниже 85%, то требуется дозагрузка оборудования. В данном случае, при расчетах $П_з$=60% и $П_з$=64,5%, загрузка оборудования оказалась слишком низкой, что указывает на необходимость дополнительной загрузки. Для повышения загрузки оборудования в номенклатуру обрабатываемых деталей на участке будут добавлены другие детали, чтобы достичь требуемого уровня эффективности и более равномерного использования оборудования.

Выполнен анализ затрат на покупку и износ применяемого оборудования и оснастки. Затраты на покупку оборудования и изготовления технологической оснастки составляют 20126448 тг. Стоимость оборудования представлена в таблице 3.5 [138, 139].

Таблица 3.5 – Затраты на покупку оборудования

Наименование	Стоимость, тг
Аппарат струйной очистки АСО-150	780 000
Транспортировочная телега	22 453

Наименование	Стоимость, тг
Пресс гидравлический ДГ2428А	7 050 000
Пресс-форма для резины	48 115
Пресс-форма для полиуретана	52 880
Токарно-винторезный станок 16К20Ф3	12 173 000
Всего:	20 126 448

Затраты на износ и ремонт оборудования принимаются в размере 3% от первоначальной стоимости оборудования и составят 603793,4 тг. Затраты на износ и ремонт оборудования представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Затраты на износ/ремонт оборудования

Наименование	Стоимость, тг
Аппарат струйной очистки АСО-150	23 400
Транспортировочная телега	673,6
Пресс гидравлический ДГ2428А	211 500
Пресс-форма для резины	1 443,4
Пресс-форма для полиуретана	1 586,4
Токарно-винторезный станок 16К20Ф3	365 190
Всего:	603 793,4

Выполнен анализ стоимости клапанных узлов, изготовленных по новой технологии. Стоимость изделий, разработанных на базе ТОО «ВФ «Поиск», представлена в таблице 3.7. Данные о стоимости изделий из полиуретана предоставлены специалистами ООО «УПТО и КО-Буровое оборудование» из г. Тюмени, а стоимость металлического шара – специалистами АО «Мангистаумунайгаз». В расчетные калькуляции также учтена амортизация оборудования. Информация представлена в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Стоимость исследуемых изделий

Наименование	Стоимость, тг
Шар металлический 8D07101.ДД.МС2021.001.007.001	5 824
Шар обрезиненный 8D07101.ДД.МС2021.001.007.002	3 093,71
Шар обрезиненный комбинированный 8D07101.ДД.МС2021.001.007.003	3 755,13
Шар с полиуретановым покрытием 8D07101.ДД.МС2021.001.007.004	4 510

Определи экономический эффект от внедрения разработанной конструкции запорного элемента клапанной пары. Согласно полученным результатам, определили экономию на 1 единицу продукции:

$$Э = C_1 - C_2 \tag{3.15}$$

где $Э$ – экономический эффект, тг;

C_1 – стоимость металлического шара, тг;

C_2 – стоимость экспериментального изделия, тг.

Шар обрезиненный: 5824 – 3093,71 = 2730,29 тг.

Шар обрезиненный комбинированный: 5824 – 3 755,13=2068,87 тг.

Шар с полиуретановым покрытием: 5824 – 4510 = 1314 тг.

Рассчитываем годовую экономию на имеющийся перечень деталей.

Шар обрезиненный: 2730,29 × 9600 = 26210784 тг.

Шар обрезиненный комбинированный: 2068,87× 9600 = 19861152 тг.

Шар с полиуретановым покрытием: 1314 × 9600 = 12614400 тг.

Согласно результатам, полученным в процессе проведения эксперимента положительный экономический эффект, показал варианта: Шар обрезиненный комбинированный: 8D07101.ДД.МС2021.001.007.003.

Выводы по третьему разделу

Уменьшение темпа износа нормативной величины зазора и снижение интенсивности утечек в процессе эксплуатации насоса достигается применением эффективного способа повышения износостойкости контактирующих поверхностей клапанной пары шар-седло, обеспечивающий равномерное перераспределение циклически изменяющейся ударной нагрузки в единицу времени закрытия клапана.

Для обеспечения требования по скорости (v>0,1 м/с) посадки запорного элемента разработана составная конструкция шара, состоящая из стального шара внутри и композитной резиновой оболочки снаружи. В качестве наполнителя для резиновой смеси выбран керамический материал на базе диоксида циркония (ZrO_2).

Создание упругого эффекта закрытия клапана также осуществляется за счет применения материалов (композитная резиновая смесь), обладающих демпфирующими свойствами.

Определен присадочный материал – порошок марки ПГ-СР2 на никелевой основе системы Ni-Cr-B-Si (35-40 HRC) и ПЦРК-3 с содержанием 2,5-5% ZrO_2 (72 HRC) – 15Х17Н12Ф3Ж3$ZrO_2$5.

Обоснованность выбора метода улучшения клапанного узла подтверждается методом имитационного 3D моделирования. Использование комбинированного шара с наполнителем на основе резиновой смеси и диоксида циркония повышает запас по усталостной прочности седла клапана более чем на 30%. Экономический эффект от внедрения комбинированной конструкции клапанного узла, с учетом затрат на изготовление металлической арматуры, пресс-форм, закуп новых материалов, а также износ/ремонт оборудования, составил порядка 26210784 тенге на партию шаров в 9600 штук.

4 МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ШТАНГОВОМ ГЛУБИННОМ НАСОСЕ С РАЗРАБОТАННОЙ ИННОВАЦИОННОЙ КЛАПАННОЙ ПАРОЙ

4.1 Исследование сил сопротивления и эффективности пропускной способности клапанной пары с обоснованием оптимальных параметров штангового глубинного насоса

Для исследования сил сопротивления, возникающих в клапанной паре и эффективности ее пропускной способности необходимо провести моделирование и визуализацию процессов, происходящих в рабочем пространстве штангового глубинного насоса типа НВ2Б-44 (рисунок 4.1). Для этого в программном комплексе SolidWorks выполняется гидродинамический расчёт с применением программного приложения Simulation Flow.

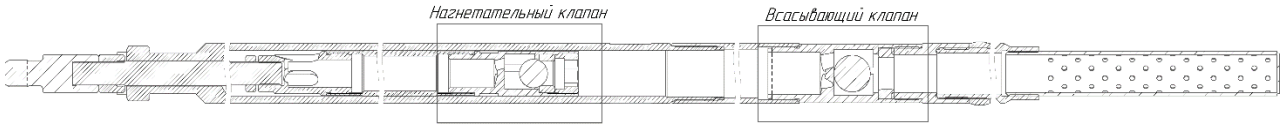


Рисунок 4.1 – Клапанные пары ШГН

Для проверки геометрии деталей нагнетательного клапана насоса необходимо оценить сопротивление потоку жидкости при движении плунжерной части вниз. Важно учитывать параметры клапанного узла, показанного на рисунке 4.2, такие как форма и размеры отверстий, углы наклона и распределение давления. Это поможет определить, насколько эффективно клапан пропускает жидкость и минимизировать потери давления.

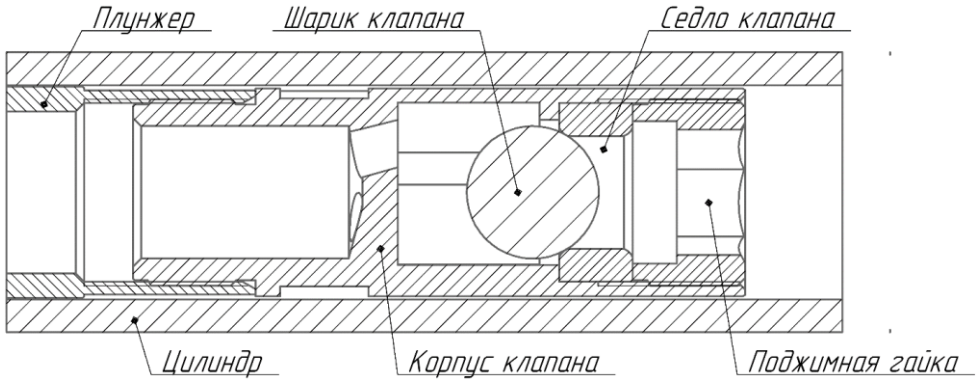


Рисунок 4.2 – Клапанный узел плунжерной пары в сборке

В диалоговом окне «Мастер проекта» определены входные параметры для расчёта потоков нефти, в области нагнетательного клапана; введены граничные значения: давление на выходе из плунжера равно давлению столба жидкости на глубине 2000 м – 20 МПа; средний объемный расход через седло клапана принимаем 17 м^3/сут (0,0002 м^3/сек) (рисунок 4.3).

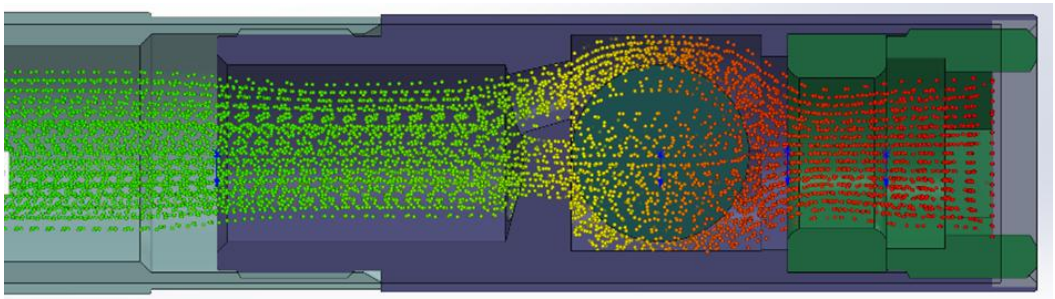
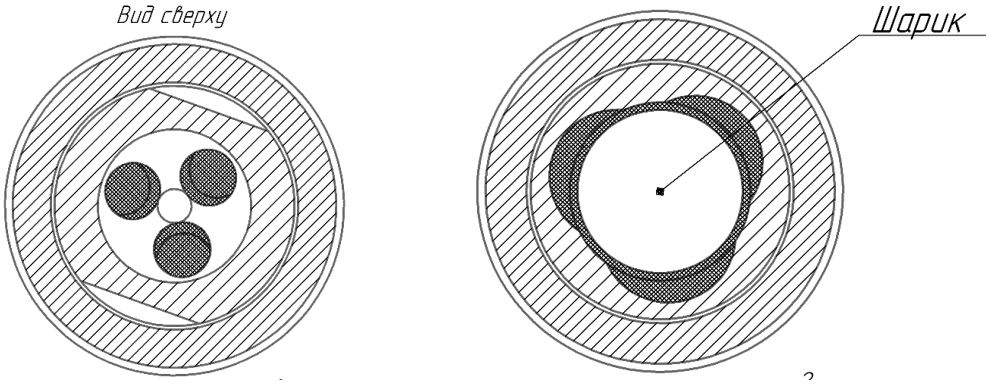


Рисунок 4.3 – Распределение сжатого потока жидкости по траектории движения

Основное сопротивление потока жидкости возникает из-за особенностей конструкции нагнетательного клапана. Сжатие потока при прохождении через отверстия и зазор между шаром и корпусом действительно может значительно увеличивать гидравлические потери. Сравнение проходных площадей сечений в двух случаях (235,5 мм² и 286,2 мм²) подтверждает, что более узкие отверстия (рисунок 4.4а) создают большее сопротивление потоку.



а б

а – общая площадь поперечного сечения отверстий в корпусе клапана, $S_{общ}$=235,5 мм^2; б – площадь поперечного сечения зазора между шаром и корпусом клапана, $S_{зазора}$=286,2 мм^2

Рисунок 4.4 – Поперечное сечение корпуса клапана

Это может быть связано с несколькими факторами:

– турбулентность: узкие проходы могут вызывать турбулентные потоки, что увеличивает сопротивление;

– скорость потока: при уменьшении проходной площади скорость потока увеличивается, что также может способствовать росту потерь на трение;

– форма сечения: если отверстия имеют острые углы или резкие переходы, это дополнительно увеличивает сопротивление.

Для улучшения характеристик работы клапана можно рассмотреть: увеличение диаметра отверстий или изменение их формы для снижения турбулентности; оптимизацию зазоров между шаром и корпусом для уменьшения потерь на сжатие; использование специальных форм и обработок поверхности для снижения трения.

Эти меры могут способствовать более эффективной работе нагнетательного клапана и уменьшению сопротивления потоку жидкости. Если есть возможность, можно провести дополнительные расчеты или моделирование для выбора оптимальных параметров.

Дополнительный расчет скорости потока через клапан действительно позволяет проанализировать, как количество и размеры отверстий влияют на характеристики потока и выявить зоны потенциального кавитационного разрушения. Кавитация возникает в местах с резкими изменениями скорости и давления, что может привести к образованию пузырьков газа. Эти пузырьки, при схлопывании, способны разрушать поверхности деталей, что особенно критично для стенок рабочего цилиндра.

Для предотвращения кавитационного разрушения важно оптимизировать геометрию отверстий, увеличивая их диаметр или изменяя форму, чтобы снизить резкие перепады давления и уменьшить вероятность кавитации. Контроль скорости потока также играет ключевую роль: поддержание оптимальной скорости может помочь избежать условий, способствующих образованию кавитационных пузырьков.

Дополнительно стоит рассмотреть использование гидравлических фильтров и направляющих, что может снизить турбулентность и сгладить потоки. Важно также выбирать материалы с высокой стойкостью к кавитации для критически важных деталей, что поможет снизить последствия от кавитационного разрушения.

Визуализация изменения скорости потока (рисунок 4.5) является важным инструментом для анализа проблемных зон. Определение мест с высоким сжатием потока позволит сфокусироваться на наиболее уязвимых участках конструкции и внести соответствующие изменения. Если потребуется, можно также рассмотреть применение численных методов для более точного моделирования потока и оценки кавитационного риска.

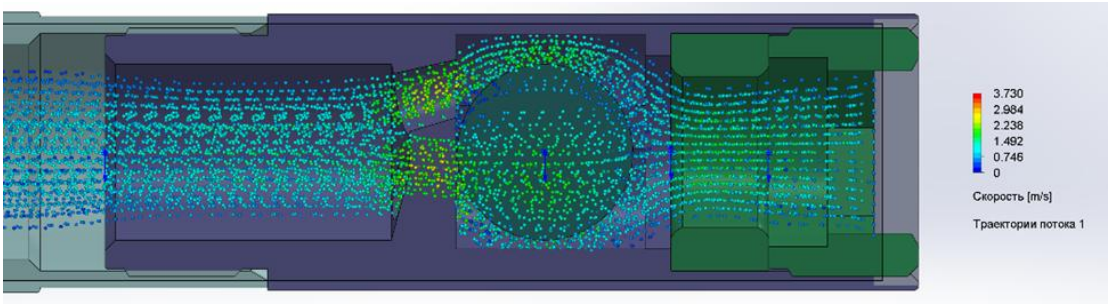


Рисунок 4.5 – Демонстрация движения скоростного потока нефтесодержащей жидкости

Из представления траектории видно, что в карманах между корпусом и шаром скорость потока достигает 2,238 м/с, что указывает на значительное сжатие потока в этих зонах. Это увеличение скорости в карманах может способствовать образованию кавитационных пузырьков, так как резкое изменение давления часто наблюдается именно в таких местах.

В отверстиях скорость потока колеблется в диапазоне от 2,238 м/с до 2,984 м/с. Это свидетельствует о том, что в этих областях также происходят значительные изменения, которые могут привести к возникновению кавитации, особенно на переходах между различными сечениями.

Такая динамика потока требует особого внимания к проектированию конструкции клапана. Уменьшение резких изменений в геометрии и увеличение проходных сечений могут помочь снизить скорость потока и предотвратить условия, способствующие кавитации. Оптимизация этих параметров важна для обеспечения надежной работы нагнетательного клапана и повышения долговечности его компонентов. Скорость ограничивается пропускной способностью зазоров и формой отверстий.

Для уточнения полученных результатов и обоснования оптимальных гидродинамических характеристик штангового глубинного насоса выполнен уточненный расчёт эксплуатационных показателей насоса. Исследования проводились для штангового вставного насоса 73-НВ1Б-44-12-18 (таблица 2.1). Определение параметров потока нефтесодержащей жидкости в рабочем пространстве насосной установки необходимо для проведения уточняющего программного расчёта в модуле FloEFD.

Подача глубинно-насосной установки $Q_Т$ штангового насоса определяется по зависимости (2.5). Для ее вычисления необходимо рассчитать следующие параметры:

– вес столба жидкости над плунжером насоса, Н:

$$P_{ж} = \frac{L \cdot \rho_{ж} \cdot g \cdot F_{пл}}{10^4}, \tag{4.1}$$

где L – глубина спуска насоса, см;

$\rho_{ж}$ – плотность жидкости, г/см^3;

$F_{пл}$ – площадь сечения плунжера насоса, см^2.

Получаем

$$P_{ж} = \frac{160000 \cdot 0{,}859 \cdot 9{,}81 \cdot 15{,}2}{10^4} = 2049{,}4 \text{ Н}.$$

– коэффициент подачи (η_1), учитывающий удлинение штанг во время двойного хода (2.8) [78, с. 10; 140, 141]:

$$\eta_1 = \frac{(P_{ж} + P_{тр} + F_{тр})L}{E \cdot S_A}\left(\frac{1}{f_{ш}} + \frac{1}{f_{т}}\right) = \frac{10^5 \cdot 2049{,}4 \cdot 1600}{1{,}5 \cdot 2 \cdot 10^{11}}(0{,}38) = 0{,}415$$

– коэффициент (η_2) определяется по номограмме на рисунке 4.6 [141, с. 62]. В номограмме для определения η_2 используются глубина установки насоса L=1600 м и n=15 мин$^{-1}$ в соответствии с характеристиками СК (таблица 2.3).

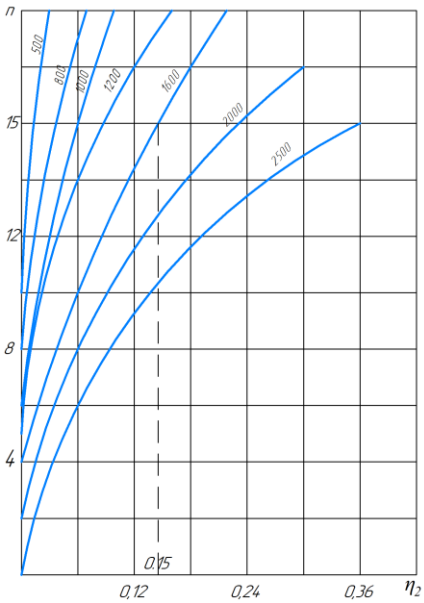


Рисунок 4.6 – Номограмма для определения коэффициента подачи насоса η_2

Примечание – Составлено по источнику [141, с. 62]

Согласно номограмме, значение коэффициента η_2=0,15. В таком случае общее значение коэффициента подачи насоса η, согласно формуле (2.29), будет иметь следующее значение:

$$\eta = 1 - \eta_1 + \eta_2 = 1 - 0{,}415 + 0{,}15 = 0{,}735.$$

Исходя из выше полученного значения коэффициента подачи насоса η, определяем подачу штангового глубинного насоса $Q_Т$:

$$Q_T = 1440 \cdot \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4} \cdot n \cdot S_{пл} \cdot \eta = 1440 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}044^2}{4} \cdot 15 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}735 = 36{,}21 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Уточнённый расчёт показал, что при установке ШГН на глубину 1600 м теоретический расход жидкости составит 36,21 м^3/сут. При установке насоса на глубину 2000 м, согласно зависимости (2.5), добыча насоса Q_T должна возрастать. Но в реальных условиях такого не происходит. В первую очередь, это связано с тем, что при увеличении общей длины (до 2000 м) штанг снижается жесткость всей системы и это обстоятельство приводит к необходимости уменьшать число двойных ходов (n) плунжера в минуту. Т.е. 15 ходов головки балансира СК в минуту будет соответствовать скорости движения плунжера равной 45 м/мин, т.е. скорость передвижения – 0,75 м/сек.

Для дальнейшего программного расчета было определено давление на выходе насоса $p_{вн}$, принимая его равным давлению столба жидкости на глубине 1600 м, что соответствует значению 13,34 МПа. Эти параметры соответствуют идеальной жидкости, однако для практического применения необходимо

учитывать характеристики откачиваемой продукции, так как они могут значительно повлиять на работу насоса.

Для выполнения дальнейших корректировочных расчётов приняты средние значения физико-химических характеристик высокопарафинистой нефти месторождения Узень, залегающей практически на всей территории Республики Казахстан (таблица 2.4) [142]. Месторождения Узень характеризуется сложностью добычи нефтяной жидкости ввиду повышенного износа оборудования из-за содержащихся в ней механических примесей, АСПО и агрессивно-коррозионной среды, обводнённостью с высоким содержанием газа.

Расчёт физических свойств нефти при заданных условиях проводился по следующим зависимостям, которые описаны в следующих источниках [143-146].

Количество растворенного в нефти газа $\Gamma_0(p)$ определяет по зависимости:

$$\Gamma_0(p) = \Gamma_0(p_{нас})\left[(p - p_0)/(p_{нас} - p_0)\right]^c \quad (4.2)$$

где $\Gamma_0(p_{нас})$ – количество газа, растворенного в 1 м^3 нефти при давлении насыщения $p_{нас}$, приведенное к нормальным условиям, м^3/м^3;

p – текущее $p_{нас} \le p \le p_0$ давление, МПа;

p_0 – атмосферное давление, МПа;

c – эмпирический коэффициент, значение которого для дальнейших расчетов принимаем равным c=0,5.

Объемные коэффициенты нефти $b_н(p)$ и жидкости $b_ж(p)$ рассчитывают по следующим зависимостям:

$$b_H(p) = 1 + (b_H - 1)\left[(p - p_0)/(p_{нас} - p_0)\right]^{0,25} \quad (4.3)$$

$$b_{ж}(p) = b_H(p)(1 - \beta_B) + b_B(p)\beta_B \quad (4.4)$$

где $b_н$, $b_в(p)$ – объемный коэффициент нефти при $p=p_{нас}$ и воды соответственно. В дальнейших расчетах принято, что $b_B(p)=1$, $b_н$ определяется по отношению плотности нефти при атмосферном давлении и плотности пластовой нефти при температуре пласта согласно номограмме (рисунок 4.7) [146, с. 19; 147].

Объёмный коэффициент нефти равен: $b_н$=869/859=1,012.

Диаграмма показывает, что плотность газожидкостной смеси зависит от температуры в нефтеносных пластах, т.е. чем выше температура, тем ниже плотность нефти. Согласно приближенной кривой, представленной на номограмме (рисунок 4.7) для расчетов, выбирается приближенное значение плотности нагретой нефтяной жидкости. Как видно из диаграммы, более близкое значение плотности на графике к принятому значению (859 кг/м^3) – это показатель плотности нагретой среды 869 кг/м^3.

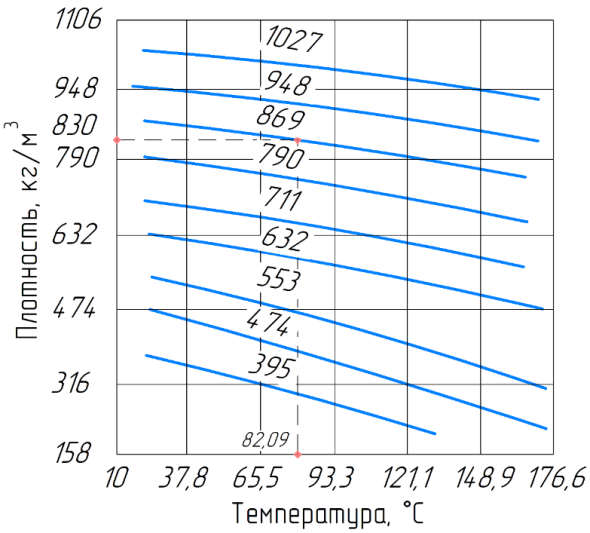


Рисунок 4.7 – Диаграмма изменения плотности нефти от её температуры

Примечание – Составлено по источнику [146, с. 19]

Для расчета характеристик потока смеси жидкости и газа при текущем давлении p на участках насоса определим следующие параметры:

– расход жидкости, м^3/с:

$$Q_{ж}(p) = Q_{НД} b_{ж}(p)(1-\beta_B), \tag{4.5}$$

– расход свободного газа, м^3/м^3:

$$V_{ГВ}(p) = [\Gamma_0(p_{нас}) - \Gamma_0(p)] z p_0 T_{ск} Q_{НД} /(p T_0), \tag{4.6}$$

– расход газожидкостной смеси, м^3/с:

$$Q_{см}(p) = Q_{ж}(p) + V_{ГВ}(p), \tag{4.7}$$

– плотность газонасыщенной нефти, кг/м^3:

$$\rho_H(p) = \left[\rho_{НД} + \rho_{ГСТ}\Gamma_0(p)\right] / b_H(p), \tag{4.8}$$

где $Q_{НД} = Q_{жд}(1 - \beta_B)$ – дебит дегазированной нефти, м^3/с;

$\beta_B = 0{,}1$; $T_0 = 273$ К;

$T_{скв}$ – средняя температура в стволе скважины, К;

z – коэффициент сверх сжимаемости газа, величина которого в дальнейших расчетах принята $z=1$.

Для определения потока газонасыщенной смеси принимаем значение давления на приеме насоса ($p_{пн}$) равным 30% от давления насыщения газа ($p_{нас}$). Давление насыщения газа рассчитывается исходя из газосодержания в нефти

свободного газа ($м^3/м^3$) и коэффициента A, который зависит от плотности добываемой продукции и для ρ=0,859 г/см³ равен A=0,1293.

Давление насыщения газа:

$$p_{нас} = AG, \tag{4.9}$$

где G – газосодержание в нефти, $м^3/ м^3$.

Получаем:

$$p_{нас} = 0{,}1293 \cdot 111{,}89 = 14{,}46 \text{ МПа}.$$

Давление на приёме насоса:

$$p_{пн} = 0{,}3 \cdot 14{,}46 = 4{,}34 \text{ МПа}.$$

Определяем расход газожидкостной смеси при давлении $p_{пн}$:

$$Q_{нд} = 3{,}5 \cdot 10^{-4}(1 - 0{,}1) = 2{,}7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$b_н(p_{пн}) = 1 + \left[\frac{(4{,}34 - 0{,}1)}{(14{,}46 - 0{,}1)}\right]^{0{,}25} = 1{,}22;$$

$$b_ж(p_{пн}) = 1{,}22 \cdot (1 - 0{,}1) + 1 \cdot 0{,}1 = 1{,}198;$$

$$Q_ж(p_{пн}) = 2{,}7 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}198 \cdot (1 - 0{,}1) = 2{,}9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\Gamma_0(p_{пн}) = 111{,}89 \cdot \left[\frac{(4{,}34 - 0{,}1)}{(14{,}46 - 0{,}1)}\right]^{0{,}5} = 60{,}8 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{ГВ}(p_{пн}) = \frac{[111{,}89 - 60{,}8] \cdot 0{,}1 \cdot 324 \cdot 2{,}7 \cdot 10^{-4}}{(4{,}34 \cdot 273)} = 3{,}8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$Q_{см}(p_{пн}) = 2{,}9 \cdot 10^{-4} + 3{,}8 \cdot 10^{-4} = 6{,}7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}, \quad Q_{см}(p_{пн}) = 58 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

К эксплуатационным показателям насоса относится подача глубинно-насосной установки $Q_Т$, которая зависит от коэффициента подачи η, диаметра плунжера $d_{пл}$, глубины спуска насоса L, числа двойных ходов n и хода плунжера $S_{пл}$. Определены значения давление на выходе $p_{вн}$ насоса.

Определены и обоснованы оптимальные гидродинамические характеристики насоса: количество растворенного в нефти газа на приеме насоса – $\Gamma_0(p_{пн})$=60,8 $м^3/м^3$; расход жидкости – $Q_ж(p)$=2,9·10^{-4} $м^3/с$; расход свободного газа – $V_{ГВ}$=3,8·10^{-4} $м^3/м^3$; расход газожидкостной смеси – $Q_{см}(p)$=6,7·10^{-4} $м^3/с$.

Для описания механизма снижения ресурсной долговечности основных элементов насоса необходимо исследовать влияние на его работу эксплуатационных характеристик и состава много компонентной нефти.

4.2 Исследование влияния эксплуатационных характеристик и состава многокомпонентной нефти на механизм снижения долговечности основных элементов насоса

Один из параметров, характеризующий процесс отделения газообразной фазы от нефтяного флюида (жидкой фазы) является коэффициент сепарации газа у приема ШГН.

Коэффициент сепарации газа у приема ШГН определяем по приближенной зависимости [148]:

$$\sigma_c = \frac{1-\left(D_{НКТ} / D_{ЭК}\right)}{1+0{,}93\cdot Q_{ж}(p_{пн}) / \omega_s \cdot D_{ЭК}^2}, \qquad (4.10)$$

где $D_{эк}$ – внутренний диаметр эксплуатационной колонны скважины, м;

$D_{нкт}$ – наружный диаметр насосно-компрессорных труб на уровне приема насоса, мм;

ω_s – относительная скорость движения газа на участке приема насоса, при β<0,5 принимаем ω_s=0,02 м/с.

Тогда

$$\sigma_c = \frac{1-\left(0{,}06/0{,}15\right)}{1+0{,}93\cdot 2{,}9\cdot 10^{-4}/0{,}02\cdot 0{,}15^2} = 0{,}375.$$

Так как во время подъема нефтяной смеси у приема насоса происходит процесс отделения части свободного газа, то согласно зависимости (4.10) для нахождения коэффициента сепарации газа изменяется газовый фактор жидкости, который определяется по следующей зависимости:

$$\Gamma_0' = \Gamma_0(p_{нас}) - \left[\Gamma_0(p_{нас}) - \Gamma_0(p_{пн})\right]\sigma_c, \qquad (4.11)$$

$$\Gamma_0' = 111{,}89 - \left[111{,}89 - 60{,}8\right]\cdot 0{,}375 = 92{,}73 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Уточним давление насыщения ($p'_{нас}$) в соответствии с трубным газовым фактором. Это значение рассчитаем по следующей зависимости:

$$p'_{нас} = \left(\Gamma_0' / \Gamma_0(p_{нас})\right)^{1/c}\cdot(p_{нас} - p_0) + p_0, \qquad (4.12)$$

$$p'_{нас} = \left(92{,}73/111{,}89\right)^{1/0{,}5}\cdot(14{,}46 - 0{,}1) + 0{,}1 = 9{,}99 \text{ МПа}.$$

Следующий этап – это при найденном давлении насыщения определить количество поступающего в насос свободного газа ($V'_{гв}$) и газожидкостной смеси ($Q'_{см}(p_{пн})$):

$$V'_{ГВ}(p_{пн}) = V_{ГВ}(p_{пн}) \cdot (1 - \sigma_c), \tag{4.13}$$

$$V'_{ГВ}(p_{пн}) = 3{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - 0{,}375) = 2{,}4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q'_{см}(p_{пн}) = Q_{ж}(p_{пн}) + V'_{ГВ}(p_{пн}), \tag{4.14}$$

$$Q'_{см}(p_{пн}) = 2{,}9 \cdot 10^{-4} + 2{,}4 \cdot 10^{-4} = 5{,}3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},\ Q'_{см}(p_{пн}) = 46 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Далее выполнен расчёт столба нефти при давлении на выходе насоса ($p_{вн}$), используя классические зависимости, приведённые выше.

$$b_н(p_{вн}) = 1 + (1{,}3 - 1)\left[\frac{(13{,}34 - 0{,}1)}{(14{,}46 - 0{,}1)}\right]^{0{,}25} = 1{,}294;$$

$$b_{ж}(p_{вн}) = 1{,}3 \cdot (1 - 0{,}1) + 1 \cdot 0{,}1 = 1{,}27;$$

$$Q_{ж}(p_{вн}) = 2{,}7 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}27 \cdot (1 - 0{,}1) = 3{,}09 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\Gamma_0(p_{пн}) = 111{,}89 \cdot \left[\frac{(13{,}34 - 0{,}1)}{(14{,}46 - 0{,}1)}\right]^{0{,}5} = 107{,}44 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{ГВ}(p_{пн}) = \frac{[111{,}89 - 107{,}44] \cdot 0{,}1 \cdot 324 \cdot 2{,}7 \cdot 10^{-4}}{(13{,}34 \cdot 273)} = 0{,}11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q'_{см}(p_{вн}) = 3{,}2 \cdot 10^{-4} + 0{,}1 \cdot 10^{-4} = 3{,}3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},\ Q_{см}(p_{пн}) = 28{,}5 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Определяем рабочее давление в цилиндре ($p_{всц}$, $p_{нц}$) и расход ($Q_{клвс}$, $Q_{клнаг}$) через всасывающий и нагнетательный клапаны во время эксплуатации, используя полученные выше значения газожидкостной смеси на приеме и на входе насоса ($Q'_{см}(p_{пн})$ и $Q'_{см}(p_{вн})$).

Расход жидкости через клапан:

$$Q_{клвс} = Q'_{см}(p_{пн}) \text{ и } Q_{клнаг} = Q'_{см}(p_{вн}). \tag{4.15}$$

Максимальная скорость движения нефти (v_{max}) через отверстие седла клапана и соответствующее этой скорости число Рейнольдса $Re_{кл}$ рассчитываются по следующим зависимостям:

$$v_{\max} = \frac{\pi Q_{кл}}{S_{кл}}, \tag{4.16}$$

$$Re_{кл} = \frac{v_{\max} d_{кл}}{v_{ж}}. \tag{4.17}$$

где $S_{кл}$ – площадь поперечного сечения отверстия седла, м^2;

$v_{ж}$ – кинематическая вязкость жидкости, м^2/с.

В качестве вязкости $v_{ж}$ для расчета выбирается вязкость наибольшего компонента из откачиваемой жидкости, что может быть, например, вода или нефть. Для Казахстанских месторождений при температуре Т=330 К варьируется от $0{,}03\cdot10^{-4}$ м^2/с до $0{,}34\cdot10^{-4}$ м^2/с. Для расчета примем значение $v_{ж}$ $=0{,}2\cdot10^{-4}$ м^2/с. Это значение будет использоваться для оценки динамических характеристик потока, таких как потери на трение и скорость движения жидкости. Учитывая вязкость, можно более точно рассчитать параметры потока смеси жидкости и газа, что поможет в проектировании и оптимизации работы насосной системы. Определим максимальные скорости движения нефти через отверстие седла клапана и соответствующее этой скорости число Рейнольдса $Re_{кл}$:

$$v_{\max вс} = \frac{3{,}14\cdot5{,}3\cdot10^{-4}}{3{,}14\cdot0{,}03^2} = 0{,}6 \text{ м/с},$$

$$v_{\max наг} = \frac{3{,}14\cdot3{,}3\cdot10^{-4}}{3{,}14\cdot0{,}023^2} = 0{,}63 \text{ м/с},$$

$$Re_{клвс} = \frac{0{,}63\cdot0{,}03}{0{,}2\cdot10^{-4}} = 945,$$

$$Re_{клнаг} = \frac{0{,}63\cdot0{,}023}{0{,}2\cdot10^{-4}} = 725.$$

Разница давлений до и после клапана определяем выражением:

$$\Delta p_{кл} = \frac{v_{\max}^2 \cdot \rho_{жд}}{2\xi_{кл}^2}, \tag{4.18}$$

где $\xi_{кл}$ – коэффициент сопротивления потоку жидкости, зависящий от давления, расхода и степени открытия клапана. Для расчета примем $\xi_{кл}$=0,4;

$\rho_{жд}$ – плотность дегазированной жидкости, кг/м^3.

Следовательно, в клапанах насоса перепад давления $\Delta p_{кл}$ будет определяться по следующей зависимости:

$$\rho_{жд} = \rho_{нд}(1-\beta_в) + \rho_в\beta_в . \quad (4.19)$$

Тогда получаем:

$$\rho_{жд} = 859(1-0{,}1) + 1000 \cdot 0{,}1 = 873{,}1 \text{ кг/м}^3$$

$$\Delta p_{клвс} = \frac{0{,}6^2 \cdot 873{,}1}{2 \cdot 0{,}4^2} = 0{,}000982 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{клнаг} = \frac{0{,}63^2 \cdot 873{,}1}{2 \cdot 0{,}4^2} = 0{,}001083 \text{ МПа}$$

Перепад давления характеризует процесс изменения давления в заклапанной зоне, после прохождения нефтяного потока через клапан. С учетом перепада давления при всасывании и нагнетании, давление в зонах будет иметь следующее значение:

$$p_{всц} = p_{пн} - \Delta p_{клвс} = 4{,}34 - 0{,}001 = 4{,}399 \text{ МПа},$$

$$p_{нагц} = p_{вн} - \Delta p_{клнаг} = 13{,}34 - 0{,}001 = 13{,}399 \text{ МПа}.$$

Для исследования гидродинамического течения нефтесодержащей жидкости в рабочей камере использовались расчетные модули программной среды FloEFD. В процессе программного моделирования динамического процесса истечения нефтегазовой жидкости через всасывающий клапан ШГН (рисунок 4.8) было принято действительное объемное расход $Q_{клвс}$ на входе клапана равным $Q_{клвс}=5{,}3\cdot10^{-4}$ м^3/с. Статическое давление в проходном сечении отверстия седла клапана составило $p_{всц}=4{,}399$ МПа.

Эти параметры являются важными для анализа потока и его характеристик. Объемный расход помогает оценить скорость движения жидкости и распределение давления в системе, в то время как статическое давление позволяет определить условия, при которых происходит взаимодействие жидкости с клапаном. Программное моделирование с использованием FloEFD позволяет более точно визуализировать и анализировать поведение потока, выявлять возможные проблемы, такие как кавитация или избыточное давление, и оптимизировать конструкцию клапана для улучшения его работы.

Используя полученные выше значения для гидродинамического расчёта, определены значения скорости жидкости (v) и давления (p) в области всасывающего клапана без учета кавитации. Графически полученные значения визуально представлены в виде изоповерхности на рисунке 4.8 и рисунке 4.9.

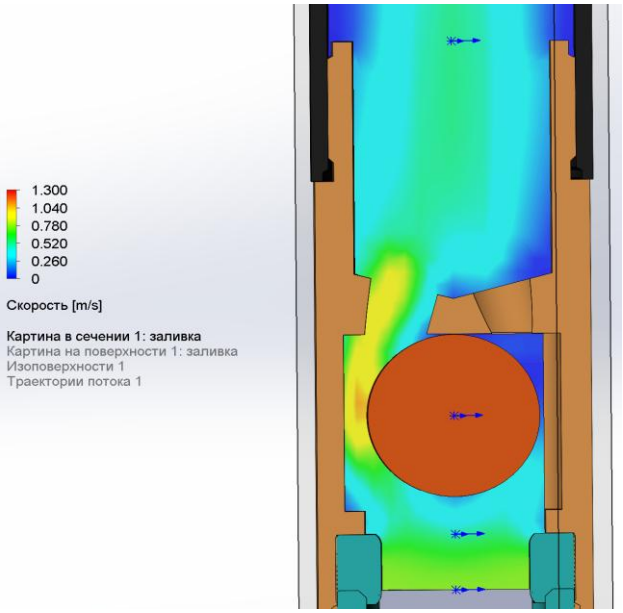


Рисунок 4.8 – Распределение скорости жидкости без кавитационного расчета

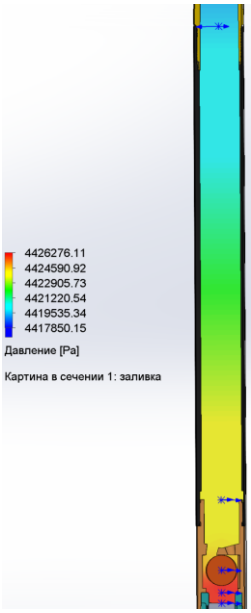


Рисунок 4.9 – Распределение давления в области всасывающего клапана без учета кавитации

Графическое представление и результаты расчетов, выполненных в программной среде FloEFD, продемонстрировали, что механически сложная нефтегазовая жидкость, проходя через всасывающий клапан, достигает скорости $v_{вс}$=0,75 м/с. Это значение согласуется с расчетным значением скорости $v_{клвс}$=0,6 м/с с учетом погрешности, которая составляет 20%. Данная скорость также характерна для механических примесей, содержащихся в нефтяной среде, что может приводить к деградации рабочих поверхностей сопряженных деталей насоса.

Анализ модели (рисунок 4.8) показал, что статическое давление $p_{всц}$, равное 4,399 МПа, не оказывает значительного влияния на скорость перемещения жидкости через отверстие седла клапана. Моделирование подтвердило, что основными факторами, формирующими скоростной поток, являются изменение значений объемного расхода жидкости $Q_{клвс}$ и диаметр отверстия в седле клапана, который составляет $d_{клвс}$=30 мм.

Кроме того, графическое представление потока указывает на то, что увеличение скоростного режима до $v_{клвс}$=0,78 м/с происходит в зазоре между карманом корпуса клапана и шаром. В этом месте скорость достигает максимального значения $v_{клвс}$=1,27 м/с ближе к проходному сечению клапана. В дальнейшем, в заклапанном пространстве наблюдается выравнивание, и стабилизация скоростного режима жидкости до значений в диапазоне $v_{клвс}$=0,75÷0,78 м/с. Переходные зоны сечения выходных отверстий клапана способствуют расширению потока и изменению давления до значения $p_{всц}$=4,426 МПа.

Полученные результаты подчеркивают значимость оптимизации геометрии клапана и тщательного учета динамики потока в процессе проектирования насосных систем. Данные аспекты являются критически

важными для повышения эффективности работы насосов, предотвращения кавитационных явлений и снижения износа рабочих поверхностей, что в конечном итоге способствует увеличению срока службы оборудования. Дальнейшие исследования могут сосредоточиться на более детальном анализе влияния различных параметров, таких как вязкость жидкости, содержание механических примесей и условия эксплуатации, на характеристики потока и работу клапанов в нефтегазовых системах.

Описанный процесс фокусирует область схождения трех потоков жидкости на выходе из клапана, создавая турбулентные потоки, которые разносят многокомпонентные механические и абразивные примеси по внутренним поверхностям цилиндра. Постоянно нарастающий слой асфальтосмолопарафиновых отложений на этих поверхностях значительно снижает эффективность добычи нефти.

В процессе эксплуатации штанговых насосов толщина слоя АСПО увеличивается, что приводит к уменьшению технологических зазоров между рабочей поверхностью плунжера и цилиндра. Возвратно-поступательное движение плунжера, сопровождающееся всасывающим эффектом, способствует постоянному наращиванию слоя АСПО и, в конечном итоге, его уплотнению. Такой эффект приводит к отрыву налипшего слоя и переносу его в зону трения между парой плунжер-цилиндр. Это, в свою очередь, вызывает ускоренный абразивный износ и коксование на поверхности цилиндра и НКТ. Данный механизм является ключевым в объяснении областей изнашивания деталей ШГН и подчеркивает важность разработки эффективных методов контроля и предотвращения образования АСПО для повышения надежности и срока службы насосного оборудования.

Таким образом, необходимы дальнейшие исследования, направленные на оптимизацию геометрии клапанов и конструкций насосов, а также на внедрение современных технологий, позволяющих минимизировать образование отложений и повысить эффективность работы ШГН.

На рисунке 4.9 представлено изменение давления в подплунжерном пространстве насоса. Изоповерхности демонстрируют, что давление увеличивается после прохождения через отверстие диаметром $d_{клвс}$=30 мм. Однако при дальнейшем движении потока через зазоры между шаром и корпусом клапана наблюдается сужение потока, что приводит к увеличению его скорости и снижению давления на стенки клапана. По мере приближения к плунжеру давление продолжает уменьшаться, что обусловлено движением плунжера и созданием всасывающего эффекта. Этот эффект критически важен для функционирования насоса, так как он способствует подаче жидкости к плунжеру.

Расчет позволил выявить небольшие отклонения давления, создаваемые потоком на внутренних стенках клапана и цилиндра. Давление $p_{всцпрог}$ варьируется от 4,418 МПа до 4,426 МПа относительно расчетного давления $p_{всц}$=4,399 МПа. Эти изменения подчеркивают важность точного контроля

давления в системе, так как даже небольшие отклонения могут влиять на эффективность работы насоса и его долговечность.

Данные результаты подчеркивают необходимость дальнейшего изучения динамики потока и давления в насосных системах, а также оптимизации конструкции клапанов и плунжеров для улучшения гидравлических характеристик и повышения надежности работы оборудования.

Для оценки кавитационных процессов были приняты соответствующие параметры среды (рисунок 4.10). Расчет скорости жидкости в условиях кавитационного эффекта, представленный на рисунке 4.11, показал, что жидкость, находящаяся за седлом шарика, формирует область обратного течения, направленную к седлу клапана.

Свойство	Значение
Имя	Нефть
Комментарии	
Плотность	850 kg/m^3
Динамическая вязкость	0.128 Pa*s
Удельная теплоемкость (Cp)	2100 J/(kg*K)
Коэффициент теплопроводности	0.12 W/(m*K)
Эффект кавитации	☑
Молярная масса	0.3 kg/mol
Температура	330 K
Давление насыщения	14400000 Pa
Радиационные свойства	☐

Рисунок 4.10 – Параметры нефтегазовой жидкости

Кроме того, в районе отверстия седла наблюдается резкое изменение скорости потока, достигающее значений до 80 м/с. Это создает условия, при которых возникает обратное истечение жидкости, что недопустимо в процессе такта всасывания. Данные результаты указывают на наличие потенциально кавитационных явлений, которые могут негативно сказаться на эффективности работы насоса и привести к повреждениям его компонентов.

Таким образом, выявленные области обратного течения и резкие перепады скорости подчеркивают необходимость оптимизации конструкции клапана и контроля параметров потока. Для предотвращения кавитации важно учитывать динамику жидкости и применять методы, способствующие стабильности потока, что, в свою очередь, повысит надежность и долговечность насосного оборудования.

Расположение областей с увеличенной скоростью и обратным течением потока может быть вызвано неточностями обработки входных данных программой, поскольку реальный поток жидкости при заданных параметрах не демонстрирует кавитационных явлений в данной области. Для более точной оценки были проведены дополнительные расчеты давления жидкости (рисунок 4.12) с активированным модулем расчета кавитации в программе FloEFD.

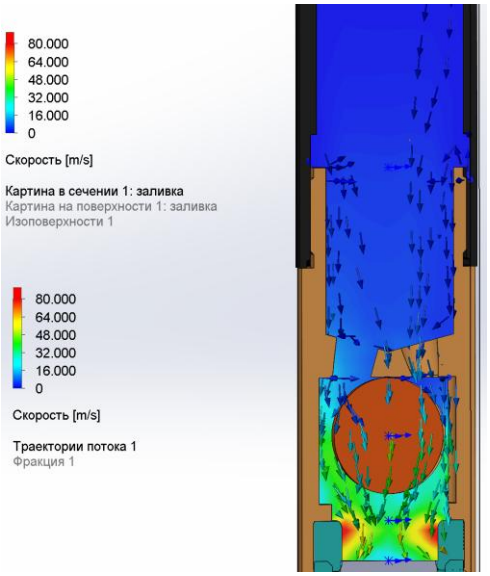


Рисунок 4.11 – Распределение скоростей потока жидкости с учетом кавитации



Рисунок 4.12 – Распределение давления с учетом кавитационного воздействия

этих расчетов представлены в виде изоповерхностей и стрелочного распределения потоков, что позволяет визуализировать процесс истечения жидкости внутри клапанного узла и выявить наиболее вероятные места образования кавитации. Такой подход дает возможность более глубоко проанализировать динамику потока и выявить зоны, подверженные кавитационным эффектам, что критически важно для повышения надежности работы насосного оборудования и предотвращения потенциальных повреждений.

Понимание этих процессов поможет оптимизировать конструкцию клапана и условия его эксплуатации, что, в свою очередь, будет способствовать улучшению эффективности работы системы в целом.

Согласно рисунку 4.11, потоки жидкости движутся в направлении, противоположном фактическому направлению подачи плунжера, что недопустимо в условиях такта всасывания. Это явление указывает на ошибку программного расчета, связанное с отсутствием кавитации в исследуемой области.

Кроме того, данное явление может быть связано с высоким содержанием растворенного газа в жидкости. При входе жидкости в рабочую область насоса наблюдается снижение давления насыщения, что приводит к естественному газовыделению. Это явление не является кавитацией и не создает разрушительного воздействия на детали штангового насоса.

Понимание различий между газовыделением и кавитацией критически важно для оценки состояния и надежности насосного оборудования. Данные выводы подчеркивают необходимость более тщательного анализа характеристик жидкости и условий работы насоса для предотвращения возможных ошибок в моделировании и обеспечивания эффективной эксплуатации насосных систем.

Явление кавитации может возникать только локально, на участках с быстрыми изменениями показателей скорости или давления. На изоповерхности, представленной на рисунке 4.12, наблюдается снижение давления жидкости в области отверстия седла до 1,43 МПа. Уменьшение давления в данной области возможно при образовании значительного скопления газовых пузырьков, создающих разряженную смесь. Однако наиболее вероятная зона возникновения кавитации в клапане располагается в области сужения потока, в районе отверстий и на стенках, где наблюдается максимальное увеличение скорости потока жидкости.

При анализе рассчитанной изоповерхности (рисунок 4.12) отсутствует резкий перепад давления и скорости. Это позволяет сделать вывод об ошибочном расчете кавитации в среде FloEFD, поскольку при заданных параметрах (рисунок 4.10) в потоке жидкости не может возникнуть области кавитации.

Кроме того, фактор неравномерности заполнения насоса, определяемый как количество свободного газа в насосе $V'_{гв}(p_{пн})=2{,}4\cdot10^{-4}$ м^3/м^3, создает область демпфирования резких перепадов давления внутри рабочей камеры насоса. Это существенно снижает вероятность возникновения кавитации и уменьшает долю кавитационного износа деталей насоса.

Таким образом, дальнейшее исследование и корректировка моделей для учета всех факторов, влияющих на кавитацию, являются необходимыми для повышения точности расчетов и улучшения надежности насосных систем.

Как видно, из анализа исследований и визуализации процессов, происходящих в рабочем пространстве штангового глубинного насоса, что внутренняя поверхность цилиндра штангового насоса более подвержена изнашиванию по сравнению с другими частями контактируемых деталей пары цилиндр-плунжер. Тонкий азотированный слой на внутренней поверхности цилиндра подвержен износу в виде раковин, сколов, царапин, который не защищен от коррозионных процессов среды, механического воздействия и АСПО.

Внутренняя поверхность цилиндра штангового насоса подвергается химико-термической обработке методом азотирования, что позволяет создать упрочненный слой толщиной до 0,5 мм. Этот процесс существенно увеличивает твердость поверхности, которая достигает значений в диапазоне 45÷65 HRC. В то же время, на поверхность плунжера наносится порошковое покрытие из твердых сплавов, толщиной до 2 мм, что обеспечивает дополнительную защиту от износа.

Несмотря на высокую твердость азотированного слоя, следует отметить, что его коэффициент изнашивания значительно ниже по сравнению с твердосплавным покрытием. Это свидетельствует о том, что, хотя азотирование эффективно повышает твердость и устойчивость поверхности к механическим повреждениям, твердосплавные покрытия обеспечивают еще более высокую защиту в условиях интенсивного абразивного износа.

Данное сочетание методов обработки, включающее как азотирование, так и нанесение твердых сплавов, позволяет добиться значительного повышения эксплуатационных характеристик деталей насосного оборудования. Это особенно актуально в условиях, когда компоненты подвергаются воздействию агрессивной среды и высоких механических нагрузок.

Таким образом, применение этих технологий не только продлевает срок службы насосов, но и снижает риск преждевременного износа, что в свою очередь способствует повышению надежности и эффективности работы насосных систем в целом. Дальнейшие исследования в этой области могут сосредоточиться на оптимизации параметров обработки для достижения лучших характеристик износостойкости и долговечности компонентов.

Поэтому в процессе эксплуатации на внутренней поверхности цилиндра образуются раковины, которые подвержены воздействию агрессивно-коррозионной среды, которая имеет в своем составе парафины (17,6%), смолы (9,56%), асфальтены (2,88%), а также твердых включений и песка, которые попадая между поверхностями трения выступают в роли агрессивного абразива высокой твердости. Таким образом, небольшое повреждение азотированного слоя приводит к ускоренному процессу коррозии внутри структуры материала под упрочненным слоем, увеличивая площадь износа поверхности цилиндра.

Именно это обстоятельство ставит задачу о необходимости увеличения износостойкости упрочняющего слоя, применением современных материалов и технологий.

4.3 Экспериментальное исследование качества упрочняющего слоя, выполненного напылением твердосплавного материала при вариации режимов лазерной технологии

Огромное количество причин и факторов, катастрофически снижающие работоспособность и долговечность ШГН, обуславливает необходимость в разработке оптимального универсального способа изготовления ответственных внутренних поверхностей малого диаметра большой длины. Таким образом, стоит сложная научно-техническая проблема по разработке уникального способа изготовления внутренней поверхности штангового насоса малого диаметра, обеспечивающего высокие физико-механические свойства покрытия и технологичность изготовления. Проблема упрочнения поверхностного слоя внутренней поверхности цилиндра сконцентрирована на устранении величины механического износа с применением твердосплавного материала с коррозионостойкими свойствами.

В соответствии с нормативными документами, цилиндры ШГН, изготовленные из углеродистой или низколегированной стали (Сталь 38Х2МЮА ГОСТ 4543-2016), упрочненные азотированием, имеют твердость внутренней поверхности 45÷65 HRC (HV 4,5÷8,0 ГПа). При этом общая глубина азотированного слоя составляет не более 0,2÷0,5 мм. Это обстоятельство не исключает возможность повреждения поверхности

упрочненного слоя и исключает восстановление изношенной поверхности данным методом.

Плунжеры изготавливают из нержавеющей или углеродистой стали. В качестве методов упрочнения поверхности плунжера выбираются следующие: азотирование, нанесение твердохромированного или твердосплавного покрытия. Твердость азотированной поверхности для таких сталей составляет 45÷72 HRC (HV 4,5÷12,0 ГПа), минимальная микротвёрдость на глубине 0,12 мм должна быть не ниже Hμ 4.4 ГПа (440 кгс/мм^2). Микротвердость хромового покрытия составляет порядка HV 7,5÷11,0 ГПа (750÷1100 кгс/мм^2).

Технология ионно-вакуумного азотирования (ИВА) с глубиной 0,25÷0,30 мм увеличивает не прямолинейность оси участка цилиндра в среднем до 0,2 мм на каждый метр длины, что превышает допуск на этот параметр в 2 раза. Для обеспечения необходимого допуска в 0,1 мм, предусмотренного стандартами API и ГОСТ, выполняется правка поперечным изгибом. Это приводит к появлению на азотированной поверхности многочисленных трещин размерами от 2 до 5 мкм.

Далее после правки, для обеспечения гарантированного технологического зазора между плунжером и цилиндром от 0,025 мм до 0,163 мм, в зависимости от группы посадок, необходимо провести операцию хонингование. Этот процесс выполняется многорядными хонинговальными головками, которые имеют достаточно жесткий корпус. Такая механическая обработка поверхности обеспечивает прямолинейность оси цилиндра, но приводит к удалению части азотированного слоя на глубину 0,03÷0,1 мм.

Достоинство химико-термической обработки методом хромирования заключается в высокой твердости, повышенной износостойкости покрытия и отсутствие коробления тела цилиндра при нанесении этого покрытия. Недостаток – пористость любого покрытия на основе хрома и небольшая толщина упрочняемого слоя. Испытания на коррозионную стойкость хромового покрытия показывают, что по зонам возникновения дефектов происходит процесс интенсивного растрава как в ширину, так и в глубину металла.

Через семь суток эксплуатации размеры дефектов по глубине начинают превышать толщину покрытия, что свидетельствует о начале процесса коррозионного и эрозионного изнашивания основного металла. Сравнительные коррозионные испытания азотированного слоя, проведенные при различных параметрах снятия припуска 2–3 мкм и 50 мкм, показали значительное увеличение скорости коррозии. Так, скорость коррозии увеличилась в три раза, с 0,12 г/м²·ч до 0,37 г/м²·ч, эти результаты подчеркивают важность контроля толщины покрытия и его характеристик, так как более тонкие слои могут быть менее устойчивыми к коррозионным процессам.

Условия эксплуатации штанговых глубинных насосов месторождения Узень – это в основном обводненная нефть (85%) с высоким содержанием коррозийных элементов (соленая вода с $C0_2$ и H_2S) и с высоким содержанием абразивных компонентов ($\omega_{мех.примес}$=0,05%). Механические примеси нефтяного флюида содержат кварцевый песок. Его уровень твердости по шкале Мооса

составляет порядка 7 единиц из 10, что соответствует твердости 60÷65 HRC (HV 710÷845 кгс/мм^2, т.е. 7÷8,3 ГПа).

При возникновении не стандартных условий эксплуатации, например, отворот или обрыв штанги, искривление оси плунжера под действием изгибающих нагрузок и других ситуаций, происходит процесс царапания внутренних стенок цилиндра более твердым телом – плунжером. В этом случае происходит процесс механического изнашивания поверхности цилиндра с повреждением основного металла (Ha/Hм>1,4).

Скорость износа в пластовой воде по сравнению с нефтью в 5-6 раз выше и может достигнуть одного миллиметра в месяц.

При соблюдении требований технологических стандартов в процессе изготовлении насоса подразумевается, что значение коэффициента местного сопротивления зазора пары цилиндр-плунжер достаточно, чтобы давление в зоне контакта цилиндр-плунжер сверху и снизу было незначительным и обеспечивало утечки жидкости через зазор при первой и второй группе посадки 1-2% от объема перекачиваемой жидкости.

Технологией изготовления насосов предусматривается для каждой группы посадок Fit1…Fit5 с номинальными зазорами от 0,025-0,125 мм превышение предельного отклонения на 0,063 мм [37, с. 19].

Это значительное отклонение вместе с номинальным зазором в отдельные моменты работы насоса позволяет проникать большему количеству добываемой жидкости, а величина зазора между стенками цилиндра и плунжера при $\delta_t \geq 0{,}163$ не является препятствием для проникновения значительного количества песка. На практике это проявляется во время эксплуатации ремонтных СШН в скважинах межремонтный период, которых в 2-2,5 раза ниже скважин, в которых спущены новые насосы [149-151].

Еще одной важной причиной износа пары плунжер-цилиндр является невозможность центровки плунжера относительно цилиндра из-за кривизны скважины. Вследствие этого нормативный зазор выдерживаться не будет, и песок будет проникать в зазор и интенсивно изнашивать пару плунжер-цилиндр.

Решением технической проблемы уменьшения износа цилиндра предлагается в нанесении на внутреннюю поверхность цилиндра упрочняющего покрытия, обладающего высокой механической износостойкостью и инертными свойствами к агрессивной среде.

Жесткие требования к штанговым насосам для малодебитных скважин предопределяют использование коррозионностойких и износостойких никелевых и кобальтовых сплавов, таких как ЗМИ-ЗУ, ЖС-6, U-5000, Fsx-414 и других. Структура этих сплавов состоит из γ-матрицы с равномерно распределенной в ней упрочняющей мелкодисперсной g-фазы.

В условиях высоких скоростей абразивно-эрозионного изнашивания сплавы подвергаются структурным превращениям, включая коагуляцию и изменения морфологии упрочняющей g-фазы и карбидов как в теле сплава, так и на границах зерен. Эти процессы могут привести к ухудшению механических

свойств материалов, что непосредственно сказывается на их долговечности и надежности. Дальнейшая эксплуатация ШГН невозможна, хотя ресурс их работы не исчерпан [152-154].

Изменения, происходящие в структуре сплава, могут увеличивать восприимчивость материала к дальнейшему износу и коррозии, что делает необходимым постоянный мониторинг и оценку состояния компонентов насосного оборудования. Для повышения устойчивости к абразивному износу и коррозии целесообразно разрабатывать новые композиции сплавов, а также внедрять технологии термообработки, направленные на улучшение микроструктуры и свойств сплавов.

Данные исследования могут также включать в себя анализ воздействия различных эксплуатационных условий на структурные изменения сплавов, что позволит создать более эффективные и долговечные материалы для применения в штанговых насосах.

Основным недостатком добывающего комплекса является снижение физико-механических свойств поверхности и коррозионное разрушение структуры, а также высокая шероховатость, которая при взаимодействии нефтяного флюида с высвобождаемыми кислотно-солевыми радикалами металла деградирует структуру ШГН. Основная проблема стоит в необходимости контроля микроструктуры, пористости и соблюдении баланса растягивающих и сжимающих напряжений. Следовательно, в СНГ технологии проектирования и изготовления добывающих комплексов значительно отстают от современных реалий. Актуальным способом является изготовление с применением высококонцентрированных источников лазерно-плазменной энергии.

Исследования Френкеля Я.И., Ивановского В.Н., Елагиной О.Ю. и других ученых [155-159] показали, что лазерные технологии открывают новые возможности для контроля зернистости микроструктуры материалов и управления фазовым состоянием, включая мартенситную и аустенитную среды. Используя лазерную обработку, можно эффективно модифицировать поверхности деталей, что способствует улучшению их эксплуатационных характеристик.

Одним из значимых преимуществ лазерных технологий является возможность управления возникающими в материалах напряжениями. Вместо ограничения этих напряжений, их можно использовать для достижения положительного эффекта, например, создания сжимающих или растягивающих усилий, что может повысить прочность и износостойкость деталей.

Такой подход позволяет значительно улучшить свойства материалов, повышая их стойкость к коррозии и абразивному износу, а также увеличивая срок службы изделий. Внедрение лазерных технологий в производственные процессы может способствовать разработке новых, более надежных конструкций, отвечающих современным требованиям по надежности и долговечности. Таким образом, дальнейшие исследования в области лазерной обработки материалов могут привести к созданию инновационных решений для

различных отраслей, включая нефтегазовую, где высокие требования к качеству и долговечности оборудования являются критически важными.

Научно-технологические нужды, сконцентрированы в отсутствии энергоэффективной технологии лазерной модификации внутренней поверхности малого диаметра. Важная проблема, которую необходимо решить, это разработка уникальной технологии упрочнения внутренней поверхности насоса диаметром до 44-50 мм на всей длине насоса 4÷6 м с заданными физико-механическими свойствами.

Ученые Al-Taq A.A., Арбузов В.Н., Галимуллин М.Л., D.A. Shock, J.D. Sudbury, J.J. Crockett доказали, что отложения в скважинах различаются по химическому составу в зависимости от группового углеводородного состава нефти [143, с. 98-99; 144; 145, с. 26; 160].

В данной работе предложено использовать эффект взаимодействия кварцевых соединений и диоксида циркония с некоторыми видами металлов. Парафиновые молекулы участвуют в сокристаллизации с алкильными цепочками асфальтенов, образуя точечную структуру. В результате парафин не образует сплошной решётки перераспределяясь между множеством мелких центров и выделение парафинов на поверхности существенно ослабляется.

Проблему износа цилиндра насоса предлагается решить лазерным напылением керамического защитного слоя на внутренней поверхности на основе никелевых сплавов карбидного класса, высокой твердости и инертными свойствами.

Технология лазерного напыления является более эффективным вариантом для обработки длинных (до 6 м и более) и тонких деталей, имеющих малый внутренний диаметр (Ø38-Ø44), обеспечивая более гибкие режимы работы в условиях ограниченного пространства. Современные лазерные установки за счет высококонцентрированных источников позволяют адаптивно менять мощностные характеристики термообработки в зависимости от требуемых свойств деталей насоса. Высокую технологичность исследований обеспечивает компактность рабочего органа лазерной установки и управляемость термодинамическими процессами лазерного воздействия [161].

Таблица 4.1 – Керамические сплавы на базе диоксида циркония

Свойства	Металлокерамические сплавы			
Состав	$ZrO_2 + Y_2O_3$	$ZrO_2 + MgO$	$ZrO_2 + CaO$	$ZrO_2 + Al_2O_3$
Плотность, г/см^3	5,8-6,05	5,6-5,7	5,6-5,7	5,4-5,6
Открытая пористость, %	0	0	0	0
Твердость, HRC	72	72	72	72
Прочность при изгибе, МПа	300-1000	500-600	500-600	1900-2100
Прочность при сжатии, МПа	2000-2200	1800-1900	1800-1900	1900-2100
Теплопроводность при 20-100 °С, Вт/мК	2,0-2,5	2,0-2,5	2,0-2,5	5-7
Коэффициент линейного термического расширения при 20-1000 °С,	10-11	10-11	10-11	5-7
Максимальная температура эксплуатации, °С	1000	1000	1000	1000
Примечание – Составлено по источнику [130]				

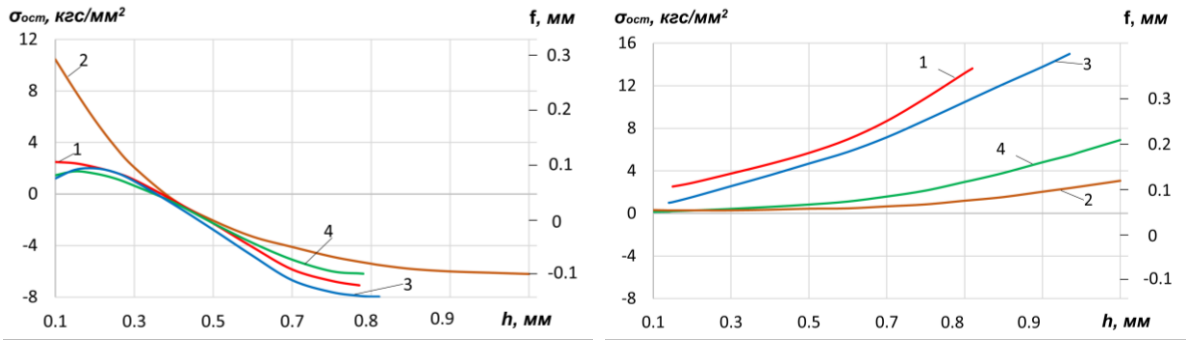
В соответствии с таблицей 4.1, современным решением для упрочнения рабочих поверхностей является использование керамических материалов на основе диоксида циркония (ZrO_2) на стадии изготовления. Данный материал обладает широким спектром ценных свойств, включая высокую прочность, жесткость, термостойкость и коррозионную стойкость, что делает его идеальным материалом для защиты деталей от износа и разрушения в агрессивных условиях эксплуатации:

– сохранение прочности в широком диапазоне температур;
– высокий среди керамических материалов уровень трещинностойкости;
– высокая коррозионная стойкость;
– инертность к продуктам нефтедобычи;
– низкая теплопроводность;
– антифрикционные свойства.

Механическая обработка металлокерамических сплавов, направленная на достижение точных размеров (шлифование, хонингование), не имеет принципиальных отличий от обработки обычных металлов и сплавов.

Экспериментальное исследование подбора материала, исследования микроструктуры и микротвердости для лазерного наплавления цилиндра насоса проводилось на предприятии ТОО «Ремплазма».

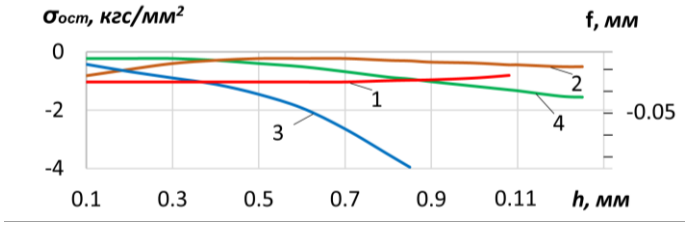
Основу методологического подхода в исследовании составляет сочетание системного исследования основных особенностей процесса модификации высококачественного покрытия насоса с практической интеграцией результатов исследований. Исследуем изменение физико-механических свойств за счет механических свойств материалов, применяемых при упрочнении контактной поверхности цилиндра насоса. На рисунке 4.13 представлены закономерности изменения остаточных напряжений при разной толщине покрытий.



а б

а – покрытие молибденом; б – покрытие никелем; 1 – остаточные напряжения при плазменном напылении; 2 – остаточные напряжения при лазерном напылении; 3 – величина прогиба при плазменном напылении; 4 – величина прогиба при лазерном напылении

Рисунок 4.13 – Исследование изменения остаточных напряжений ($\sigma_{ост}$) и величины изгиба (f) исследуемого образца конструкционной стали в зависимости от толщины (h) материала покрытия, лист 1



в

в – покрытие диоксидом циркония

Рисунок 4.13, лист 2

Замеры были выполнены на прямоугольных фрагментах 1,5×10 из низкоуглеродистой стали. Образцы подвергались напылению с нанесением молибденового слоя, сплава никеля и диоксида циркония. Для оценки величины остаточных напряжений измерена кривизна данного образца. По мере возрастания толщины лазерного покрытия наблюдалось уменьшение остаточных напряжений, в момент достижения покрытием толщины 0,35-0,4 мм они достигали нуля. В последующем, при наращивании толщины в покрытии были отмечены остаточные напряжения сжатия, планомерно увеличивающиеся с возрастанием толщины. Остаточные напряжения растяжения были отмечены на всех покрытиях при напылении сплава никеля, причём планомерное наращивание толщины покрытия способствовало их росту. В частности, при толщине слоя в 0,5 мм остаточные напряжения были зафиксированы на уровне 7,0 Н/м^2. Лазерное напыление диоксида циркония в покрытии способствовало образованию малых остаточных напряжений сжатия, величины которых были стабильны и не определялись толщиной покрытия. Данные параметры были зафиксированы на уровне 1,0-1,5 Н/м^2 в покрытиях из диоксида циркония, которые наносились методом лазерного порошкового напыления, при этом были отмечены остаточные напряжения сжатия на уровне 0,2-0,4 Н/м^2.

Экспериментальные исследования проводились методом планирования многофакторного эксперимента. Для проведения экспериментального исследования выбраны параметр. По выбранному критерию оцениваем цилиндр насоса. Далее объединяем факторы эффективности в математическую модель [161].

В качестве критериев оптимизации лазерного наплавления определены следующие переменные: y_1 – твердость наплавляемого слоя, y_2 – прочность, y_3 – адгезия (характеризующая силу и глубину сцепления). Перед построением матрицы наплавляемых экспериментов отбираем девять факторов: x_1 – x_9, каждый из которых варьировался на двух уровнях: *max* и *min*. Перечень учитываемых факторов представлен в таблице 4.2.

Затем осуществили лазерную наплавку. Особенностью и первостепенной задачей при разработке технологии лазерного упрочнения насоса в машиностроительной отрасли, является обоснованный выбор материала детали.

Таблица 4.2 – Переменные параметры режима при эксперименте лазерной наплавки

Режимные параметры	Значения выбранных параметров
x_1 – никель, %	75
x_2 – диоксид циркония, %	4,5
x_3 – скорость лазерного излучения, м/с	233
x_4 – мощность лазерного излучения, Вт	2500
x_5 – диаметр пятна фокусирования излучения, мм	2-2,2
x_6 – плотность энергии лазерного луча, Вт/см^2	$3 \cdot 10^5$
x_7 – скорость вращения цилиндра, об/мин	55
x_8 – расстояние от фокальной плоскости, мм	60-80
x_9 – дистанция напыления, мм	10-15

Физико-механические свойства материала насоса во-многом определяют энергоэффективные режимы лазерной модификации поверхности. Модификация поверхности направленна на усиление износо- и коррозионной стойкости, путем лазерного упрочнения и напыления тонких металлокерамических покрытий на поверхностях сопряженных деталей, которые при контакте противостоят агрессивной среде, обеспечивая больший ресурс насоса. А динамическую нагрузку от ударных и возвратно-поступательных движений штока и плунжера воспринимает внутренняя структура напыленного материала детали насоса. Оптимальный фазовый состав и зернистость материала регламентируют режим и длительность воздействия лазерного источника, что формируют технические и механические свойства поверхности цилиндра насоса (микротвердость, внутренние напряжения, адгезия – прочность сцепления при напылении). Именно изменение свойств тугоплавких или легкоплавких материалов, концентрация напряжений при термическом и механическом воздействии пост обработки детали определяют и обосновывают оптимальные значения технологических режимов.

По результатам эксперимента получили полиномиальную зависимость, адекватно характеризующую процесс изменения y от выбранного критерия x_8. Зависимость y_1 (твердость) от x_8 (расстояние от фокальной плоскости) выглядит: $y_1 = -0{,}0119x_8^2 + 1{,}6283x_8 + 2{,}8517$. Зависимость y_3 (адгезия) от x_9 (дистанция напыления) выглядит: $y_3 = -1E\text{-}05x_9^3 + 0{,}0017x_9^2 + 0{,}3040x_9 - 17{,}6380$. Аналогично была установлена полиномиальная зависимость для y_2.

Установлено, что на твердость и адгезию наплавленного слоя, кроме ключевых режимов (плотность энергии лазерного луча, мощность лазерного излучения, скорость вращения колеса и т.д.), влияют и такие параметры, как время воздействия на поверхность, расстояние от фокальной плоскости и механические свойства фазы сталей. Обосновано, что превышение расстояния от фокальной плоскости более 80 мм приводит к снижению качества наплавки (твердости и адгезии). Значит, установленные зависимости позволяют оптимизировать режимы лазерной наплавки при восстановлении механических, структурных и геометрических характеристик цилиндра насоса.

При экспериментальных исследованиях учитывали максимально эффективное среднее значение функций отклика y_{un}, определяя среднеквадратичное отклонение:

$$S_n = \left[\frac{1}{n-1} \sum_{u=1}^{n-1} \left(y_{un} - \bar{y}_n \right)^Z \right].$$

Далее определим критерий Стьюдента t_m:

$$t_{pn} = \left(\left| y^n{}_{un} - \bar{y}_n \right| / S_n \right) \langle t_m .$$

Величину критерия Фишера определим из равенства:

$$F_P = \left(S_{aq}{}^2 / S_y{}^2 \right) \langle F_T .$$

Качественные параметры внутренней поверхности насоса при его изготовлении зависят от режимов лазерной напыления. Плотность энергии лазерного луча q с учетом длительности воздействия импульса τ от теплофизических параметров a, R и k определим из равенства:

$$q = \frac{(T - T_H) k \sqrt{\pi}}{2(1-R)\sqrt{a\tau}},$$

где T – температура поверхности;

$T_н$ – номинальная температура;

$(1 – R)$ – поглощенная мощность.

Частота технологического вращения цилиндра насоса на станке определена из выражения:

$$n = \left[\frac{250 \cdot V_n \cdot d_л{}^2}{h_c b D} \right] \eta ,$$

где V_n – скорость подачи порошка, мг/мин;

$d_л$ – диаметр сфокусированного луча, мм;

h_c – толщина слоя напыления, мм;

b – ширина шва, мм;

D – диаметр цилиндра насоса, мм;

η – коэффициент напыления, который определяется следующей зависимостью:

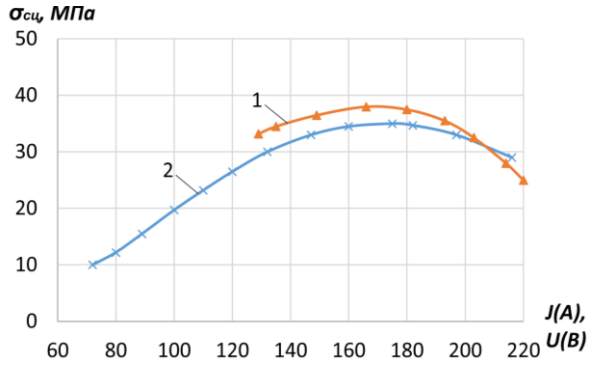
$$\eta = \frac{G_h}{I},$$

где G_h – масса наплавленного на шов металла за отрезок времени;

I – сварочный ток.

При термическом воздействии на цилиндр, происходит расширение материала поверхности вследствие температурной разности основы и покрытия. Этот процесс возможно контролировать оптимизацией параметров лазерного напыления, например, таких как скорость лазерного излучения, мощность лазерного излучения и плотность энергии лазерного луча. Оптимизация параметров способствует исключить чрезмерное искажение геометрических проектных размеров и сохранить фазовую структуру игольчатого мартенсита (рисунки 4.14, 4.15).

Как результат исследования, установленные зависимости уравнений регрессии позволили обосновать эффективные режимы лазерного напыления при увеличении напряжения. Следовательно, технология лазерного напыления обеспечивает гибкое регулирование основных технологических параметров восстановления сварочный ток I; напряжение на дуге $U_Д$, плотность тока J, скорость наплавки $v_н$ и шаг наплавки S.



1 – $l_н$=10 мм; 2 – $l_н$=15 мм

Рисунок 4.14 – Зависимость изменения прочности сцепления покрытия от вольтамперной характеристики режимов и дистанции напыления

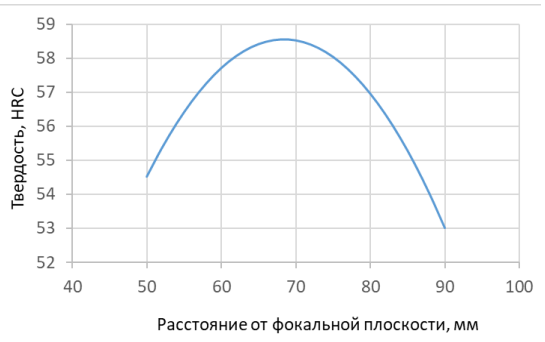


Рисунок 4.15 – Зависимость твердости от расстояния до фокальной плоскости

С целью разработки энергоэффективного способа упрочнения технологией лазерного напыления необходимо обосновать оптимальные режимы нанесения покрытия. Для исследования подготовлены образцы твердосплавной стали размером 15х30х15 мм с наплавленными валиками из

самофлюсующегося порошка с легирующим элементом никеля марки ПГ-СР2 либо его заменяющий 15Х17Н12Ф3 (15Cr17Ni12V3Fe3ZrO25). Грануляцию частиц порошка выбрали особо мелкую – от 40 до 120 мкм.

Технология лазерного напыления проводилась при скоростях наплавки $v_н$=10, 15, 20 мм/с, при дистанции наплавки $l_н$=10, 12 и 15 мм и мощности излучения Р=1000÷3000 Вт при сканировании лазерного луча за один проход. Далее напыленные образцы разрезались перпендикулярно направлению напыления, подготовились микрошлифы наплавленного слоя для определения геометрических параметров слоя: ширины b и высоты h валиков. Измерения данных параметров проводилось на оптическом микроскопе «Микро Р200».

Покрытие напыления состоит из зоны напыленного порошка, зона термического воздействия, зона основного металла. На рисунке 4.16 представлено изменение микротвердости при разной скорости напыления в зависимости от толщины напыленного валика.

Анализируя графики исследования микротвердости, наблюдается резкий скачок роста микротвердости при переходе из основного металла в наплавленный валик, свидетельствующий о маленькой величине переходной зоны. При дальнейшей толщине покрытия 0,8÷1,4 мм микротвердость находится практически на одном уровне 670 HV, что указывает на однородность материала и равномерность температуры распределения по разрезу валика 10 мм. При дистанции 10-15 мм и скорости наплавки 15 мм/с наблюдаем высокую микротвердость, а низкую микротвердость видим при понижении скорости наплавки до 10 мм/с.

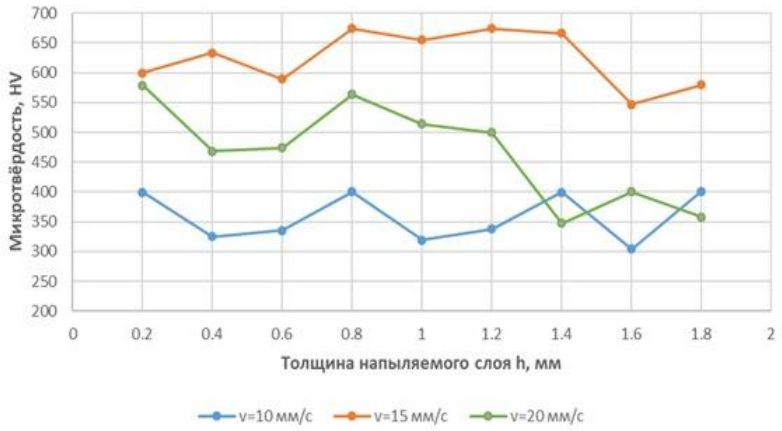


Рисунок 4.16 – Измерение микротвёрдости (HV) по толщине напыляемого слоя (h) при различных скоростях напыления

Оптимальные значения микротвердости 670 HV достигнуты благодаря оптимальной переходной зоне сплавления 0,8÷1,45 мм и диаметре луча лазера до 1,3 мм. Высокая микротвердость достигнута при оптимально обоснованной дистанции 10 – 15 мм и скорости наплавки 15 мм/с. Дальнейшее увеличение переходной зоны до 1,45 мм существенно не изменяет микротвердости, а с увеличением толщины до 1,6 мм резко снижается микротвердость до 540 HV.

Установлено уравнение регрессии исследуемых зависимостей микротвердости от толщины наплавленного слоя при скорости наплавки 15 мм/с описано $y=-977,58x^2+2499,7x+3689,5$ с коэффициентом корреляции $R^2=0,9314$, при скорости 10 мм/с уравнение регрессии данной зависимости определено $y=-1,2083x^2+44,2312x+2592,1$ с $R^2=0,98$.

Таким образом, данные исследования указывают на необходимость предварительного изучения процесса напыления с износостойким присадочным материалом для получения необходимого качественного покрытия. Установленные закономерности позволяют производить подбор материала и выбор режимов лазерного напыления для получения оптимальных свойств покрытия из сплава ПГ-СР2 (15Х17Н12Ф3Ж3$ZrO_2$5) и ПЦРК-3 с содержанием (1,5-5,2% ZrO_2). При выборе оптимальных режимов лазерного напыления изменяли значения мощности излучения, скорости и фокусного расстояния наплавки, диаметра лазерного луча. При скорости наплавки 15 мм/с микротвердость изменялась в широких пределах 550÷675 HV в наплавленном слое, и данная скорость определена как оптимальная. Изменяя плотность мощности энергии лазерного луча, определено, что при повышении микротвердость понижается, зарождаются термические дефекты, при понижении – также идет снижение микротвердости наплавленных слоев и происходит не полное сплавление порошкового материала. Также увеличение микротвердости происходит при уменьшении дистанции наплавки лазером.

Оптимальный состав порошковой композиции для технологии лазерного напыления предлагается (15Х17Н12Ф3Ж3$ZrO_2$5) с легирующим элементом – никелем системы Ni-Cr-B-Si и ПЦРК-3 с содержанием (1,5-5,2% ZrO_2). Высокая микротвердость достигнута при оптимально обоснованной дистанции 60-80 мм и скорости напыления 15 мм/с. Дальнейшее увеличение переходной зоны до 0,35 мм существенно не изменяет микротвердости, а с увеличением глубины до 0,5 мм резко снижается микротвердость.

Установив металлографическими исследованиями оптимальную микроструктуру, удалось обосновать оптимальные режимы упрочнения внутренней поверхности цилиндра: мощность излучения 2000÷3000 Вт; скорость наплавки 10÷15 мм/с; диаметр пятна фокусирования излучения 1,5÷2,5 мм; диаметр обрабатывающего лазерного пятна (дистанция напыления) – 10÷20 мм; плотность энергии лазерного луча – $3\cdot10^5$ Вт/см^2; расстояние от фокальной плоскости – 50÷200 мм; массовый расход наплавочного порошка 0,25 г/с.

Для упрочнения внутренней поверхности цилиндра лазерным напылением различные источники рекомендуют применять порошковые твердые сплавы на никелевой основе с не превышающей 200 мкм грануляцией (ПР-Н70Х17С4Р4, ПР-Н67Х18С5Р5 и др.). Эти порошковые сплавы включают в свой состав присадки бора и кремния, которые при оплавлении образуют оксиды B_2O_3 и SiO_3. Эти оксиды расплавляются как стекловидные вещества и выходят на поверхность покрытия в виде боросиликатных шлаков, что

способствует самофлюсованию и снижению температуры плавления до 9800÷1080°С. Поэтому эти сплавы пригодны для напыления с оплавлением.

Форма частиц порошка также важна для получения качественных покрытий. Частицы порошков, применяемых для нанесения покрытий, должны быть сферическими или комкообразными. Такая форма частиц обеспечивает хорошую сыпучесть, что позволяет точно регулировать и поддерживать стабильный расход порошкового материала.

Из имеющихся механических смесей для напыления оптимальный состав выглядит следующим образом: железный основа – порошок ПЖРВ-2, порошок ПН73Х16С3Р2 (15-20%), бура (10-15%), порошок ПН55Т45 (15-20%), сормайт (1-5%), порошок алюминиевый ПА-4 (1-4%), порошок медный ПМС-1 (1-2%), галониды (ОМ)-(1-2%). Антикоррозионные свойства придает порошок с диоксидом циркония 15Х17Н12Ф3Ж3$ZrO_2$5. Установлено, что при испытании на отрыв по штифтовой методике Ni-Al-ZrO_2 отрыв происходит из-за расслоения покрытия, т.е. отделяются частицы друг от друга, слабее оказывается когезионная прочность, чем адгезия. Таким образом, повышение прочности покрытий на разрыв осуществляется за счет роста прочности межчастичных связей и путем улучшения механических свойств материалов напыляемых частиц. В качестве легирующих добавок предлагается использовать порошковые материалы, повышающие механические свойства покрытия и улучшающие свариваемость частиц. Для порошков ПС12НБК-01 и ПГТГ12Н-02 необходим хром металлический, Бор ГОСТ 5905-89, Никель Ni3 (98,3%), $KMnO_4$ светло-салатный цвет, $COSO_47H_2O$, $K_2G_2O_4$ коричнево зеленый. В процессе формирования покрытия, движущиеся частицы, нагретые до высокой температуры, постепенно наслаиваются на поверхность основы или другие, уже остывшие частицы. В процессе напыления не происходит значительного повышения температуры основы, поэтому охлаждающиеся после удара частицы, сжимаются больше, чем металлические основы. В результате этого при нормальной температуре в напыленном покрытии возникают остаточные напряжения сжатия или растяжения.

Процесс механической обработки и последующее лазерное воздействие приводит к формированию внутренних напряжений. После нанесения матовой подложки перед лазерным напылением в щадящем режиме осуществляли изотермический отпуск цилиндра. Остаточное напряжение определяли методом, основанным на магнитной памяти металла. Выравнивание напряженного состояния осуществляли термоциклированием. Первый нагрев осуществляли до температуры 680+20°С. Технологическая выдержка из расчета 3÷5 мин на 1 мм толщины цилиндра. Далее производили подстуживание до температуры на 50°С выше температуры второго рода охрупчивания. Производили нагрев до 660+20°С и осуществляли выдержку по i-ому циклу. Всего производили 5 циклов с возможностью снижения остаточных напряжений до минимального значения. Затем осуществляли процесс лазерного напыления на предварительно подготовленную поверхность. Наплавленную поверхность и зону термического влияния подвергали ультразвуковой ударной

обработке, причем кратность обработки ЗТВ задавали равной (n+1), где n кратность обработки наплавленного металла. Кроме того, рабочую поверхность после ультразвуковой ударной обработки подвергали механической обработке, травлению и осуществили напыление защитного слоя с сопутствующим оплавлением, после чего выполняли термоциклирование, обеспечивая остаточные напряжений ниже порогового значения. Обоснованные режимы термоциклирования позволяют моделировать фазовый состав микроструктуры упрочненной поверхности из материалов аустенитного и мартенситного классов.

Однако в процессе отпуска после нанесения подложки в переходной зоне от напыленного металла к основному металлу формируется ферритная прослойка. Это происходит в результате вынужденного диффундирования углерода. Неоднородность по углероду, а также и по легирующим элементам является естественным инициатором статических и динамических напряжений, т.к. более прочная зона с повышенным содержанием углерода при силовых нагрузках менее деформируется и передает пластическое деформирование на ослабленную зону ферритной прослойки. Прочность ремонтной зоны снижается (до 60%). Толщина ферритной прослойки составляет до 250 мкм. Ферритная прослойка является естественным концентратором напряжений, которые локализуют пластические деформации в узкой зоне. Высокий отпуск приводит в значительной степени к слиянию и коагуляции карбидов. Распад карбидов и растворение углерода с легирующими элементами в аустените идет менее интенсивно, это снижает стойкость к вибронагрузкам. Для устранения этого недостатка производили термоциклирование переходной зоны.

После последнего нагрева производили охлаждение на воздухе до комнатной температуры. В результате этого происходит интенсивное $\alpha \leftrightarrow \gamma$ фазовое превращение, что приводит к быстрому распаду ледебуритной эвтектики и неравноосных структур подкалки. Как следствие, снижается твердость. Длительность одного термоцикла 5÷10 минут, а всего цикл – 30 минут. Приведенные данные получены опытным путем в условиях ТОО «Ремплазма». Применение лазерной технологии упрочнения и наличие точечного импульса лазера исключает перегрев поверхности и не искажает оптимальную фазовую структуру насоса. В результате лазерного напыления микроструктура в переходной зоне и во всем напыленном металле практически не имеет ферритной прослойки, т.к. углерод не успевает перераспределиться и диффундировать в основной металл. При данной технологии прочностные характеристики повышаются на 10÷15%.

На основании вышеизложенного проведен сравнительный анализ двух технологий упрочнения поверхности деталей, подвергающихся интенсивному износу – это метод химико-термической обработки – азотирование и технология лазерного напыления металлокерамическим сплавом 15Х17Н12Ф3Zr$O_2$5. Сравнительные характеристики методов упрочнения стальных образцов представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Сравнительные характеристики методов упрочнения стальных образцов

Характеристики упрочненного поверхностного слоя	Метод упрочнения поверхностного слоя стали 38ХМЮА	
	метод химико-термической обработки – азотирование	технология лазерного напыления металлокерамическим сплавом 15Х17Н12Ф3Zr$O_2$5
Микротвердость, HV	7700	6700
Микротвердость на глубине 37 мкм, HV	4900	6400
Глубина упрочненного слоя, мм	0,2-0,5	0,8-1,45
Открытая пористость, %	более 7%	2,6
Остаточные напряжения, Н/м^2	7,0	0,2-0,4
Скорость азотирования / напыления	0,01 мм/ч	10-15 мм/с
Время процесса, час	21	25,6
Партия цилиндров, шт.	8	8
Длина цилиндра, м	6	6
Температура процесса, °С	500-620	2700

Результаты проведенного экспериментального исследования подтверждаются и хорошо согласуются с прогнозирование ресурса на этапе проектирования и оценке остаточного ресурса при эксплуатации в процессе изнашивания контактирующих поверхностей штангового глубинного насоса.

4.4 Оценка процесса изнашивания деталей пары плунжер-цилиндр при сравнении двух технологий упрочнения поверхности деталей

Одним из основных критериев исчерпания ресурса изделия или его отдельных компонентов служит предельный износ, который выступает индикатором достижения критического состояния объекта [162-166]. Это обуславливает необходимость разработки методов расчета характеристик изнашивания конкретного устройства, основанных на аналитических зависимостях, описывающих как сам процесс изнашивания, так и его конечные последствия.

Процесс изнашивания определяется множеством факторов, большая часть которых носит случайный характер. Учет всех этих факторов в единой модели и описание процесса с помощью единой аналитической зависимости практически невозможны. Исследования, проведенные Дроздовым Ю.Н., Поповым В.Л. и другими исследователями [167, 168], показали, что в трибологической литературе нет универсальных уравнений, которые могли бы точно предсказать результаты изнашивания и быть применимы на практике.

Для оценки процесса изнашивания деталей машин используются следующие три показателя:

– износ (*И*) – линейный износ, т.е. изменение размера детали, измеренное в направлении, перпендикулярном поверхности трения, зависящий от скорости изнашивания (*γ)* и времени наработка на отказ (*t*):

$$И = \gamma \cdot t, \text{ мм};$$

– скорость изнашивания (*γ*):

$$\gamma = \frac{И}{t}, \text{ мм/час или мм/сут},$$

где *И* – износ, возникший за определенный интервал времени *t*, мм;

t – величина этого интервала времени, час.

– интенсивность изнашивания (*J*):

$$J = k \cdot v^m \quad \text{или} \quad J = \frac{И}{L},$$

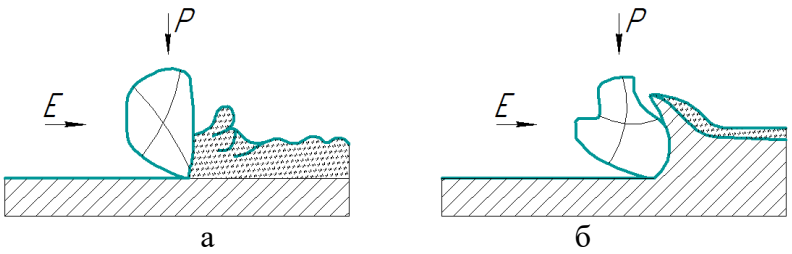
где *k* – коэффициент, величина которого зависит от свойств абразивных частиц и параметров потока жидкости или газа;

v – скорость потока;

m – показатель степени, зависящий от материала детали;

L – путь трения, на котором произошел износ.

Процесс абразивного изнашивания представляет две формы его проявления: механохимическая (коррозионно-механическая) и механическая (рисунок 4.17). Проявление этих форм зависит от соотношения твердости абразивных частиц и рабочих поверхностей деталей. Если твердость абразивной частицы На и твердость основного материала детали Нм соизмеримы, наблюдается механохимическая форма изнашивания. Результатом такого изнашивания является разрушение абразивными частицами окисной пленки поверхностного слоя детали (рисунок 4.17а). При соотношении твердостей На/Нм>1,7 возникает механическая форма повреждаемости (микрорезание), т.е. повреждение абразивными частицами основного материала детали (рисунок 4.17б) [169].



а б

а – механохимическая; б – механическая

Рисунок 4.17 – Формы абразивного изнашивания

Примечание – Составлено по источнику [169, с. 90]

Одними из наиболее известных и широко используемых аналитических зависимостей для прогнозирования величины износа трущихся поверхностей являются уравнения Арчарда (или Хольма-Арчарда) [170, с. 6; 171]. Эти уравнения обычно представляют в следующем виде:

$$l_V = K\frac{N}{H} \tag{4.20}$$

или в виде:

$$l_h = K\frac{p_n}{H} \tag{4.21}$$

где $l_V = \frac{V}{L}$ и $l_h = \frac{h}{L}$ – соответственно объемная и линейная интенсивности изнашивания;

V и h – объем и толщина слоя изношенного материала;

L – путь трения;

N – нормальная нагрузка на контакт;

H – твердость поверхностных слоев материала трущихся деталей;

K – эмпирический коэффициент, обычно называемый коэффициентом изнашивания;

p_n – номинальное контактное давление.

Несмотря на кажущуюся простоту, уравнения (4.20) и (4.21) отражают основные закономерности, выявленные в ходе многочисленных экспериментальных исследований. В частности, они демонстрируют следующие ключевые тенденции [172, 173]:

– более твердые поверхности трущихся деталей изнашиваются медленнее по сравнению с менее твердыми;

– износ пропорционален пути трения (при этом прямая пропорциональность не является единственным возможным вариантом);

– с увеличением нормальной нагрузки износ трущихся деталей возрастает.

Однако эти зависимости являются лишь приближенными, поскольку уравнения описывают износ в ограниченном диапазоне параметров и при условии, что механизм изнашивания остается неизменным в процессе эксплуатации. Экспериментальные данные показывают, что зависимости интенсивности изнашивания от различных параметров часто носят нелинейный и степенной характер.

Уравнения (4.20) и (4.21) носят эмпирический (или полуэмпирический) характер. Тем не менее, можно привести аргументы фундаментального физического свойства, которые обосновывают их применение [170, с. 7; 174]:

1. Очевидно, что объем изношенного материала является результатом процессов разрушения поверхностных слоев трущихся тел, что требует определённых затрат энергии. В связи с этим разумно предположить, что объем износа пропорционален работе сил трения $V \propto F_{тр}L=fNL$, где f – коэффициент трения. Таким образом, объемная интенсивность изнашивания пропорциональна нормальной нагрузке (4.20).

2. Величина твердости в уравнениях (4.20) и (4.21) служит, прежде всего, верхней оценкой фактического контактного давления p_r. При пластической деформации неровностей шероховатости контактирующих поверхностей контактное давление рано твердости поверхностного слоя $p_r=H$, а при упругой деформации меньше этого значения, но стремится к нему с ростом нагрузки. При условии, что износ происходит по поверхности фактического контакта неровностей шероховатости трущихся слоев, то можно рассматривать объем изношенного материала как пропорциональный фактической площади контакта $A_r=N/p_r$, из чего следует, что $V \propto N/p_r$. Заменяя p_r его верхней оценкой H, получаем уравнение (4.20). Кроме того, твердость материала характеризует его прочностные свойства, такие как предел текучести и предел прочности, которые оказывают влияние на процессы износа.

В последнее время для обоснования уравнения Арчарда активно используются современные методы исследования. Так, в обзорной работе [175] представлены результаты численного моделирования процесса формирования частиц износа при адгезионном изнашивании. На основе модельного потенциала парного взаимодействия атомов и модели контактного взаимодействия неровностей шероховатости предложено физическое обоснование коэффициента K в уравнении Арчарда. Аналогичный подход применяется также в работе [176], где численное моделирование используется для объяснения механизма формирования частиц износа при адгезионном изнашивании. Авторы приходят к выводу, который ранее был сделан многими исследователями: линейная зависимость интенсивности изнашивания от нормальной нагрузки является частным случаем более общей степенной зависимости, где показатель степени превышает единицу.

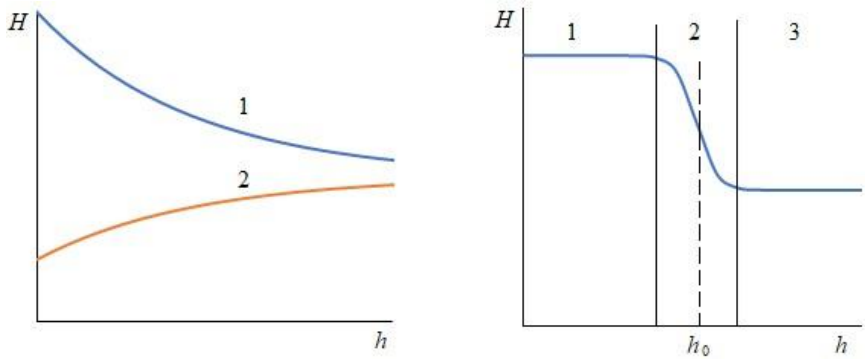
Таким образом, несмотря на известные ограничения уравнения Арчарда, оно может служить аналитической основой для прогнозирования ресурса фрикционного соединения. Специфика механизма изнашивания определяется коэффициентом изнашивания K. Рекомендации по его экспериментальному нахождению представлены в работе [170, с. 5-16], а ориентировочные значения коэффициента K можно найти в литературе, где он приводится как функция от материала трущихся поверхностей или коэффициент K рассматривается как функция условий трения [176, p. 245-258].

При использовании уравнений (4.20) или (4.21) для прогнозирования величины износа (при заданной длительности эксплуатации) или ресурса (при заданной величине допустимого износа) необходимо учитывать важный фактор, связанный с обработкой рабочих поверхностей фрикционных соединений. На сегодняшний день практически во всех таких соединениях

поверхности деталей подвергаются упрочняющим обработкам, таким как химико-термическая обработка, обработка концентрированным потоком энергии, а также нанесение износостойких покрытий. В результате этих процессов в материале деталей фрикционной пары формируется градиент твердости от поверхности вглубь материала (по глубине). Этот градиент твердости не учитывается в уравнениях (4.20) или (4.21). Даже в случае отсутствия специализированной упрочняющей технологии, поверхностные слои материала могут упрочняться в процессе механической обработки детали. В то же время, возможен и противоположный эффект – разупрочнение поверхности, т.е. возрастание твердости с глубиной, что может являться проявлением так называемого эффекта Ребиндера, который связан с адсорбционным снижением прочности на поверхности материала.

Типовые виды зависимостей твердости материала детали от глубины (расстояния от рабочей поверхности) представлен на рисунке 4.18.

Зависимости, показанные на рисунке 4.18а, характерны для деталей, подвергшихся механической обработке. В этом случае поверхностные слои могут быть как более твердыми, чем основной объем материала (линия 1), так и менее твердыми (линия 2), как уже упоминалось ранее. Для гальванизированных покрытий или нанесенных другими методами покрытий характерны зависимости, показанные на рисунке 4.18б. Наличие переходной зоны 2, как правило, объясняется взаимной диффузией материалов подложки и покрытия. Подобные зависимости распределения твердости по глубине могут наблюдаться также для поверхностей, обработанных с помощью лазерной или электронно-лучевой технологии.



а б

а – монотонная (линия 1 – упрочнение; 2 – разупрочнение поверхностных слоев); б – немонотонная (зона 1 – упрочняющее покрытие; 2 – переходная зона; 3 – неупрочненный материал)

Рисунок 4.18 – Зависимость твердости материала детали *H* от глубины *h* при различных технологиях обработки поверхности

Примечание – Составлено по источнику [170, с. 9]

Для описания зависимостей, соответствующих рисунку 4.18а, в работе [177] предложено следующее аналитическое выражение:

$$H = H_0 + H_m e^{-\frac{h}{h_m}} \tag{4.22}$$

где H_0 – твердость материала в объеме (на большом расстоянии от поверхности);

h – глубина слоя материала (расстояние от поверхности);

H_m и h_m – эмпирические константы;

H_0+H_m – твердость при h=0;

h_m – характеризует быстроту изменения твердости с глубиной.

Зависимости, характер которых соответствует рисунку 4.18б, предлагается описывать аналитическим выражением вида:

$$H = H_0 + \frac{H_m}{1+e^{\frac{h-h_0}{h_m}}} \tag{4.23}$$

где h_0 – эмпирическая константа, соответствующая глубине условной границы между зонами 1 и 3 (рисунок 4.18б), которая может быть рассчитана по приближенной формуле (4.24):

$$h_m \approx \frac{H_m}{4} \cdot \left(\frac{\Delta H}{\Delta h}\right)^{-1} \tag{4.24}$$

где ($\Delta H/\Delta h$) – наклон кривой $H(h)$ в точке $h=h_0$.

При $h=0$ и $e^{\frac{h}{h_m}} > 1$ уравнение (4.23) является частным случаем уравнения (4.24).

На основании вышеизложенного, были получены аналитические зависимости оценки ресурса фрикционного соединения с учетом изменения твердости по глубине материала:

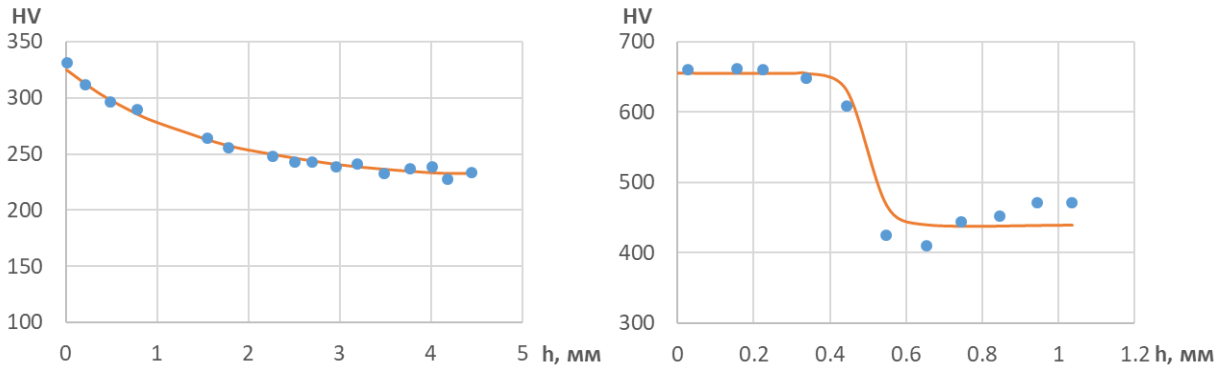
$$(H_0 + H_m)h + H_m h_m \ln \frac{1+e^{-\frac{h_0}{h_m}}}{1+e^{\frac{h-h_0}{h_m}}} = K p_n L \tag{4.25}$$

где $L=v\cdot t$ – путь трения.

Обозначив, $\Psi = \frac{H_0 + H_m}{H_0}$ как степень упрочнения, уравнение (4.25) может быть записано в виде:

$$\Psi h + (\Psi - 1) h_m \ln \frac{1+e^{-\frac{h_0}{h_m}}}{1+e^{\frac{h-h_0}{h_m}}} = K \frac{p_n}{H_0} L \tag{4.26}$$

Приведенные зависимости с хорошей точностью описывают экспериментальные данные (рисунок 4.19).



а б

а – сталь 45Г2, обкатка роликом[-1]; б – сталь 30ХГСА, лазерная закалка[-2]; точки – экспериментальные значения; линии – теоретические зависимости, уравнение (4.24)

Рисунок 4.19 – Изменение микротвёрдости по глубине

Примечания:
1. [1] – Составлено по источнику [178].
2. [2] – Составлено по источнику [159, p. 15-16]

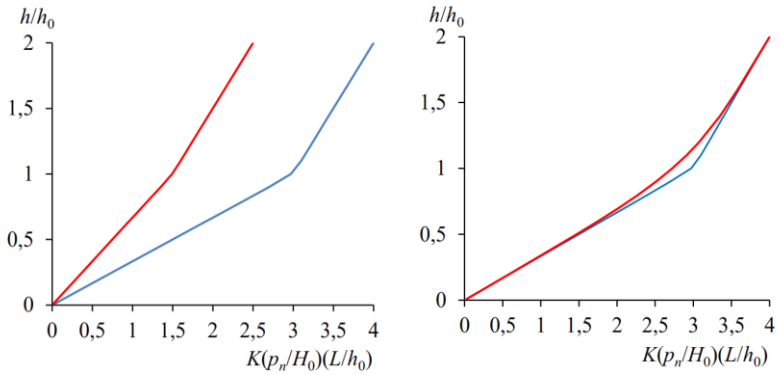
Принимая в качестве критерия наступления предельного состояния достижение допустимого износа $h_{пред}$, из уравнения (4.26) получена формула (4.27) для прогнозирования ресурса фрикционного узла в виде предельного пути трения:

$$L_{пред} = \frac{H_0}{Kp_n}\left[\Psi h_{пред} + (\Psi - 1)h_m \ln \frac{1 + e^{-\frac{h_0}{h_m}}}{1 + e^{\frac{h_{пред} - h_0}{h_m}}}\right] \quad (4.27)$$

Анализ уравнения (4.27) и рисунок 4.20 показывает, что повышение степени упрочнения ψ и толщины покрытия h_0 позволяет повысить ресурс фрикционного соединения. Изменяя соотношение этих факторов, можно определить их оптимальное сочетание, как показано на рисунке 4.21. При определенных параметрах менее износостойкое (менее твердое) покрытие может обеспечить больший ресурс, чем существенно более износостойкое (более твердое) покрытие меньшей толщины.

На основе полученных зависимостей (4.24) и (4.27) проведено аналитическое сравнение предельного пути трения упрочненных методом азотирования и лазерного напыления поверхностей в режиме сухого трения по параметру величины линейного износа. При расчетах предполагалось, что коэффициент изнашивания K остается постоянным в течении всего процесса и не изменяется на границе зоны термического воздействия. Есть основания считать это предположение справедливым как минимум на интересующем нас

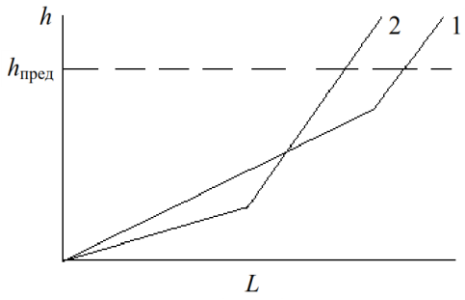
участке до предельной глубины изнашивания. Исходные данные для расчета представлены в таблице 4.4.



а – влияние степени упрочнения ψ (верхняя кривая для ψ = 3, нижняя – ψ = 1,5); б – влияние параметра h_m (верхняя кривая для h_m/ h_0= 0,2, нижняя – h_m/ h_0= 0,02)

Рисунок 4.20 – Зависимость относительной величины линейного износа от безразмерного пути трения

Примечание – Составлено по источнику [170, с. 12]



1 – менее твердое, но более толстое покрытие; 2 – более твердое, но менее толстое покрытие; $h_{пред}$ – предельная величина линейного износа

Рисунок 4.21 – Изнашивание упрочненных деталей

Примечание – Составлено по источнику [170, с. 13]

Таблица 4.4 – Исходные данные для расчета пути трения

Параметр	Азотирование	Лазерное напыление
Микротвердость покрытия, HV	770	670
Расстояние до переходной зоны, мкм	125	320
Микротвердость материала в объеме, HV	250	250
Номинальное контактное давление, МПа	1	1
Коэффициент изнашивания, см³/Н·м	10^{-6}	$0{,}69 \cdot 10^{-6}$
Предельный износ, мкм	37	37

Результаты расчета представлены в графическом виде. На рисунке 4.22 показана зависимость микротвердости по толщине покрытия. Поверхностная

твердость азотированного покрытия больше, чем у напылённого, однако толщина покрытия значительно ниже.

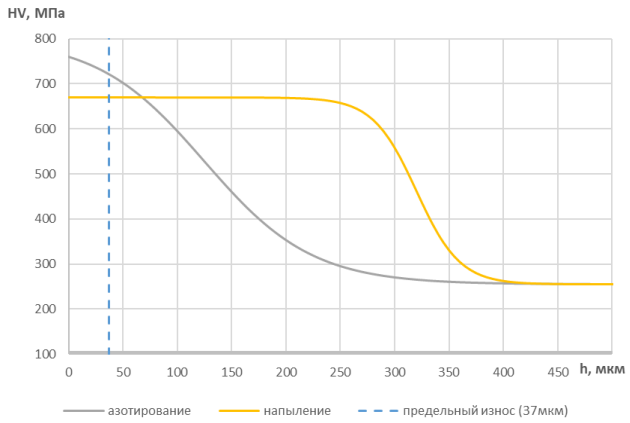


Рисунок 4.22 – Микротвердость по толщине покрытия

Как видно из рисунка 4.23, для допустимого износа $h_{пред}$ равного 37 мкм прогнозированное значение предельного пути трения для азотированного покрытия составляет 269,6 км, а для покрытия на основе диоксида циркония, полученного методом лазерного напыления, этот показатель составляет 359,3 км. Таким образом предполагаемый на данном этапе прирост времени наработки от применения альтернативной технологии составляет 33%.

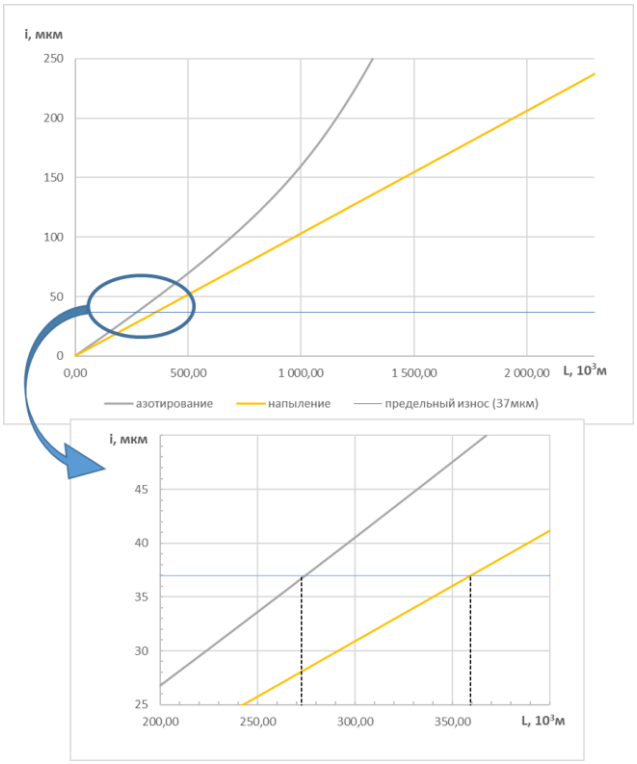


Рисунок 4.23 – Сравнение износостойкости материалов для разных покрытий

В данной прогнозной модели не учитывалось влияние смазки перекачиваемой жидкостью и наличие в ней абразивных включений. Однако,

следует отметить, что диоксид циркониевые покрытия обладают по сравнению с азотированными покрытиями большей стойкостью к абразивному износу.

Выводы по четвертому разделу

Моделированием гидродинамического течения нефтесодержащей жидкости в рабочей камере установлено, что при прохождении через клапан механически сложная нефтегазовая жидкость приобретает определенную скорость и с той же скоростью движутся и механические примеси в нефтяной среде, деградируя рабочую поверхность сопряженных деталей насоса.

Основные факторы, формирующие скоростной поток механически сложной нефтегазовой жидкости, являются изменение значений расхода жидкости $Q_{клвс}$ и диаметр отверстия в седле клапана $d_{клвс}$.

Эффективность добычи нефти определяется механизмом изнашивания пары «цилиндр-плунжер» штангового глубинного насоса. Это связано с постоянно нарастающим слоем АСПО, коксованием механических примесей и возможностью процесса наиболее вероятного образования мест кавитации на внутренних поверхностях удлинителя и НКТ.

Упрочнение поверхностного слоя внутренней поверхности цилиндра сконцентрирована на устранении величины механического износа благодаря применению твердосплавного материала, обладающего высокой механической износостойкостью и инертными свойствами к агрессивной среде.

По результатам эксперимента установлена полиномиальная зависимость, характеризующая процесс изменения твердости от расстояния до фокальной плоскости: $HRC=-0{,}0119x_8^2 + 1{,}6283x_8 + 2{,}8517$.

По результатам эксперимента установлена полиномиальная зависимость, характеризующая процесс изменения микротвердости по толщине напыляемого слоя при различных скоростях напыления: $HV=-977{,}58h^2+2499{,}70h+3689{,}50$ при v=15 м/с.

По результатам эксперимента установлена полиномиальная зависимость изменения прочности сцепления покрытия от вольтамперной характеристики режимов и дистанции напыления: $\sigma_{сц}=-1E-05l_н^3+0{,}0017l_н^2+0{,}3040l_н-17{,}6380$. Максимальное значение прочности сцепления покрытия достигается при дистанции напыления $l_н$=10 мм напряжении U=170 В.

Экспериментальным путем установлено, что при разработке технологического процесса лазерного упрочнения контактирующих поверхностей деталей нефтяных насосов необходимо контролировать структурные превращения и потенциал напряженности структуры с керамическим покрытием.

Для получения необходимых физико-механических свойств поверхности упрочнения лазерным напылением предлагается использовать композиционные многокомпонентные, хорошо сбалансированные порошковые материалы. Из имеющихся механических смесей для напыления оптимальный состав выглядит следующим образом: железный основа – порошок ПЖРВ-2, порошок ПН73Х16С3Р2 (15-20%), бура (10-15%), порошок ПН55Т45 (15-20%), сормайт

(1-5%), порошок алюминиевый ПА-4 (1-4%), порошок медный ПМС-1 (1-2%), галониды (ОМ)-(1-2%). Антикоррозионные свойства придаёт порошковая композиция 15Х17Н12Ф3Ж3$ZrO_2$5 с легирующим элементом никелем системы Ni-Cr-B-Si и ПЦРК-3 с содержанием (1,5-5,2% ZrO_2).

Оптимальные значения микротвердости поверхности насоса 670 HV достигнуты благодаря оптимальной переходной зоне наплавления 0,8-1,45 мм. Высокая микротвердость достигнута при оптимально обоснованной дистанции 10-15 мм и скорости наплавки 15 мм/с. Дальнейшее увеличение переходной зоны до 1,45 мм существенно не изменяет микротвердости, а с увеличением толщины до 1,6 мм резко снижается микротвердость.

На основе известных условий эксплуатации насоса, свойств материалов упрочненного слоя и его толщины для цилиндра и плунжера, можно получить зависимость износа во времени. Для принятого значения межремонтного периода, определяется величина износа и соответственно среднего зазора между плунжером и цилиндром.

5 ОБОСНОВАНИЕ РАЗРАБОТКИ МОБИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ЛАЗЕРНОГО НАПЫЛЕНИЯ ДЛЯ ВНУТРЕННИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ МАЛОГО ДИАМЕТРА

5.1 Конструктивно-технологическая эффективность применения мобильной установки

Разрабатываемое изделие относится к различным отраслям промышленности, в частности к машиностроению, металлургии, технологии лазерного сварочного производства и другим. Целью разработки мобильной портативной установки лазерного напыления является повышение эксплуатационной эффективности за счет модульности конструкции и многофункциональности, создание комплекса автоматизированного управления установкой, а также улучшение качества покрытия внутренних длинномерных цилиндрических поверхностей малого диаметра. Разработка изделия нацелена на применение в нефтедобывающей промышленности для нанесения упрочняющих, антикоррозионных и защитных покрытий на основе многокомпонентных порошков, полимеров или керамики.

Улучшение конструктивно-технологической эффективности применения портативной лазерной установки достигается за счет:

– эксплуатации в ограниченных по диаметру пространствах;

– автоматизации эксплуатации и управления;

– адаптивности к техническим параметрам обрабатываемых изделий и применяемым материалам;

– снижения трудоемкости и повышения производительности выполняемых работ;

– модульности и соответственно увеличения функциональных возможностей;

– повышения качества сцепления напыляемого материала с базовой поверхностью при обработке внутренних поверхностей труб ШГН.



Рисунок 5.1 – Мобильная установка лазерного напыления

В соответствии с рисунком 5.1, предлагаемая разработка мобильной установки представляет собой эффективное решение для улучшения качества и долговечности внутренних поверхностей длинномерных труб и цилиндров

насосов малого диаметра, что имеет важное значение для нефтедобывающей отрасли.

Установка лазерного напыления состоит из трех модулей: источник лазерного излучения, установка подачи газа и порошкового материала с системой смешивания и головки лазерного напыления. Разделение установки на модули позволяет при необходимости производить их замену под текущие потребности, осуществлять ремонт только отдельных модулей, упрощает транспортировку. Первые два модуля не рассматриваются в данной работе. Для них определяются только необходимые выходные эксплуатационные параметры. Предметом рассмотрения является головка лазерного напыления.

Многофункциональная головка напыления (рисунок 5.1) имеет модульную структуру, состоящую из трёх основных компонентов: блока напыления, подающего механизма и механизма стабилизации. Эти модули соединены между собой при помощи жестких соединительных муфт, что обеспечивает лёгкую замену и настройку отдельных модулей.

Обрабатываемый пустотелый цилиндр (труба, штанга и т.п.) устанавливается и закрепляется во вращательном механизме. Во внутрь детали заводиться головка напыления. Центрирование головки относительно обрабатываемой детали обеспечивается модулем стабилизации, который также предотвращает вращение остальных узлов вместе с обрабатываемой деталью.

Модуль стабилизации включает корпусной элемент, компенсационный цилиндр и осевую втулку. Осевая втулка жестко крепится к корпусному элементу, что гарантирует прочность конструкции. Компенсационный цилиндр установлен на осевой втулке через подшипники и соединен с корпусным элементом посредством внутренней шестерни, которая взаимодействует с двигателем, жестко закреплённым на корпусном элементе.

Компенсационный цилиндр, оснащённый вдоль оси цилиндра несколькими рядами роликов, выполняет функции центрирования узла напыления. Он вращается вместе с обрабатываемой деталью благодаря прижиму этих роликов, оставаясь в состоянии свободного перемещения вдоль оси обрабатываемой детали. Двигатель обеспечивает обратное вращение корпуса головки относительно вращающейся детали, тем самым стабилизируя узел напыления, рисунок 5.2(2). Установленные датчики (датчик оборотов, акселерометр и гироскоп), обеспечивает адаптивное управление. Это управление учитывает скорость вращения детали и компенсирует нестабильность вращения и возможные толчки.

К осевой втулке и корпусному элементу подключены подающие механизмы, которые играют важную роль в процессе напыления. На подающем узле смонтированы направляющие приводные ролики с регулируемым углом поворота. Эти ролики преобразуют вращательное движение детали в поступательное движение установки, рисунок 5.2(1). Изменяя угол поворота роликов с помощью двигателя, можно регулировать скорость осевого перемещения установки, что позволяет точно настраивать процесс напыления под конкретные условия.

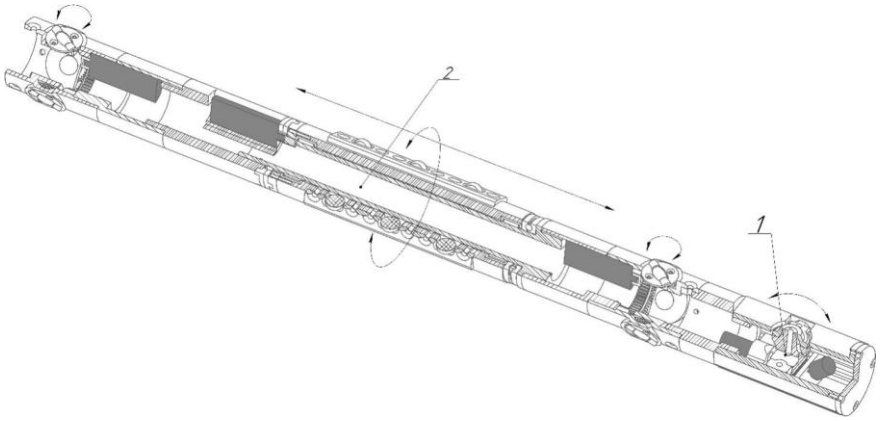


Рисунок 5.2 – Кинематика движения установки

Блок напыления устанавливается на переднем конце установки и отвечает за непосредственное нанесение порошкового материала. Углы наклона сопла и лазерного луча регулируются независимыми двигателями через систему рычагов и передач. Это обеспечивает высокую точность и гибкость в настройках, позволяя адаптировать процесс напыления к требованиям конкретной операции.

Лазерное излучение и газопорошковая смесь подаются от источника по оптоволокну и резиновому шлангу соответственно сквозь головку напыления и крепятся к узлу напыления. Угол подачи излучения в зону обработки регулируется механизированным зеркалом с автоматическим управлением. Такая компоновка без большого числа зеркал и линз упрощает конструкцию и повышает КПД лазера.

Газопорошковая смесь подается в зону обработки через универсальное регулируемое двусоставное сопло. Внутренняя часть выполнена в форме конуса с конфузорно-диффузорными проточками по внешней части для подачи смеси. В центральной части по оси конуса выполнено цилиндрическое отверстие для вывода лазерного излучения строго по фокусу сопла. Внешняя часть сопла представляет собой конусообразную крышку, навинчивающуюся на внутреннюю. Площадь открытого сечения сопла регулируется посадкой крышки.

Для изготовления сопла с его сложной системой проточек, а также для многих других элементов конструкции головки напыления 3D-принтер, что снижает затраты на производство и позволяет оперативно осуществлять ремонт и модернизации установки.

Таким образом, модульная конструкция установки, продуманное центрирование узла напыления и система адаптивного управления обеспечивают высокую эффективность и стабильность процесса лазерного напыления, что делает эту установку универсальным инструментом для решения разнообразных промышленных задач.

5.2 Конструкция головки для лазерного напыления

Головка напыления (рисунок 5.3) имеет модульную конструкцию: блок напыления (рисунок 5.4), подающий механизм (рисунок 5.5), механизм стабилизации (рисунок 5.6). Корпус узла напыления 2, корпус подающего механизма 16 и корпус механизма стабилизации, состоящий из осевой втулки 21 и корпуса компенсатора 30, объединены попарно между собой соединительными муфтами 15 и 20. В передней части головка напыления закрыта торцевой крышкой 1.

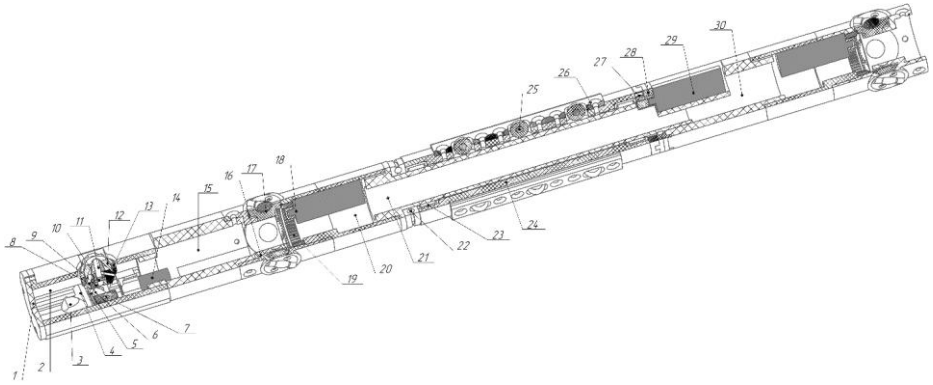


Рисунок 5.3 – Головка лазерного напыления в сборе

Управление головкой напыления осуществляется автоматически путем задания входных параметров до начала обработки через систему управления. Адаптивность управления обеспечивается комплектом датчиков обратной связи (на схемах не указаны). Транспортные магистрали (оптоволокно, шланг подачи газопорошковой смеси, кабеля питания и управления) подводятся со второго торца, проходят через полую внутреннюю часть головки до соответствующих узлов и на схемах не указаны.

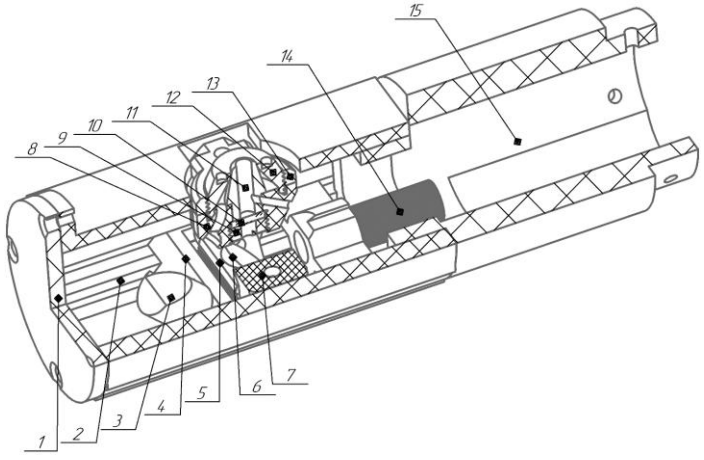


Рисунок 5.4 – Конструкция блока напыления

Лазерный луч направляется к узлу напыления по оптоволокну (на схеме не указан) через всю внутреннюю часть головки напыления и проецируется на зеркало 6. Угол отражения луча регулируется двигателем угла наклона 3

посредством зубчатого шарнира 5. Затем луч через осевое отверстие конуса корпуса сопла 8 проходит сквозь защитное стекло 10, которое предотвращает попадание инородных частиц на оптический разъем и фиксируется прижимным гужоном 9, и выходит через фокусирующее отверстие наконечника 11.

Напыляемый материал по транспортному шлангу (на схеме не указан) подается технологическим газом через конфузорно-диффузорные проточки корпуса сопла 8. Регулировочный конус 12, соединённый с креплением конуса 13 через резьбовое соединение, позволяет регулировать выходной зазор до фокусирующего наконечника 11 и формирует струю газопорошковой смеси. Угол напыления изменяется перемещением регулировочного ползуна 4 на заданное расстояние с помощью линейного привода 14, что приводит к повороту корпуса сопла 8 через шарнир 7 на угол до 30º.

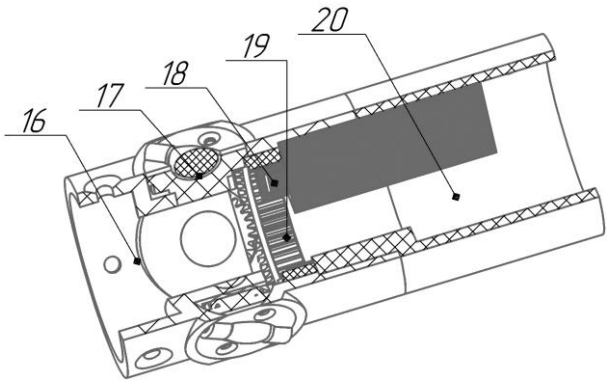


Рисунок 5.5 – Конструкция подающего механизма

Подающий узел осуществляет поступательное движение лазерной головки путем преобразования вращательного движения обрабатываемой заготовки за счет установки угла наклона приводного ролика подачи 17. Угол устанавливается через плоскую шестерню 19 от вала двигателя подачи 18. Изменяемый угол наклона ролика позволяет регулировать скорость осевого перемещения, создавая спиральный путь, по которому обкатывает поверхность заготовки приводной ролик, перемещая корпус лазерной головки вдоль оси вращения.

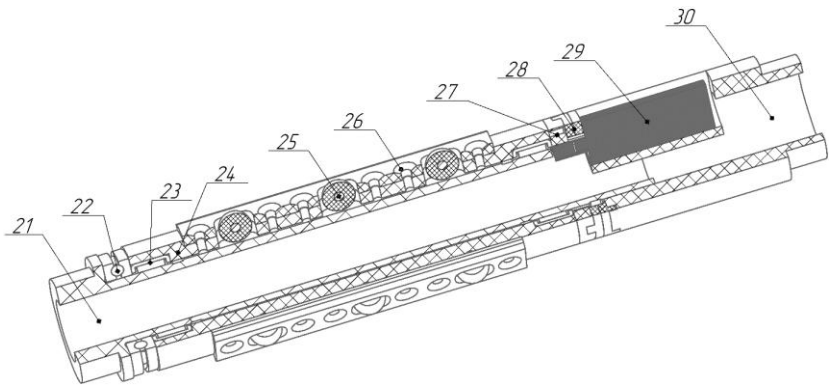


Рисунок 5.6 – Конструкция механизма стабилизации

Механизм стабилизации включает осевую втулку 21, на которой установлены упорные 22 и игольчатые 23 подшипники. На их вращающейся опоре размещен компенсационный цилиндр 24 с рядами осевых роликов 25, которые прижимаются к поверхности обрабатываемой заготовки с помощью прижимной планки 26, предотвращая проворот цилиндра. Внутренняя шестерня 27 соединена с компенсационным цилиндром 24, а нейлоновый подшипник корпуса 28 облегчает вращение и фиксирует прилегающие детали. С основной частью лазерной головки связан корпус компенсатора 30, на котором жестко закреплен шаговый двигатель компенсационного цилиндра 29. Двигатель придает вращательный момент узлу стабилизации, направленный в противоположную сторону от вращения заготовки.

5.3 Электронная система управления лазерной установкой

Для достижения заложенных характеристик разработанного приспособления спроектирован электронный управляющий модуль (ЭУМ), который представляет собой сложную интегрированную систему, основанную на использовании микроконтроллера Arduino. Эта архитектура обеспечивает модульную структуру, что, в свою очередь, значительно расширяет функциональные возможности головки напыления. Модульная конструкция способствует высокой технологичности и ремонтопригодности, что в сочетании с аддитивными технологиями позволяет оперативно производить ремонт, замену и модернизацию компонентов, обеспечивая тем самым длительный срок службы и стабильную работу устройства.

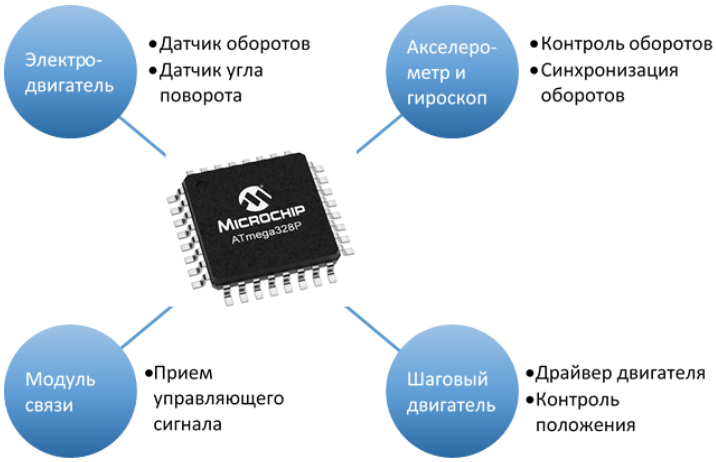


Рисунок 5.7 – Структура электронного управляющего модуля

В основе ЭУМ лежит микроконтроллер ATmega328p, который служит основным элементом для обработки информации. Этот микроконтроллер осуществляет прием управляющих данных от Wi-Fi радиомодуля NRF24L01+. К портам компактой платы Arduino Nano подключаются все вспомогательные модули, включая электродвигатели, шаговые двигатели и различные датчики. Структурная схема ЭМУ в разрезе основных и вспомогательных модулей представлена на рисунке 5.7.

Конструкция головки напыления включает в себя электродвигатели с редукторами и шаговые двигатели, которые играют ключевую роль в управлении движением и позиционированием рабочих органов. Шаговые двигатели позволяют точно перемещать механизмы, выполняя заданное количество шагов, что делает их незаменимыми для достижения высокой точности в напылении. Дополнительно в системе используются датчики угла поворота и датчики контроля оборотов, которые обеспечивают необходимую обратную связь о состоянии работы двигателей. Контроль и координацию работы двигателей обеспечивает микроконтроллер, который, согласно алгоритмам управляющей программы, обрабатывает данные с датчиков и выдает соответствующие сигналы драйверам управления двигателей. Упрощённую схему взаимодействия элементов системы управления иллюстрирует рисунок 5.8. Схема включения управляющих элементов представлена на рисунке 5.9.

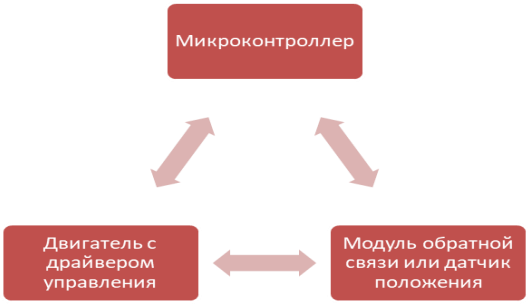


Рисунок 5.8 – Укрупненная схема системы управления

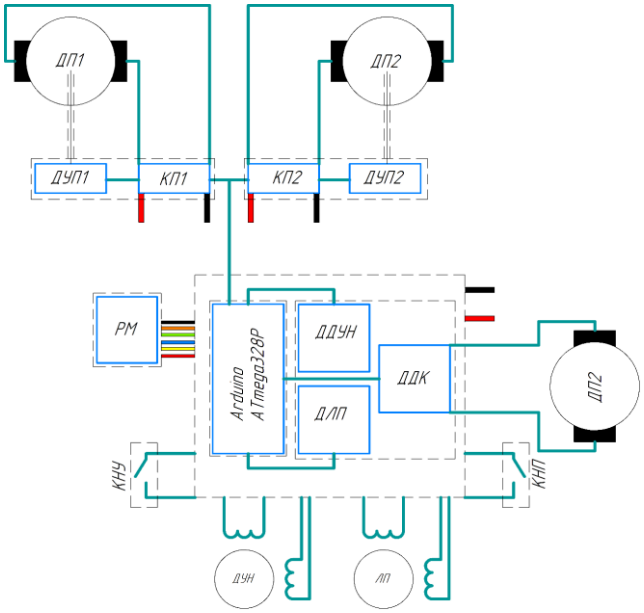
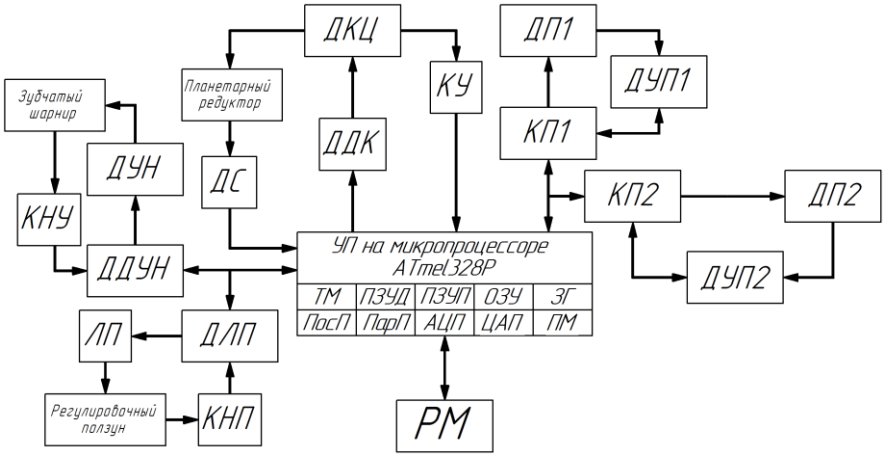


Рисунок 5.9 – Схема включения управляющих элементов

В подающем узле (рисунок 5.5, позиция 18) приводной ролик подачи (рисунок 5.5, позиция 17) с углом поворота до 180º управляется шаговым двигателем со встроенным планетарным редуктором. Управление

осуществляется по показаниям датчика угла поворота, установленном на платформе приводного ролика. Уровень напряжения, снимаемый с потенциометра датчика, преобразуется в цифровые значения с помощью аналогово-цифрового преобразователя, что позволяет микроконтроллеру осуществлять точный расчет и контроль. Структурная схема взаимодействия управляющих элементов представлена на рисунке 5.10.



Узел напыления: ДЛП – драйвер линейного привода; ЛП – линейный привод; КНП – концевик нулевого положения линейного привода; ДДУН – драйвер двигателя угла наклона; ДУН – двигатель угла наклона; КНУ – концевик нулевого угла; Узел подачи: КП1…2 – контроллер поворота приводного ролика; ДП1…2 – драйвер поворота; ДУП1…2 – двигатель угла поворота; Узел стабилизации: ДДК – драйвер двигателя компенсации; ДКЦ – двигатель компенсационного цилиндра; ДС – датчик скорости повороту компенсационного цилиндра; КУ – концевик упорный крайнего положения

Рисунок 5.10 – Структурная схема взаимодействия управляющих элементов

Система управления также включает дополнительные механизмы для стабилизации установки (рисунок 5.6, позиция 29). Контроль скорости вращения компенсационного цилиндра (рисунок 5.6, позиция 24) осуществляется по показаниям датчика количества оборотов, основанного на оптопаре. Для обеспечения качества напыления необходимо поддерживать стабильность положения сопла относительно вертикальной оси. Для этого скорости вращения компенсационного цилиндра и обрабатываемого цилиндра должны совпадать по значению и быть противоположными по направлению. Коррекция значения отклонения по величине производится по показаниям гибридного датчика MPU6050, имеющего в своей конструкции гироскоп и акселерометр. Первый измеряет ориентацию и угловую скорость установки, в то время как второй реагирует на резкие перемещения и колебания. Расчётные значения, получаемые после обработки сигналов с датчика, применяются для уточнения заданной скорости вращения компенсационного цилиндра. При отклонении сопла от вертикали в сторону вращения базовой детали корректирующее значение вычитается из расчетной скорости, а при отклонении в противоположную сторону – добавляется.

В узле напыления, представленный на рисунке 5.4, установлены два шаговых двигателя, которые играют ключевую роль в обеспечении точности и адаптивности процесса напыления выполняют два шаговых двигателя установленные в узле напыления (рисунок 5.4). Первый из двигателей оснащен винтовым валом и направляющей, что позволяет ему осуществлять линейное перемещение сопла в диапазоне от 0 до 8 мм для точной настройки расстояния между соплом напыления и обрабатываемой поверхностью, что непосредственно влияет на качество нанесенного покрытия.

Вращение вала второго двигателя, через установленную на валу шестерню, приводит в движение зубчатый шарнир (рисунок 5.4, позиция 5), который, в свою очередь, изменяет угол наклона поворотного зеркала со специальным многослойным покрытием (рисунок 5.4, позиция 6), что также является важным аспектом для оптимизации процесса напыления. Изменение угла наклона зеркала позволяет точно направлять лазерный луч на обрабатываемую поверхность, обеспечивая поддержание оптимального режима нанесения покрытия.

Таким образом, сочетание шаговых двигателей и набора датчиков в установке под управлением ЭМУ позволяет достигать необходимой повторяемости и стабильности в позиционировании, высокой степени точности в процессе работы, что критически важно для достижения высококачественных результатов напыления.

5.4 Расчет оптимальных параметров источника лазерного излучения

Напыление – это сложный технологический процесс, при котором материал в виде порошка или мелких частиц переносится на поверхность основного материала для создания покрытия, обладающего определенными характеристиками. Эффективность и качество данного процесса во многом зависят от выбора и настройки оборудования. Лазерные системы обеспечивают высокую точность и контроль процесса. Основными взаимосвязанными параметрами являются мощность излучения и объем подачи напыляемого материала.

Мощность лазерного источника является критическим фактором, определяющим его способность эффективно нагревать и плавить материал. Более мощные лазеры могут обеспечить быстрое и качественное покрытие, однако необходимо учитывать, что выбор мощности должен соответствовать характеристикам обрабатываемого материала.

Эффективность подачи порошка также значительно влияет на равномерность и качество покрытия. Системы с регулируемыми расходами и настройками давления позволяют оптимизировать процесс, обеспечивая стабильный поток материала и его точную доставку к поверхности.

Определение характеристик источника лазерного излучения начинается с расчета оптимального расхода газопорошковой смеси, подаваемой через сопло. Этот расчет включает несколько ключевых параметров: пропускную способность сечения сопла, количество напыляемого материала и расход газа,

необходимого для эффективной транспортировки порошка к обрабатываемой поверхности. Мощность, площадь и скорость подачи смеси являются параметрами, определяющими эффективность воздействия лазерного излучения на обрабатываемые материалы для начала процесса плавления переносимого материала и его равномерного распределения по поверхности. Степень воздействия излучения от указанных параметров определяется зависимостью (5.1) [157, 158]:

$$T \approx \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{q_0(1-R)}{k} \sqrt{\frac{2ar}{V_П}} + T_н, \tag{5.1}$$

где q_0 – плотность мощности излучения, Вт/см^2;

R – коэффициент отражения поверхности, для диоксида циркония, R = 0.7;

k – теплопроводность диоксида циркония; k = 3,5 Вт/м·К;

a – температуропроводность материала, мм/сек^2;

r – радиус области воздействия луча, r = 0,5 мм;

$V_п$ – скорость гранул порошка (рисунок 5.11);

$T_н$ – начальная температура, $T_н$ = 22°С.

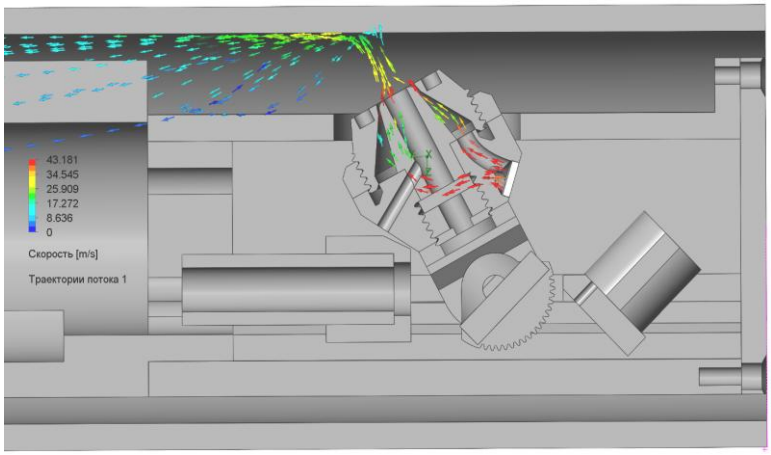


Рисунок 5.11 – Моделирование подачи напыляемого материала в газовой среде

Температуропроводность вещества рассчитывается по зависимости:

$$a = \frac{k}{\rho_ц \cdot C}, \tag{5.2}$$

где $\rho_ц$ – плотность диоксида циркония, $\rho_ц$=5,68 г/см^3;

С – удельная теплоёмкость, С=0,45 Дж/г·К.

Моделирование процесса подачи напыляемого материала показало, что скорость подачи напыляемых частиц $V_п$ в зоне пятна контакта на базовой поверхности составляет 17 м/с при массовом расходе транспортирующего газа 1 грамм/с (рисунок 5.11).

Плотность мощности излучения определяет количество энергии, распределенное на единице площади в заданный момент времени. Этот ключевой показатель влияет на эффективность процесса напыления. Чем выше плотность мощности, тем более интенсивным будет воздействие лазера на материал, что может обеспечить эффективное плавление порошкового материала, способствуя его переносу и адгезии на поверхности. Однако слишком высокая плотность негативно сказывается на качестве покрытия так как может привести к перегреву или разрушению материала. Поэтому оптимизация плотности мощности является важным этапом в настройке лазерных систем для достижения желаемых результатов.

Зависимость плотности мощности излучения (q_0) от радиуса пятна засветки луча (r) носит нелинейный характер и прямо пропорционален мощности лазерного источника, что продемонстрировано по результатам расчета на рисунке 5.12.

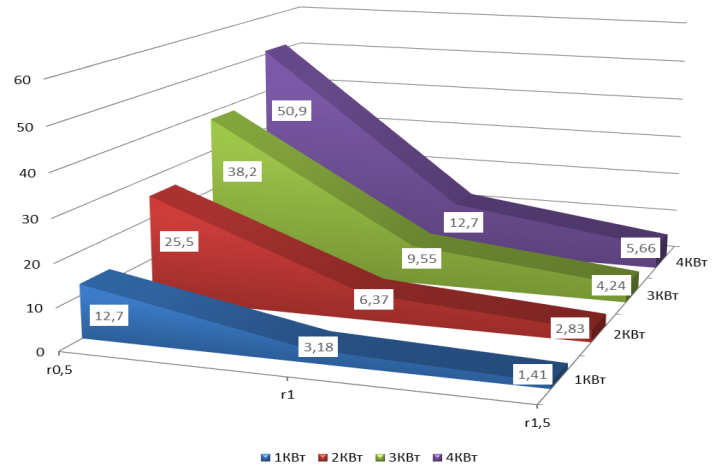
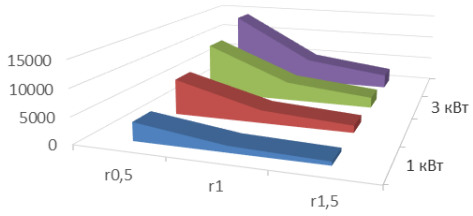


Рисунок 5.12 – Диаграмма распределения плотности мощности излучения по областям воздействия от источников излучения различной мощности

Температура в зоне воздействия должна обеспечивать уровень, соответствующий началу процесса плавления, и не превышать уровень температуры кипения вещества. Для диоксида циркония этот диапазон температур лежит в пределах от 2715°C до 4300°C. На рисунке 5.13 показано расчетное поле температур в зависимости от пятна контакта и мощности излучателя.

При выборе источника излучения необходимо учесть такой критический фактор, как температурное влияние мощности лазерного источника излучения на оптоволокно.

При передаче лазерного излучения через оптоволокно часть энергии поглощается самим волокном или его оболочкой, что приводит к повышению температуры оптического кабеля. Увеличение температуры может вызвать деградацию материала оптоволокна и ухудшению его механических и оптических свойств. Особенно это касается оконечных элементов кабеля.



	r0,5	r1	r1,5
1 кВт	3490	1232	682
2 кВт	6964	2490	1370
3 кВт	10434	3722	2053
4 кВт	13966	4920	2741

1 кВт 2 кВт 3 кВт 4 кВт

Рисунок 5.13 – Поле температур по областям воздействия от источников излучения различной мощности

Поэтому при использовании лазеров с мощностью более 1,5 кВт обычно используют жидкостное охлаждение, что усложняет конструкцию разъемов и фокусирующих головок (рисунок 5.14) [179], а также требует дополнительного оборудования для обеспечения циркуляции охлаждающей жидкости.

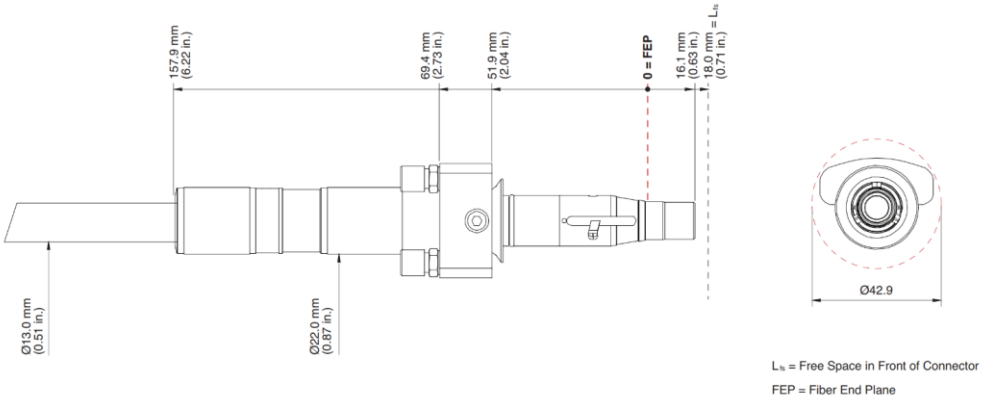


Рисунок 5.14 – Конструкция оптоволокна с разъемом для жидкостного охлаждения для транзита излучения высокой мощности (15 кВт)

Примечание – Составлено по источнику [179]

Таким образом, исходя из произведенных расчетов для обеспечения компактности установки целесообразно применять источники лазерного излучения от 1 до 1,5 кВт при радиусе области засветки 0,5 мм. В качестве транспортной среды оптического сигнала рекомендуется использовать оптоволокно «COHERENT RQB Fiber Optic Cable» с компактным разъемом (рисунок 5.15) [179]. При этом требуемый диаметр луча в 1 мм обеспечивается сердечником оптоволоконного кабеля с оптическим разъемом. Далее сформированный луч с помощью регулируемого зеркала направляется в точку схождения с потоком подаваемого материала покрытия.

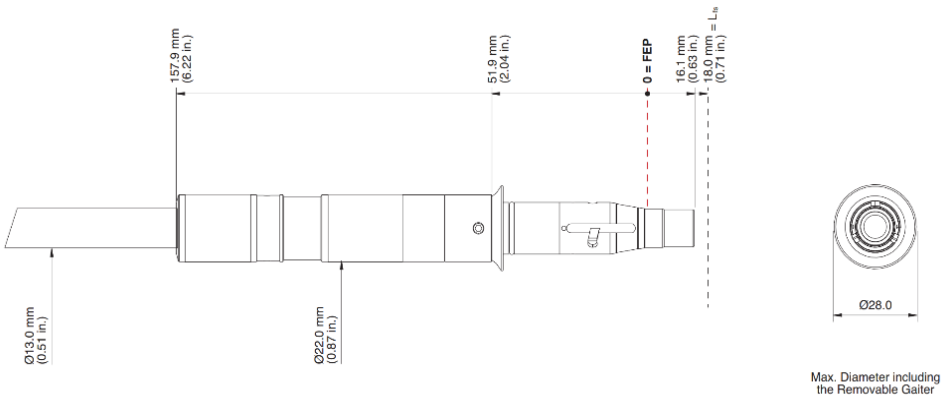


Рисунок 5.15 – Чертеж выходного разъема оптоволоконного кабеля

Примечание – Составлено по источнику [179]

С целью обеспечения оптимальных характеристик в процессе напыления необходимо рассчитать пропускную способность соплового аппарата и скорость наплавки материала. Так для обрабатываемой цилиндрической поверхности диаметром 44 мм при толщине слоя напыляемого материала не менее 0,6 мм за один круговой проход луча необходимо гарантировано получить 81,81 мм^3 покрытия. При плотности материала покрытия 5,9 г/см^3 необходимо доставить в зону расплава 0,48 г порошка или 0,0846 см^3.

Для определения массового расхода газа необходимого для транспортировки 0,48 грамм напыляемого материала и обеспечивающего требуемую скорость частиц 17 м/с в зоне расплава проведено компьютерное моделирование в программном комплексе FloEFD. Согласно полученных результатов (рисунок 5.16) требуемый расход газа составляет 0,7 г/с. Это значение критично для обеспечения эффективного напыления.

В зависимости от размера гранул напыляемого вещества и расхода транспортирующего газа требуемая пропускная способность сопла устанавливается за счет настройки проходного сечения между направляющим и регулировочным конусами. Настройка производится смещением регулировочного конуса по резьбовому соединению с шагом резьбы 1 мм, что обеспечивает необходимую адаптацию процесса напыления к специфическим условиям работы.

Подача лазерной головки рассчитывается в соответствии с определенными ранее оптимальными значениями скорости напыления (10÷15 мм/с), длины одного витка по цилиндрической поверхности (диаметр цилиндра 44 мм), диаметра пятна контакта (5÷10 мм) и ширины зоны перекрытия витков (5%). Для этих параметров величина подачи будет лежать в диапазоне 20÷60 мм/мин.

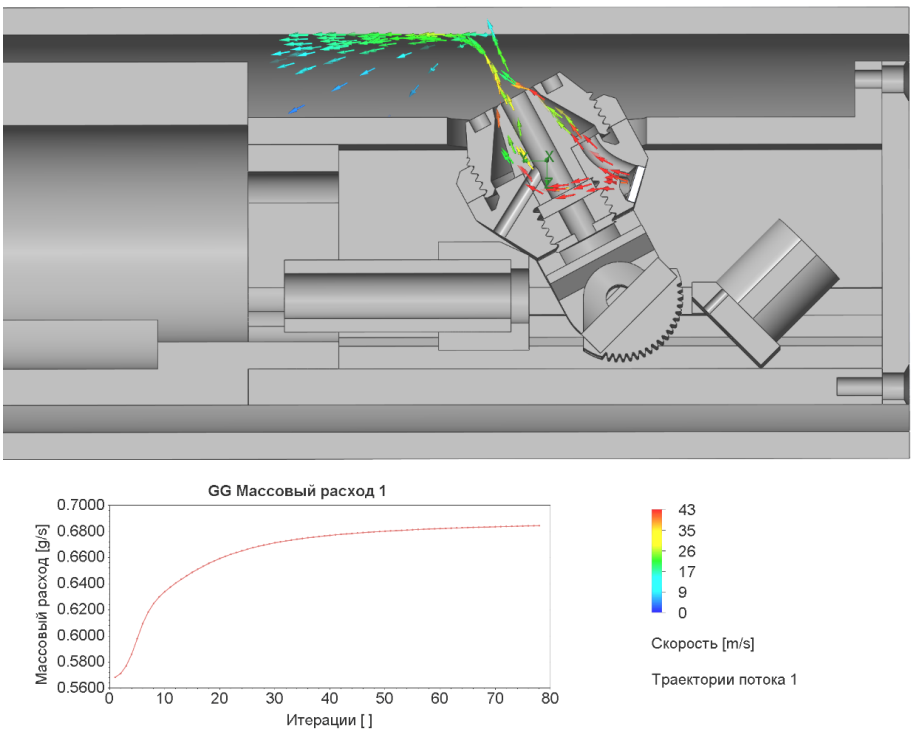


Рисунок 5.16 – Моделирование массового расхода газа в программном комплексе FloEFD

5.5 Разработка технологии упрочнения внутренней поверхности цилиндра штангового насоса с применением разработанной установки лазерного напыления

На основании выше проведенных исследований и обосновании разработки мобильной установки лазерного напыления для внутренних цилиндрических поверхностей малого диаметра разработана технологии упрочнения внутренней поверхности цилиндра штангового насоса с применением разработанной установки лазерного напыления.

Обеспечение соответствия поверхности перед нанесением напыления критически важно для достижения долговечных и качественных покрытий. Применение различных методов подготовки поверхности позволяет добиться оптимальных условий для успешного процесса напыления.

Обрабатываемая поверхность должна быть очищена от загрязнений, таких как масла, грязь, ржавчина и окалина. Наличие примесей может привести к плохой адгезии покрытия. Наиболее распространённые способы подготовки поверхности под напыление разделяются на два вида – это механические и химические методы. Чаще всего, применяются механические способы подготовки поверхности, такие как, обработка дробью, накатка, обдувка песком, нанесение нарезки и т.д. Наиболее эффективным является нарезание резьбы с последующей обработкой дробью. Прочность сцепления при такой обработке исчисляется прочностью на разрыв и равна 190 МПа, но существует риск снижения усталости и прочности детали. В данном случае цилиндр не испытывает знакопеременных нагрузок способных привести к разрушению

детали. Поэтому было принято решение применить метод нарезания резьбы расточной головкой с последующей дробеструйной обработкой.

Маршрутная карта лазерной обработки цилиндра ШГН представлена в (Приложении Д).

Выводы по пятому разделу

Разработанная лазерная технология изготовления и упрочнения внутренней поверхности контактирующей пары «плунжер-цилиндр» малого диаметра (44 мм) добывающих насосов, позволяет получить высокое качество (σ, пористость<7%, K_i) поверхности упрочнения, имеющей оптимальные значения толщины покрытия (h), микротвердости поверхности (Нμ), твердости поверхностного слоя (61÷65 HRC), полное сплавление порошкового материала, эффективное сплавление частиц основного металла с напыляемой поверхностью ($\sigma_{сц}$), уменьшить термическое воздействие на основной металл и снизить уровень остаточных деформаций и напряжений в цилиндре насоса.

Разработанная конструкция управляемой установки для лазерного напыления позволяет наносить многокомпонентные порошковые покрытия с улучшенными характеристиками на внутренние поверхности малого диаметра (44 мм) длинномерных цилиндров (до 6 м) скважинного штангового глубинного насоса, обеспечивая непрерывный и равномерный процесс лазерного напыления. А лазерный импульс обеспечивает высокое качество напыления, адгезионные свойства и исключает перегрев поверхности в зоне термического влияния.

Для активации процесса плавления частиц в зоне схождения, оптимальным решением является применение источники лазерного излучения мощностью от 1 до 1,5 кВт при радиусе области засветки 0,5мм. При мощности источника больше 1,5 кВт требуется использование жидкостного охлаждения для обеспечения приемлемого температурного режима фокусирующей головки.

Для повышения эксплуатационных параметров (Нμ, Ra, $\sigma_{сц}$) упрочненной поверхности обоснованы оптимальные характеристики высококонцентрированного источника лазерной энергии и оптимальные режимы упрочнения внутренней поверхности цилиндра: мощность излучения 2000…3000 Вт; скорость напыления 10-15 мм/с; диаметр пятна фокусирования излучения 1,5…2,5 мм; диаметр обрабатывающего лазерного пятна – 5÷10 мм; плотность энергии лазерного луча – $3 \cdot 10^5$ Вт/см^2; расстояние от фокальной плоскости – 15 мм; массовый расход наплавочного порошка 0,25 г/с.

6 ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ СКВАЖИННЫХ ФИЛЬТРОВ И РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВОЙ КОНСТРУКЦИИ

6.1 Анализ параметров надежности нефтяных скважинных фильтров

Для интенсификации добычи нефти в большинстве случаев применяют разнообразные способы воздействия на призабойную зону пласта, которые зачастую приводят к интенсификации выноса механических примесей. Это, в свою очередь, часто становится причиной отказов насосного оборудования. В результате довольно высокий процент отказов оборудования происходит именно по причине засорения механическими примесями [180-183]. В отдельных случаях доля таких отказов может доходить до 80%.

В настоящее время разработаны разнообразные методы, направленные на компенсацию негативного воздействия механических примесей. Данные методы повышения работоспособности скважного оборудования можно сгруппировать в две категории – технологические и технические. К технологическим методам борьбы можно отнести такие решения, как применение проппанта Fores RCP, технологии «ЛИНК», SandAid™, циклическая эксплуатация скважин [184-186]. К техническим методам относится применение различных фильтров, устанавливаемых на забое или эксплуатируемых в составе скважного насосного оборудования [187-190].

Объектом исследования выбран нефтяной скважинный фильтр. Данное изделие включает в себя сложную систему взаимодействующих элементов и предназначено для обеспечения свободного доступа в скважину добываемой жидкости без посторонних включений механических примесей и предотвращения обрушения ствола скважины. Нефтедобывающая промышленность остро нуждается в надежных фильтрах, поскольку вынос механических примесей проявляется в виде образования песчаных пробок, а также вызывает абразивный износ наземного и подземного оборудования, что является одной из основных причин финансовых потерь, связанных с ремонтом оборудования и простоем добывающих скважин.

Степень влияния технических характеристик скважинных фильтров на эксплуатационные показатели можно оценить с помощью системного анализа, QFD-метода (Quality Function Deployment, структурирование функции качества) и диаграммы Паретто [191]. Выбранные методики управления качеством позволяют поэтапно перевести конечные пожелания к продукту в технические требования к изделию, компонентам и процессам. Методы помогают сосредоточиться на ключевых характеристиках и оценить их влияние на принимаемые технические решения. Для четкого представления разнообразия исследуемых параметров, необходимых для QFD-методологии, рассмотрим известную классификацию скважных фильтров [192]:

– по конструкционным типам (с перфорацией, проволочные, сетчатые, щелевые, комбинированные);

– по составу фильтрующего элемента (прорезные, пружинные, комбинированные, сетчатые, проволочные);

– по материалам (пластмассовые, из цветных металлов, комбинированные, из нержавеющей стали);

– по технологии изготовления элементов (механическая обработка, комбинированная, намотка, наклеивание, физико-техническая обработка, обработка давлением);

– по форме отверстий на фильтрах (круглые отверстия, вертикальные/горизонтальные щели, квадратные/эллипсоидные щелевые отверстия).

При анализе многозвенной классификации выделяется множество факторов, оказывающих влияние на работоспособность фильтров, включая конструкционные, технологические и другие. Наиболее распространенными в нефтедобыче являются щелевые фильтры (рисунок 6.1). Технические характеристики стандартной конструкции щелевого перфорированного фильтра представлены в таблице 6.1.

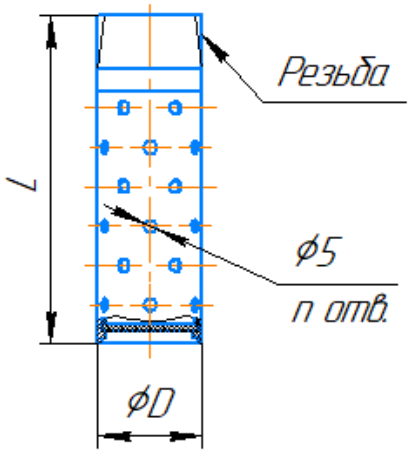


Рисунок 6.1 – Защитный щелевой фильтр от механических примесей

Таблица 6.1 – Технические характеристики щелевых фильтров

L, мм	D, мм	d, мм	N, шт	Резьба	Номинальная пропускная способность, $м^3$/сут
156	33,5	4	90	G1-B	360
260	42,3	5	102	G1 ¼ - B	
286	48	5	152	G1 ½ -B	
Примечание – Составлено по источнику [192, с. 39]					

Системный анализ позволяет представить скважинный фильтр как статистическую модель, состоящую из взаимодействующих параметров [193]. К ним относятся входные и управляемые параметры (например, форма и материал фильтрующего элемента, размеры зазоров между щелями), контролируемые и случайные параметры, и выходные эксплуатационные параметры, как показано на рисунке 6.2.



Рисунок 6.2 – Системный анализ параметров щелевого скважинного фильтра

Представленная на основе метода структурирования функции качества модель параметров в значительной мере упрощает выявление проблем, возникающих при эксплуатации фильтров в нефтедобыче.

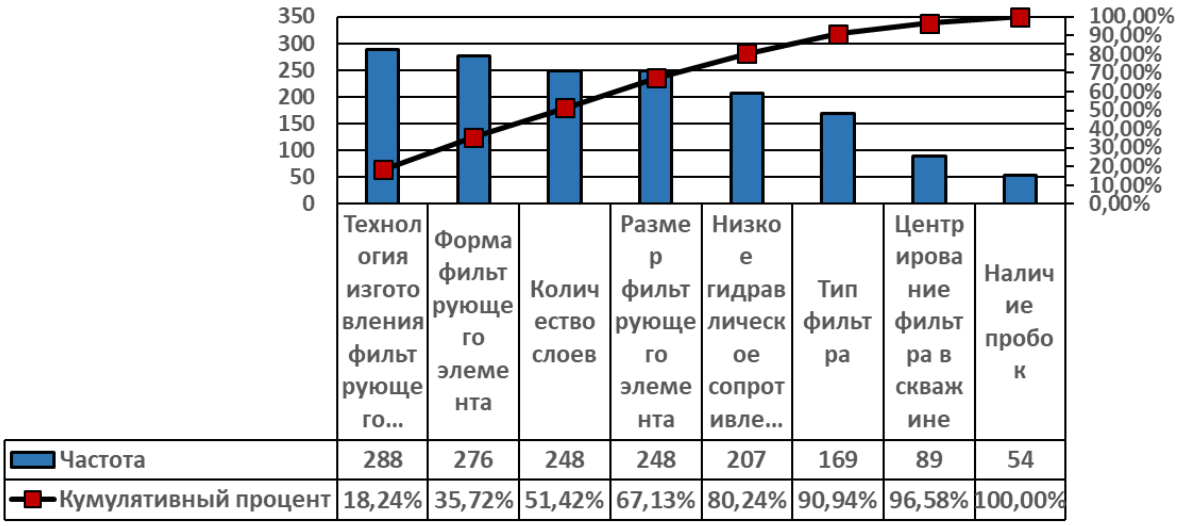
Весь спектр указанных параметров можно классифицировать на две категории: технические, такие как форма фильтрующего элемента, технология его производства и количество фильтрующих слоев, и эксплуатационные, включающие непосредственно тип фильтра, его гидравлическое сопротивление и способ центрирования в скважине, а также наличие пробок.

Из данного перечня факторов важно выделить ключевые, оказывающие наибольшее влияние на повышение работоспособности фильтра. В этом случае полезным инструментом анализа качества является диаграмма Паретто, которая наглядно демонстрирует характер воздействия каждого параметра в зависимости от их значимости. Она представлена на рисунке 6.3.

Согласно полученной диаграммы Паретто можно выделить две ключевые области технологической группы:

– технология изготовления фильтрующего элемента;
– форма фильтрующего элемента.

Фильтрующий элемент является основным элементом в конструкции фильтра и в тоже время одной из его главных слабых сторон. От его формы и производственной технологии его изготовления в значительной степени зависит пропускная способность фильтра. Проведение мероприятий по усовершенствованию данных факторов должно привести к повышению качества и производительности скважинных фильтров.



	Технология изготовления фильтрующего...	Форма фильтрующего элемента	Количество слоев	Размер фильтрующего элемента	Низкое гидравлическое сопротивле...	Тип фильтра	Центрирование фильтра в скважине	Наличие пробок
Частота	288	276	248	248	207	169	89	54
Кумулятивный процент	18,24%	35,72%	51,42%	67,13%	80,24%	90,94%	96,58%	100,00%

Рисунок 6.3 – Характеристики скважинного фильтра в зависимости от их значимости

Работа скважинного фильтра осуществляется в условиях аномального давления и температуры, воздействия коррозионных сред, а также нестабильности коллектора и других эксплуатационных факторов, которые необходимо учитывать при проектировании. В таких условиях фильтр должен эффективно задерживать мелкие частицы, сохраняя высокую пропускную способность, быть простым в эксплуатации, иметь длительный срок службы и при этом оставаться экономичным. При подборе конструкции фильтра ключевыми факторами являются тип коллектора, его проницаемость и однородность. Поиск приемлемого варианта фильтра, обеспечивающего длительное время эксплуатации для текущих геологических условий скважины, является технически сложной задачей. Фильтр должен отвечать следующим требованиям:

– обеспечивать необходимую механическую прочность и быть устойчивым к коррозии и эрозии;

– иметь компактные габариты при высокой пропускной способности;

– эффективно задерживать механические частицы малого размера;

– иметь возможность проведения ремонтных работ непосредственно в скважине;

– обладать низкой стоимостью.

Правильный выбор типа фильтра и качества фильтрующего элемента непосредственно влияют на стабильность работы фильтра. Качество фильтрующего элемента зависит от вида обработки и технологии изготовления. В зависимости от гранулометрического состава породы выбираются размер и форма фильтрующего элемента, которые определяют степень фильтрации. Надежность работы фильтра также обеспечивается благодаря правильному центрированию фильтра в скважине, что сохраняет его работоспособность даже при высокой кривизне ствола во время спуска. В данной работе разработана классификация нефтяных скважинных фильтров и проведен анализ

параметров, обеспечивающих эффективную фильтрацию при добыче нефти. Выявлено, что технологический и эксплуатационный факторы являются ключевыми из всех, влияющих на функционирование скважинных фильтров. Проведенная оценка влияния основных факторов на эффективность работы фильтров позволила предложить метод улучшения характеристик изделия за счет оптимизации контролируемых параметров процесса фильтрации.

В результате проведенных исследований сделан вывод, что одним из основных недостатков используемых стандартных конструкций фильтров является их засорение и отсутствие возможности самоотчистки в ходе эксплуатации. Поэтому усовершенствование конструкции фильтрующего элемента будет являться инженерным решением данной диссертационной работы.

6.2 Подвижный фильтр центробежного действия

Как показал системный анализ, связи с тем, что фильтр стандартного исполнения (фильтры щелевые/сетчатые работают в режиме полнопоточной фильтрации во всасывающей линии – они монтируются непосредственно на нижнем кольце всасывающего клапана насоса) не обеспечивает должного эффекта самоочищения, а промысловый опыт показывает, что отверстия фильтра забиваются АСПО и механическими примесями и бригадам текущего и капитального ремонта скважин зачастую приходится либо менять фильтр, поднимая всю колонну насосно-компрессорных труб и сам насос, что затратно и долго по времени, либо изначально отказываться от использования защитного фильтра, что грозит осаждению парафиновых отложений на стенках НКТ, забиванию механическими примесями всасывающего и нагнетательного клапанов насоса.

Скважинные фильтры в первую очередь предназначены для предотвращения попадания в скважину крупных частиц, таких как песок и другие примеси, что защищает насосное оборудование и увеличивает его срок службы. Основным недостатком широко распространненых противопесочных фильтров (Авт. свид. SU №1550103, кл. E21B43/08, опубликовано 15.03.90 г.; Патент РФ №2097533, класс E21B43/08, опубликовано 27.11.1997 г.; Патент РФ №2259472, МПК7 E21B43/08, E03B3/18, опубликовано 27.08.2005 г.) является засорение фильтрующих элементов при спуске в скважину и в ходе эксплуатации твёрдыми частицами, что приводит к уменьшению пропускной способности данного элемента конструкции и последующему выходу его из строя. Предлагаемое техническое решение ставит своей задачей продление срока службы фильтра путем очистки его фильтрующей поверхности непосредственно в процессе эксплуатации.

В качестве примера рассмотрим выбор фильтра в специфических условиях. Имеется водоносный пласт мощностью пять метров. Пласт представлен тонкозернистыми песками, имеющими коэффициент фильтрации 1 м/сут. Во время фильтрации наблюдается перетекание жидкости из нижних сечений пласта в верхние. Соответственно скорость фильтрации в верхних

сечениях фильтра увеличивается, а в нижних уменьшается. Эти процессы вызваны наличием вертикальной составляющей градиента давления между верхними и нижними сечениями пласта и фильтра. При этом на верхних отверстиях фильтра перепад давления значительно выше. В околоскважной зоне величину давления на изобарической поверхности можно определить как непосредственным расчетом, так и различными методами моделирования – гидродинамическим, математическим или физическим. Воспользовавшись известной зависимостью (6.1) истечения жидкости из затопленного отверстия, можно представить перепад давления на фильтре как функцию высоты расположения отверстий:

$$\upsilon = \mu n\sqrt{2gJ_5}, \tag{6.1}$$

где μn – гидравлический параметр фильтра, ед. изм.;

J_5 – разность пьезометрических уровней снаружи и внутри фильтра в конечном сечении;

g – расход жидкости через фильтр.

Характер распределения давления на фильтрующей оболочке вдоль фильтра также можно определить, применив известную формулу, описывающую зависимость скорости фильтрации от параметров фильтра:

$$\upsilon = \frac{sh(\gamma \cdot l)}{sh\gamma} \quad \text{см/с}, \tag{6.2}$$

где γ – параметр распределения притока жидкости.

Характер изменения давления с расстоянием от скважины определяется выражением:

$$J_5 = \frac{\tau \cdot Q}{2\pi \cdot k \cdot m}\ln\frac{R}{r} + \frac{\tau \cdot Q^2}{4\pi^2 \cdot k' \cdot m^2}\left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R}\right), \tag{6.3}$$

где τ – вязкость флюида;

k, k' – коэффициенты ламинарной и турбулентной фильтрации соответственно;

m – мощность пласта;

R – радиус влияния скважины;

r – расстояние от оси скважины до расчетной точки давления J_5.

Используя уравнение для турбулентного режима фильрации, получаем зависимость:

$$\frac{1}{g}\left(\frac{sh(\gamma \cdot l)}{\mu \cdot n \cdot sh\lambda}\right) = \frac{\tau \cdot Q^2}{4\pi^2 \cdot k' \cdot m^2}\left(\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r}\right), \tag{6.4}$$

Определить угол наклона градиента давления и вектора скорости фильтрации к поверхности, перпендикулярной оси скважины и фильтра, можно по следующей зависимости:

$$\alpha = arctg\frac{\Delta r}{\Delta l}. \qquad (6.5)$$

Как показывают расчеты, для заданной конструкции скважины в около скважинной зоне наблюдается ламинарный режим фильтрации при расходе 1 л/с, увеличение расхода до 2 л/с вызывает переход к турбулентному режиму. Оценка характера перепадов давления на фильтре и изменения скорости фильтрации и при дебите откачки 0,8 л/с представлена в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Изменение скорости фильтрации и перепада давления

L, мм	υ, см/с	J_5	ΔJ_5	r, м	Δr, м	α°
95	$26{,}0\cdot10^{-2}$	$1{,}7\cdot10^{-3}$	-	$89{,}0\cdot10^{-3}$	-	-
125	$30{,}0\cdot10^{-2}$	$2{,}7\cdot10^{-3}$	$1{,}0\cdot10^{-3}$	$92{,}5\cdot10^{-3}$	$3{,}5\cdot10^{-3}$	5
155	$34{,}7\cdot10^{-2}$	$3{,}9\cdot10^{-3}$	$1{,}2\cdot10^{-3}$	$97{,}0\cdot10^{-3}$	$4{,}5\cdot10^{-3}$	7,5
185	$40{,}5\cdot10^{-2}$	$5{,}6\cdot10^{-3}$	$1{,}7\cdot10^{-3}$	$104{,}0\cdot10^{-3}$	$7{,}0\cdot10^{-3}$	10
215	$47{,}5\cdot10^{-2}$	$7{,}4\cdot10^{-3}$	$2{,}3\cdot10^{-3}$	$114{,}0\cdot10^{-3}$	$10{,}0\cdot10^{-3}$	12
255	$57{,}0\cdot10^{-2}$	$1{,}1\cdot10^{-4}$	$2{,}6\cdot10^{-3}$	$126{,}0\cdot10^{-3}$	$12{,}0\cdot10^{-3}$	14
285	$67{,}5\cdot10^{-2}$	$1{,}3\cdot10^{-4}$	$2{,}7\cdot10^{-3}$	$140{,}0\cdot10^{-3}$	$14{,}0\cdot10^{-3}$	15
Примечание – ΔL = 0,1 м						

Выполненные по формулам (6.1) – (6.5) расчеты представлены в таблице 6.2. Перепады давления между сечениями фильтра отражены в четвертой графе. В пятой графе представлено распределение зон постоянного давления вдоль рассматриваемого интервала фильтра. В шестой графе показано приращение радиуса прифильтровой зоны, определяющая, на какую величину удаляется от скважины поверхность постоянного давления. Так, на интервале фильтра 95÷125 мм радиус зоны постоянного давления увеличился с 0,089 до 0,0925 м, т.е. приращение радиуса Δr = 0,0035 м.

Результаты расчетов показали, что на интервале фильтра от 95 до 285 мм вектор скорости и градиенты фильтрации изменяют свой угол наклона к перпендикулярной оси скважины и фильтра поверхности в диапазоне 5÷15 градусов. В связи с этим целесообразно изменить наклон оси отверстий фильтра на данном участке до расчетного угла α.

Предлагаемый подвижный фильтр, в составе которого подшипник, металлические лопасти, и очищающая коронка позволят получить эффект самоочищения фильтра от механических примесей (рисунок 6.4) [194].

Давление, создаваемое при движении качалки вверх, заставляет нефтяную жидкость проходить в отсверстия под углом, попадать на металлические лопасти, тем самым заставляя фильтр вращаться на подшипнике. Инерционная сила захватывает объем нефтяной жидкости. Центробежная сила позволяет крупные взвеси примесей отлагать на внешние

стенки фильтра, большая часть которых остается в забое скважины, а другая часть этой же силой выдавливается в отверстия фильтра, которые в свою очередь очищаются коронкой.

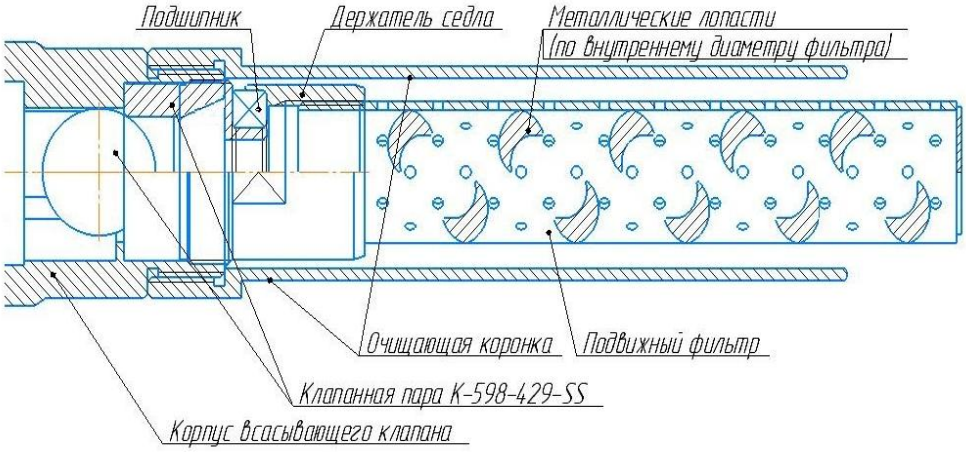


Рисунок 6.4 – Подвижный фильтр центробежного действия

Проектируемый фильтр должен позволить достичь положительного экономического эффекта. Уже на этапе конструирования, проведя ряд исследований, можно утверждать, что данная конструкция будет иметь более длительный срок службы и обеспечит более высокую степень очистки флюида благодаря своей специальной конструкции. Это, в свою очередь, обеспечит защиту насосного оборудования и насосно-компрессорных труб от преждевременного износа, а также увеличит интервал между капитальными ремонтами скважин. Предлагаемая модернизация стандартных защитных фильтров в самоочищающиеся устройства представляет собой перспективное направление, которое позволяет при минимальных капитальных вложениях получить дополнительное оборудование способное повысить долговечность и ресурсоэффективность работы ШГН. Практическое применение таких фильтров может привести к значительной экономии затрат и снижению себестоимости добычи нефти.

6.3 Экономическое обоснование внедрения усовершенствованной конструкции защитного фильтра ШГН на месторождении Узень

Стоимость насосов отличается не только из-за разной технологии производства и требований выпускающих их предприятий относительно прибыли (она, кстати, у всех отечественных производителей не превышает 10%), но и существенно связана с качеством. Под ним, прежде всего, следует понимать качество конструкции, предполагающее выбор материалов деталей, требований точности, дополнительных элементов и узлов, повышающих эксплуатационные свойства насосов, но, соответственно, и себестоимость их изготовления. Основываясь на статистических данных, опыте производства и эксплуатации насосного оборудования, в данном исследовании предлагается средства оптимизации и увеличения периода наработки на отказ ШГН.

В расходы, связанные с эксплуатацией ШГН, входит не только их стоимость, но и, кроме прочего, затраты на спускоподъемные работы.

Качество исполнения технологии, обеспечивающее соответствие изделия чертежу, также важная, но все же вторичная сторона процесса создания продукта, так как «серьезные» предприятия используют подобные системы управления качеством и придерживаются одинаковых стандартов.

Затраты по эксплуатации ШГН, отнесенные к периоду наработки его на отказ, можно представить зависимостью:

$$З = \frac{З_{СП} + Ц_{(x)}}{T_{(x)}} + C, \qquad (6.6)$$

где $З_{сп}$ – затраты на спуск-подъем насоса, тыс. тг;

$Ц_{(x)}$ – цена ШГН, тыс. тг;

$T_{(x)}$ – период наработки на отказ ШГН, год;

x – переменная функции, характеризующей изменение цены и наработки на отказ;

C – прочие затраты при эксплуатации скважины (в т.ч. на НКТ, глубинонасосные штанги и т.п.), не влияющие на период наработки на отказ насоса и поэтому в дальнейших расчетах по формуле (6.6) не учитываются.

Цены ШГН и наработка их на отказ могут быть представлены линейными функциями:

$$Ц_{(x)} = Ц_0(1 + nx), \quad T_{(x)} = T_0(1 + x), \qquad (6.7)$$

где $Ц_0$, T_0 – базовые цена и период наработки на отказ ШГН минимальной стандартной комплектации (цилиндр – малолегированная сталь с покрытием хрома толщиной 90 мкм, или с азотированной поверхностью глубиной 0,25 мм; плунжер – малолегированная сталь с покрытием хрома толщиной 90 мкм, или с напылением поверхности хромоникелевым сплавом толщиной 0,35 мм; клапанные пары из нержавеющих сталей). Среднее значение T_0 = 1 год.

n – коэффициент превышения роста цены над ростом наработки на отказ при изменении качества насоса.

Из опыта Озеньмунайгаз n, в зависимости от конкретных мероприятий, находится в пределах от 2 до 5, т.е. повышение наработки на отказ на х% предполагает усовершенствование конструкции насоса, увеличивающее его цену на 2х … 5х%. На рисунке 6.5 в соответствии с зависимостью (6.7) показан рост цены ШГН при увеличении периода наработки от 0,2 до 1,0 (от 20 до 100%).

Как видно, цена насоса, составляющая при стандартной комплектации 90 тыс. тг., возрастает до 270 (n=3), 450 тыс. тг (n=5) в случае удвоения периода его наработки на отказ.

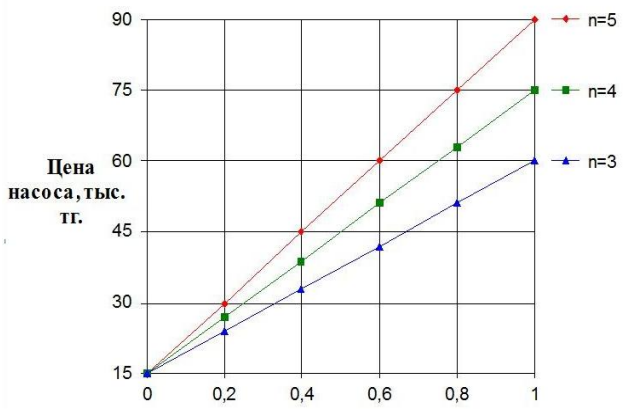


Рисунок 6.5 – Изменение цены ШГН при увеличении наработки на отказ

Оценим, являются ли эффективными мероприятия по улучшению качества, приводящие к такому росту цен, в 4÷6 раз. С учетом (6.7) зависимость (6.6) примет вид:

$$З = \frac{З_{СП} + Ц_0(1+nx)}{T_0(1+x)}. \qquad (6.7)$$

На рисунке 6.6 приведены зависимости для величин затрат на спуск-подъем ШГН в размере 200 тыс. тг., 100 тыс. тг. и 50 тыс. тг. Реально эти затраты находятся в диапазоне первых двух значений (100÷200 тыс. тг.).

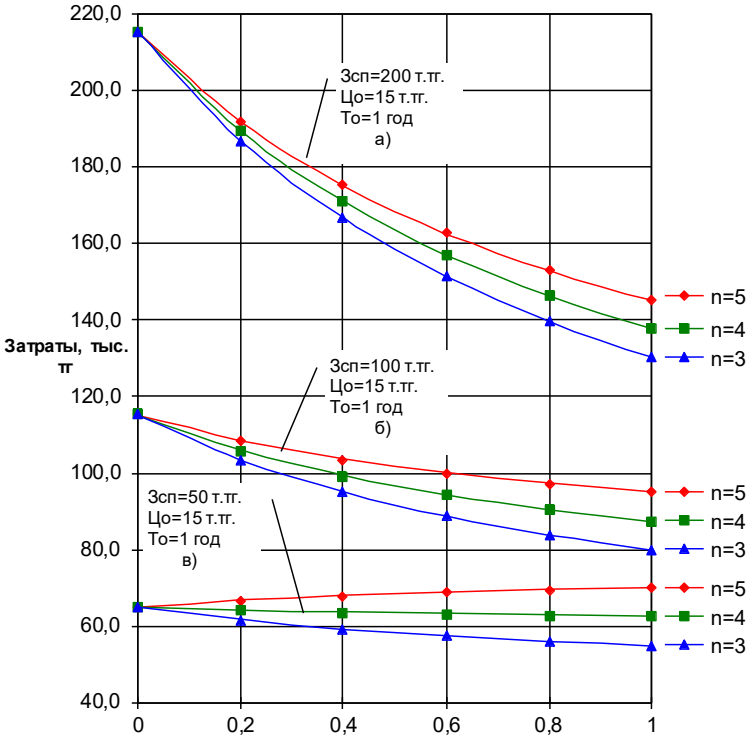


Рисунок 6.6 – Изменение затрат при увеличении наработки на отказ ШГН

Из рисунка 6.6 видно, что даже при пятикратном опережении ростом цены роста периода наработки ШГН на отказ (рисунок 6.6а) эффективность чрезвычайно высока: уже при 40% увеличения наработки затраты по эксплуатации, отнесенные к базовому периоду T_0, снижаются с 215 тыс. тг. до 175 тыс. тг. (на 45 тыс. тг.), а при удвоении периода наработки – с 215 тыс. тг. до 130 тыс. тг., т.е. на 65%. Аналогичные закономерности сохраняются и при затратах на спуск-подъем насоса в 100 тыс. тг. (рисунок 6.6б). Здесь при удвоении периода наработки и n=5 затраты по эксплуатации, в которые, отметим, входит и цена самого ШГН, снижаются на 20 тыс. тг., а для n=3 на 35 тыс. тг. Только при $З_{сп}$=50 тыс. тг. эффективность от повышения качества ШГН снижается для n=5.

Из проведенного анализа можно сделать два основных вывода:

– мероприятия, направленные на улучшение конструктивно-технологического качества ШГН и увеличение их наработки на отказ, многократно эффективней, чем снижение затрат в результате понижения цен на сами насосы (даже понижение цены насоса до нуля при сохранении базовых эксплуатационных характеристик даст экономию в 2÷7 раз меньшую в сравнении с мероприятиями, позволяющими удвоить период наработки). Таким образом, пропорциональное снижение цен и качества ШГН в реальных условиях всегда ведет к увеличению затрат на добычу нефти;

– проведение спускоподъемных работ, не связанных с отказом ШГН, целесообразно совмещать с заменой последнего на новый. Насос после эксплуатации и ремонта ни при каких условиях не обеспечит первоначальный ресурс. Следовательно, главной задачей подразделений нефтедобывающих или сервисных предприятий, ответственных за эксплуатацию ШГН, должно быть обеспечение равных или кратных периодов наработки на отказ всего подземного оборудования, а также периодов проведения регламентных работ на скважине.

ШГН необходимо комплектовать дополнительным, в сравнении со стандартной комплектацией, устройством, например, фильтрами, устанавливаемыми на приеме насоса для защиты плунжерной и клапанных пар от неблагоприятного воздействия газа и механических примесей в добываемой жидкости. В основе работы самоочищающегося фильтра, конструкция которого раскрыта в пункте 6.2 настоящей работы, основан на принципах гравитационной, центробежной и механической очистки. Таким образом, практически до нуля снижается вероятность заклинивания насоса, уменьшается износ плунжерной пары, увеличивается наработка на отказ. Из произведенных расчетов экономической эффективности применения усовершенствованной конструкции фильтра, установлено, что скважины, оборудованные фильтрами с эффектом самоочищения, обеспечивают экономию удельных энергозатрат на подъём жидкости в среднем на 15% по сравнению с перфорированными фильтрами консервативного исполнения (таблица 6.3). Также уменьшаются динамические нагрузки, затраты на подземные текущие ремонты и обслуживание.

Таблица 6.3 – Экономическая эффективность применения усовершенствованной конструкции фильтра

Показатели	Ед. изм.	№ скважины		
		7146		
		до внедрения	после внедрения	отклонение
Прибыль от добычи нефти	*тыс. тенге*	*396 025*	*579 894*	*183 869*
Отработанные дни	сутки	347	353	6
Добыча нефти за сутки, $Q_н$	л/сут	2 782,5	4 074,4	1292
Стоимость 1 баррель нефти	тенге/баррель	22 630	22 630	–
Затраты на ПРС	*тыс. тенге*	*11 544*	*9 772*	*-1 772*
Стоимость ПРС на 1 скважину (без З/П)	тыс. тенге	1 443	1 443	–
Межремонтный период	сутки	43	177	133
Количество ремонтов	ремонт	8	4	-4
Затраты на закуп подземного оборудования взамен отбракованных	*тыс. тенге*	*3 314*	*4 252*	*938*
Количество насосных штанг	штук	85	85	–
Количество отбракованных штанг за текущий период	штук	285	170	-115
Процент отбраковки насосных штанг	%	335	200	-135
Стоимость насосных штанг за штуку	тыс. тенге	10	10	–
Количество НКТ	тонна	7,0	7,0	–
Количество отбракованных НКТ за текущий период	тонна	32,8	7,4	-25,4
Доля отказов ШГН	%	75%	53%	22%
Стоимость НКТ за 1 тонну	тыс. тенге	230	230	–
Затраты на закуп оборудований (ТМЦ)	*тыс. тенге*	*1260*	*1 750*	*490*
Стоимость фильтров за штуку	тыс. тенге	90	125	35
Количество фильтров	штук	14	14	–
Итого эффект:	*тыс. тенге*	*379 907*	*564 120*	*184 213*

Выводы по шестому разделу

Обоснован способ повышения надежности ШГН путем фильтрации нефти за счет внедрения самоочищающегося фильтра центробежного действия с отбором мощности от подъема нефти.

Под давлением нефтяной жидкости, пропускаемой через отверстия под углом (α=5÷15°) к оси фильтра, проходя металлические лопасти, обеспечивает вращение фильтра на подшипнике. Под действием центробежной силы крупные взвеси примесей задерживаются на внешних стенках фильтра, большая часть которых остается в забое скважины, а другая часть этой же силой выдавливается в отверстия фильтра, которые в свою очередь очищаются коронкой.

Разработанная конструкция самоочищающегося фильтра центробежного действия обеспечивает высокий ресурс насоса за счет гравитационного эффекта подъема-опускания нефти и эффективной очистки механических примесей, сбрасываемых в забой скважины.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения диссертационного исследования дано теоретическое обобщение и предложены новые решения актуальной научной проблемы по созданию новых энергоэффективных добывающих штанговых насосных комплексов с высокой ресурсной долговечностью за счет технологии лазерного упрочнения внутренних поверхностей ответственных деталей и разработки конструкторских решений в клапанном узле и системе фильтрации насоса.

Основная идея заключается в разработке эффективной технологии изготовления и упрочнения поверхностей трения основных деталей насоса, способного длительное время сохранять оптимальный эксплуатационный зазор в паре «плунжер-цилиндр», возможности перераспределения циклически повторяющихся нагрузок по контактной поверхности седла клапанной пары и применении системы качественной фильтрации поднимаемой нефтяной жидкости.

Данные меры способствуют уменьшению износа, выкрашиванию и деградации контактирующих поверхностей деталей насоса, сокращению количества механических примесей, проникающих в тело насоса, и как следствие, увеличению межремонтного периода, обеспечивая продолжительность безотказной работы скважинного штангового насоса.

Результатами диссертационного исследования являются следующие основные выводы и практические решения:

1. Обоснованы критерии отказов (δ_t>0,2 мм, q_t>$0,5Q_\phi$) штангового насоса, снижающие эффективность его работы при воздействии динамических сил сопротивления на изнашиваемые элементы системы «плунжер-цилиндр».
2. Усовершенствована математическая модель, описывающая процесс подачи насоса (Q_ϕ) при изменении величины предельно-допустимого зазора $\delta_t=f(i)$ в системе «плунжер-цилиндр» штангового насоса и утечек (q_t) из-за нарушения кинематики движения ($\Delta\lambda_\Sigma$) от динамических нагрузок.
3. Для обеспечения требования по скорости (v>0,1 м/с) посадки запорного элемента разработана составная конструкция шара, состоящая из стального шара внутри и композитной резиновой оболочки снаружи, для создания упругого эффекта закрытия клапана. В качестве наполнителя для резиновой смеси выбран керамический материал на базе диоксида циркония (ZrO_2).
4. В качестве присадочного материала определен порошок марки ПГ-СР2 на никелевой основе системы Ni-Cr-B-Si (35÷40 HRC) и ПЦРК-3 с содержанием 2,5-5% ZrO_2 (72 HRC) – 15Х17Н12Ф3Ж3$ZrO_2$5.
5. Разработанные конструкция и технология изготовления запирающего элемента клапанной пары «седло-шар» плунжерного насоса, с применением комбинированных материалов, обеспечивают эффективное прилегание шара к седлу, исключая утечки, уменьшают разрушение рабочей кромки седла и позволяют эффективно перераспределять ударные нагрузки за счет достигнутого демпфирующего эффекта.

6. По результатам эксперимента установлены следующие полиномиальные зависимости: изменение твердости от расстояния до фокальной плоскости: $HRC=-0{,}0119x_8^2+1{,}6283x_8+2{,}8517$; изменение микротвердости по толщине напыляемого слоя при различных скоростях напыления: $HV=-977{,}58h^2+2499{,}70h+3689{,}50$ при v=15 м/с; изменение прочности сцепления покрытия от вольтамперной характеристики режимов и дистанции напыления: $\sigma_{сц}=-1E-05l_н^3+0{,}0017l_н^2+0{,}3040l_н-17{,}6380$. Максимальное значение прочности сцепления покрытия достигается при дистанции напыления $l_н$=10 мм и напряжении U=170 В.

7. Разработанная лазерная технология изготовления и упрочнения внутренней поверхности контактирующей пары «плунжер-цилиндр» малого диаметра (44 мм) добывающих насосов, позволяет получить высокое качество (σ, пористость<7%, K_i) поверхности упрочнения, имеющей оптимальные значения толщины покрытия (h), микротвердости поверхности (Нμ), твердости поверхностного слоя (61÷65 HRC), полное сплавление порошкового материала, эффективное сплавление частиц основного металла с напыляемой поверхностью, уменьшить термическое воздействие на основной металл и снизить уровень остаточных деформаций и напряжений в цилиндре насоса.

8. Для достижения оптимальных значений микротвердости поверхности насоса (670 HV) найдена оптимальная переходная зона наплавления материала 0,8÷1,45 мм. Высокая микротвердость достигнута при оптимально дистанции 10-15 мм и скорости наплавки 15 мм/с. Дальнейшее увеличение переходной зоны до 1,45 мм существенно не изменяет микротвердости, а с увеличением толщины до 1,6 мм резко снижается микротвердость.

9. Для повышения эксплуатационных параметров (Нμ, Ra, $\sigma_{сц}$) упрочненной поверхности обоснованы оптимальные характеристики высококонцентрированного источника лазерной энергии и оптимальные режимы упрочнения внутренней поверхности цилиндра: мощность излучения 2000…3000 Вт; скорость напыления 10÷15 мм/с; диаметр пятна фокусирования излучения 1,5…2,5 мм; диаметр обрабатывающего лазерного пятна – 5÷10 мм; плотность энергии лазерного луча – $3\cdot10^5$ Вт/см^2; расстояние от фокальной плоскости – 15 мм; массовый расход наплавочного порошка 0,25 г/с.

10. Разработанная конструкция управляемой установки для лазерного напыления позволяет наносить многокомпонентные порошковые покрытия с улучшенными характеристиками на внутренние поверхности малого диаметра (44 мм) длинномерных цилиндров (до 6 м) скважинного штангового глубинного насоса, обеспечивая непрерывный и равномерный процесс лазерного напыления.

11. Обоснован способ повышения надежности ШГН путем фильтрации нефти от механических примесей. Данная конструкция позволяет снизить засорение фильтра и насоса, а также получить эффект самоочищения фильтра за счет гравитационного эффекта подъема-опускания нефти. На разработанную конструкцию самоочищающегося фильтра получен инновационный патент на полезную модель РК № 6888 от 25.02.2022г. бюл. № 8.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Машиностроение Казахстана / Союз машиностроителей Казахстана, 21.05.2021 // https://smkz.kz/mashinostroenie-kazaxstana/. 10.08.2024

2 Нефтяная промышленность / Министерство энергетики Республики Казахстан https://www.gov.kz/memleket/entities/energo/activities/179. 10.08.2024.

3 Нефть, бензин и ВИЭ: итоги 2019 года // http://finreview.info/ru/review/neft-benzin-i-vije-itogi-2019-goda-2/. 10.08.2024.

4 Мамаева А. Нефть-2020: ниши для последующего роста // https://forbes.kz//process/energetics/neft_2020_nishi_dlya_. 10.08.2024.

5 Чуев С. и др. Нефтяной рынок на пути к восстановлению // https://halykfinance.kz/download/files/analytics/oil_1h2021.pdf. 10.08.2024.

6 44% государственного бюджета Казахстана формирует нефтегазовый сектор // https://forbes.kz/process/energetics/44_ gosudarstvennogo_. 10.08.2024.

7 Постановление Правительства Республики Казахстан. Об утверждении Концепции развития топливно-энергетического комплекса Республики Казахстан до 2030 года: утв. 28 июня 2014 года №724 // https://adilet.zan.kz/rus/docs/P1400000724. 10.08.2024.

8 Ekberova E. Казахстан планирует увеличить добычу нефти до 2026 года // www.aa.com.tr/ru/экономика/казахстан-планирует-увеличить. 10.08.2024.

9 Мировые запасы нефти. 20 стран с самыми крупными запасами нефти, май 2020 г. // https://magazine.neftegaz.ru/articles/geologorazvedka. 10.08.2024.

10 Рейтинг стран по запасам нефти: на каком месте Россия // https://www.oilexp.ru/news/world/rejting-stran-po-zapasam-nefti-na. 10.08.2024.

11 Запасы нефти по странам мира в 2021 году // http://bs-life.ru/makroekonomika/zapasy-nefti2017.html. 10.08.2024.

12 Иванова О.В. Анализ перспектив развития трубопроводного транспорта нефтепродуктов // Матер. 6-й междунар. науч.-практ. конф. студен., аспир. и молод. учён. «Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных», СибАДИ. – Омск, 2022. – С. 9-11.

13 Алифирова Е. ОПЕК невозмутимо сохранила прогноз по росту спроса на нефть в 2021 г. // https://neftegaz.ru/news/finance/688924-opek. 10.08.2024.

14 Прогноз роста спроса на нефть в мире в 2021 году ОПЕК оставила без изменений // https://oilcapital.ru/news/markets/13-09-2021/prognoz. 10.08.2024.

15 World liquid fuels production and consumption balance / U.S. Energy Information Administration // https://www.eia.gov/outlooks/steo/xls. 10.08.2024.

16 Нурбаева Н., Михальчук В. Обзор нефтесервисного рынка Казахстана – 2020 // https://www2.deloitte.com/kz/ru/pages/energy-and-resources. 10.08.2024.

17 Ледовских И. Три сценария экономического развития Казахстана // https://dknews.kz/ru/eksklyuziv-dk/199380-tri-scenariya. 10.08.2024.

18 Рзаев Р.Р., Кулиев Р.А. Об одном подходе к оценке эффективности нефтяной скважины // Математичні машини і системи. – 2010. – №2. – С. 67-75.

19 Заурбеков Ш.Ш., Минцаев М.Ш., Лабазанов М.М. и др. Повышение эффективности освоения скважин нефтяных месторождений Терско-

Сунженской нефтегазоносной области // Территория Нефтегаз. – 2015. – №11. – С. 64-67.

20 Журавлев В.В. Исследование и обоснование технологических параметров работы скважин с горизонтальным окончанием в обводненных залежах: автореф. … канд. тех. наук: 25.00.17. – Тюмень, 2015. – 24 с.

21 Иванова О.В. Анализ способов повышения эффективности малодебитных скважин // Матер. 6-й междунар. науч.-практ. конф. студен., аспир. и молод. учён. «Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных». – Омск, 2022. – С. 61-64.

22 Камалетдинов Р.С. Эффективная эксплуатация малодебитного фонда скважин // Neftegaz.RU. – 2020. – №2. – С. 72-74.

23 Сахнов Р.В. Комплексный подход к эксплуатации осложненного фонда скважин как инструмент достижения цели. Концепция // https://glavteh.ru. 10.08.2024.

24 Серебренников А.В., Фролов В.В., Петрикевич П.А. и др. Эксплуатация механизированного фонда скважин в осложненных условиях // Neftegaz.RU. – 2017. – №7(67). – С. 86-97.

25 Валиахметов Р. Всему свое место. Применение ШГН остается эффективным при определенных условиях // Нефтегазовая Вертикаль. – 2017. – №9. – С. 78-79.

26 Коршак А.А., Шаммазов А.М. Основы нефтегазового дела. – Изд. 3-е, испр. и доп. – Уфа, 2005. – 528 с.

27 Утемисова Л.Г., Тлегенов Б.Б., Миникаев Ф.М. Анализ эффективности одновременно-раздельной эксплуатации скважин на месторождении Жетыбай // Вестник нефтегазовой отрасли Казахстана. – 2021. – №1(6). – С. 67-74.

28 Ивановский В.Н., Сабиров А.А. Скважинные насосные установки для добычи нефти – что нового? // Территория Нефтегаз. – 2010. – №10. – С. 55-58.

29 Уразаков К.Р. и др. Насосные установки для малодебитных скважин: учеб. пос. – Уфа, 2014. – 235 с.

30 Скважина. Этапы строительства, виды, назначение // https://neftegaz.ru /tech-library/burovye-ustanovki-i-ikh-uzly/141485-skvazhina-etapy. 10.08.2024.

31 Иванова Т.Н., Новокшонов Д.Н., Галеева О.А. и др. Анализ эффективности применяемых установок штанговых глубинных насосов в условиях добычи высоковязкой нефти // Булатовские чтения. – 2020. – Т. 2. – С. 218-224.

32 Корабельников М.И., Джунисбеков М.Ш. Анализ и пути повышения эффективности механизированной добычи нефти из малодебитных скважин в кризисных условиях // Вестник ЮУрГУ. – 2016. – Т. 16, №1. – С. 75-79.

33 Ивановский В.Н. Энергетика эксплуатации скважин механизированными способами, выбор способа эксплуатации, пути повышения энергоэффективности // https://glavteh.ru/энергетика-эксплуатации. 10.08.2024.

34 Рабинович А.И. О границе энергоэффективности УЭЦН и УШГН // Инженерная практика. – 2012. – №10. – С. 10-11.

35 Байков И.Р. и др. Оценка показателей надёжности насосов типа НК, НКВ и НПС // Надежность. – 2016. – №4. – С. 11-16.

36 Сравнение КПД: УЭПН, УШГН, УЭЦН / Корпорация «Триол», 14.11.2016 // https://triolcorp.ru/news/post/sravnenie-kpd-uepn-ushgn. 10.08.2024.

37 ГОСТ 31835-2012. Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования. – Введ. 2014-01-01. – М., 2019. – 44 с.

38 Приказ Министра по инвестициям и развитию Республики Казахстан. Об утверждении Правил обеспечения промышленной безопасности для опасных производственных объектов нефтяной и газовой отраслей промышленности: утв. 30 декабря 2014 года, №355 // https://adilet.zan.kz/rus/docs/V1400010250. 10.08.2024.

39 Каримов Л.Ф., Поникаров С.И., Калимуллин Н.И. Анализ причин обрывов штанговых колонн при эксплуатации скважин, оборудованных штанговыми насосами // Вестник технологического университета. – 2017. – Т. 20, №3. – С. 44-45.

40 По результатам анализа осадка из скв. 9488: заключение №159/12 / АО «МунайМаш». – Петропавловск, 2017. – 27 с.

41 Иванова Л.В., Буров Е.А., Кошелев В.Н. Асфальтосмолопарафиновые отложения в процессах добычи, транспорта и хранения // Нефтегазовое дело. – 2011. – №1. – С. 268-264.

42 Савинкин В.В., Иванова О.В., Дмитриев Ф.С. и др. Проблемы эффективной эксплуатации скважинных глубинных штанговых насосов и перспективные пути решения технологических задач при добыче углеводородов // Вестник СКГУ им. М. Козыбаева. – 2017. – №3(36). – С. 50-55.

43 Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Нургалиев Р.З. Эксплуатация насосных скважин, осложненных механическими примесями. – Уфа: Изд-во УГНТУ. – 2016. – 94 с.

44 Шишкина Л.В., Савинов С.А. Статистические исследования причин отказов глубинных штанговых насосов // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – №1. – С. 113-115.

45 Пяльченков Д.В. Исследование влияния параметров добывающих скважин на отказы штанговых насосных установок // http://naukovedenie.ru/PDF/140TVN216.pdf. 10.08.2024.

46 Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Каштанов В.С. и др. Почему рвутся штанговые колонны? // Территория Нефтегаз. – 2007. – №3. – С. 34-37.

47 Уразаков К.Р., Богомольный Е.И., Сейтпагамбетов Ж.С. и др. Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин. − М., 2003. – 303 с.

48 Овчинников В.П., Двойников М.В., Герасимов Г.Т. и др. Технологии и технологические средства бурения искривленных скважин. – Тюмень, 2008. – 152 с.

49 Якимов С.Б. Повышение конструкционной надежности штанговых насосов – основа увеличения межремонтного периода // Инженерная практика. – 2011. – №5. – С. 146-148.

50 Ивановский В.Н. и др. Скважинные насосные установки для добычи нефти. – М., 2002. – 824 с.

51 Гаджиева Л.С. Анализ коррозионной стойкости деталей шариковых клапанов скважинных штанговых насосов // Нефтепромысловое дело. – 2011. – №3. – С. 24-28.

52 McCoy J.N., Rowlan O.L., Becker D.J. et al. How to Maintain High Producing Efficiency in Sucker Rod Lift Operations // https://www.slideserve. com/milo/how-to-maintain-high-producing-efficiency-in-. 10.08.2024.

53 Кочеков М.А. Повышение эффективности эксплуатации штанговых насосных установок в высокообводненных скважинах: автореф. … канд. техн. наук: 25.00.17. – Уфа: УГНТУ, 2014. – 24 с.

54 Топольников А.С. Моделирование динамических нагрузок на полированный шток станка-качалки при неисправностях в работе штангового насоса // Тр. Института механики им. Р.Р. Мавлютова УНЦ РАН. – 2014. – Т. 10. – С. 95-101.

55 Ренев Д.Ю. Осложненный фонд ПАО «ЛУКОЙЛ» // https://glavteh.ru/осложненный-фонд-пао-лукойл/. 10.08.2024.

56 Пат. 2144623 С1 РФ. Глубинный штанговый насос / Залятов М.М., Тахаутдинов Р.Ш., Курмашов А.А. и др.; опубл. 20.01.00. – 5 с.

57 Пат. 821745 А1 СССР. Скважинный штанговый невставной насос / Агамирзоев Д.И., Ахадов М.С., Бабаев А.Э. и др.; опубл. 15.04.81, Бюл. №14. – 3 с.

58 Пат. 1211454 А СССР. Скважинный штанговый насос / Минликаев В.З., Минликаева К.З., Уразаков К.Р. и др.; опубл. 15.02.86, Бюл. №6. – 2 с.

59 Пат. 2365786 С1 РФ. Скважинный штанговый насос / Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Исмагилов Ф.Г.; опубл. 27.08.09, Бюл. №24. – 6 с.

60 Пат. 2624939 С1 РФ. Скважинный штанговый насос / Уразаков К.Р., Бахтизин Р.Н., Латыпов Б.М.; опубл. 11.07.17, Бюл. №20. – 8 с.

61 Бикбулатова Г.И., Думлер Е.Б. Эксплуатация штангового насосного оборудования. – Альметьевск, 2009. – 130 с.

62 Пат. 2235903 С2 РФ. Клапанный узел штангового насоса / Коршунов В.Н., Машков В.А., Щапин В.М.; опубл. 10.09.04. – 9 с.

63 Пат. RU 2382926 С2 РФ. Клапанный узел насоса / Александров П.О., Воскобойников А.А.; опубл. 27.02.10, Бюл. №6. – 6 с.

64 Галимуллин М.Л. Разработка технических средств повышения работоспособности скважинных плунжерных насосов: автореф. … канд. техн. наук: 05.02.13. – Уфа, 2004. – 24 с.

65 Долов Т.Р., Ивановский В.Н., Меркушев С.В. и др. Основы выбора клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок // Территория Нефтегаз. – 2018. – №6. – С. 66-70.

66 Pat. 20130140032. Rod guide and solids control assembly / Ford M.B.; publ. 06.07.13.

67 ГОСТ 13877-96. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. – Введ. 2001-01-01. – М., 1999. – 32 с.

68 Ивановский В.Н., Пузанов О.В. и др. Скважинные насосные установки с канатными штангами // Совершенствование техники и технологии добычи нефти в НГДУ «Покачевнефть»: сб. ст. – М., 1993. – С. 80-107.

69 Пат. 123445 U1 РФ. Канатная насосная штанга / Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Деговцов А.В.; опубл. 27.12.12, Бюл. №36. – 8 с.

70 Пат. 2527275 C1 РФ. Канатная насосная штанга / Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Деговцов А.В. и др.; опубл. 27.08.14, Бюл. №24. – 10 с.

71 Пат. 203166 U1 РФ. Канатная насосная штанга / Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Деговцов А.В. и др.; опубл. 24.03.21, Бюл. №9. – 7 с.

72 Хакимов Т.А. Исследование и усовершенствование технологии и технических средств добычи высоковязкой нефти штанговыми установками: автореф. … канд. техн. наук: 25.00.17, 05.02.13. – Уфа, 2015. – 24 с.

73 Дубинов Ю.С. Анализ и модернизация методики подбора полых насосных штанг, применяемых при одновременно-раздельной эксплуатации: автореф. … канд. техн. наук: 05.02.13. – М., 2017. – 22 с.

74 Хоанг Т.Н. Особенности напряженно – деформированного состояния штанговой колонны ШСНУ в пространственно искривленных скважинах: автореф. … канд. техн. наук: 05.02.13. – Уфа: УГНТУ, 2006. – 20 с.

75 Пат. 2378484 C1 РФ. Насосная штанга / Волков Ю.П., Поздеев С.П., Куклина С.В.; опубл. 10.01.10, Бюл. №1. – 8 с.

76 Пат. 2398091 C9 РФ. Полая насосная штанга / Пепеляев В.В., Кривоносов Ю.А.; опубл. 27.03.12, Бюл. №9. – 14 с.

77 Пат. 2282750 C1 РФ. Способ ремонта скважинного штангового глубинного насоса / Шарифуллин А.М.; опубл. 27.08.06, Бюл. №24. – 4 с.

78 Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1979. – 213 с.

79 Масленников Е.П., Шляпников Ю.В., Насыров А.М. Проблемы и пути повышения МРП скважин на поздней стадии разработки месторождений // Территория Нефтегаз. – 2009. – №11. – С. 66-69.

80 Адонин А.Н. Процессы глубинно-насосной нефтедобычи. – М.: Недра. –1964. – 263 с.

81 Юрчук А.М., Истомин А.З. Расчёты в добыче нефти. – М.: Недра, 1979. – 271 с.

82 Вирновский А.С. Теория и практика глубинно-насосной добычи нефти. – М.: Недра, 1971. – Вып. 57. – 184 с.

83 Адонин А.Н. Оптимальный коэффициент подачи глубинных насосов // Нефтяное хозяйство. – 2013. – №5. – С. 30-33.

84 Набиев Н.А. Разработка и исследование технических и технологических факторов, обеспечивающих повышение эксплуатационных показателей скважинных штанговых насосов: автореф. … док. филос. по техн. наук: 05.02.13. – Баку, 2010. – 21 с.

85 Определение показателей безотказности работы систем: метод. указ. / сост. О.А. Фролова. – Оренбург: ОГУ, 2020. – 34 с.

86 Агамалов Г.Б. Особенности механизированной добычи нефти из глубоких скважин // Нефтегазовое дело. – 2009. – Т. 7, №2. – С. 64-67.

87 Саттаров И.Р. Расчет напряжений от изгиба колонны штанг в нефтяных скважинах // Нефтегазовое дело. – 2010. – №1. – С. 1-20.

88 Уразаков К.Р., Бахтизин Р.Н., Исмагилов С.Ф. и др. Расчет теоретической динамограммы с учетом осложнений в работе скважинного штангового насоса // Нефтяное хозяйство. – 2014. – №1. – С. 90-93.

89 Уразаков К.Р. и др. Диагностика состояния скважинных штанговых насосных установок по динамограмме // Опыт, проблемы и перспективы развития неразрушающих методов контроля и диагностики машин и агрегатов: сб. науч. тр. междунар. науч.-техн. конф. – Уфа, 2017. – С. 353-358.

90 Садов В.Б. Моделирование динамограмм при добыче нефти глубинными штанговыми насосами // Информационно-измерительные и управляющие системы и устройства: сб. тр. прибор. фак. – Челябинск, 2011. – С. 172-177.

91 Абдрахманова Г.С., Данабаев Н.С., Утемисова Л.Г. Реализация автоматизированного подбора глубинно-насосного оборудования в информационной системе ABAI // Вестник нефтегазовой отрасли Казахстана. – 2022. – Т. 4, №3. – С. 92-105.

92 Факторы, влияющие на коэффициент подачи насоса // https://studbooks.net/571004/geografiya/faktory_vliyayuschie_podachu. 10.08.2024.

93 Азизов А.М. Повышение эффективности установок скважинных штанговых насосов для добычи газированной нефти: дис. … канд. тех. наук: 05.02.13. – Уфа: УГНТУ, 2021. – 136 с.

94 Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Латыпов Б.М. и др. Утечки жидкости в штанговом насосе с регулярным микрорельефом на поверхности плунжера // Нефтегазовое дело. – 2016. – Т. 14, №4. – С. 33-39.

95 Поплыгин В.В., Лекомцев А.В. О динамике износа штанговых глубинных насосов при эксплуатации нефтедобывающих скважин // Нефтяное хозяйство. – 2011. – №9. – С. 91-95.

96 Ivanova, O. V., Sandu, A. V., Savinkin V. V., Sandu, I.G., Vizureanu, P. Investigation of Rod Pump Wear During Changes in Load Dynamics and the Design Trajectory of the Rod. Archives of Metallurgy and Materials, vol. 71, no. 2, June 2026, pp. 441-457 DOI: https://doi.org/10.24425/amm.2026.158823

97 Агамалов Г.Б., Алиев З.З., Романова Н.А. и др. Методика расчета веса устьевой уравновешивающей системы станка-качалки // Нефтегазовое дело. – 2010. – №2. – С. 1-11.

98 Уразаков К.Р., Молчанова В.А., Тугунов П.М. Метод расчета динамических нагрузок и энергопотребления штанговой установки с системой автоматического уравновешивания // Записки Горного института. – 2020. – Т. 246. – С. 640-649.

99 Седов Л.И. Механика сплошной среды. – СПб.: Лань, 2004. – Т. 2. – 560 с.

100 Залялиев М.А. Формулы для расчета нагрузок в точке подвеса колонны штанг установок СШН условно вертикальных скважин // Эксплуатация нефтяных месторождений Западной Сибири: сб. науч. тр. – М., 1991. – С. 47-54.

101 Ямалиев В.У., Ишемгужин И.Е., Латыпов Б.М. Оценка силы трения плунжера о цилиндр штангового скважинного насоса при проектировании колонны штанг // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2017. – Т. 19, №1. – С. 70-75.

102 Чичеров Л.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1983. – 312 с.

103 ГОСТ 5866-76. Станки-качалки. Технические условия. – Введ. 1988-01-01. – М., 1988. – 15 с.

104 Чурикова Л.А., Тлепов А.С. Выбор эффективного метода повышения нефтеотдачи пластов на месторождении Узень (Казахстан) // Исследования молодых ученых: матер. 78-й междунар. науч. конф. – Казань, 2024. – С. 13-20.

105 Шкала твёрдости Мооса // modificator.ru. 10.11.2024.

106 Газаров А.Г., Эпштейн А.Р., Пчелинцев Ю.В. Особенности эксплуатации установок СШН в скважинах с осложненными геолого-техническими условиями // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. – 2002. – №11. – С. 5-7.

107 Долов Т.Р., Ивановский В.Н., Меркушев С.В. и др. Основы выбора клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок // Территория Нефтегаз. – 2018. – №6. – С. 66-70.

108 Ивановский В.Н., Долов Т.Р. Исследование эффективности работы клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2014. – №2. – С. 29-33.

109 Якимов С., Подкорытов С. Качество клапанных пар ШГН. ТНК переходит на импорт // Нефтегазовая Вертикаль. – 2013. – №02. – С. 74-77.

110 Иванов Е.А., Иванова О.В., Ратушная Т.Ю. Анализ современных технологий повышения долговечности клапанного узла нефтедобывающего штангового глубинного насоса // Тенденции развития естественных и технических наук в современном мире: матер. междунар. науч.-практ. конф. – Петропавловск, 2022. – С. 572-579.

111 Ivanova O.V., Savinkin V.V., Sandu A.V. Study of Structural Materials 95X18SH in Conjunction with a Rubber Mixture of Group VI and Polyurethane Grade PU SKU-PFL-100 with Damping Properties // Procced. internat. conf. on Innovative Research «EUROINVENT ICIR 2023». – Iasi, 2023. – P. 98.

112 Молчанов А.Г. Пути дальнейшего совершенствования штанговых скважинных насосных установок // https://burneft.ru/archive/issues. 10.08.2024.

113 Насретдинов М.Р. Повышение эффективности эксплуатации штанговых глубинных насосов за счет применения самоустанавливающихся

магнитных клапанов в ООО «БАШНЕФТЬ-ДОБЫЧА» // Нефтегазовое дело. – 2018. – Т. 17, №1. – С. 78-82.

114 Заурбеков С.А., Аканова Г.К., Балгаев Д.Е. и др. Увеличение ресурса работы шариковых клапанов поршневых и плунжерных насосов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – №7. – С. 165-175.

115 Глубинно-насосная добыча нефти с использованием штанговых и электроцентробежных насосов / сост. Г.А. Билалова. – Р-на-Д., 2020. – 172 с.

116 Валеев М.Д., Хасанов М.М. Глубиннонасосная добыча вязкой нефти. – Уфа: Башкнигоиздат, 1992. – 150 с.

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

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

119 Рыжов Е.В., Рыжов М.Е. Интенсификация добычи нефти с использованием модернизированного ШГН BEEOILPUMP и технологий ООО «РАМ» // https://glavteh.ru. 10.08.2024.

120 Пат. 2 252 355 С2 РФ. Клапан скважинного плунжерного насоса / Султанов Б.З., Галимуллин М.Л.; опубл. 20.05.05, Бюл. №14. – 6 с.

121 Пат. 2233995 С1 РФ. Глубинный штанговый насос / Ибрагимов Н.Г., Залятов М.Ш., Закиров А.Ф. и др.; опубл. 10.08.04. – 7 с.

122 Пат. 175380 U1 РФ. Штанговая глубинная установка для эксплуатации в горизонтальном стволе скважины / Арзуманов С.В.; опубл. 01.12.17, Бюл. №34. – 5 с.

123 Пат. 96617 U1 РФ. Скважинный штанговый насос / Степанов Н.В., Ефимов А.А.; опубл. 10.08.10, Бюл. №22. – 2 с.

124 Пат. 185543 U1 РФ. Самоустанавливающийся магнитный клапан штангового глубинного насоса / Насретдинов М.Р.; опубл. 10.12.18, Бюл. №34. – 6 с.

125 Михайлин Ю.А. Термоустойчивые полимеры и полимерные материалы. – СПб.: Профессия, 2006. – 624 с.

126 Каучуки уретановые. Характеристики // Группа «Новые Технологии», г. Алматы, РК // https://kauchuk.nt-rt.ru https://kauchuk.nt-rt.ru/images/manuals/Kauchuki_uretanovyye.pdf. 10.08.2024.

127 ТУ 38-305152-04. Смеси резиновые невулканизованные товарные, 52 с. // http://www.baltrti.ru/assets/files/catalog/Baltrti.ru_RTI-pr_2011.pdf. 10.08.2024.

128 ТУ 38-105-1082-86. Смеси резиновые невулканизованные товарные // https://sibkraspolimer.ru/syrye-reziny/smesi-rezinovye-nevulkanizirovanye-tovarnye-tu-38-105-1082-86.html. 10.08.2024.

129 Технология резиновых изделий: учебное пособие / сост.: Т.Б. Минигалиев, В.П. Дорожкин. – Казань: Изд-во Казан. гос. технол. ун-та, 2009. – 236 с. https://www.nchti.ru/phocadownload/nchti_posobie.pdf

130 Диоксид циркония, оксид алюминия и их соединения // virial.ru http://www.virial.ru/materials/95/. 10.08.2024.

131 Buhl H. Titan und Titanlegierungen, Zirconium, Tantal und Niob // Im Buch: Korrosion und Korrosionsschutz. – Weinheim, 2001. – P. 1370-1486.

132 Эдисон И.А. Разработка технологии получения нанопорошков оксидов алюминия и циркония и материалов на их основе методом распылительной сушки растворов и суспензий: автореф. … канд. тех. наук: 05.17.11. – Томск, 2020. – 23 с.

133 Пирвердян А.М. Гидромеханика глубинно насосной эксплуатации. – М.: Недра, 1965. – 191 с.

134 Грайфер В.И., Ишемгужин С.Б., Яковенко Г.А. Оптимизация добычи нефти глубинными насосами. – Казань, 1973. – 214 с.

135 Ivanova, O.V., Savinkin V.V. Investigation of the Durability Parameters and Justification of the Effectiveness of the New Model of the Valve Assembly of the Rod Depth Pump. Eurasian Physical Technical Journal, 23, 2 (56), pp. 67–77 DOI: https://doi.org/10.31489/2026N2/67-77

136 Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – Изд. 3-е, перер. и доп. – М., 1992. – 672 с.

137 Гуреева М.А. Экономика машиностроения. – М., 2010. – 240 с.

138 Пресс гидравлический ДГ2428А // https://ozkpm.ru/catalog. 10.08.2024.

139 Токарно-винторезный станок 16К20Ф3 с ЧПУ // https://tutmet.ru/tokarnyj-stanok-chpu-16k20f3-tehnicheskie-harakteristiki.html. 10.08.2024.

140 Основы нефтегазового дела: метод. указ. / сост. Л.А. Шангараева. – СПб., 2016. – 83 с.

141 Мищенко И.Т. Расчеты при добыче нефти и газа. – М., 2008. – 296 с.

142 Углеводородное содержимое коллекторов. Нефть и газ; их состав и физические свойства. Плотность пластовой нефти // https://www.neftemagnat.ru/enc/185. 10.08.2024.

143 Ивановский В.Н., Елагина О.Ю., Гантимиров Б.М. и др. Анализ работы различных пар клапанов скважинного штангового насоса // Территория «Нефтегаза». – 2015. – №9. – С. 92-99.

144 Al-Taq A.A., Zeid S.M.A., Al-Haji H.H. et al. Removal of organic deposits from oil producing wells in a sandstone reservoir: a lab study and a case history // https://doi.org/10.2118/164410-MS. 10.08.2024.

145 Арбузов В.Н. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин: учеб. пос. – Томск: Изд-во ТПУ, 2012. – Ч. 2. – 272 с.

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

147 Галимуллин М.Л. Повышение надежности штанговых глубинных насосов // Научные проблемы Волго-Уральского Нефтегазового региона. Технические и естественные аспекты: сб. науч. тр. – Уфа, 2000. – С. 25-28.

148 Уразаков К.Р., Азизов А.М., Мухин И.А., Давлетшин Ф.Ф. Исследование влияния давления на приеме насоса и объема вредного пространства на коэффициент наполнения штангового насоса с газосепаратором // Машины и оборудование. Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса, 6/2017. – С. 37-43. https://en.pegaz.ru/docs/13.pdf

149 Гурбанов Р.С., Касимов А.Ф. Определение утечки жидкости через зазор между плунжером и цилиндром насоса при турбулентном режиме // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1962. – №2. – С. 44-46.

150 Баженов Ю.В. Основы теории надежности машин. – Изд. 2-е, испр. и доп. – М.: Высшее образование, 2024. – 312 с.

151 Машиностроение: энциклопед.: в 40 с. / под ред. К.В. Фролова. – М., 1995. – Т. 4, ч. 1. – 864 с.

152 Галимуллин М.Л. Повышение надежности штанговых глубинных насосов // Научные проблемы Волго-Уральского нефтегазоносного региона. Технические и природные аспекты: сб. тр. – Уфа, 2000. – Вып. 2. – С. 25-28

153 Savinkin V.V., Sandu A.V., Kolisnichenko S.V. et al. Study of redistribution of the oil complex power drive ffectiveness for marginal wells when installing construction of recuperative action electro hydro cylinder // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. – 2021. – Vol. 332, Issue 2. – P. 229-244.

154 Savinkin V.V., Kolisnichenko S.N., Ivanova O.V. et al. Investigation of the Strength Parameters of Drilling Pumps during the Formation of Contact Stresses in Gears // Applied Sciences. – 2021. – Vol. 11, Issue 15. – P. 7076-1-7076-22.

155 Френкель Я.И. Введение в теорию металлов. – Изд. 5-е. – Л.: Наука, 2021. – 432 с.

156 Savinkin V.V., Ivanova O.V., Kolisnichenko S.N. et al. Ensuring the Durability of Oil Producing Pumps Through the Use of Laser Spraying Technology. – Millersville, 2023. – 123 p.

157 Климков Ю.М., Хорошев М.В. Лазерная техника: учеб. пос. – М., 2014. – 143 с.

158 Вейко В.П., Шахно Е.А. Сборник задач по лазерным технологиям. – СПб., 2007. – 67 с.

159 Афанасьева Л.Е., Новоселова М.В., Барабонова И.А. и др. Влияние лазерной закалки на микроструктуру и абразивную износостойкость стали 30ХГСА // Металлы. – 2020. – №1. – С. 54-58.

160 Shock, D.A., Sudbury, J.D., and J.J. Crockett. Studies of the Mechanism of Paraffin Deposition and Its Control. J Pet Technol 7 (1955): 23–28. doi: https://doi.org/10.2118/384-G

161 Savinkin V.V., Ivanova O.V., Zhumekenova Z.Z. et al. Effect of New Design of the Laser Installation and Spraying Method on the Physical and Mechanical Properties the Inner Surface a Small Diameter Coated with 15Cr17Ni12V3F35ZrO_2 // Coatings. – 2023. – Vol. 13, Issue 3. – P. 514-1-514-23.

162 Горленко О.А., Тихомиров В.П., Бишутин Г.А. Прикладная механика: триботехнические показатели качества машин. – М., 2017. – 264 с.

163 Лужнов Ю.М., Калачёв Ю.Н., Александров В.Д. и др. Анализ видов изнашивания рабочих поверхностей деталей. – М., 2018. – 48 с.

164 Bayer R.G. Engineering design for wear. – NY., 2004. – 416 p.

165 Rabinowicz E. The wear coefficient – magnitude, scatter, uses // Journal of Lubrication Technology. – 1981. – Vol. 103, Issue 2. – P. 188-193.

166 Meng H.C., Ludema K.C. Wear models and predictive equations: their form and content // Wear. – 1995. – Vol. 183-185. – P. 443-457.

167 Дроздов Ю.Н. Прогнозирование изнашивания с учетом механических, физико-химических и геометрических факторов // В кн.: Современная трибология: итоги и перспективы. – М., 2014. – С. 24-32.

168 Попов В.Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений. – М., 2013. – 352 с.

169 Баженов Ю.В. Основы теории надежности машин: учебное пособие/ Ю.В. Баженов. – 2-е изд., испр. и доп. – М., 2020. – 312 с.

170 Измайлов В.В., Афанасьева Л.Е., Новоселова М.В. О прогнозировании ресурса узлов трения по критерию допустимого износа // Вестник Тверского государственного технического университета. – 2022. – №4(16). – С. 5-17.

171 ASM Handbook / ed. By G.E. Totten. – NY.: ASM International, 1992. – Vol. 18. – 942 p.

172 Мышкин Н.К., Петроковец М.И. Трение, смазка, износ. – М., 2007. – 368 с.

173 Хрущев М.М. Трение, износ и микротвердость материалов: избр. работы. – М., 2012. – 512 с.

174 Fundamentals of friction and wear on the nanoscale / eds. E. Gnecco, E. Meyer. – Cham: Springer. – 2015. – 704 p.

175 Molinari J.-F., Aghababaei R., Brink T. et al. Adhesive wear mechanisms uncovered by atomistic simulations // Friction. – 2018. – Vol. 6, Issue 3. – P. 245-259.

176 Popov V.L., Pohrt R. Adhesive wear and particle emission: Numerical approach based on asperity-free formulation of Rabinowicz criterion // Friction. – 2018. – Vol. 6, Issue 3. – P. 260-273.

177 Измайлов В.В., Новоселова М.В. О влиянии упрочняющей обработки поверхностей трения на ресурс трибосопряжения // Вестник Тверского Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». – 2022. № 3 (15). – С. 5-14.

178 Филяев А.Т. Исследование износостойкости сталей, упрочненных наклепом. – Минск: Наука и техника. – 1974. – 168 с.

179 QBH fiber optic cable / Beam Delivery Components – 2007 // https://www.coherent.com/content/dam/coherent/site/en/resources. 10.09.2024.

180 Камалетдинов Р.С., Лазарев А.Б. Обзор существующих методов борьбы с мехпримесями // Инженерная практика. – 2010. – №2. – С. 6-13.

181 Шакиров Э.И. Опыт применения технологий добычи и ограничения пескопроявления на пластах пачки ПК месторождений Бурсуковского направления // Инженерная практика. – 2010. – №2. – С. 58-65.

182 Шакуров А.Р. Современные методы борьбы с пескопроявлением при закачивании скважин. Скважинные фильтры PPS, PMC, PPK // Инженерная практика. – 2010. – №2. – С. 115-119.

183 Михайлов А.Г., Волгин В.А., Ягудин Р.А. и др. Комплексная защита скважинного оборудования при пескопроявлении в ООО «РН-Пурнефтегаз» // Территория Нефтегаз. – 2010. – №12. – С. 84-89.

184 Булат А.В., Деговцов А.В., Ивановский В.Н. и др. Особенности работы скважинных сепараторов механических примесей в составе скважинных штанговых насосных установок // Территория Нефтегаз. – 2018. – №7-8. – С. 42-52.

185 Кучурин А.Е., Бекетов С.Б. Особенности эксплуатации скважин, оснащенных штанговыми насосами на месторождениях со слабосцементированными коллекторами // ГИАБ. – 2010. – №12. – С. 107-115. Кузьмичев Н.П. Кратковременная эксплуатация скважин – эффективный способ эксплуатации скважин, осложненных выносом мехпримесей // Инженерная практика. – 2010. – №2. – С. 107-110.

186 Колмаков Е.А., Кондратов П.М., Зеньков И.В. Обзор конструкций фильтров в составе погружных электроцентробежных насосов при добыче нефти // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2016. – №1. – С. 150-155.

187 Михалев Е.А. Фильтры для ЭЦН и ШГН производства ООО «РУСЭЛКОМ» // Инженерная практика. – 2016. – №4. – С. 66-72.

188 Скважинные штанговые насосы: каталог / АО «МУНАЙМАШ» https://pandia.ru/text/78/039/34845.php. 10.09.2024.

189 Соловьев Э.Ф., Варламов С.Е., Скважинные фильтры // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2008. – №4. – С. 14-18.

190 Пат. 39366 РФ. Дифференциальный штанговый насос / Захаров Б.С., Драчук В.Р., Шариков Г.Н.; опубл. 27.07.04. – 12 с.

191 Савицкая С.А. Анализ параметров надежности нефтяных скважинных фильтров на основе QFD-методологии // Молодая нефть: сб. ст. всерос. молодеж. науч.-техн. конф. нефтегаз. отрасли. – Красноярск, 2015. – С. 245-250.

192 ГОСТ 32504-13. Нефтяная и газовая промышленность. Оборудование скважинное. Фильтры противопесочные. Общие технические требования. – Введ. 2014-07-01. – М., 2014. – 42 с.

193 Петровский Э., Лебедева И., Мельникова Н., Системный анализ и оптимизация затрат на качество // Стандарт и качества. – 2003. – №9. – С. 78-81.

194 Пат. 6888 РК. Скважинный самоочищающийся фильтр центробежного действия / Савинкин В.В., Иванова О.В., Мацепура Е.А. и др.; опубл. 25.02.22, Бюл. №8. – 5 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Патент на полезную модель

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ
PATENT

№ 6888

ПАЙДАЛЫ МОДЕЛЬГЕ / НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ / FOR UTILITY MODEL

(21) 2022/0010.2

(22) 11.01.2022

(45) 25.02.2022

(54) Өзін-өзі тазартатын орталықты әрекет ететін ұңғымалық сүзгі
Скважинный самоочищающийся фильтр центробежного действия
Downhole self-cleaning filter of centrifugal force

(73) Савинкин Виталий Владимирович (KZ)
Savinkin Vitaliy Vladimirovich (KZ)

(72) Савинкин Виталий Владимирович (KZ) — Savinkin Vitaliy Vladimirovich (KZ)
Иванова Ольга Владимировна (KZ) — Ivanova Olga Vladimirovna (KZ)
Мацепура Елена Анатольевна (KZ) — Matsepura Elena Anatolevna (KZ)
Колисниченко Сергей Николаевич (KZ) — Kolisnichenko Sergei Nikolaevich (KZ)
Сень Дмитрий Олегович (KZ) — Sen Dmitriy Olegovich (KZ)

ЭЦҚ қол қойылды
Подписано ЭЦП
Signed with EDS

Е. Қуантыров
Е. Куантыров
Y. Kuantyrov

«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМК директоры
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»
Director of the «National Institute of Intellectual Property» RSE

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Акт внедрения в производство

ЖШС «ВЕНЧУРЛЫК ФИРМАСЫ ПОИСК»
150013, Қазақстан Республикасы, Солтүстік-Қазақстан обл. к. Петропавл, Шухов көшесі, 42, тел/факс (7152) 508561, 508687
E-mail: poiskpet@mail.ru; aa3@mail.ru
www.poiskpet.kz

ТОО «ВЕНЧУРНАЯ ФИРМА ПОИСК»
150013 Республика Казахстан, Северо-Казахстанская область, г. Петропавловск, ул. Шухова, 42 , тел/факс (7152) 508561, 508687
E-mail: poiskpet@mail.ru; aa3@mail.ru
www.poiskpet.kz

№ 03

от «20» 02 «2024»г.

Главный конструктор-
начальник технического отдела
ТОО «Венчурная фирма Поиск»
_____ Иванов Е.А.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ В ПРОИЗВОДСТВО
конструкторской документации по проектированию и изготовлению запорного элемента клапанной пары «седло-шар» с применением комбинированных материалов

Мы, ниже подписавшиеся, члены комиссии в составе:, главный конструктор-начальник технического отдела ТОО «Венчурная фирма Поиск» Иванов Е.А.; главный технолог Клёнов В.В. с одной стороны и разработчики, Иванова О.В., докторант PhD, магистр, старший преподаватель кафедры «Транспорт и машиностроение» СКУ им. М.Козыбаева; к.т.н., д.т.н. РФ, ассоциированный профессор, заведующий кафедрой «Транспорт и машиностроение» Савинкин В.В. с другой стороны, составили настоящий акт на рассмотрение и прием проектной документации по проектированию и изготовлению запорного элемента клапанной пары «седло-шар» с применением комбинированных материалов.

Комиссия, рассмотрев представленную конструкторскую документацию по проектированию и изготовлению запорного элемента клапанной пары «седло-шар» с применением комбинированных материалов, пришла к заключению, что предлагаемая конструкторская документация по проектированию и изготовлению запорного элемента клапанной пары «седло-шар» с применением комбинированных материалов является актуальной, целесообразной и своевременной для внедрения в деятельность предприятия ТОО «Венчурная фирма Поиск». Внедрение данной документации позволит постепенно перейти к эффективным методам проектирования, что позволит повысить качество выполнения технических заданий по изготовлению запорного элемента клапанной пары штангового глубинного насоса. Данная документация имеет перспективы по внедрению новой технологии изготовлению запорного элемента с применением комбинированных материалов.

Практическая ценность документации заключается в возможности постепенной сертификации и выхода предприятия на Евразийский рынок.

РАЗРАБОТЧИКИ:

докторант PhD, магистр, ст. преподаватель кафедры «Транспорт и машиностроение» СКУ им. М.Козыбаева
_____Иванова О.В.

к.т.н., д.т.н. РФ, профессор, зав. кафедрой «Транспорт и машиностроение» СКУ им. М.Козыбаева
_____Савинкин В.В.

ЧЛЕНЫ КОМИССИИ:

главный конструктор- начальник технического отдела
_____Иванов Е.А.

главный технолог
_____Клёнов В.В.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Технологический процесс изготовления детали «Шар обрезиненный 8D07101.ДД.МС2021.001.007.002»

ГОСТ 3.1105-84 Форма 2

Дубл.			
Взам.			
Подл.			

СКУ им. М.Козыбаева	*8D07101.ДД.МС2021.001.007.002*		
	Шар обрезиненный		

КОМПЛЕКТ ДОКУМЕНТОВ
на технологический процесс прессовой вулканизации детали «Шар обрезиненный 8D07101.ДД.МС2021.001.007.002»

Разработал — Иванова О.В.

Научный руководитель,
к.т.н., д.т.н. РФ, профессор, заведующий кафедрой
«Транспорт и машиностроение» СКУ им. М.Козыбаева — Савинкин В.В.

ТЛ	

ГОСТ 3.1118-82 форма 1

Дубл.			
Взам.			
Подл.			

Разраб.	Иванова О.В.			*СКУ им. Козыбаева*	*8D07101.ДД.МС2021.001.007.002*
Проверил	Савинкин В.В.				
Н.контр.				Шар обрезиненный	

М01	7В-14МА ТУ 38-105-1082-86																
М02	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н.расх.	КИМ	Код загот.		Профиль и размеры			КД	МЗ			
						0,23											
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код,наименование операции			Обозначение документа									
Б	Код,наименование,оборудования							СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.
Р						ПИ		D , B	L	t	i		S	N	V		To	Tв
А01	005 Контрольная							ИОТ№116 для контролера										
Б02	Стол контрольный ВФП.7200-0031.																	0,01
05																		
О06	1. Проверить паспорт на партию резиновой смеси. Проверить марку резиновой смеси. Проверить дату изготовления резиновой смеси.																	
07																		
А08	010 Прессовая							ИОТ №273 для прессовщика										
Б09	Верстак ГОСТ Р58863-2020																0,03	0,01
10																		
О11	1. Подготовить навеску m=0,085кг.																	
Т12	Весы электронные ГОСТ24104-88, нож ВФП.8305-1003.																	
13																		
А14	015 Прессовая							ИОТ №273 для прессовщика										
Б15	Шприц шнековый ВФП.7200-0100.																0,05	0,01

МК/КТП	Карта технологического процесса	2

ГОСТ 3.1118-82 форма 1б

Дубл.
Взам.
Подл.

8D07101.ДД.МС2021.001.007.002

	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код,наименование операции	Обозначение документа										
Б	Код,наименование,оборудования					СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.
К/М	Наименование детали,сб.единицы или материала					Обозначение,код						ОПП	ЕВ	ЕН	КИ	Н.расх.
Р					Пи	D , B	L	t	i	S		N	V		To	Tв
01																
O02	1. Провести протяжку резиновой смеси через фильеру Ø8мм.															
T03	Ножницы ВФП.7200-0123.															
04																
A05	020 Дробеструйная					ИОТ №217 для прессовщика									0,05	0,1
Б06	Аппарат струйной очистки АСО-150. Камера пескоструйная ВФП.7200-0342.															
07																
O08	1. Очистить воздушно-дробеструйным способом поверхность шара 8D07101.ДД.МС2021.001.007.001.															
09																
A10	025 Прессовая					ИОТ №273 для прессовщика									0,05	0,3
Б11	Кабина для нанесения клея.															
12																
O13	1. Обезжирить поверхность шара 8D07101.ДД.МС2021.001.007.001 бензином ГОСТ 443-76 (или уайт-спиритом, нефрасом).															
14	Сушить 15…20 минут при температуре 15…35°С.															0,1
15																
O16	2. Нанести тонкий, равномерный, без пропусков грунтовочный слой (праймер) клея "Хемосил-211".															

МК/КТП Карта технологического процесса 3

ГОСТ 3.1118-82 форма 1б

Дубл.
Взам.
Подл.

8D07101.ДД.МС2021.001.007.002

	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код,наименование операции	Обозначение документа										
Б	Код,наименование,оборудования					СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.
К/М	Наименование детали,сб.единицы или материала					Обозначение,код						ОПП	ЕВ	ЕН	КИ	Н.расх.
Р					Пи	D , B	L	t	i	S		N	V		To	Tв
01	Сушить в вытяжном шкафу 30…35 минут при температуре 15…35°С.															0,1
02																
T03	Кисть флейцевая КФ-25 ГОСТ 10597-80.															
04																
O05	3. Нанести тонкий, равномерный, без пропусков покрывной слой (адгезив) клея "Хемосил-221".															0,1
06	Сушить в вытяжном шкафу 30…35 минут при температуре 15…35°С.															
07																
T08	Кисть флейцевая КФ-25 ГОСТ 10597-80.															
09																
A10	030 Прессовая					ИОТ №273 для прессовщика									0,05	0,15
Б11	Пресс гидравлический ДГ2428А.															
12																
O13	1. Уложить 1 слой резинового шнура в нижнюю плиту. Уложить шар 8D07101.ДД.МС2021.001.007.001. Уложить оставшуюся часть															
14	навески. Установить верхнюю плиту. Установить прессформу на гидравлический пресс. Провести запрессовку.															0,1
15																
T16	Прессформа 8D07101.ДД.МС2021.002.002.001															

МК/КТП Карта технологического процесса 4

ГОСТ 3.1118-82 форма 1б

Дубл.
Взам.
Подл.

8D07101.ДД.МС2021.001.007.002

А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код,наименование операции			Обозначение документа											
Б	Код,наименование,оборудования							СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.	
К/М	Наименование детали,сб.единицы или материала							Обозначение,код						ОПП	ЕВ	ЕН	КИ	Н.расх.	
Р	_					Пи		D , B	L	t	i		S	N	V		To	Тв	
01	Давление на манометре 270+10 кгс/см2; температура плит t=160±5°С; время выдержки под давлением 35+5 мин.																	*0,05*	
02																			
03	2. Провести распрессовку прессформы. Извлечь изделие, оставить остывать в течении 7 часов.																		
04																			
А05	035 Слесарная							ИОТ №266 для слесаря									0,05	0,05	
Б06	Стол слесарный ВФП.7200-0245.																		
07																			
О08	1. Удалить облой. Зачистить остатки облоя.																		
Т09	Наждачная бумага Р80 ГОСТ 12439-79																		
10																			
А11	040 Контрольная							ИОТ №116 для контролера									0,05	0,05	
Б12	Стол контрольный ВФП.7200-0031.																		
13																			
О14	1. Контролировать размер согласно чертежа 8D07101.ДД.МС2021.001.007.002																		
Т15	Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89																		
16																			

МК/КТП Карта технологического процесса 5

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Технологический процесс изготовления детали «Шар обрезиненный комбинированный 8D07101.ДД.МС2021.001.007.003»

ГОСТ 3.1105-84 Форма 2

Дубл.			
Взам.			
Подл.			

СКУ им. М.Козыбаева	*8D07101.ДД.МС2021.001.007.003*			
Шар обрезиненный комбинированный				

КОМПЛЕКТ ДОКУМЕНТОВ
на технологический процесс прессовой вулканизации детали «Шар обрезиненный комбинированный 8D07101.ДД.МС2021.001.007.003»

Разработал Иванова О.В.

Научный руководитель,
к.т.н., д.т.н. РФ, профессор, заведующий кафедрой
«Транспорт и машиностроение» СКУ им. М.Козыбаева Савинкин В.В.

ТЛ	

ГОСТ 3.1118-82 форма 1

Дубл.			
Взам.			
Подл.			

Разраб.	Иванова О.В.			*СКУ им. Козыбаева*	*8D07101.ДД.МС2021.001.007.003*
Проверил	Савинкин В.В.				
Н.контр.				Шар обрезиненный комбинированный	

М01	7В-14МА ТУ 38-105-1082-86																	
М02	Код		ЕВ	МД	ЕН	Н.расх.	КИМ	Код загот.		Профиль и размеры					КД	МЗ		
						0,23												
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код,наименование операции					Обозначение документа								
Б	Код,наименование,оборудования							СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.
Р							ПИ	D , B	L	t	i		S	N	V		To	Тв
А01	005 Контрольная							ИОТ№116 для контролера										
Б02	Стол контрольный ВФП.7200-0031.																	0,01
05																		
О06	1. Проверить паспорт на партию резиновой смеси. Проверить марку резиновой смеси. Проверить дату изготовления резиновой смеси.																	
О07	2. Проверить паспорт на партию диоксида циркония. Проверить марку диоксида циркония. Проверить дату изготовления диоксида циркония.																	
08																		
А09	010 Прессовая							ИОТ №273 для прессовщика										
Б10	Верстак ГОСТ Р58863-2020																0,03	0,01
11																		
О12	1. Подготовить навеску резиновой смеси m=0,065кг. Подготовить навеску диоксида циркония m=0,02кг.																	
Т13	Весы электронные ГОСТ24104-88, нож ВФП.8305-1003.																	
14																		
А14	015 Прессовая							ИОТ №273 для прессовщика										
Б15	Шприц шнековый ВФП.7200-0100.																0,05	0,01
МК/КТП	Карта технологического процесса																	2

ГОСТ 3.1118-82 форма 1б

Дубл.			
Взам.			
Подл.			

8D07101.ДД.МС2021.001.007.003

А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код,наименование операции	Обозначение документа										
Б	Код,наименование,оборудования					СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.
К/М	Наименование детали,сб.единицы или материала					Обозначение,код						ОПП	ЕВ	ЕН	КИ	Н.расх.
Р					Пи	D , B	L	t	i		S	N	V		To	Тв
01																
О02	1. Провести протяжку резиновой смеси через фильеру Ø8мм.															
Т03	Ножницы ВФП.7200-0123.															
04																
А05				020 Дробеструйная		ИОТ №217 для прессовщика									0,05	0,1
Б06	Аппарат струйной очистки АСО-150. Камера пескоструйная ВФП.7200-0342.															
07																
О08	1. Очистить воздушно-дробеструйным способом поверхность шара 8D07101.ДД.МС2021.001.007.001.															
09																
А10				025 Прессовая		ИОТ №273 для прессовщика									0,05	0,3
Б11	Кабина для нанесения клея.															
12																
О13	1. Обезжирить поверхность шара 8D07101.ДД.МС2021.001.007.001 бензином ГОСТ 443-76 (или уайт-спиритом, нефрасом).															
14	Сушить 15…20 минут при температуре 15…35°С.															0,1
15																
О16	2. Нанести тонкий, равномерный, без пропусков грунтовочный слой (праймер) клея "Хемосил-211".															

МК/КТП Карта технологического процесса 3

ГОСТ 3.1118-82 форма 1б

Дубл.			
Взам.			
Подл.			

8D07101.ДД.МС2021.001.007.003

А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код,наименование операции	Обозначение документа										
Б	Код,наименование,оборудования					СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.
К/М	Наименование детали,сб.единицы или материала					Обозначение,код						ОПП	ЕВ	ЕН	КИ	Н.расх.
Р					Пи	D , B	L	t	i		S	N	V		To	Тв
01	Сушить в вытяжном шкафу 30…35 минут при температуре 15…35°С.															0,1
02																
Т03	Кисть флейцевая КФ-25 ГОСТ 10597-80.															
04																
О05	3. Нанести тонкий, равномерный, без пропусков покрывной слой (адгезив) клея "Хемосил-221".															0,1
06	Сушить в вытяжном шкафу 30…35 минут при температуре 15…35°С.															
07																
Т08	Кисть флейцевая КФ-25 ГОСТ 10597-80.															
09																
А10				030 Прессовая		ИОТ №273 для прессовщика									0,05	0,15
Б11	Пресс гидравлический ДГ2428А.															
12																
О13	1. Уложить 1 слой резинового шнура в нижнюю плиту. Уложить шар 8D07101.ДД.МС2021.001.007.001. Уложить оставшуюся часть															
14	навески. Установить верхнюю плиту. Установить прессформу на гидравлический пресс. Провести запрессовку.															0,1
15																
Т16	Прессформа 8D07101.ДД.МС2021.002.002.001															

МК/КТП Карта технологического процесса 4

ГОСТ 3.1118-82 форма 1б

Дубл.
Взам.
Подл.

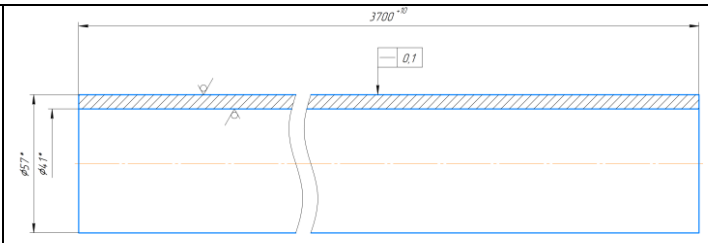
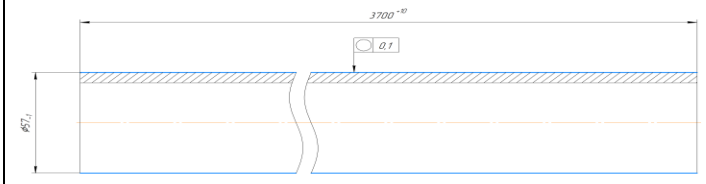
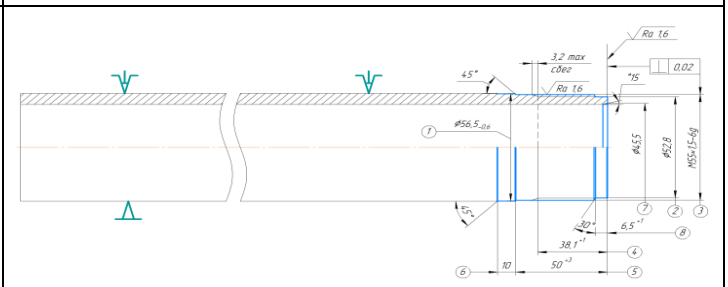
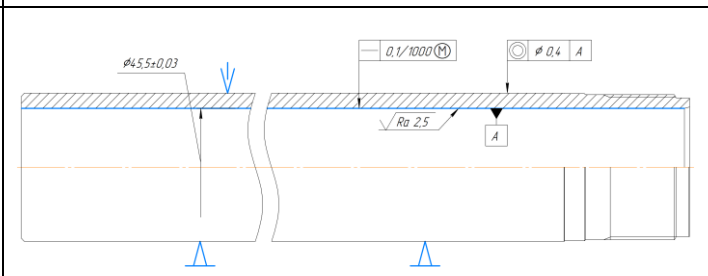
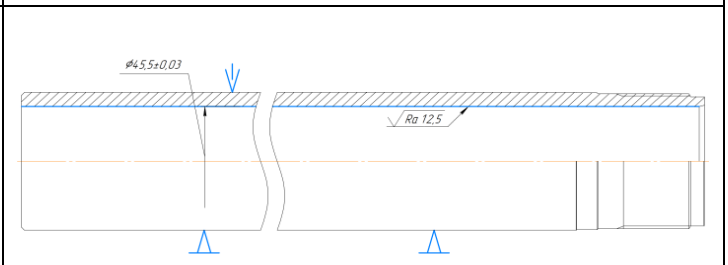
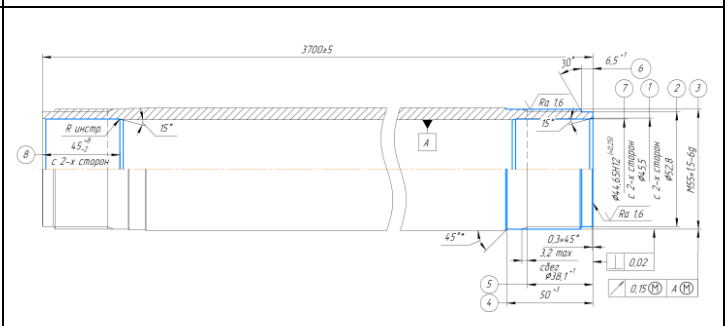
8D07101.ДД.МС2021.001.007.003

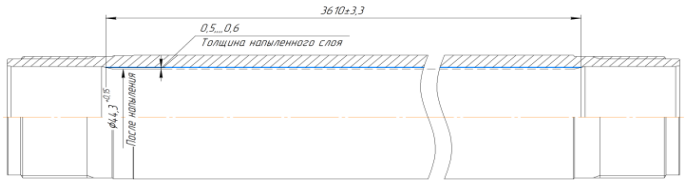
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код,наименование операции						Обозначение документа							
Б	Код,наименование,оборудования						СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.	
К/М	Наименование детали,сб.единицы или материала						Обозначение,код						ОПП	ЕВ	ЕН	КИ	Н.расх.	
Р	_					Пи	D , B	L	t	i		S	N	V		To	Тв	
01	Давление на манометре 270+10 кгс/см2; температура плит t=160±5°С; время выдержки под давлением 35+5 мин.																*0,05*	
02																		
03	2. Провести распрессовку прессформы. Извлечь изделие, оставить остывать в течении 7 часов.																	
04																		
А05	035 Слесарная						ИОТ №266 для слесаря									0,05	0,05	
Б06	Стол слесарный ВФП.7200-0245.																	
07																		
О08	1. Удалить облой. Зачистить остатки облоя.																	
Т09	Наждачная бумага Р80 ГОСТ 12439-79																	
10																		
А11	040 Контрольная						ИОТ №116 для контролера									0,05	0,05	
Б12	Стол контрольный ВФП.7200-0031.																	
13																		
О14	1. Контролировать размер согласно чертежа 8D07101.ДД.МС2021.001.007.002																	
Т15	Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89																	
16																		

МК/КТП Карта технологического процесса 5

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица Д.1 – Технология механической обработки цилиндра ШГН

005 Заготовительная	Установить заготовку на приспособление для правки. Произвести измерение прямолинейности на соответствие 0,1 на 1 метр. При несоответствии прямо линейности произвести правку заготовки.	
010 Бесцентрово-шлифовальная	Шлифовать наружный диаметр на всю длину выдержать размер Ø57$_{-1}$. Выдержать допуск круглости в пределах 0,1 мм	
015 Токарная ЧПУ	Обработать деталь по управляющей программе, выдерживая размеры: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7. Выдержать шероховатость Ra1.6. Выдержать допуск перпендикулярности 0,02 мм. Выдержать углы 45º, 30º, 15º	
020 Расточная	Расточить внутренний диаметр до размера Ø45,5±0,03 с образованием резьбы высотой 0,25 мм. Выдержать отклонение прямолинейности в пределах 0,1 на 1 метр. Выдержать допуск соосности в пределах 0,4 мм.	
025 Дробеструйная	Обработать дробью внутреннюю поверхность цилиндра на всю длину	
030 Токарная ЧПУ	Установить деталь необработанным торцом и выставить биение относительно А не более 0,1 мм. Точить размеры 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 согласно контуру на эскизе. Перевернуть деталь на 180º, установить. Закрепить. Расточить размер 8 согласно контуру на эскизе.	

035 Напыление	Установить головку напыления внутрь цилиндра. Напылить слой керамики до диаметра Ø44,3$^{+0,15}$	
040 Хонинговальная	Установить деталь, выставить по индикатору радиальное биение 0,1 мм. Хонинговать размер Ø44,45$^{+0,05}$.	