

НАО Северо-Казахстанский университет им. М. Козыбаева

УДК 621.225.2

На правах рукописи

**КОЛИСНИЧЕНКО СЕРГЕЙ НИКОЛАЕВИЧ**

**Разработка конструктивно-технологических решений по снижению динамических нагрузок и повышению долговечности насосов колонкового бурения**

8D07101 (6D071200) «Машиностроение»

Диссертация на соискание ученой степени  
доктора философии (PhD)

Научные консультанты  
Доктор технических наук,  
ассоциированный профессор  
Савинкин В.В.

Доктор технических наук, профессор  
Коротаев Д.Н.

Республика Казахстан  
Петропавловск, 2022г.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ</b> .....	4
<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	5
<b>1 ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ НАСОСОВ УСТАНОВОК КОЛОНКОВОГО БУРЕНИЯ, МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ</b> .....	11
1.1 Аналитические исследования технологических режимов эксплуатации и конструктивных особенностей насосов буровых комплексов колонкового бурения .....	11
1.2 Анализ существующих отказов и причин возникновения дефектов в структурных элементах бурового насоса.....	30
1.3 Методы исследования процесса изнашивания сопряжений в зацеплении шестерни и шеек вала буровых насосов .....	34
1.4 Перспективы развития технологий восстановительного производства.....	40
1.5 Выводы по разделу.....	43
<b>2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СОПРЯЖЕНИЯХ БУРОВОГО НАСОСА КОЛОНКОВОГО БУРЕНИЯ</b> ... ..	46
2.1 Математическое описание безотказной работы бурового насоса .....	46
2.2 Исследование гидродинамических процессов, проходящих в протяженной напорной линии.....	49
2.3 Обоснование оптимальных динамических параметров поршневых насосов бурового комплекса .....	58
2.4 Исследование кинематической модели кривошипно-ползунного механизма в конструкции поршневых насосов бурового комплекса .....	61
2.5 Выводы по разделу.....	68
<b>3 ИССЛЕДОВАНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БУРОВЫХ НАСОСОВ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ПРИВОДНОЙ ЧАСТИ</b> .....	70
3.1 Обоснование критериев эффективной работы поршневого насоса колонкового бурения .....	70
3.2 Разработка методики и алгоритма определения долговечности нагруженных структурных элементов поршневого насоса.....	72
3.3 Исследование силовых и прочностных параметров трансмиссионного вала насоса буровых установок колонкового бурения.....	80
3.4 Выводы по разделу.....	85
<b>4 АДАПТАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ, НАПРАВЛЕННЫХ НА ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БУРОВОГО НАСОСА</b> .....	87
4.1 Усовершенствование математической модели процесса изнашивания шестерни при неравномерном смещении площади контакта и распределении моментов сил относительно оси симметрии зуба .....	87
4.2 Исследование принципов формирования внутренних напряжений в изношенной поверхности трансмиссионного вала-шестерни бурового насоса .....	99

4.3Разработка технологичного способа повышения ресурса и межремонтного периода насоса за счет внедрения термоупрочненных колец .....	104
4.4 Разработка конструктивной системы управления зазором зацепления в зубьях сопряжения шестерен бурового насоса.....	116
4.4Выводы по разделу .....	128
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b> .....	132
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ</b> .....	134
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А-ПАТЕНТ</b> .....	144
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б-АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ</b> .....	145

## ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

РК	- Республика Казахстан
СНГ	- Содружество Независимых Государств
МОН РК	- Министерство образования и науки Республики Казахстан
БУ	- буровая установка
БНА	- буровой насосный агрегат
НБ	-насос буровой
ПРИ	-породоразрушающий инструмент
ДВС	- двигатель внутреннего сгорания
ЗД	- забойный двигатель
ЦЛАД	- цилиндрический линейный асинхронный двигатель
ПК	- пневмокомпенсатор
КПМ	- кривошипно-ползунной механизм
КПД	- коэффициент полезного действия
НКТ	- насосно-компрессорная труба
ДРК	- дополнительные ремонтные полукольца
МНПК	- Международная научно-практическая конференция
ПК	- Персональный компьютер
ПАВ	- поверхностно-активные вещества

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность диссертационных исследований.** Казахстан, обладающий огромным запасом углеводородов, вносит весомый вклад в развитие мировой нефтегазовой отрасли. В инвестиционном проекте Казахстана задействованы крупные международные компании нефтегазового сектора. Особую привлекательность для мировых лидеров экспортёров нефти имеет освоение новых стратегически важных месторождений с применением комплексных установок колонкового бурения. Высокая их эффективность, производительность и ресурсная долговечность, должна обеспечиваться интеллектуальными и технологическими достижениями индустриально-технического развития отрасли Казахстана.

Потребность Национальных компаний в высокопроизводительных надежных насосных комплексах достаточно высока, а доля износа постоянно увеличивается, а также наблюдается прогрессирующее возрастание динамики цен на энергоресурсы, ремонт, восстановление, соответствующее их обслуживание. Технические аварии, отказы, остановы буровых установок в ряде месторождений Тенгиз, Узень и др., показывают дефицит знаний и технологий ремонта и восстановления, отсутствие систем и механизмов адаптации прочностных параметров насосов, а также контроля качества насосных агрегатов. Для решения этой задачи необходима модернизация конструктивных элементов буровых насосов, что сохранит положительный рост качества и безотказности буровых комплексов.

Проблема зависимости от иностранной продукции можно решить только импортозамещением за счет новых конструктивно-технологических решений, направленных ресурсную долговечность насосов буровых комплексов.

Жесткие условия эксплуатации буровых установок, циклически изменяющиеся динамические нагрузки при бурении, ужесточают требования к их надежности и безопасности эксплуатации.

Освоение новых прогрессивных технологий бурения скважин требует развития теории повышения ресурсной долговечности, ресурсосбережения конструкций узлов и агрегатов буровой установки. С целью повышения эффективности и надежности конструктивных элементов буровой установки, возросла потребность в модернизации энергетических установок, насосных агрегатов, приводов и рабочего органа.

При бурении, ремонте и освоении скважин важное место занимают буровые насосы, которые должны сохранять функциональность в тяжелых условиях и агрессивной среды поэтому **актуальность исследования обусловлена** необходимостью снижения нагрузок, повышения ресурса и обеспечения их долговечности.

Аналитические исследования и патентный поиск существующих конструкций насосов, и систем управления зазором зацепления в зубьях сопряжения шестерен, показали, что существующие конструкции не обеспечивают перераспределение нагрузки и моментов в зависимости от режимов эксплуатации и сопротивлений. Циклическое воздействие

динамических сил меняет структуру (зазор зацепления шестерен, межосевое расстояние валов, изменение сопряжения вал-подшипник) элементов насоса и приводит к отказам. Для повышения эффективности и качества эксплуатации бурового насоса, предложена конструкция бурового насоса с механизмом регулирования зазора шестерен, включающая автономную гидравлическую систему привода, с эксцентриковым механизмом, распределением нагрузки по поверхности шейки вала, что позволит регулировать зазор и глубину зацепления шестерен, обеспечивая высокие эксплуатационные свойства насоса и оптимально распределяя напряжения трансмиссионного и эксцентрикового валов с учетом износа проектной геометрии зубьев. Расширить ряд ремонтных размеров эксцентрикового вала привода и исключить прямое термическое воздействие на основу вала насоса возможно разработанным технологичным способом восстановления изношенных шеек эксцентрикового вала насоса методом установки термоупрочненных колец замкового типа.

**Цель диссертационной работы** является повышение эффективности и обеспечения ресурсной долговечности буровых насосов, путем внедрения конструктивно-технологической системы управления зазором зацепления шестерен и технологии ремонта эксцентрикового вала.

Цель диссертационного исследования заключается в решении следующих **задач**:

- исследовать перспективы и способы обеспечения долговечности насосов колонкового бурения;

- обосновать оптимальные динамические параметры поршневых насосов с учетом непостоянных нагрузочных режимов;

- разработать методику определения долговечности нагруженных структурных элементов поршневого насоса;

- усовершенствовать математическую модель процесса изнашивания шестерни вала при неравномерном распределении моментов сил и смещении площади контакта относительно оси симметрии зуба бурового насоса;

- обосновать качественные критерии сварных термоупрочненных колец эксцентрикового вала бурового насоса;

- установить зависимости изменения оптимальных значений площади наплавки, глубины провара и сварочного тока от скоростного режима сварки.

- разработать технологичный способ восстановления эксцентрикового вала насоса, обеспечивающий ресурсную долговечность.

- разработать конструктивную систему управления величиной зазора зацепления в зубьях сопряжения шестерен трансмиссионного привода бурового насоса.

**Объект исследования** - буровые насосы для колонкового бурения.

**Предмет исследования** - зависимости процесса распределения динамических нагрузок по структурным элементам бурового насоса и влияние конструктивных параметров на его долговечность.

**Методы исследования.** В процессе диссертационных исследований использовались апробированные методы математического анализа, математической статистики, теоретической механики, гидравлики,

имитационного моделирования, алгоритмизации, обработка технических решений и испытаний в производственных условиях, физических экспериментов оценки.

**Научная новизна** заключается в следующих положениях и результатах:

-усовершенствована математическая модель динамических процессов в сопряжениях бурового насоса, учитывающая гидродинамику процесса бурения, геометрический критерий  $\Delta P_V$  и коэффициент снижения прочности  $K_n$ , определяющие взаимосвязь между сопротивлениями на рабочем органе и

з -обоснованы критерии эффективной работы и оптимальные динамические параметры бурового насоса на основе исследований причинно-следственной связи ресурса и непостоянных нагрузочных режимов эксплуатации;

с -разработана методика и алгоритм определения долговечности нагруженных структурных элементов поршневого насоса, учитывающая неравномерное распределение моментов сил по трансмиссионному валу шестерни при эксплуатационном износе;

усовершенствована математическая модель процесса изнашивания шестерни вала при смещении площади контакта относительно оси симметрии зуба бурового насоса;

установлены зависимости коэффициента учитывающего чувствительность асимметрии цикла кручения  $\psi_\tau$ , от соответственно предела прочности  $\sigma_b$  материала вала, полиномиальная зависимость  $\lambda = -7,043(Z_\varepsilon^2)^2 + 20,61(Z_\varepsilon^2) - 13,21$  раскрывающая коэффициент  $Z_\varepsilon^2$ , учитывающий влияние величины  $\varepsilon_\alpha$  на нагрузочную способность зубчатой передачи;

н - обоснованы качественные критерии сварных термоупрочненных колец эксцентрикового вала бурового насоса;

с - установлены зависимости изменения площади наплавки, ( $S$  мм<sup>2</sup>) и глубины провара, мм от технологических режимов плазменной сварки, а также скоростного режима сварки ( $V_{м/ч}$ ) от сварочного тока, ( $I_A$ );

а - установлены зависимости площади наплавленного металла от типа стыкового сварного соединения полуколец эксцентрикового вала и толщины основного металла  $F_{СК} = 0,02s^2 + 0,12s - 0,28$ .

п **Практическая значимость.**

р Разработана методика определения критерия долговечности насосов, основанная на зависимости, отклонений пятна контакта зацепления от действия динамически распределенной нагрузки. Внедрение данной методики обеспечит эффективное прогнозирование отказов, и более точно определит период капитального ремонта. Коэффициент отклонения пятна контакта внедренный в данной методики, характеризует величину усталостных напряжений что повышает надежность проектирования ответственных элементов насоса.

щ Установлена причинно-следственная связь между интенсивностью изнашивания  $I$  насоса и зенитным углом  $\alpha$  входа фрезы,  $F_{mp}^D = f \cdot R_D \cdot ctg(\alpha + \mu)$ , данная связь описана  $i \rightarrow \min$ , функцией изменения формы при износе  $P_i(x)$ .

данные зависимости обеспечивают обоснованный выбор оптимальных

параметров эффективной мощности приводной установки  $N$ , кВт. в зависимости от влияния износа и сил сопротивления вала-шестерни привода.

Обоснованные параметры плазменной сварки полуколец (диаметр соответствующего электрода  $d$ , мм; сварочный ток  $I$ , А; скорость сварки  $V$  м/ч; глубины провара, мм; площадь соответствующей наплавки  $S$ , мм<sup>2</sup>), устанавливают зависимости между технологическими режимами и качественными критериями плазменной наплавки, что повышает технологический уровень ремонта ответственных деталей привода бурового насоса, формируя высокие значения долговечности.

Разработанный технологичный способ по восстановлению шеек валов насосов с установкой стальных термоупрочненных дополнительно-ремонтных полуколец (ДРК), обеспечивает высокую износостойкость и усталостную прочность структурных элементов бурового насоса. Способ восстановления методом установки термоупрочненных колец на 7% повышает ресурсную долговечность и межремонтный период высоконагруженных узлов насоса буровой установки при оптимальном соотношении между затратами и производительностью.

Разработанная конструктивная система привода бурового насоса с эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен, обеспечивает оптимальное регулирование зазора зацепления шестерен трансмиссионных и эксцентриковых валов и глубины зацепления зубьев, обеспечивая длительное время сохранения оптимальных параметров на разных режимах нагружения, повышая эффективность и ресурсную долговечность бурового насоса. Разработанная конструкция регулировки обеспечит снижение интенсивности изнашивания зубьев шестерен и расширяет диапазон межосевого расстояния валов, а также снижение динамических нагрузок на трансмиссионный вал бурового насоса.

Рассчитанная схема полей допусков оригинального клина (шпонки) в плоскости прилегания позволяет обеспечить плавное перемещение регулировочных элементов без заклинивания. Использование полей допусков неподвижного сухарика позволяет оригинальные детали изготовить в условиях производства насосов буровых установок.

Разработанная гидравлическая схема привода эксцентрикового механизма, регулирующего зазор в зацеплении, позволяет исключить человеческий фактор и обеспечивает в автономном режиме регулирование зазора за счет изменения моментов сил и давления в плоскостях зацепления шестерен.

#### **Связь с государственными программами.**

Работа проводилась в рамках грантовых исследований МОН РК на тему ИРН АРО8856129 «Разработка и внедрение новой энергоэффективной технологии лазерно-плазменного изготовления высокопроизводительного глубинно-насосного комплекса добычи углеводородов на малодебитных нефтегазовых скважинах с рекуперативным приводом». Результаты исследований, представленные в диссертации направлены на решение задач развития промышленного машиностроения, описанные в Государственной программе индустриально-инновационного развития Республики Казахстан на

2015-2019 годы, Министерством по инвестициям и развитию Республики Казахстан, а также согласуются с стратегическими целями развития Государственной программы индустриально-инновационного развития Республики Казахстан на 2020-2025 годы направленной на достижение конкурентоспособности машиностроительной отрасли Республики Казахстан на внутреннем и внешних рынках, в решении задач связанных с увеличением технологических мощностей посредством стимулирования развития базовых производств и реализации стратегических проектов [1].

**Положения диссертации, выносимые на защиту:**

- методика и алгоритм определения долговечности нагруженных структурных элементов поршневого насоса, учитывающая неравномерное распределение моментов сил по трансмиссионному валу шестерня при смещении площади контакта относительно оси симметрии зуба шестерни привода бурового насоса;

- усовершенствованная математическая модель процесса изнашивания шестерни вала, учитывающая локализацию контактных напряжений при неравномерности распределения динамической нагрузки  $\theta$  и коэффициента долговечности при определенной твердости поверхности;

- обоснованные критерии эффективной работы бурового насоса и зависимости, регламентирующие предельно-допустимые значения технико-эксплуатационных показателей с учетом удельной производительности при непостоянных нагрузочных режимах;

- методика обоснования качественных критериев сварных термоупрочненных колец эксцентрикового вала бурового насоса при установленных зависимостях оптимизации сварочных режимов плазменной наплавки;

- эффективные конструктивно-технологические параметры дополнительно ремонтных деталей и технологичный способ восстановления эксцентрикового вала бурового насоса при внедрении стальных термоупрочненных колец;

- разработанная инновационная конструктивная система привода бурового насоса с принципиально новым эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен.

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационного исследования были доложены и обсуждены на МНПК «Козыбаевские чтения: Евразийский потенциал и новые возможности развития в условиях глобальных вызовов» г. Петропавловск. (16.11. 2018 г.), МНПК «Молодежь и наука – 2019», СКГУ им. М. Козыбаева, г. Петропавловск. (12.04.2019 г.), Universiti Malaysia Perlis, The 5th International Conference on Green Design and Manufacture 2019, IConGDM 2019 – Bandung, Indonesia 29-30 April 2019 AIP Conference Proceedingsthis link is disabled, 2019, 2129, 020022, МНПК «Козыбаевские чтения», СКУ им. М. Козыбаева, г. Петропавловск, (20. 11. 2020 г.), Научной стажировки в «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет» (СибАДИ), «Института дополнительного образования» по направлению «Математическое моделирование и теория принятия решений» (г. Омск, 02-08. 06. 2019 г.), а также по направлению «Эксплуатация

грузоподъемных машин и механизмов в производственном предприятии» (г. Омск, 25.02.-11.03. 2021г.), техническом совещании инженерно-технических работников ТОО «Завод многопрофильного оборудования» (ЗМО) (г. Петропавловск – 16.09.2021г.), Петербургском Международном Инновационном форуме (г. Санкт-Петербург 10-12.11.2021г.), НТК "Материалы и технологии", Политехнический университет Петра Великого (г. Санкт-Петербург 13.11.2021г.).

**Публикации.** Основные результаты исследований были отражены в 12 научных работах, в том числе, опубликовано 2 статьи в международных рецензируемых научных изданиях имеющихся в базе данных Scopus (Скопус) показатель процентиля по CiteScore (СайтСкор) не менее 71 и 58; в научных изданиях рекомендованных Комитетом по обеспечению качества в сфере образования и науки МОН РК -2 статьи; также результаты отражены в 7-и трудах международных конференций, в том числе 1-ой зарубежной проиндексированной в базе данных Scopus (Скопус). Основные результаты исследований нашли отражение в одном опубликованном патенте № 6364 KZ на полезную модель.

**Личный вклад автора.** Основные теоретические и экспериментальные результаты, полученные в ходе проведения диссертационного исследования, получены автором самостоятельно. В опубликованных научных работах в составе коллектива соавторов, соискателю принадлежит ведущая роль при обобщении и анализе полученных результатов.

**Структура диссертации.** Диссертация имеет классическую структуру: вводная часть, основная часть (четыре главы), заключение, список использованных источников и приложения. Работа изложена на 148 страницах компьютерного текста, включает 81 рисунков, 17 таблиц и 130 наименований библиографических источников.

# 1 ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ НАСОСОВ УСТАНОВОК КОЛОНКОВОГО БУРЕНИЯ, МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

## 1.1 Аналитические исследования технологических режимов эксплуатации и конструктивных особенностей насосов буровых комплексов колонкового бурения

Бурение скважин в настоящее время, многоцелевое производство и современная промышленность демонстрирует большой выбор технологий и технических средств, влияющих на эффективное бурение. Колонковое бурение является основным распространенным техническим способом разведки месторождений полезных ископаемых [2].

Сущность колонкового вращательного бурения заключается в том, что горная порода под действием напора жидкости, подаваемой насосом, разрушается по наружной кольцевой части поперечного сечения скважины с сохранением столбика породы — керна. Для достижения высоких технико-экономических показателей широко используют комбинированные способы бурения в одной скважине, например, вращательный с ударно-вращательным, алмазный с твердосплавным, пневмоударный с гидроударным, совмещенный с подачей от насоса напора специальной жидкости и т. д. В практике бурения с использованием буровых установок МБУ-125, КУБ-1600, Christensen CS14, УРБ-2А2 [3,4].



а) мобильный буровой комплекс МБУ-125, б) передвижная буровая установка КУБ-1600, Christensen CS14, в) установки разведочного бурения УРБ-2А2

Рисунок 1.1- Установки колонкового бурения

В странах Западной Европы и США выпускаются станции СДТ (Бароид), М/Д-3200 (Мартин Деккер), Визулогер (фирма "Тотко"), НДТ и ТДС, АЛС (Геосервис), Адвизор-система (АрадрилШлюмберже) и др.[5].

Из анализа особенностей буровых установок сделан вывод о том, что буровой комплекс представляет сложную систему взаимодействия агрегатов: кабина оператора, ходовая часть, силовой агрегат, талевого блока, лебедочный узел, буровой насос, система гидропривода и рабочий орган.

К контролируемым основным параметрам бурения скважин относятся: давление нагнетания бурового раствора ( $P$ , МПа), механическая скорость

бурения ( $V$ , м/с), нагрузка на долото ( $G$ ,  $H$ ) и вес инструмента ( $m$ , кг), крутящий момент на роторе ( $M_k$ , Н/м), частота вращения ротора ( $n$ , об/мин), уровень бурового раствора в емкостях ( $h$ , м), расход ( $Q$ , л/мин) бурового раствора, момент на ключе ( $M$ , Н/м), плотность ( $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>) и температура ( $t$ , С<sup>0</sup>) бурового раствора. Оснащенными станциями компьютеризованного контроля и оптимизации бурения в качестве примера можно привести системы Visulogger фирмы Martin-Decker буровой установки Christensen CS14 [6]. Сравнительные характеристики установок колонкового бурения, которые используются в геологоразведке представлены в Таблица 1.1.

Таблица 1.1- Сравнительные характеристики буровых установок [7-9]

Технические характеристики буровых установок			
УРБ-2А2	КУБ-1600	Christensen CS14	
 Транспортная база: КАМАЗ 43118, КАМАЗ 43114, УРАЛ-4320, ЗИЛ-131 гусеничный трактор ТТ-4М, ТЛТ-100, МТЛБу			
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
Глубина бурения ВК/ВQ (~60 мм), м	300	1560	1540
Угол наклона скважины, (град.)	90°-45°	90°-45°	90°-45°
Количество соответственно ступеней редуктора вращателя	3	4	4
Макс./мин. крутящий момент на вращателе, Н·м	2015	5575/525	5575 при 129 об/мин 525 при 1369 об/мин
Мощность и соответственно частота вращения, кВт (л.с.)	-	132(180)	153 кВт (208 л.с.) при 1800 об/мин
Грузоподъемность лебедки / скорость навивки	25500 (2600) Н (кгс) 0...1,15 м/с	1190-300 кг; /114-453 м/мин	1190/300 кг; 114-453 м/мин
Общая масса установки, кг	Не более 10 100 (13 800)*	7500	7000
Буровой насос, модель, тип	НБ-32 (50), НБ-4	НБ-32 (50), НБ-4	Trido 140Н

Из анализа технологических параметров установлено, что наиболее эффективен в применении технологический комплекс модели УРБ-2А2, который отличается высокой надежностью, широким диапазоном регулируемых параметров, обеспечивающие возможность подбора оптимальными техническими характеристиками, мобильностью, а также невысокой ценой. Данная установка

способна выполнять как вертикальное, так и наклонное бурение, а также выполнять ввинчивание свай под тепловые насосы. Ее конструкция дает возможность быстро переходить от одного метода бурения к другому, а также совмещать различные способы (например, шнековое с продувкой). Универсальность установки в том, что все оборудование возможно смонтировать на транспортную базу повышенной проходимости на колесном ходу: ЗИЛ, УРАЛ или КАМАЗ; либо на гусеничном ходу: ТЛТ-100, ТТ-4М, МТЛБу. Установлено, что технологическая энергоэффективность рабочих процессов комплекса зависит от ресурса и надежности бурового насоса.

Схема общей конструкции буровой установки представлена на рисунке 1.2, которая состоит из соответствующих основных элементов, которые при работе воспринимают непосредственные вибрационные нагрузки в следствии чего при интенсивной эксплуатации происходит в агрегатах и деталях возможный рост и соответственно увеличение количества микропор и микротрещин, при этом возможно было бы учесть возникновение резонансов, вызванных как внутренними, так и внешними соответствующими возмущениями [10].

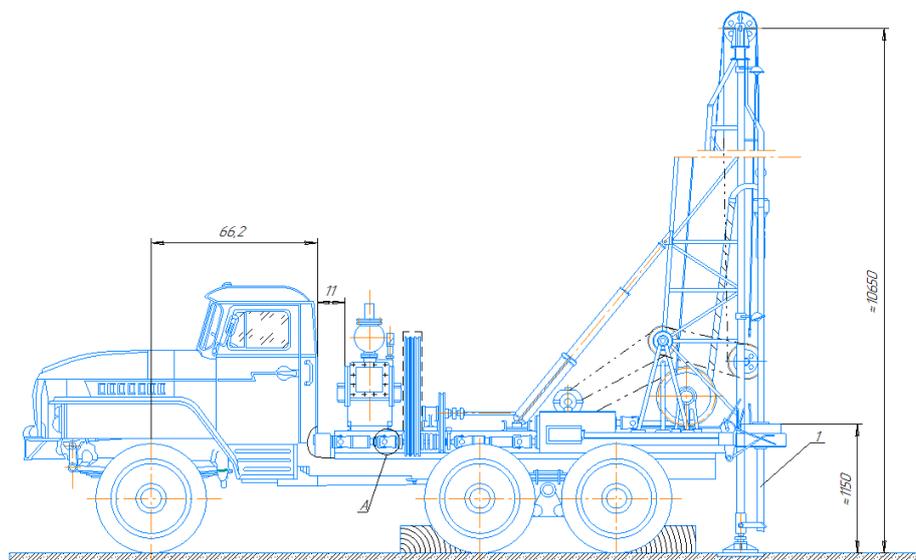


Рисунок 1.2- Схема буровой установки УРБ-2А2 на базе шасси УРАЛ-43201

Для исследования показателей эффективности работы буровой одним из критериев может служить вибрационная устойчивость. Обозначим вертикальные и горизонтальные координаты центра масс относительно положению равновесия:  $x_1, y_1$  — верхняя часть буровой установки,  $x_2, y_2$  — средняя часть буровой установки и  $x_3, y_3$  — нижняя часть буровой установки. Упругие элементы связей частей буровой установки предполагается описать, как полинома третьей степени координат ( $q$ )  $kq + lq^2 + pq^3$ , демпфирующие элементы нелинейную кубическую характеристику  $bq + cq^2 + dq^3$ . Горизонтальные и вертикальные воздействия на поверхность можно представить функцией:

$$f_x(t) = A_1 \sin(\omega_1 t) + B_1 \cos(\omega_1 t), f_y(t) = A_2 \sin(\omega_2 t) + B_2 \cos(\omega_2 t) \quad (1.1)$$

Действие динамических циклически изменяющихся нагрузок в существующих математических моделях учитываются косвенными показателями (моменты сил). Для описания эксплуатационной работы буровой с изменяющимися динамическими нагрузками в разный интервал времени предлагается исследовать с учетом движения и вибрационной устойчивости основных узлов. В основу для исследования с учетом движения и вибрационной устойчивости используется уравнение Лагранжа [11], системы в координатах  $q_i$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_{q_i} \quad (1.2)$$

где:  $L = T_k - T_p$  - функция, показывающая разность соответственно кинетической и непосредственно потенциальной энергии;  $Q_{q_i}$  - обобщенная соответствующая сила. Кинетическая энергия, которую можно представить в виде [12]:

$$T_k = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{y}_3^2 \quad (1.3)$$

$$T_p = w_1 + w_2 + w_3 + w_4 + w_5 + w_6 \quad (1.4)$$

где:

$$\begin{aligned} w_1 &= \frac{1}{2} k_{x1} (x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{3} l_{x1} (x_1 - x_2)^3 + \frac{1}{4} p_{x1} (x_1 - x_2)^4 \\ w_2 &= \frac{1}{2} k_{x2} (x_2 - x_3)^2 + \frac{1}{3} l_{x2} (x_2 - x_3)^3 + \frac{1}{4} p_{x2} (x_2 - x_3)^4 \\ w_3 &= \frac{1}{2} k_{x3} (x_3 - f_x)^2 + \frac{1}{3} l_{x3} (x_3 - f_x)^3 + \frac{1}{4} p_{x3} (x_3 - f_x)^4 \\ w_4 &= \frac{1}{2} k_{y1} (y_1 - y_2)^2 + \frac{1}{3} l_{y1} (y_1 - y_2)^3 + \frac{1}{4} p_{y1} (y_1 - y_2)^4 \\ w_5 &= \frac{1}{2} k_{y2} (y_2 - y_3)^2 + \frac{1}{3} l_{y2} (y_2 - y_3)^3 + \frac{1}{4} p_{y2} (y_2 - y_3)^4 \\ w_6 &= \frac{1}{2} k_{y3} (y_3 - f_y)^2 + \frac{1}{3} l_{y3} (y_3 - f_y)^3 + \frac{1}{4} p_{y3} (y_3 - f_y)^4 \end{aligned} \quad (1.5)$$

где, соответственно силы:

$$\begin{aligned} Q_{x_1} &= -b_{x1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{x1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 - d_{x1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^3 - b_{y1} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - \\ &- c_{y1} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2)^2 - d_{y1} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2)^3 \\ Q_{x_2} &= -b_{x2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - c_{x2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3)^2 - d_{x2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3)^3 - b_{x1} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \\ &- c_{x1} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2 - d_{x1} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^3 - b_{y2} (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) - c_{y2} (\dot{y}_2 - \dot{y}_3)^2 - \\ &- d_{y2} (\dot{y}_2 - \dot{y}_3)^3 - b_{y1} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - c_{y1} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2 - d_{y1} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^3 \end{aligned} \quad (1.6)$$

$$\begin{aligned}
Q_{x_3} = & -b_{x_3}(\dot{x}_3 - \dot{f}_x) - c_{x_3}(\dot{x}_3 - \dot{f}_x)^2 - d_{x_3}(\dot{x}_3 - \dot{f}_x)^3 - b_{x_2}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - \\
& -c_{x_2}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2 - d_{x_2}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^3 - b_3(\dot{y}_3 - \dot{f}_y) - c_3(\dot{y}_3 - \dot{f}_y)^2 - \\
& -d_3(\dot{y}_3 - \dot{f}_y)^3 - b_2(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) - c_2(\dot{y}_3 - \dot{y}_2)^2 - d_2(\dot{y}_3 - \dot{y}_2)
\end{aligned}$$

В результате преобразований получается непосредственно система из шести нелинейных второго порядка соответствующий уравнений, повторяющихся непосредственно функций представленные как комплексные переменные:

$$z_7 = \exp(i\omega_1 t) \quad (1.7)$$

Периодические функции возможно представить в виде системы:

$$m\ddot{f}_x(t) = -mA_1\omega_1^2 \sin(\omega_1 t) - mB_1\omega_1^2 \cos(\omega_1 t) = -\frac{mA_1\omega_1^2}{2i}(z_7 - \bar{z}_7) - \frac{mB_1\omega_1^2}{2}(z_7 + \bar{z}_7) \quad (1.8)$$

$$m\ddot{f}_y(t) = -mA_2\omega_2^2 \sin(\omega_2 t) - mB_2\omega_2^2 \cos(\omega_2 t) = -\frac{mA_2\omega_2^2}{2i}(z_8 - \bar{z}_8) - \frac{mB_2\omega_2^2}{2}(z_8 + \bar{z}_8)$$

Предложенное отличие, в том что непосредственно предлагается использовать метод многочленных соответственно преобразований, в рассмотренной системе уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
\frac{d\psi_{a1}}{dt} &= U_{a1} - \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{a1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{a2} + \frac{\pi}{\tau} v_k \psi_{\beta 1} \\
\frac{d\psi_{\beta 1}}{dt} &= U_{\beta 1} - \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\beta 1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\beta 2} + \frac{\pi}{\tau} v_k \psi_{a1} \\
\frac{d\psi_{a1}}{dt} &= -\frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r \psi_{a2} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r K_s \psi_{a1} + \frac{\pi}{\tau} (v_k - v) \psi_{\beta 2} \\
\frac{d\psi_{\beta 1}}{dt} &= -\frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r \psi_{\beta 2} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r K_s \psi_{\beta 1} + \frac{\pi}{\tau} (v_k - v) \psi_{a2} \\
U_{a1} &= -\frac{1}{3}(Ub + Uc) \\
U_{\beta 1} &= \frac{1}{3}(Ub - Uc) \\
F_D &= \frac{3}{2} \frac{\pi^2 v_o k_r}{\tau^2 \sigma x_s} (\psi_{a2} \psi_{\beta 1} - \psi_{a1} \psi_{\beta 2})
\end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

где: представлен соответственно линейный вектор -  $R_1$ ,

$$Z_1 = [z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6, \dot{z}_1, \dot{z}_2, \dot{z}_3, \dot{z}_4, \dot{z}_5, \dot{z}_6, z_7, \bar{z}_7, z_8, \bar{z}_8]^T \quad (1.10)$$

Используемой линейной соответствующей замене  $Z_2 = LZ_1$ , получается следующая система:

$$\dot{Z}_2 = \Lambda Z_2 + R_2 \quad (1.10a)$$

$$z_2^j = z_3^j + \sum_{|v|=2}^4 p_v^j Z_3^v, \quad (j=1 \dots 12). \quad (1.11)$$

Представлен необходимый численный эксперимент, и соответственно рассчитаны непосредственные режимы колебаний буровой установки где получаем:

$$\begin{aligned} m_1 = 2.24, m_2 = 6.36, b_{x1} = 0.20, c_{x1} = 0.01, d_{x1} = 0.01, b_{x2} = 0.60, \\ c_{x2} = 0.02, d_{x2} = 0.02, b_{x3} = 1.72, c_{x3} = 0.02, d_{x3} = 0.08, k_{x1} = 1.20, l_{x1} = 0.03, \\ p_{x1} = 0.01, k_{x2} = 3.10, l_{x2} = 0.10, p_{x2} = 0.05, k_{x3} = 9.10, l_{x3} = 0.35, p_{x3} = 0.15, \\ b_{y1} = 0.22, c_{y1} = 0.02, d_{y1} = 0.01, k_{y1} = 1.22, l_{y1} = 0.04, p_{y1} = 0.02, b_{y2} = 0.62, \\ c_{y2} = 0.01, d_{y2} = 0.03, k_{y2} = 3.12, l_{y2} = 0.12, p_{y2} = 0.06, b_{y3} = 1.74, c_{y3} = 0.03, \\ d_{y3} = 0.09, k_{y3} = 9.11, l_{y3} = 0.38, p_{y3} = 0.18 \end{aligned} \quad (1.12)$$

Рассчитаны соответствующие вертикальные и горизонтальные соответственно силы:

$$f_x = 0.4 \sin(2t) + 0.1 \cos(2t), f_y = 0.5 \sin(2t) + 0.1 \cos(2t) \quad (1.13)$$

Получены необходимые коэффициенты автономной установки системы

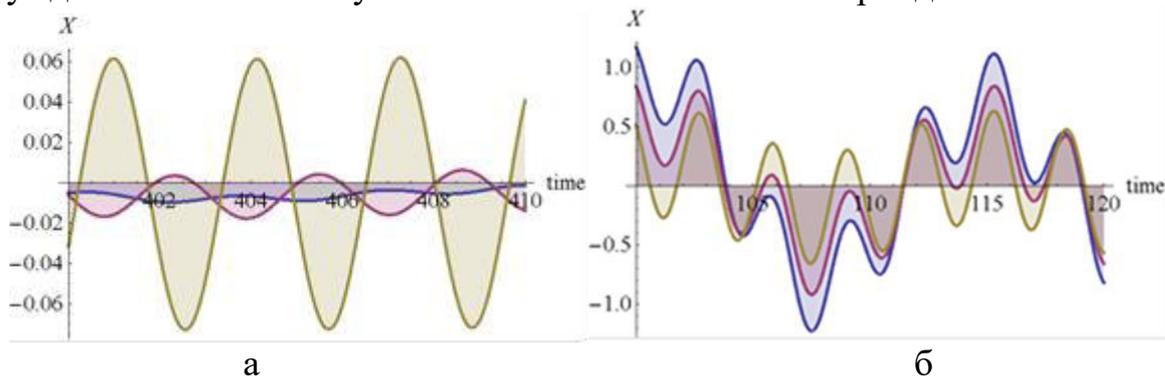
$$\begin{aligned} q_1 = -0.085 + 0.012i, q_2 = -0.156 + 0.014i, \\ q_3 = -0.045 + 0.001i, q_4 = -0.082 + 0.010i, \\ q_5 = -0.153 + 0.011i, q_6 = -0.043 + 0.001i \end{aligned} \quad (1.14)$$

Получен по результатам соответствующих расчетов установившийся соответственно полигармонический режим колебаний системы:

$$\begin{aligned} x_1 = 0.253812 \sin(t\omega_1 + 0.081) - 0.000003 \sin(2t\omega_1 + 0.884) - 0.0037 \\ x_2 = 0.283867 \sin(t\omega_1 + 0.234) - 0.000026 \sin(2t\omega_1 + 0.898) - 0.0038 \\ x_3 = 0.314533 \sin(t\omega_1 + 0.362) - 0.000186 \sin(2t\omega_1 + 0.708) - 0.0028 \\ y_1 = 0.335612 \sin(t\omega_2 + 0.074) - 0.000005 \sin(2t\omega_2 + 0.785) - 0.0057 \\ y_2 = 0.370212 \sin(t\omega_2 + 0.211) - 0.000045 \sin(2t\omega_2 + 0.968) - 0.0056 \\ y_3 = 0.412611 \sin(t\omega_2 + 0.392) - 0.000005 \sin(2t\omega_2 + 0.678) - 0.0041 \end{aligned} \quad (1.15)$$

Продемонстрировано на рисунке 1.5 соответствующее абсолютное вертикальное движение и соответственно горизонтальное движение амплитуды

колебаний, и в результате полученных и выполненных расчетов установленные вынужденные колебания установки как системы квазипериодические.



а) колебания от времени; б) от времени при установлении колебаний  
Рисунок 1.3- Представлена графическая зависимость абсолютных вертикального и горизонтального перемещений системы

Различие по результатам выполненных расчетов составляло соответственно не больше 2 %, в решение полученных систем дифференциальных уравнений использовалось программное обеспечение MatLab соответствующего математического пакета [12, с.15]. Это дает возможность построить нелинейную математическую модель рассматриваемой буровой установки.

Сложность конструктивно-технологическая непосредственно скважины имеет достаточную возможность быть представленной соответствующим произведением в соответствии с учетом определяемой трудности:

$$S_{KT} = S_K \cdot S_T = \left( \sum_{i=1}^k n_i + \sum_{j=1}^r n_j \right) \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \quad (1.16)$$

где  $S_K$  - дает собой численность необходимых интервалов бурения соответственно под обсадные и потайные колонны, при учете конструктивной сложности;  $S_T$  - представлена через произведение соответствующих коэффициентов, как технологическая сложность:  $\beta_1$  – коэффициент учитывающий непосредственную связь между периодом механического бурения соответственно скважины и ее необходимой глубиной, соответствующей технологической трудности;  $\beta_2$  – коэффициент, учитывающий воздействие на необходимое время механического бурения соответственно скважины числа литологических типов соответствующих горных пород, встречающихся непосредственно в геологическом разрезе скважины;  $\beta_3$  – коэффициент учитывающий соответственно перемену времени необходимого бурения скважины от числа соответствующих участков профиля с постоянной интенсивностью учитывающую искривления, технологической трудности [13].

Предлагается способ, определения соответствующей технологической трудности скважины который может выражаться коэффициентами  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$ , сопоставляя расходы необходимые по времени механического бурения

оцениваемой соответственной скважины с базовой скважиной, где предусматривается глубина, численность участков искривления и количество встречающихся типов пород в геологическом разрезе рассматриваемого участка [13, с.287]. Данные технологического коэффициента  $\beta_1$  представлены в таблице 1.2.

Удельное время, составляющее для механического бурения:

– интервал 110-655 м:  $\sum T_{110-650}^{\text{бур}} = 0,13 + 0,13 = 0,26\text{час}$

– 2250-3100 м:  $\sum T_{2200-3100}^{\text{бур}} = 0,13 + 0,15 + 0,32 + 0,4 + 0,28 + 0,38 = 1,64\text{час}$

– 5385-5885 м:  $\sum T_{5380-5880}^{\text{бур}} = 0,13 + 0,15 + 0,32 + 0,4 \dots + 1,3 = 5,29\text{час}$

Выбирается сумма времени,  $\sum T_{2200-3100}^{\text{бур}} = 1,64\text{час}$  что соответствует глубине 2250-3100 м, а зависимость соответственно коэффициента от глубины скважины.

$$\beta_1^{110-650} = \frac{0,26}{1,64} = 0,15; \beta_1^{2200-3100} = \frac{1,64}{1,64} = 1,0; \beta_1^{5380-5880} = \frac{5,26}{1,64} = 3,2;$$

В результате можно оценить, что технологическая сложность системы скважины глубиной, к примеру 5385-5885 м оценивается в 5,39 раза сложнее, чем 2250-3100 м.

Приведен график на рисунке 1.4, который демонстрирует зависимость коэффициента  $\beta_1$  от глубины скважины, где значения представлены регрессионным законом, собственно, что демонстрирует наибольшее значение, которое зависит от выбора скважины.

Расчет дает возможность определить значения необходимых коэффициентов технологической соответствующей трудности(сложности).

Таблица 1.2-Данные для определения коэффициента  $\beta_1$

№	Литология рассматриваемых горных пород	Интервал бурения рассматриваемый по вертикали	Интервал бурения рассматриваемый по стволу	Время соответствующего бурения 1-го метра, час.	Определяемый коэффициент $\beta_1$
1.	Глинистые породы	0-100	0-100	0,13	0,14
2.	Глинистые, песчано-глинистые, породы	100-655	100-655	0,15	0,27
3.	Песчано-глинистые породы с прослоями карбонатов, ангидритов, аргиллитов, породы	655-1275	3	0,32	0,59
4.	Ангидриты породы	1275-1650	1275-1650	0,45	0,99
5.	Ангидриты породы	1650-2200	1650-2200	0,29	1,27
6.	Ангидриты породы, галогенно-ангидритовые, карбонатные породы	2250-3100	2250-3100	0,39	1,65
7.	Карбонатные с прослоями аргиллитов породы	3100-3525	3100-3565	0,39	2,03
8.	Карбонатные с прослоями аргиллитов породы	3525-3569	3565-3625	0,43	2,45
9.	Карбонатные с прослоями аргиллитов породы	3569-3778	3625-3877	0,46	2,99
10.	Карбонатные с прослоями аргиллитов породы	3778-4457	3877-4755	0,55	3,49
11.	Карбонатные породы	4457-4851	4755-5385	0,61	3,99
12.	Карбонатные породы	4851-4877	5385-5885	1,32	5,39

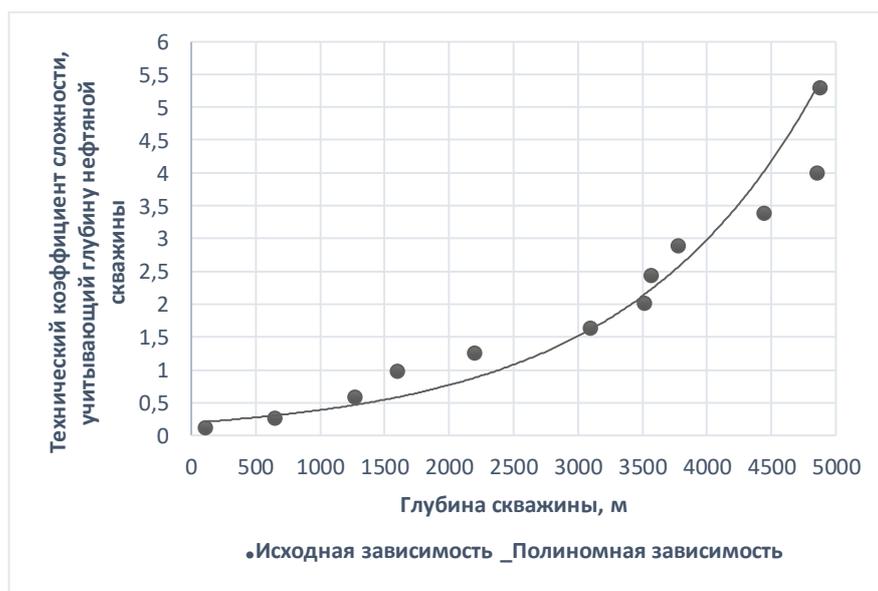


Рисунок 1.4- Показана регрессионная и графическая зависимость коэффициента  $\beta_1$  от глубины скважины  
 $y = -0,07x^2 - 0,000083x + 0,29221$

$$Z_{прив}^{y\delta} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{C_i}{T_{бур.i}} + \frac{K}{T_{год}} \cdot \frac{N}{100\%} \right), \quad (1.17)$$

где:  $K$  – учитывающий инвестиции (стоимость БУ);  $N$  – нормативный коэффициент который соответствует эффективности капитальных вложений;  $n$  – необходимые интервалы соответственно бурения, шт.;  $T_{год}$  – время необходимой работы БУ в течение года, час  $C_i$  – текущие соответственно расходы (себестоимость), тенге;  $T_{бур.i}$  – время работы БУ, час.

Графическая зависимость соответственно демонстрирует итоги выполненных расчетов, показанных на рисунке 1.5, что соответствует зависимости необходимых удельных приведенных расходов  $Z_{прив}^{y\delta}$  от соответствующей конструктивно-технологической сложности непосредственно скважины  $S_{КТ}$ .

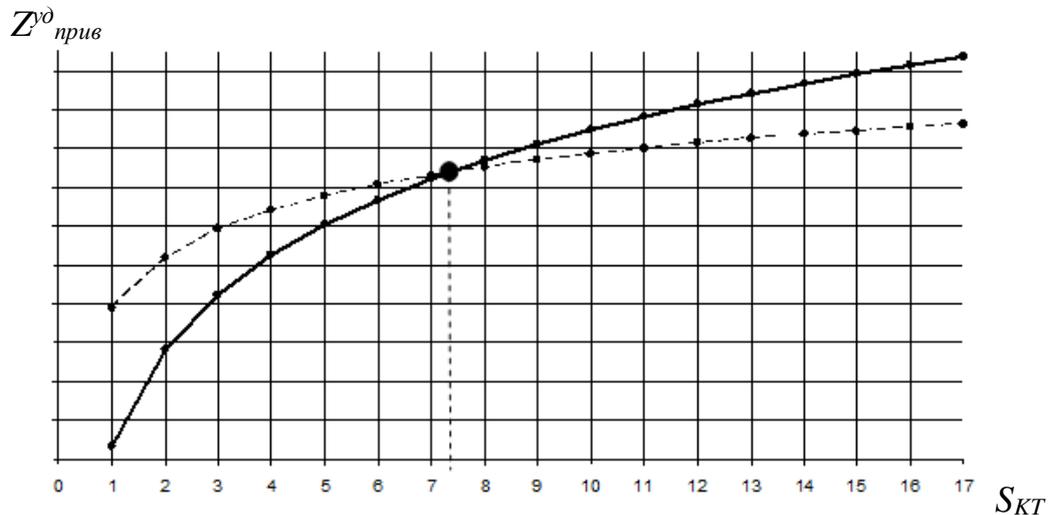


Рисунок 1.5- Влияние конструктивно-технологической сложности скважины,  $S_{КТ}$  на удельные приведенные затраты,  $Z_{прив}^{y\delta}$

Рассмотрев и проанализировав принятые зависимости, можно отметить, что с увеличением сложности скважины  $S_{КТ}$  расходы соответственно на бурение  $Z_{прив}^{y\delta}$ , при соответствующем использовании относительно недорогих буровых установок (БУ), увеличиваются более интенсивно, в отличие применения многофункциональных, дорогих БУ, которые экономически эффективны при бурении скважин с повышенной соответствующей конструктивно-технологической сложностью [15].

Рассмотренная математическая модель буровой установки, учитывающая определение технологической трудности скважины ( $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ ), издержки времени механического бурения, глубину, профиль участка с постоянной интенсивностью искривления описывает возможные перспективы к повышению эффективности бурения. Таким образом, снижение энергоемкости процесса бурения, требует преодоление сил сопротивления на каждом этапе бурения. Технологически эта задача решается введением в скважину бурового раствора, подаваемого насосом. Значит, одним из наиболее энергоемкого агрегата в

буровой является насос буровой установки, который помогает преодолевать сопротивления адаптируя режимы подачи напора жидкости.

При эксплуатации буровых меняются ее нагрузочные характеристики в зависимости от конструктивно-технологической сложности скважины. Установленная регрессионная зависимость от глубины скважины и коэффициента  $\beta_1$  ( $\beta_1 = -0,07l^2 - 0,000083l + 0,29221$ ) позволит определить оптимальные режимные параметры бурения и работы силовых агрегатов.

Эффективность бурения заключается так же в снижении сил, затраченных на преодоление сопротивления бурения фрезы. Следовательно, особое внимание необходимо уделить долговечности и техническому совершенству насоса. Именно расход жидкости, равномерность подачи и номинальное давление, создаваемое насосом вносит существенный вклад в энергосбережение всего бурового комплекса.

Буровые насосы эксплуатируются как правило в всевозможных погодных условиях при различных колебаниях температуры воздуха до  $\pm 50^\circ\text{C}$ , а также различной температуре используемого бурового раствора от  $-1^\circ\text{C}$  до  $80^\circ\text{C}$ . Плотность используемых смесей растворов, подаваемых непосредственно насосом как правило может составлять 1150-1350 кг/м<sup>3</sup>, а в кое-каких случаях возможно снижается до 850 кг/м<sup>3</sup>, или же непосредственно увеличивается до 2050 кг/м<sup>3</sup>, а то и больше. Без проведения соответствующего капитального ремонта долговечность бурового насоса должна составлять по техническим требованиям в целом не менее 10000 часов работы [15]. Приводная часть насоса приспособлена для подключения привода от электрических и дизельных силовых установок. На долю буровых насосов приходится более (70-80%) потребляемой энергии. Мощность современных насосов составляет 30-1600 кВт. В зависимости от типа буровой установки насос обладает разными значениями мощности  $N$ , подачи  $Q$  и давления  $P$ . Эффективность бурового насоса определяется полным наполнением цилиндров жидкостью, коэффициентом наполнения не ниже 0,9.

Большую роль в формировании геологического бурения Казахстана и стран СНГ сыграли плеяды известных ученых и инженеров: Туякбаев Н.Т., Усенов А.У., Тастанбеков Т.Х., Воздвиженский Б.И., Эпштейн Е.Ф., Шамшев Ф.А., Козловский Е.А., Волков С.А., Сулакшин С.С., Остроушко И.А., Башкатов Д.Н., Калинин А.Г., Киселев А.Т., Ребрик, Мендебаев Т.Н., Ратов Б.Т., Поветкин В.В., Касенов А.К., Кудайкулов С.К., Мендебаев Т.М., D.F. Baldenko, Vetter, S., Ladich, E., HaSse, A. и ряд других [16-23].

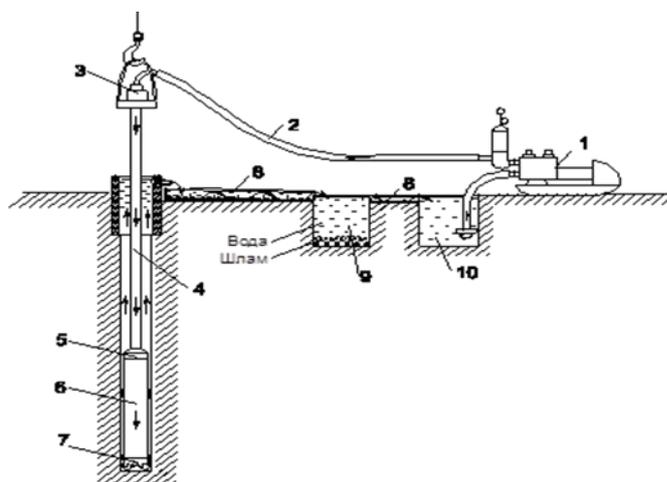
Анализ эксплуатации большого количества буровых установок показал, что БНА имеет значительную долю отклонений и затраты на ремонт, составляет до 50% срока их службы и наибольшее количество отказов приходится на детали приводной части насоса и гидравлической [24]. Решением задач, связанных с конструированием и расчетами буровых насосов посвящены труды известных ученых Аббасова Г.Г., Бабаева С.Г., Айрапетова Л.С., Верзилина О.И., Валитова М.З., Пындака В.И., Шаяхметова В.З. Vetter, S., Ladich, E., HaSse, A., но авторы работ не акцентировали внимание на конструктивные возможности адаптивных

систем, позволяющие поддерживать заданные режимы эксплуатации насоса на длительный период времени [25-30].

Характерны циклические нагрузки для конструктивных элементов буровых насосов, по причине создаваемого давления перекачиваемой жидкости, изменяющимся за ход поршня в пределах от 0 до 40МПа, при частоте работы циклов до 185 в минуту, а соответственно скорость их условного движения меняется обычно в пределах хода от 0 до 2 м/с. Цикличность нагружения элементов деталей и элементов конструкции привода в трехцилиндровых насосах увеличена в 2 – 3 раза [31]. Перемена режимов в работе непосредственно буровых насосов случается в довольно расширенном спектре. Наблюдается тенденция в усложнении технологии бурения скважин, и увеличивается необходимость геологической отрасли и в надежных компактных буровых насосах. Улучшение системы конструкции и эффективность функционирования буровых насосов согласно нормативных требований (ГОСТ 6031-81), сводится к минимизации возможных потерь гидравлических и механических в буровой установке насоса. Последующие направление в изучении поиска новых технологических и конструкторско-технических решений, которые направлены на увеличение существенной составляющей долговечности насосов, представляются наиболее актуальными и перспективными, что может в итоге повысить технико-экономические характеристики в работе НБА, а также и процесса бурения в целом [25, с.62].

В соответствии с этим все запросы к промывочным насосам возможно поделить на две группы. К одной группе запросы, определяющие эффективность процесса бурения: это стабильность подачи, наименьшая пульсация потока, обеспечение постоянства подачи необходимого количества жидкости, оптимальная всасывающая способность. К другой группе – это траты средств и времени на их ремонт, удобства эксплуатации насосов, обслуживание и транспортировку [25, с.64].

В колонковом бурении наиболее часто используются насосы плунжерные следующие: НБ-25/1,6; НБ-80/6,3; НБ-160/6,3 и соответственно поршневые НБ-32, НБ-50, НБ-80 и АНБ-22 [31, с.68]. Данного типа насосы имеют способность к самовсасыванию, обладают соответственно возможностью создания необходимого напора, величина которого определяется необходимыми параметрами насосной установки, также прочностью агрегата и соответствующей мощностью двигателя.



1 – буровой насосный агрегат (БНА); 2 –шланг; 3 – вертлюг; 4 – колонна труб бурильных; 5 – трубный переходник; 6 – труба колонковая; 7 – коронка; 8 –желобы; 9 – отстойник; 10 –бак приемный

Рисунок 1.6-Общая схема подключения бурового насоса к буровой установки

При работе бурового насоса контролируется два основных параметра:  
 - давление бурового раствора в напорной линии;  
 - расход бурового раствора.

Модельный ряд зарубежных аналогов буровых насосов представлен в таблице 1.3

Таблица 1.3- Технические характеристики буровых насосов

Наименованиепоказателя	ZBO S15	C6	CS14	LF-90C
	Значение			
Модель насоса	W1122	Trido 140H	Trido 140H	FMC W11
Расход, л/мин	136,0	140,0	140,0	132,5/41,6
Давление, МПа	7,0	7,0	7,0	2,1/6,9

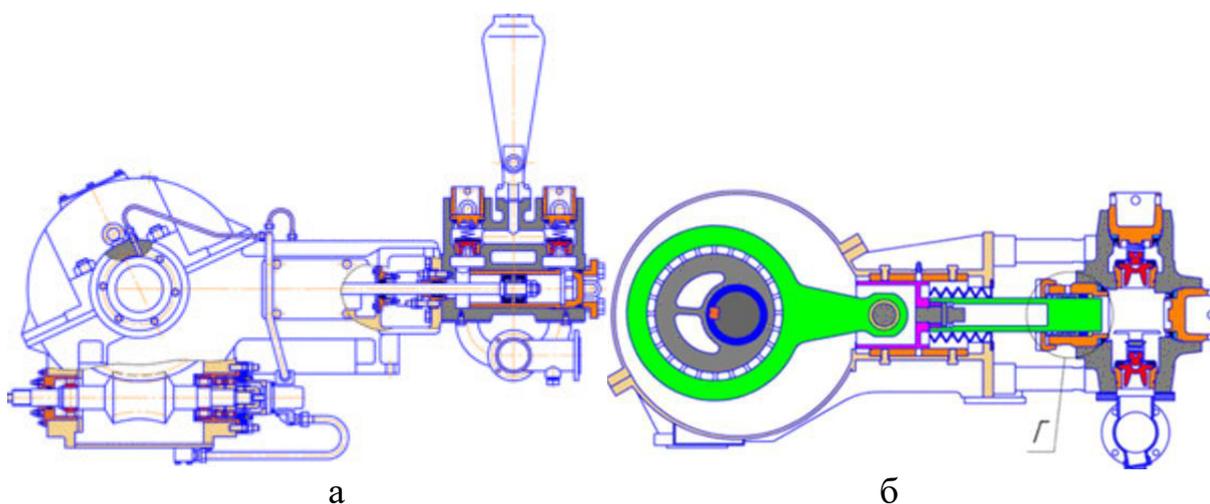
В таблице 1.4 приведена укрупненная классификация буровых насосов.

Гарантирует допустимую при бурении скважин уровень пульсации потока закачиваемой промывочной жидкости использование в насосе трехпоршневой системы. В целом больше всего отвечают главным требованиям бурового процесса поршневые насосы и следствие этого они получили широкое распространение при бурении скважин [31, с.69].

Обладают универсальностью поршневые насосы в том, что могут быть использованы перекачивая жидкости с различными свойствами, чего нельзя достигнуть применения, например, шестеренных насосов.

Таблица 1.4- Буровые геологоразведочные насосы их основная классификация

Тип вытеснителя бурового насоса		Поршневой насос	Плунжерный насос
Способ используемого регулирования БНА подачи	Нерегулируемые насосы		
	Ступенчатое регулирования	Изменением длины хода Сменой втулок цилиндра Изменением числа ходов	
	Бесступенчатое регулирования	Изменением числа ходов Изменением длины хода	
Тип БНА привода		Электрический Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) Гидравлический	
Исполнение Вытеснителя действия		Горизонтальное	
		Вертикальное	
Гидроблоков схема		Одинарного Двойного	
Способ действие		Прямодействующие	Приводные

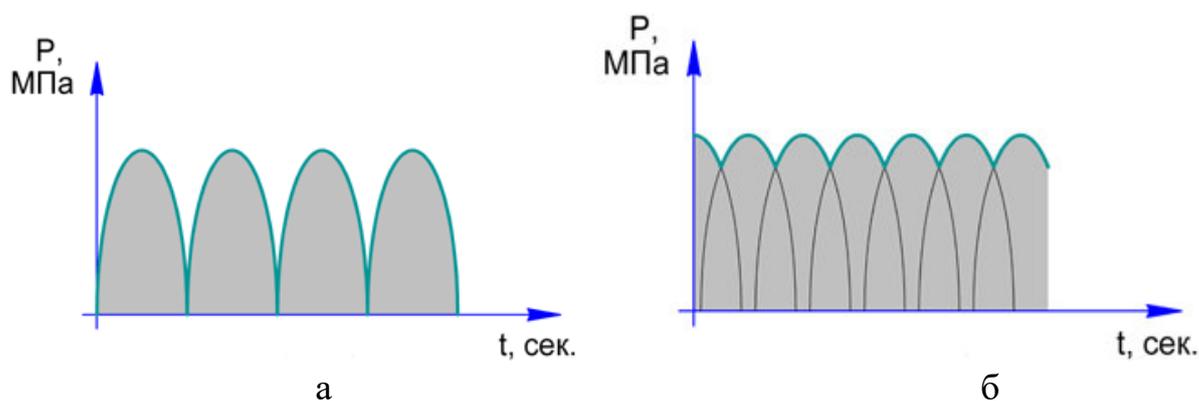


а)поршневой насос НБ-32 (9Т); б)плунжерный насос СИН32.

Рисунок 1.7- Общий вид применяемых буровых насосов

Недостаток - при эксплуатации БНА в некоторых геологоразведывательных работах заключается в необходимости закачивать технологическую жидкость под давлением от 70 до 100 МПа, а также более. Поршневые насосы не могут привести к созданию давления выше 30-40 мПа [31, с.69] из-за их конструктивной особенности.

В зависимости от характера пульсаций давления на напорной линии сравнивая насосы: самый распространенный поршневой 9Т насос и плунжерный СИН32 насос, как видно из рисунков 1. 8а, что давление на напорной трассе может меняться с возрастанием от нуля до максимального значения [31, с.70].



а) для поршневых насосов соответственно двойного действия      б) для соответственно трехплунжерных насосов

Рисунок 1.8- Пульсация демонстрируется давления в насосах напорной магистрали

Как видно на представленном рисунке 1.8б, график показывает, что плунжерный насос может иметь соответствующую пульсацию, которая может быть незначительна и можно обходиться без гасителей давления демпфера, в отличии от поршневого насоса [31, с.70].

В большей степени поршневые насосы отвечают необходимым требованиям бурового процесса, вследствие этого при бурении геологоразведочных скважин колонковым бурением они широко распространены.



а



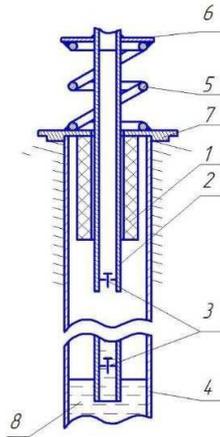
б

а) трехплунжерный насос СИН32 с навесным редуктором  
б) поршневой насос НБ32

Рисунок 1.9- Вид буровых насосов

Основные параметры насосов, регламентированные государственным стандартом (ГОСТ 6031-81). Технические характеристики буровых насосов для геологоразведочных буровых установок, наиболее используемых были представлены выше в таблицах 1.1,1.3,1.4.

Путем изменения длины хода поршня возможно регулировать подачу с помощью перемещением кривошипного пальца в эксцентрик или кулисного механизма, данная система технологически целесообразна, что позволяет изменять бесступенчато количество жидкости, подаваемой на забой [32]. На рисунке 1.10 показан плунжерный насос с цилиндрическим линейным асинхронным двигателем (ЦЛАД).



1 – статор; 2 – плунжер-ротор; 3 – клапан плунжера; 4 – корпус; 5 – пружина; 6 – фланец; 7 – заглушка; 8 – вода

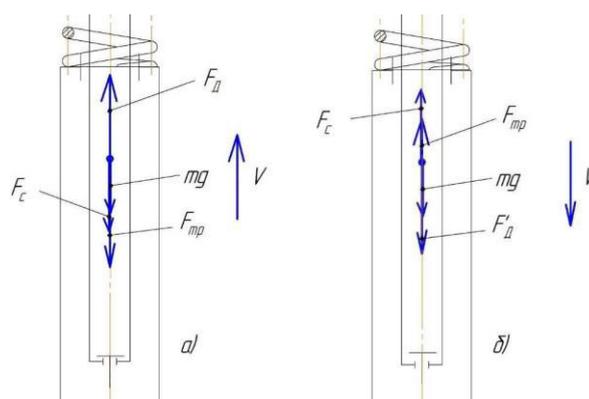
Рисунок 1.10- Насос плунжерный с ЦЛАД

Разработана кинематическая схема для математической модели рассматриваемого плунжерного насоса на примере с ЦЛАД (рисунок 1.11) [20, с. 409], а непосредственно система уравнений, будет иметь вид:

$$\begin{cases} m\dot{v} = F_D - F_C - mg - F_{Tp} \\ m\dot{v} = F'_D - F_C - mg - F_{Tp} \end{cases} \quad (1.18)$$

Моделирование процессов проводилось на основе использования уравнений Парка-Горева, где на примере рассматривались три координатные системы для процессов работы насосов и асинхронных двигателей [32,с.574]:

1)  $d, q, 0$  – система относительно (плунжера); 2)  $x, y, 0$  – система поля машины; 3)  $\alpha, \beta, 0$  – система статора.



$F_{mp}$  – сила сухого и вязкого трения;  $mg$  – представлено ускорением свободного падения;  $g$  -сила тяжести, (m) ;  $V$ – скорость движения плунжера  
а– силы, которые действуют непосредственно на плунжер; б – силы, которые действуют непосредственно на плунжер при движении

Рисунок 1.11- Схема непосредственно используемая в кинематическом расчете плунжерного насоса в приводе

Система уравнений, описывающая работу ЦЛАД:

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{d\psi_{\alpha 1}}{dt} &= U_{\alpha 1} - \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\alpha 1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\alpha 2} + \frac{\pi}{\tau} v_k \psi_{\beta 1} \\
 \frac{d\psi_{\beta 1}}{dt} &= U_{\beta 1} - \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\beta 1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\beta 2} + \frac{\pi}{\tau} v_k \psi_{\alpha 1} \\
 \frac{d\psi_{\alpha 1}}{dt} &= -\frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r \psi_{\alpha 1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r K_s \psi_{\alpha 1} + \frac{\pi}{\tau} (v_k - v) \psi_{\beta 1} \\
 \frac{d\psi_{\beta 1}}{dt} &= -\frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r \psi_{\beta 1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r K_s \psi_{\beta 1} + \frac{\pi}{\tau} (v_k - v) \psi_{\alpha 1} \\
 U_{\alpha 1} &= \frac{2}{3} (U_a - \frac{1}{2} (Ub + Uc)) \\
 U_{\beta 1} &= \frac{1}{3} (Ub + Uc) \\
 F_D &= \frac{1}{2} \frac{\pi^2 v_o k_r}{\tau^2 \sigma x_s} (\psi_{\alpha 2} \psi_{\beta 1} - \psi_{\alpha 1} \psi_{\beta 2})
 \end{aligned} \right\} \quad (1.19)$$

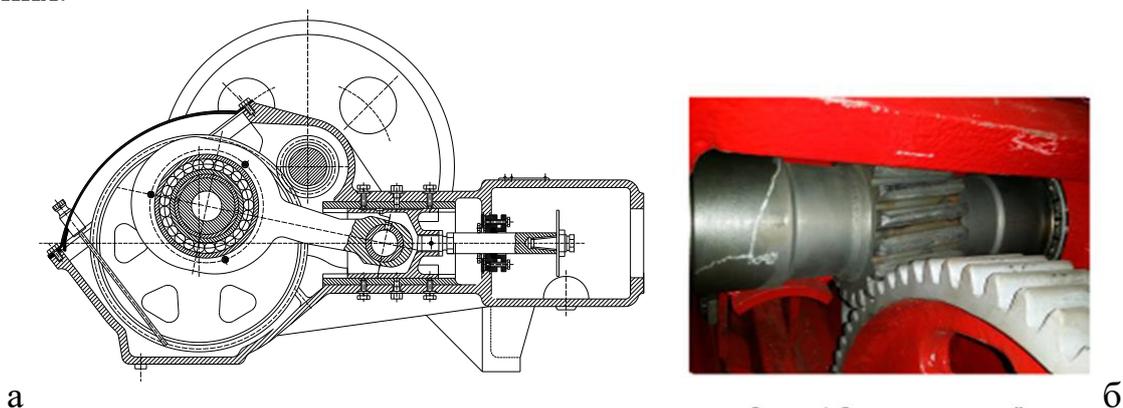
где  $a'_s, a'_r, K_s, K_r$  -коэффициенты относящиеся к уравнению системы; по непосредственным осям  $\alpha$  и  $\beta$  в соответствии ротора и статора;  $\psi_{\alpha 1}, \psi_{\beta 1}, \psi_{\alpha 2}, \psi_{\beta 2}$ ;  $v_0$  -соответственно непосредственно синхронная скорость представленного электромагнитного поля;  $v_k$  – скорость представленной координатной системы;  $\alpha, \beta$ ;  $\tau$ – полюсное необходимое деление ЦЛАД обмотки[32, с. 575]; напряжения фаз «А», «В», «С»-  $U_a, U_b, U_c$ ;

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{d\psi_{\alpha 1}}{dt} &= U_{\alpha 1} - \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\alpha 1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\alpha 2} + \frac{\pi}{\tau} v_k \psi_{\beta 1} \\
 \frac{d\psi_{\beta 1}}{dt} &= U_{\beta 1} - \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\beta 1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_s \psi_{\beta 2} + \frac{\pi}{\tau} v_k \psi_{\alpha 1} \\
 \frac{d\psi_{\alpha 1}}{dt} &= -\frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r \psi_{\alpha 2} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r K_s \psi_{\alpha 1} + \frac{\pi}{\tau} (v_k - v) \psi_{\beta 2} \\
 \frac{d\psi_{\beta 1}}{dt} &= -\frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r \psi_{\beta 2} + \frac{\pi}{\tau} v_0 a'_r K_s \psi_{\beta 1} + \frac{\pi}{\tau} (v_k - v) \psi_{\alpha 2} \\
 U_{\alpha 1} &= -\frac{1}{3} (Ub + Uc) \\
 U_{\beta 1} &= \frac{1}{3} (Ub - Uc) \\
 F_D &= \frac{3}{2} \frac{\pi^2 v_o k_r}{\tau^2 \sigma x_s} (\psi_{\alpha 2} \psi_{\beta 1} - \psi_{\alpha 1} \psi_{\beta 2})
 \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

В среде моделирования Matlab–Simulink решается математическая модель работы плунжерного насоса с ЦЛАД [12, с.21;32, с.576].

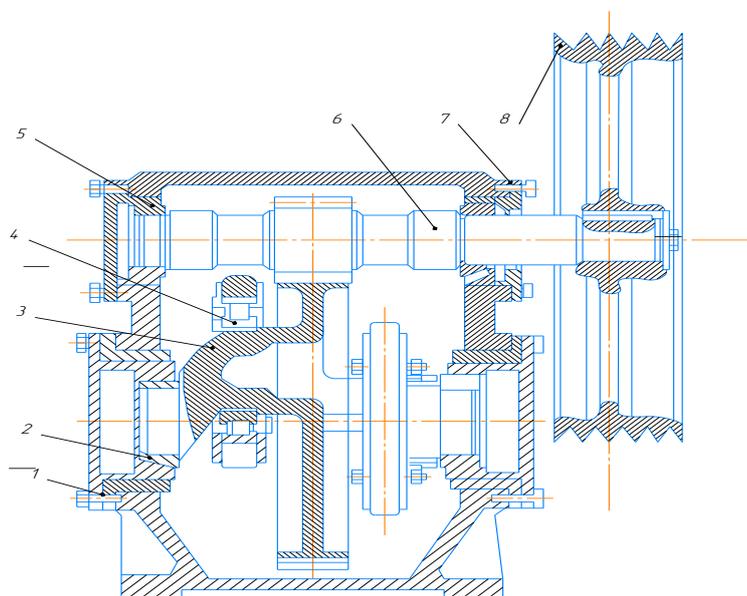
Приводная часть насоса представлена на рисунке 1.17, превращает вращательное движение имеющегося коренного (эксцентрикового) вала в возвратно-поступательное движение через кривошипно-ползунный механизм

поршней и имеет встроенную зубчатую передачу. Приводная часть насоса состоит обычно из коренного (эксцентрикового) вала и трансмиссионного (приводного) вала, установленных в станину корпуса, на которой расположена система смазки штоков. Для монтажа трансмиссионного вала привода кривошипно-шатунного механизма, корпус станины насоса оснащен разъемом по валам и закрывается крышкой, на которой крепятся шпильки и гайки. Герметичность соединения корпуса станины с крышкой гарантируется установленным резиновым жгутом в специальные отверстия по месту крепления.



а) общий вид в разрезе, б) сопряжение шестерен  
Рисунок 1.12 - Приводная часть насоса

Регулирование подшипников осуществляется при помощи прокладки. Смазка для подшипников осуществляется через установленный на крышке тавотник.



1-Прокладка,2-Подшипник,3-Вал эксцентриковый с шестерней,4-Подшипник 2226,5-Подшипник 7516,6-Вал трансмиссионный,7-Прокладка,8-Шкив.

Рисунок 1.13 – Приводная часть поршневого насоса, в разрезе по валам

Два эксцентрика коренного вала смещены относительно друг друга на соответствующий угол 90. На каждом эксцентрике установлены два конических

подшипника, регулируемых прокладкой. Смазку подшипников производят маслом, как и зубчатые зацепления - при помощи окунания на масляную ванну. Коренной вал привода, имеющий косозубый венец с модулем зацепления, приводится во вращение при помощи вала насоса. Уплотнение в корпусе крышек и стаканов производится непосредственно резиновыми кольцами.

Трансмиссионный (приводной) вал, представляет собой косозубую шестерню, которая выполняется как одно целое вместе с валом. Конструкция вала трансмиссионного позволяет устанавливать насос с правой и левой точки привода. По предварительным расчетам на бурение 1м затраты составляют: а) при использовании поршневых насосов УНР-475-32ВМ и НБТ-235/4– 1 869-2 255,4 тенге; б) при использовании трехплунжерных насосов СИН61 и СИН63 – 495,4 - 1 201,44тенге. Так, разница в расходах на 1м проходки составляет 1,5-4,5 раза в пользу плунжерных насосов, а улучшение износостойкости сменных деталей дает возможность бурить ствол протяженностью 1000-1500м без смены плунжеров (поршней) и седел, т.е. без возможной остановки процесса бурения. Практика показала, что износостойкость седел и плунжеров при осуществления бурении составляет от 550 до 1000 моточасов, уплотнений и клапанов от 350 до 750 моточасов, в зависимости от плотности буровых растворов и режимов работы насоса [33,34]. Плунжерные и поршневые насосы по сравнению с другими насосами:

- повышают технологические возможности оборудования, работают при давлениях до 105 МПа с различными средами, так и агрессивными;
- обладают большой удельной гидравлической мощностью и надежностью;
- увеличивают ресурс работы техники;
- удешевляют и упрощают эксплуатацию, а также обслуживание оборудования.

Проанализировав критерии эффективности буровой установки, установлено, что на повышение скорости бурения, производительности фрезы, зависит скорость, поток, напор и давление подачи жидкости насосом. На разной глубине бурения происходит изменение режимов работы и нагрузочные характеристики насоса. Математическое описание плунжерных насосов основано на системе уравнений, описывающих движение плунжера-ротора и уравнений равновесия напряжений и сил на валу двигателя.

В зависимости от условий и режимов бурения наиболее часто применяются плунжерные и поршневые насосы. В силу установленных их достоинств и недостатков их объединяет единая конструктивно-технологическая структура приводной части. Именно модернизация приводной части и повышения ее эффективности обеспечит высокую ресурсную долговечность насосов двух типов. Значит приводная часть обеспечивает выполнение обязательных требований по достижению оптимально-эффективных параметров всей буровой установки в процессе эксплуатации. Модернизация приводной части бурового насоса расширит номенклатуру показателей и будет универсальным конструктивно-технологическим решением для модернизации двух типов насосов любого модельного ряда.

## 1.2 Анализ существующих отказов и причин возникновения дефектов в структурных элементах бурового насоса

В большинстве случаев узлы и детали элементов буровой техники подвергаются достаточно большой динамической и статической нагрузке и непосредственно интенсивным коррозионным воздействиям, и соответствующему износу, а большая часть деталей работает в абразивной и коррозионной среде при достаточно высокой температуре. В южной части страны техника может часто работать при температуре более  $+50^{\circ}\text{C}$ , в северной - может и до  $-50^{\circ}\text{C}$ . По мере заглубления скважин, при буровой работе, температура может также возрастать, и агрегаты могут работать от  $200$  до  $300^{\circ}\text{C}$  [35]. Тяжелое эксплуатационное использование буровой техники приводит к преждевременному износу основных частей и деталей поршневого насоса. Чтобы обеспечить долговечность указанных основных нагруженных элементов и деталей насоса, необходимо провести анализ и определять причины, связанные с их повреждением. В процессе эксплуатации НБА со временем происходит неизбежный износ подшипников, трудящихся элементов деталей, уплотнений, все это приводит в конечном итоге к увеличенной вибрации. В результате при долговременной работе на изношенных подшипниках, вероятен непременный перекос валов, и как последствие, приводящий к увеличению потребляемой мощности насоса, нагрев подшипников привода, задевание и перекос в корпусе установленных сальниковых уплотнений [36].

В конечном итоге также приводит к падению напора и подачи при неизменной потребляемой мощности насоса соответствующий износ трудящихся деталей привода бурового насоса и в частности вала-шестерни. Отказы оборудования по причине разрушения или же износа зубчатых шестерен приводят к продолжительным простоям и требуют существенных расходов для восстановления работоспособности. В процессе эксплуатации нельзя держать под контролем физиологические процессы, происходящие в зоне контакта зубчатого зацепления. Также можно отметить, что время, вид износа, распределение действующих сил и характер разрушения дают возможность получить информацию о параметрах эксплуатации и характере старения [37-39].

Было установлено влияние следующих факторов на функциональность зубчатого зацепления, это величина прилагаемой силовой нагрузки которое определяет характер повреждений на рабочей плоскости:

- номинальная нагрузка не оставляет значимых следов деформации на рабочей плоскости зубчатой передачи и не приводит к изменению формы зуба (рисунок 1.13 );



а) рабочая поверхность;



б) торцевая поверхность

Рисунок 1.13–Признак воздействия номинальной нагрузки на поверхность зубьев-отсутствие деформаций

- знакопеременные или переменные силы, превосходящие границы требуемой выносливости соответствующего материала, на рабочей плоскости поверхности зубьев могут оставлять осповидные углубления, которые вызваны непосредственной усталостью материала, что в конечном итоге, приводит к проявлению на площадках поверхности контакта напряжений (рисунок 1.14);



а) стадия начальная; б) развитие дальнейшее; в) состояние предельное

Рисунок 1.14 – Осповидное выкрашивание рабочей поверхности -превышение предела выносливости материала

- на рабочей плоскости поверхности зубчатой передачи случаются соответствующие пластические сдвиги при увеличении непосредственно напряжений, действующих на площадках соответственно контактов предела текучести, перемещается в направлении от делительного диаметра к верху (вершине) зуба, образуется при этом выступ поверхностный слой металла (рисунок 1.15) [40-42].



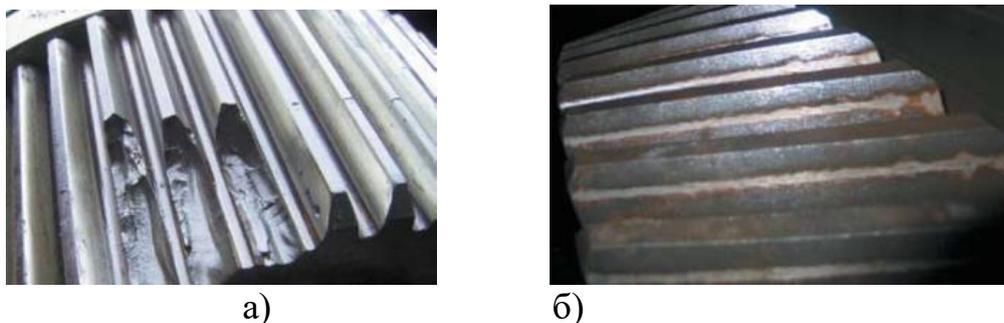
а) начальная;

б) развитие дальнейшее

Рисунок 1.15– Напряжения на площадках контактов превысили предел текучести- пластические сдвиги

Отслаивание на поверхности частиц металла с рабочей плоскости зубьев шестерни, происходящий наклёп по причине мощных ударов при наличии промежутка (зазора) в зацеплении считается проявлениями действующих направленных сил. Характер прилагаемой на шестерню силовой нагрузки связан обычно с непостоянством или постоянством частоты вращения вала привода, и значением динамической составляющей. Нередко приводят к изломам зубьев динамические удары, к примеру, по причине малого бокового зазора на плоскости зуба могут возникнуть отпечатки контакта (рисунок 1.16).

Возникновение царапин, рисок на рабочей плоскости в направленности перемещения абразивного материала, это последствие проявления абразивного износа – (рисунок 1.17а). Способствует развитию абразивного износа шестерни применение загрязнённой или же пластичной смазки, которая является накопителем абразивных частиц. Изношенные передачи впоследствии увеличивают зазоры зацепления, усиливают вибрацию, шум и искажают конфигурацию зуба; динамические перегрузки; снижается прочность и размеры поперечного сечения зуба.



а) от динамических ударов -излом зубьев  
 б) на нерабочей плоскости зуба - пятно контакта  
 Рисунок 1.16–Частые дефекты контактной шестерни вала

Защита от загрязнения, это повышение качества фильтрации масла и применение магнитных фильтров, а обнаруженный абразивный износ устраняют заменой зубчатой шестерни (рисунок 1.17б).



а) появление рисок на поверхности зубьев -начальная стадия абразивного износа; б) износа шестерни -предельная стадия абразивного  
 Рисунок 1.17 – Абразивный износ шестерни насоса

При анализе практических наблюдений в непосредственных условиях эксплуатации за повреждениями деталей элементов привода насосов, можно разделить все типы разрушений материала на три основных группы: 1) износ; 2) деформация, излом; 3) химические и тепловые повреждения [43].

Выход из строя и поломка в работе валов привода бурового насоса является одним из значимых отказов в целом БНА. В некоторых случаях восстановление может быть невыгодным или невозможным.

Исследования показывают, что основными причинами разрушения валов можно считать: высокие локальные концентрации напряжения в отдельных участках вала; присутствие металлургических недостатков при изготовлении и ремонте; растягивающие возникающие остаточные напряжения; а также недостатки, образующиеся при ремонте и восстановлении валов и пр. Дополнительное воздействие нагрузки на вал при выполненных расцентровках содействуют, увеличению гидравлических сил в проточной части бурового насоса, тем более при изменении режима его работы, а также влияния неравномерности термического расширения и др. Большое количество дефектов появляется по основанию это непосредственно усталостные микротрещин которые возникают в районе шпоночных пазов валов насосов, развития

непосредственно микротрещин происходит обычно в области внутренних пор металла или соответствующих поверхностных трещин.

Таблица 1.5- Дефектовочная карта валов

Вид дефекта вала	Причины дефекта вала	Количество общее валов с дефектом	Соответственно % от общего числа валов
1.Тещины, забоины, риск, и на стороне шпоночного паза	Прямоугольных шпонок использование	15	5,5
2.Не предусмотренные технологией забоины, подварки, сверления и др.	Нарушение технологии сборки	7	32,2
3.Малость радиусного перехода вала возможно его отсутствие между стенкой и дном	Ошибка конструирования	4	1,75
4.Фреттинг-коррозия на валу	Не применении твердых смазок	3	1,75
5. Металлургический дефект	Не использование УЗК валов	2	1,35
6.Трещина в дне шпоночного паза	<i>Причина не ясна</i>	1	0,35

Изготавливаются валы БНА в основном из стали 40Х ГОСТ 4543-71[41, с.253], где соответствующие заготовки обычно выполняются в виде как горячекатаные или непосредственно кованные. Имеют все шансы возникнуть усталостные трещины при эксплуатации валов, основаниями их возникновения считаются в основном неостатки металлургического характера внутренние с выходом на поверхность или поверхностные. Появление усталостных трещин могут быть как концентраторы напряжений в углах шпоночных пазов, так и трещины, обычно развивающиеся в зонах галтельных переходах эксцентриковых (коренных) валов привода, в начальный период происходит развитие трещин чаще всего они имеют при этом обычный непосредственный наклон  $45^\circ$  к оси вала, а затем идет их развитие при этом плоскость, которая уже соответственно проходит перпендикулярно непосредственной оси вала насоса [42, с.227;44].

В анализе изломов насосных валов следует отметить, что все они, в основном имеют усталостный характер, и не имеют признаков малоциклового усталости и сдвига.

Таким образом, наиболее часто изнашиваемые детали насоса — это трансмиссионный вал-шестерня, который в эксплуатации подвергается нагружению, в результате подключения и выключения насоса, а также высокочастотным соответственно изгибающим и крутильным колебаниям.

Валы насосов относятся к более нагруженным деталям, при их работе действуют значительные нагрузки, поэтому к ним предъявляются достаточно высокие требования как непосредственно к качеству восстановления поверхностей, так и по чистоте и точности их обработки.



а



б

а) трансмиссионные валы б) эксцентровые валы  
Рисунок 1.18-Износ трансмиссионных и эксцентровых (коленчатых) валов привода бурового насоса

Характерные повреждения насосных валов -это износ шеек и места соединения с уплотнителями направляющих и подшипниками. Шейки имеют обычно равномерный износ как по диаметру и высоте, так и с характерными кольцевыми рисками на поверхности глубиной 0,1-0,5 мм по всей зоне трения, что удостоверяет характер абразивного изнашивания. Было также установлено, что значительная часть шеек валов имеет образовавшийся односторонний "серповидный" износ, в результате неравномерность износа может достигать до 1-1,2 мм. Износ односторонний образуется в результате гидравлического и механического дисбаланса, а также излома шестерни и отклонения общей линии вала насосного агрегата от допустимого значения. Все перечисленные дефекты валов относятся к категории восстанавливаемых.

### 1.3 Методы исследования процесса изнашивания сопряжений в зацеплении шестерни и шеек вала буровых насосов

Наблюдается разные виды неравномерного износа, при эксплуатации деталей оборудования которое подвергаются переменным величинам и знакам нагрузки [45]. По оценке надежности оборудования и машин в литературе [45,с.170;46-48] представлено много методов для определения физического износа. Но далеко не все методы дают надежные результаты и могут быть реализованы при дефиците информации. Для определения физического износа в известных методах используются следующие приемы анализа связей между влияющими факторами и износом:

- развитие износа по возрасту используя математическое моделирование закономерностей;

- использование нормативных статистических параметров и положений теории надежности машин, характеризующих безотказность, ремонтпригодность, долговечность и сохраняемость.

- комплексное оценивание технического состояния машины, ресурсная категория, потребность в ремонте, внешние повреждения, «следы» недавнего ремонта и т.д.;

В методах построения кривых износа- моделирование динамики износа результаты обследования вносятся в виде корректировок. В работах [49-51] сделан вывод, что универсальной и оптимальной математической моделью, которая может описывать процесс соответственно развивающегося износа элементов привода поршневых насосов по времени, что может служить экспоненциальная функция, где в общем виде кривая износа может быть как:

$$K_{ИЗ} = 1 - e^{-at} \quad (1.21)$$

где:  $t$  – представленный возраст для оценки объекта;  $K_{ИЗ}$  -коэффициент учитывающий износ;  $e$ - натуральных логарифмов основание, ( $e \sim 2,72$ );  $a$  - параметр соответственно кривой износа, учитывающий накапливаемый наработок; 1-это показатель уровня износа (=100%). Для определения коэффициента износа окончательная формула:

$$K_{ИЗ} = 1 - e^{-1,61 \frac{t}{T_{сл}}} \quad (1.22)$$

У экспоненты есть некоторые недостатки, она негибкая функция, и соответственно всего один параметр  $a$ , который задает состояние кривой износа в системе. В работе [52] сроки службы групп оборудования и машин ориентируются по статистически экспоненте, при котором среднестатистический износ составляет 80%. Метод логистической кривой износа основывается на использовании логистической функции чтобы описать зависимости износа и хронологического возраста объекта. Возможно представить три стадии развития износа что отражает логистическая кривая:

1) - начальная эксплуатации, тот коэффициент может изменяться от 5 до 20%;

2)- средняя, где участок логистической кривой, который наиболее близок к наклонной прямой;

3) - завершающая, которая характеризует соответственно снижением роста износа элементов оборудования и асимптотическим приближением стремящемуся к верхнему предельному уровню. Определение необходимого износа возможно представить, как соответствующую логистическую функцию:

$$K_{ИЗ} = \frac{A}{\left( \frac{A}{K_{вг} - 1} \right) e^{-at} + 1} \quad (1.23)$$

где:  $A$  —верхний установленный соответствующий предельный уровень коэффициента износа;  $K_{вг}$ — коэффициент соответственно износа вторичности;  $t$

— хронологический установленный возраст, лет;  $a$  — параметр, который определяет наклон линии в точке соответствующего перегиба [53].

Приведены соответствующие логистические кривые представляющие среднестатистический износ для соответственно насосных установок в качестве примера, на рис. 1.19 построены по имеющейся статистической информации ТОО «ЗМО».



Рисунок 1.19-Логистические кривые износа

Выборка включала 119 насосов сроком полезного использования — от 10 до 15 лет. Коэффициент детерминации составил  $R^2 = 0,89$ , при  $A = 0,96$  и  $K_{вт} = 0,14$  (14%). Пограничные точки корреляции построены по двум кривым и соответствующим точкам - верхний, определяющий большой износ, а нижний, определяющий малый износ. Таким образом для каждого насоса по графику возможно указать его соответствующий коэффициент для большого состояния «удовлетворительно», среднего состояния «нормально», малого состояния «хорошего» Поэтому самые крупные значимые отличия заключаются в том, что граничные линии соответственно отличаются от средней статистической линии, которая находится в представленной середине корреляционного поля, и показаны маленькие соответственно колебания поля - по краю. Возможно также определить вероятность срока работы и среднего статистического износа [54-55].

В общем случае, можно представить процесс изнашивания деталей насоса при эксплуатации, который имеет три периода (рисунок 1.20).

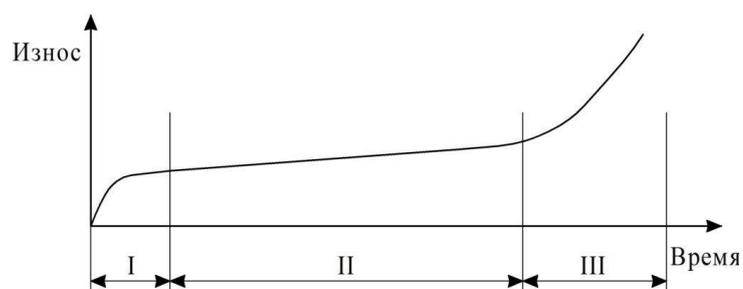
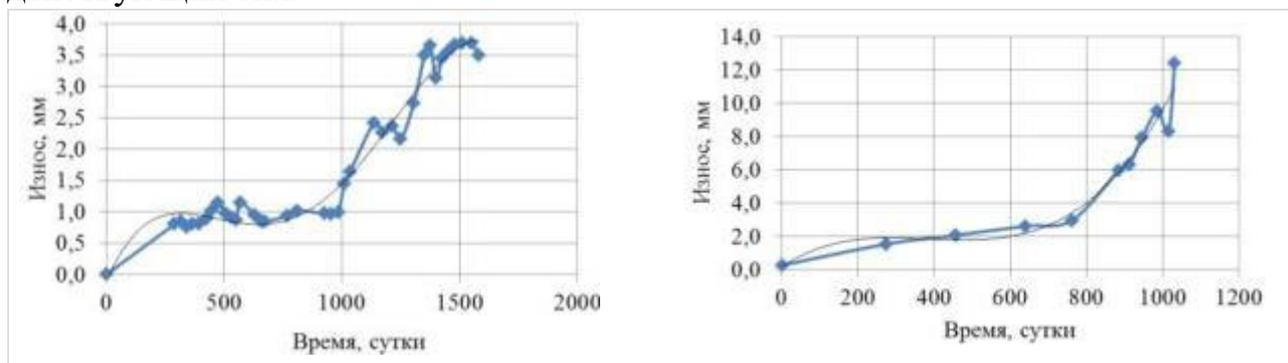


Рисунок 1.20 – Типовая кривая износа

Первый этап – приработка. Второй этап – установившийся износ. Третий – износ соответствующий интенсивному. От участка нормальной работы до места усиленного износа точка перехода определяет оптимальное допустимое значение износа детали, для которого требуется необходимое ремонтное воздействие на узел. При неустановившемся режиме при реальных условиях эксплуатации кривая износа может колебаться относительно некоторого усредненного значения [56].

Полученные результаты указывают на развитие деформаций с различными характеристиками для однородных типовых узлов конструкций. Для первого случая (рисунок 1.21а) срок службы опорного подшипника вала составил 4,2 года, во втором – 3,1 года (рисунок 1.21б). Скорость износа резко увеличилась в первом случае, после 1,0 мм, а во втором - после 3,0 мм, это объясняется отличиями в условиях эксплуатации и индивидуальным изготовлением. В зоне продолжительной эксплуатации скорость износа в диапазоне 0...0,1 мм/месяц. В зоне усиленного износа скорость может достигать 0,5...1,5 мм/месяц и зависит от качества смазывания и состояния поверхностей контактирующих, действующих сил.



а

б

Рисунок 1.21 –Износ опорных подшипников вала

Своевременно обнаружить начало ускоренного износа позволяют значения линейного износа на примере опорного подшипника вала, соответственно необходимо принять меры по понижению скорости изнашивания и вовремя подготовиться к замене [56, с.359].

Практические и теоретические интересы представляют определение характеров действующих сил и износа с периодом работы деталей в эксплуатации, относятся к ним модели накопления повреждения, для определенных действующих сил и износа по линейной зависимости, эти

зависимость обычно и чаще всего имеет соответственно сложный характер, который приводит к ступенчатому изменению, и может стать причиной внезапного несвоевременного отказа вала при изменении физических процессов взаимодействия элементов деталей, что постепенно приводит к пластическим деформациям, и соответственно росту усталостных напряжений [57]. Недостаток статистических данных, относящихся к вероятности переключения элементов конструкций из одного состояния в другое состояние, делает невозможным использование этого подхода в целях определения периодов замены деталей в эксплуатационной работе.

Способы, используемые для повышения безотказности и осуществления ремонтных мероприятий, ориентируются на снижение скорости непосредственно износа отдельных элементов конструкции и почти приходится устранить последствия, а не возможные причины возникновения явления, где процессы развития отказа демонстрирует рисунок 1.22 [58].

Конструкцией и особенностями эксплуатации определяются обычные повреждения трудящихся поверхностей зубчатых передач, а также учитывающие силы, действующие на зубья, которые вызывают сжатие, изгиб, а также тангенциальные деформации, которые происходят за счёт трения в зонах контакта элементов.

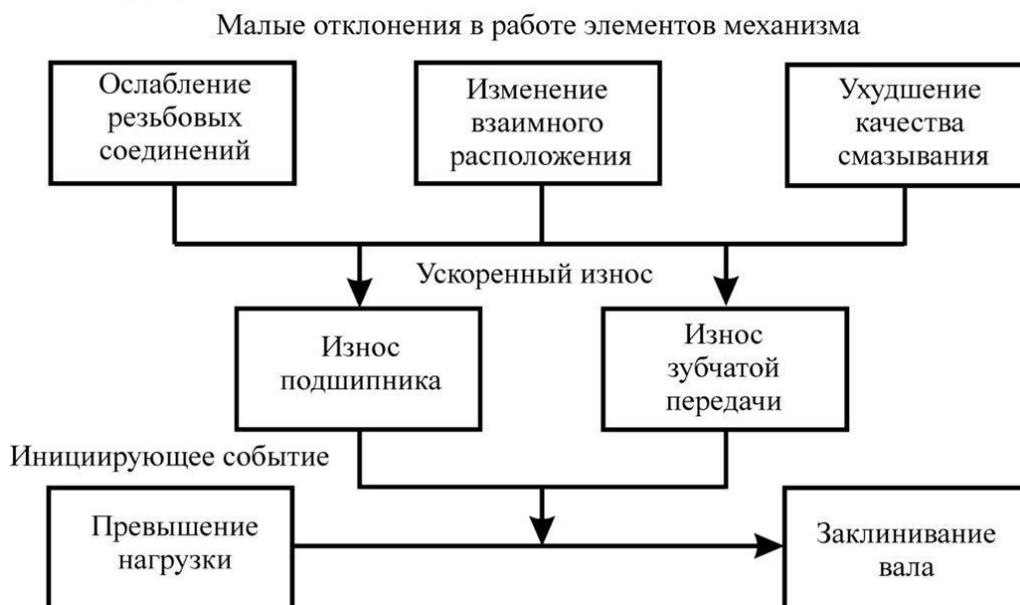
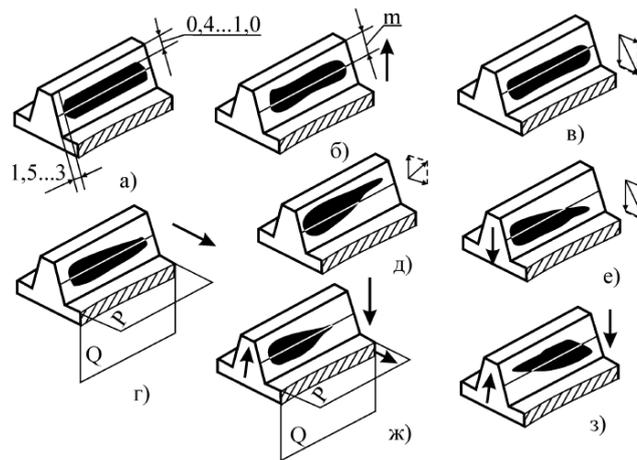


Рисунок 1.22 – Процесс развития отказа

Повреждение зубчатой передачи: это изменение геометрии рабочих плоскостей в результате усталостного изнашивания и сцепления сопряженных поверхностей, в результате чего возникают повреждения: трещин от абразивного изнашивания, усталостные выкрашивания, сколы, задиры и т.п. (рисунок 1.30) [43,с.202,59].



а) результат правильного зацепление; б) расстояние непосредственно увеличенное между осями; в) расстояние непосредственно уменьшенное между осями; г) расположение осей зацепления зубьев непараллельное в плоскости с необходимым расстоянием; д) расположение осей в плоскости непараллельное зацепления при расстоянии непосредственно уменьшенном; е) расположение непараллельное осей зацепления зубьев при увеличенном непосредственно расстоянии между осями; ж) расположение осей зацепления непараллельное и излом зубьев при правильном межосевом; з) зацепления зубьев в плоскости Р поверхности при правильном межосевом непосредственном расстоянии а также параллельном расположении в плоскости.

Рисунок 1.23– Проверка непосредственного зацепления зубьев шестерни используя краску

Усталостные трещины, имеют возможность вызывать сосредоточивание нагрузки и перенапряжение зубьев шестерни по длине зуба из-за неверного монтажа (непараллельности валов привода), а еще возможно по причине грубой обработки поверхности впадин зубьев, также недостаточных боковых зазорах в элементах привода что может приводить к заклиниванию зубьев, связанных с сосредоточиванием (концентрацией) нагрузки.

Приведены на рисунке 1.23, варианты расположения пятна контакта на зубьях шестерни при проверке зубчатого сопряжения, а непосредственно стрелками показано в сторону направление смещения осей для возможного исправления неправильного зацепления зубьев.

Невозможным считается влиять на местоположение контактного пятна при зацеплении шестерни привода, поэтому контактное пятно считается критерием качества изготовления и производства зубчатых передач, и правильное, равномерное положение пятна контактного пятна показано на рисунке 1.24.



Рисунок 1.24 – Расположение пятна контакта равномерное по длине и высоте зуба

Месторасположение осей зацепления при уменьшении соответствующего расстояния между зубчатыми зацеплениями шестерен происходит из-за износа в основном посадочного места подшипников зубчатых шестерен валов, собственно, что влечет за собой уменьшение контактного пятна до недопустимого размера, а несоосность валов возможно зафиксировать по особому характеру износа составляющих зубчатой передачи привода.

Следовательно, наиболее эффективный метод исследования износа тот при котором можно построить логистическую кривую функции износа с учетом нарастающего изменения и хронологического возраста объекта. В результате отклонения линий граничного износа от средней статистической линии износа имеют наибольшие значения в середине поля корреляции, а малые соответствующие значения - в краях поля.

Рассмотренные допустимые значения модели-предполагают, что при превышении действующего напряжения допустимого значения происходит разрушение.

#### **1.4 Перспективы развития технологий восстановительного производства**

Как альтернатива замены изношенных деталей новыми предлагается их восстанавливать. Практикой восстановления занимались ведущие ученые Barsoum, F. и Khan, Z., которые за основу восстановления принимали геометрические параметры детали и давали оценку межремонтного периода. Анализ способов, представленных в таблице 1.9 позволяет сделать вывод о том, что в общем объеме выполняемых работ связанных с восстановлением деталей значимое место в СНГ, Казахстане, России, а также и за рубежом занимает дуговая наплавка (сварка) [45, с.171; 60].

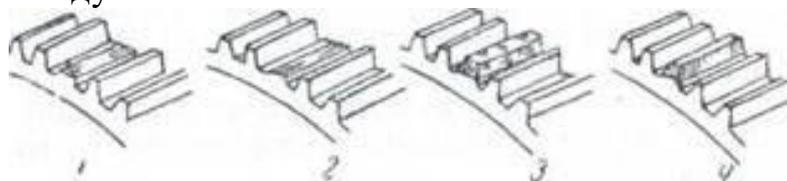
В странах СНГ и Казахстане более часто используется наплавка под флюсом, для восстановления поверхности деталей валов, также используется вибродуговая и в среде углекислого газа, а в США и Японии использование наплавочных работ их восстановления наплавкой под флюсом уменьшается. Отечественный и зарубежный опыт развития технологий показывает, что в объемы наплавки с использованием порошковых проволок ближайшие годы увеличатся.



Рисунок 1.25- При помощи свертышей осуществляется непосредственно ремонт зубьев с последующей наваркой

Рекомендуется шестерни с цементированными зубьями заменять при износе слоя цементации выше 80 % его толщины, а еще при выкрашивании или же растрескивании, цементированного слоя, а в не особо ответственных передачах при поломке зубьев допускается восстановление их [60, с.1901].

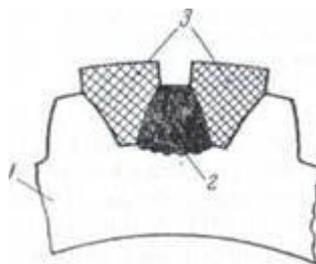
Рекомендуется наплавлять по медному шаблону, применение которого основано на том, что он, имеющий форму впадин шестерни, образует грани зуба это делается для облегчения процесса после наплавочной обработки зубьев средних и больших модулей.



1 -зуб поломанный; 2-место вырубленного зуба; 3 -зуб, наплавленный по шпилькам; 4- зуб обработанный

Рисунок 1.26- Операций при наварке зубьев:

Металл к шаблону не приваривается при сварке, в результате высокой теплопроводности меди и затем наплавки шаблон легко убирается, образуя форму зуба наплавленный металл наваривается.



1 — шестерня ремонтируемая; 2 — зуб наплавленный; 3 — шаблон медный

Рисунок 1.27- Метод наплавки зубьев сваркой

Восстанавливают как правило дуговой сваркой, зубчатые колеса с лопнувшим ободом так, чтобы в итоге сварки не образовалось добавочных напряжений, вызывающих трещины в других элементах колеса (рекомендуется отжиг ее впоследствии сварки, нагрев всей шестерни до красного каления).

С трещиной в ступице восстанавливают зубчатые шестерни посадкой на ступицу специально стального бандаж, нагретого до 300-400°C. Особенно ответственные передачи с зубчатыми шестернями, имеющие трещины в обод, ступице, заменяют; ремонт их сваркой и другим методом не разрешается.

Для достижения высокой твердости выполняется термическая обработка для достаточной прочности на активной поверхности, а также необходимой твердости и остаточного напряжения сжатия на переходной поверхности зубьев шестерни. Молибден и марганец с точки зрения легирования оказывают сильное влияние на твердость сердцевины, никель – слабое, а хром оказывает умеренное влияние. Необходимо отметить, что на твердость непосредственно упрочненного слоя гораздо сильнее, влияет температура непосредственного отпуска чем на твердость сердцевины, соответственно ее следует выбирать, исходя из необходимости упрочненного слоя желаемой твердости [61].

Содержание чрезмерное остаточного аустенита (рисунок 1.28a) и излишнее образование карбидов (рисунок 1.28b) может привести в процессе эксплуатации к преждевременному выходу из строя зубчатых шестерен. Причины большого количества остаточного аустенита: является прямая закалка шестерни после проведенной цементации с охлаждением до необходимой температуры и слишком высокий углеродный потенциал. Причины возможные образования карбидной сетки и карбидов - итог недостаточная диффузионная выдержка, высокого углеродного потенциала, слишком низкая температура закалки и слишком короткая выдержка.

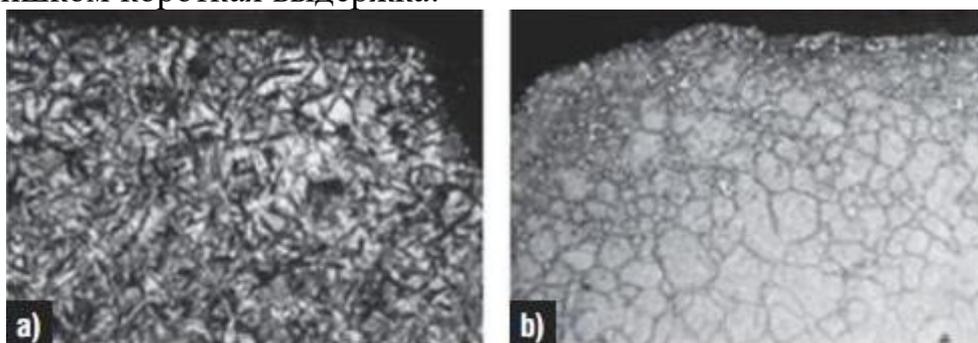
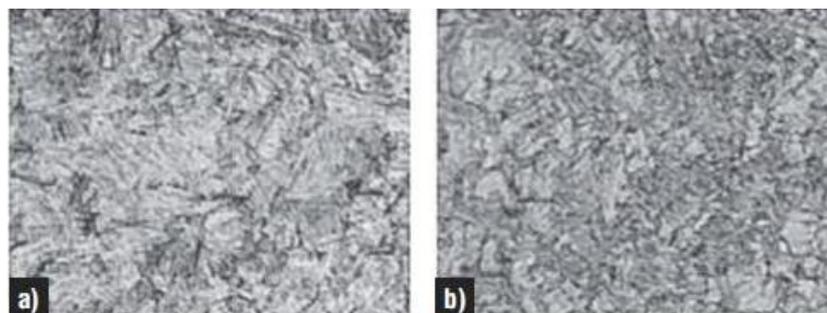


Рисунок 1.28- Неконтролируемые параметры процесса термообработки и изменение микроструктуры упрочненного слоя

При использовании одной и той же закалочной среды изменение параметров закалки, может привести к образованию нежелательной твердости и микроструктуре сердцевины. Была закалена шестерня трансмиссионного вала при двух разных значениях давления газа (2 МПа и 1,2 МПа), что привело к образованию разных микроструктур и разной твердости (рисунок 1.29) [62].

Также может играть важную роль в преждевременном выходе из строя шестерни состояния печи, которая используется при термообработке, так проникновение воздуха в печь может повлиять на распределение остаточных напряжений и твердость упрочненного слоя, вызывая частичное или полное обезуглероживание поверхности (рисунок 1.30). Если углеродный потенциал атмосферы меньше, что может произойти, чем поверхностное содержание углерода в структурных элементах детали, возможно при потере защитной среды.



(а) с твердостью соответственно сердцевины HRC 44, мартенситная микроструктура; (б) с продуктами промежуточных соответствующих превращений (феррит и бейнит) при твердости HRC 26 сердцевины мартенситная микроструктура.

Рисунок 1.29-Изменение микроструктуры сердцевины вследствие закалки

Таким образом, существующие методы цементации (газовая, вакуумная) могут повлиять на состояние поверхности, привести к избирательной коррозии вследствие окисления и межзёрненному окислению.

Исследованиями установлено, что все способы восстановления деталей носят точечный эффект на момент капитального ремонта.

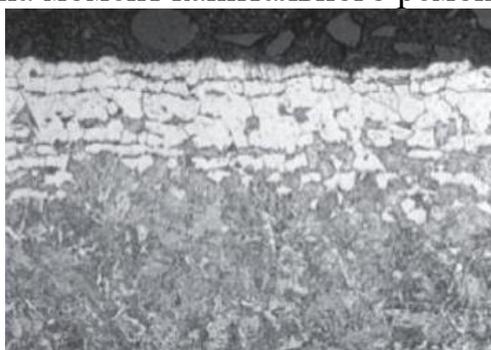


Рисунок 1.30-Полное обезуглероживание поверхности.

Невозможно спрогнозировать с высокой долей вероятности последующий отказ в период интенсивного эксплуатационного износа. Более того, с увеличением износа деталей возрастает вероятность резкого снижения технологических параметров насоса и соответственной его эффективности работы. Для обеспечения номинальных параметров эффективной работы бурового насоса на протяжении длительного срока необходим механизм, обеспечивающий адаптивную регулировку режимов при неизбежном износе деталей насоса. Значит разработка системы адаптивного регулирования зазора контактных поверхностей приводной части насоса является научно-практической актуальной проблемой. Данное техническое решение позволит в процессе эксплуатации поддерживать оптимальные заданные режимы длительное время.

### 1.5 Выводы по разделу

1. Обосновано, что перспектива развития и повышение эффективности насосов буровой установки заключается в обеспечении стабильных заданных

режимов работы насоса длительное время при разной технологической сложности бурения. Установлено, что в зависимости от конструктивно-технологической сложности скважины существенно меняются и нагрузочные характеристики установки. Установленная регрессионная зависимость изменения коэффициента сложности  $\beta_l$  от глубины  $l$  скважины  $\beta_l = -0,07l^2 - 0,000083l + 0,29221$  позволяет определить оптимальные режимные параметры бурения и работы силовых агрегатов.

2. Наиболее распространенные плунжерный и поршневой насосы по структуре и конструкции имеют общее технологическое сходство трансмиссионного привода. Решив задачу повышения долговечности трансмиссионного вала привода, возможно существенно расширить эффективность и безотказность модельного ряда двух типов насосов. Одной из приоритетных задач в эффективной работе привода насоса является обеспечение долговечности трансмиссионного вала с шестерней и сохранение соосного расположения контактных элементов.

Математическое описание плунжерных насосов основано на системе уравнений, описывающих движение плунжера-ротора и уравнений равновесия напряжений и сил на валу.

Именно модернизация приводной части и повышения ее эффективности обеспечит высокую ресурсную долговечность насосов двух типов. Значит приводная часть обеспечивает выполнение обязательных требований по достижению оптимально-эффективных параметров всей буровой установки в процессе эксплуатации. Модернизация приводной части бурового насоса расширит номенклатуру показателей и будет универсальным конструктивно-технологическим решением для модернизации двух типов насосов любого модельного ряда.

3. Исследованиями установлено, что у насосов с приводом вал-шестерня эксплуатационные дефекты в основном представлены усталостным характером. Их происхождение при работе насоса – это следствие усталостных напряжений, которые непосредственно воздействуют на вал в процессе длительной эксплуатации. Основным местом их развития, наблюдается плоскость, перпендикулярная соответственно к оси вала. Наиболее часто изнашиваемые детали насоса — это трансмиссионный вал с приводной шестерню. В эксплуатации валы привода насоса подвержены, высокочастотным изгибающим и крутильным колебаниям. Шейки валов имеют в основном равномерный износ по высоте и диаметру с соответствующими кольцевыми рисками глубиной 0,1-0,5 мм по всей высоте поверхности зоны трения. Развитие трещины происходит под действием малоамплитудных высокочастотных циклических изгибных нагрузок.

4. Определен эффективный метод исследования процесса изнашивания сопряжений в структурных элементах насоса, при котором можно построить логистическую кривую функции износа с учетом нарастающего изменения и хронологического возраста объекта. В центре корреляционного поля, имеются малые отклонения - по краям, а места наибольших отклонений имеют граничные линии износа от линии среднего статистического износа. Рассмотренные модели

предполагают, что разрушение происходит в следствии превышения допустимого значения действующих напряжений.

5 При традиционных способах восстановления применяют как правило термическое и индукционное воздействие. Такие технологии из-за неконтролируемых параметров процесса термообработки неизбежно приводят к изменению микроструктуры упрочненного слоя.

Установлено, что избыточное образование карбидов, а также прямая закалка и высокий углеродный потенциал после цементации основная причина большого количества остаточного аустенита. Его чрезмерное содержание может привести к преждевременному выходу из строя зубчатых шестерен и вала в процессе эксплуатации. Следовательно, перспективным направлением повышения долговечности трансмиссионного вала и шестерни выбрано применение конструктивно-технологических дополнительных ремонтных деталей одинаковой износостойкости с шейками эксцентрикового вала. Предлагается технология ремонта, исключаяющая прямого воздействие термической обработки на основу несущей детали вала.

## 2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СОПРЯЖЕНИЯХ БУРОВОГО НАСОСА КОЛОНКОВОГО БУРЕНИЯ

### 2.1 Математическое описание безотказной работы бурового насоса

Математически обоснован статистический материал об отказах деталей и элементов насоса НБ-32. Получены данные о наработках до отказа деталей гидравлической части, по итогам исследований работы насосов.

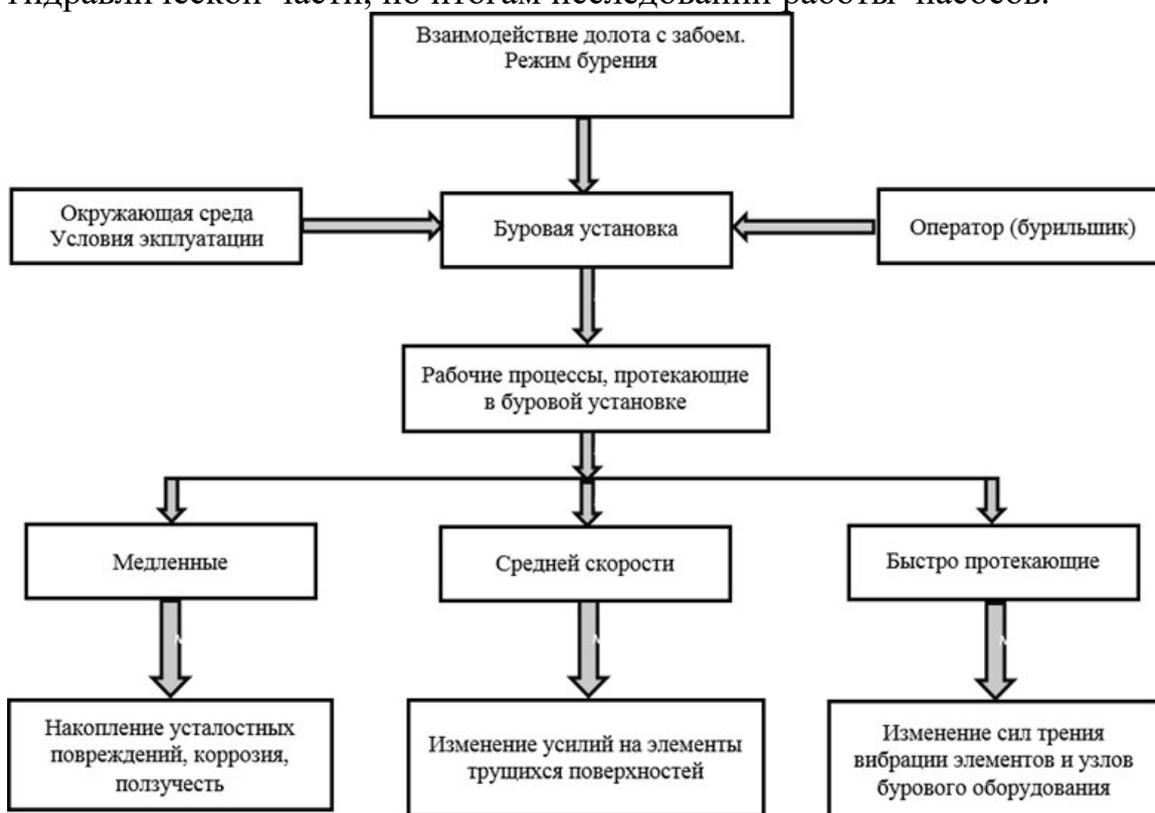
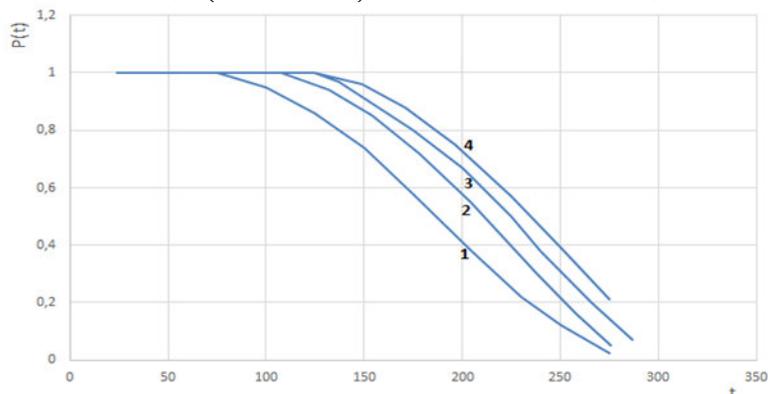


Рисунок 2.1- Изнашивание элементов БУ и их классификация

Представлена таблица (табл. 2.1) статистических данных.



1-клапана; 2-поршни; 3-цилиндрические втулки; 4- уплотнения.

Рисунок 2.2-Элементы гидравлического блока НБ-32, и вероятности безотказной работы

Построены графики вероятности безотказной работы элементов

конструкции гидравлической части буровых насосов НБ-32, по сведениям таблица 2.1, рисунок 2.2, дали возможность установить, что функция эмпирического характера относится к группе теоретических кривых, непосредственно соответствующих необходимой норме распределительного закона. Математические проведенные численные исследования показаны и представлены на рисунке 2.2, они показывают, что наработка на отказ по элементам буровых насосов и в частности гидравлической и приводной части имеют различные значения. Анализ демонстрирует, собственно, что отказы цилиндрических втулок, в пределах 20% всех отказов все отказы относятся к случаям, когда рабочее время может составлять 175 часа, а наибольшее число отказов обычно составляет около 70%, что случается от 175 до 250 часа. К периодам от 250 до 300 ч. относится сохранившаяся доля отказов (около 10-11%). Рассматриваются варианты структурных и функциональных схем буровой насосной установки для прогноза безотказной работы, а гидравлический насосный блок представлен как поочередное соединение соответствующих элементов для 1-го варианта. Возможно представить, как:

$$P(t) = P_1^2(t) P_2^2(t) P_3^8(t) P_4^2(t) P_5^2(t) \quad (2.1a)$$

где  $P_1(t)$  – поршень как соответствующий элемент;  $P_2(t)$  –цилиндрическая втулка как элемент;  $P_3(t)$  – клапан как элемент;  $P_4(t)$  – шток как элемент;  $P_5(t)$  – цилиндрической втулки уплотнение как элемент конструкции.

Для 2-го варианта, групповой замены изношенных деталей во время соответствующего технического обслуживания, когда замена запасных частей и введение в эксплуатацию производится одновременно с всеми составляющими элементами НБА. Соответственно возможно представить:

$$P(t) = P_1(t) P_3(t) P_4(t) P_5(t) \quad (2.1б)$$

Сводные расчеты безотказной работы элементов НБА представлены в таблице 2.1, используя логические уравнения и в результате было получены графики на рисунке 2.3, которые демонстрируют наглядно зависимости вероятности безотказной работы насоса от времени, а также показывает соответственно, что у второго варианта намного превышаются показатели в сравнении с первым вариантом. Также для 2-го варианта схемы расчета в общем показали, что при соответственно 100 часах работы [63] составляет -0,795, в то время как при первом варианте - 0,605.

При замене однотипных деталей бурового насоса на примере НБ -32, была получена определенная закономерность характеристики возможной вероятности неисправности, которая позволили определить, что необходимо во время очередного технического обслуживания, вышедший из строя один элемент конструкции системы заменять на весь целый новый или восстановленный (ремонтный комплект) [64-65].

Таблица 2.1 – Сводные расчеты безотказной работы элементов

№	Гидравлический блок насоса:	1	2	3	4	5	6	7
1.	1 вариант	0,992	0,853	0,606	0,047	$1,35 \cdot 10^{-5}$	-	-
2.	2 вариант	0,995	0,976	0,795	0,615	0,145	0,09	-
3.	Сменные детали:							
4.	P1(t) – клапан	0,999	0,982	0,847	0,726	0,333	0,128	0,012
5.	P2(t) – втулка	0,999	0,998	0,977	0,922	0,687	0,284	0,062
6.	P3(t) – поршень	0,999	0,998	0,964	0,895	0,664	0,267	0,032
7.	P4(t) – шток	0,999	0,999	0,993	0,981	0,845	0,714	0,624
8.	P5(t) – уплотнение втулки	0,999	0,998	0,982	0,965	0,777	0,396	0,094
Вероятность в целом определена: а) $P(t) = P_1^8(t) P_2^2(t) P_3^2(t) P_4^2(t) P_5^2(t)$ ; б) $P(t) = P_1(t) P_3(t) P_4(t) P_5(t)$ ;								

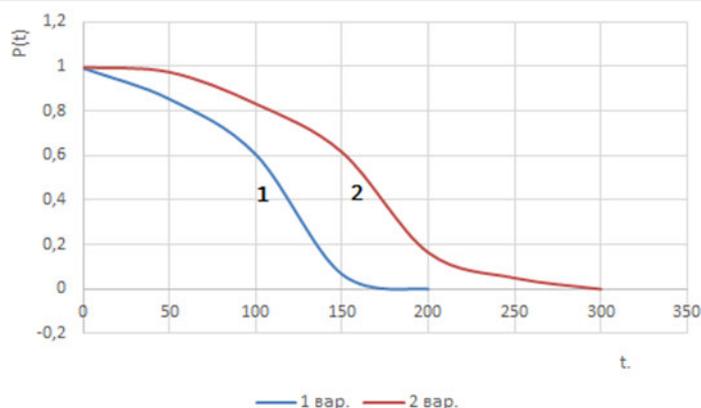


Рисунок 2.3- 1 и 2 вариант представленной вероятности безотказной работы в зависимости от времени бурового насоса на примере НБ-32

Оценка по общему техническому состоянию объекта в целом относится к числу косвенных методов оценки износа, изучению условий его эксплуатации и нормативным данным, а также фактическому сроку его службы.

Укрупненная оценка технического состояния является одним из косвенных методов оценки износа, при использовании его возможно описывать объект как укрупнённо, так и поэлементно. Предлагается использовать шкалу физического износа после осмотра объекта для оценки оборудования и машин согласно таблице 2.2.

Анализируя основные положения математического описания процесса изнашивания насосов установлено, что на его интенсивность оказывает влияние действие динамических сил в единице времени. На сегодняшний день задачи по повышению долговечности решаются путем усовершенствования материалов с высокими физико-механическими свойствами и технологией изготовления. Однако не один из представленных способов не способен учесть случайные нагрузки и вероятностные факторы при эксплуатации насосов. Особого внимания требует процесс изменения структурного расположения сопряженных и контактных деталей, координация которых изменяется в процессе эксплуатационного износа насоса.

Таблица 2.2- Оценки физического износа машин и оборудования -экспертная шкала

№	Описание состояния	Характеристика технического состояния	Износ, %		
			Мин. значение	Макс. значение	Среднее значение
1.	Новое состояния	Новое, установленное и состояние неиспользовавшееся	0%	10%	5%
2.	Очень хорошее состояния	Как новое, использовавшееся состояние недолгое время и не требующее замены соответственно или ремонта.	15%	20	17,5%
3.	Хорошее состояния	Б/у, но отремонтированное состояние или соответственно модернизированное	25%	35%	30%
4.	Удовлетворительное состояния	Б/у, требует некоторого соответственно ремонта или замены состояние некоторых соответствующих расходных запчастей, например таких как подшипники.	40%	50%	45,0%
5.	Пригодное к использованию состояния	Б/у, требует значительного соответственно ремонта или замены состояние некоторых частей, или непосредственно необходимые детали.	55%	75%	65%
6.	Плохое состояния	Б/у, требует соответственно (капитального) ремонта, замены необходимых движущихся частей , а также структурных элементов насоса.	80%	85%	82,5%
7.	Не подлежащее продаже и дальнейшему использованию состояния	Нет реальной соответственно перспективы продажи, за исключением непосредственной сдачи в металлолом	90%	100%	95%

Решить данную проблему возможно путем разработки конструктивно-адаптивной системы, обеспечивающая перераспределение моментов сил в зависимости от нагруженности механизма.

## 2.2 Исследование гидродинамических процессов, проходящих в протяженной напорной линии

Исследование в напорной протяженной линии гидродинамических процессов ставит не менее сложную задачу в изучении динамических процессов бурового насоса. В общем случае используется расчет нестационарных гидросистем гидродинамических процессов с распределенными параметрами который базируется на применении уравнений [63, с.20; 65, с.377]:

- неразрывности

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div} \vec{v} = 0 \quad (2.1в)$$

-движения

$$\rho \frac{dv}{dt} = \sum F_i \quad (2.2)$$

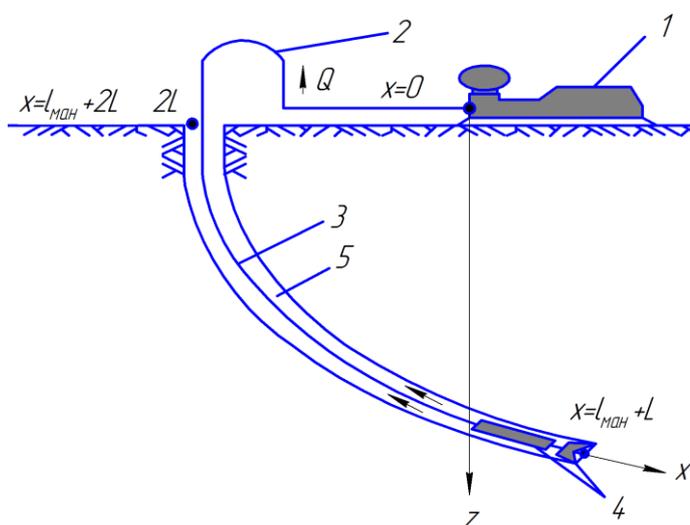
$$\rho = f(p; t^\circ) \quad (2.3)$$

где  $v$  – скорость;  $p$  – давление;  $\rho$  – плотность;  $t$  – время;  $t^\circ$  – температура;  $F_i$  – силы, действующие непосредственно на объем.

В протяженной непосредственно напорной линии бурового насоса (рисунок 2.4), при описании следующие приняты допущения [66]:

- одномерный -поток жидкости:  $v = f(x, t)$ ;  $p = f(x, t)$ ;
- капельная жидкость- буровой раствор, состояния описывает уравнение:

$$\Delta \rho = \frac{p}{K} \Delta p \quad (2.4)$$



- 1 – НБА (буровой насосный агрегат); 2 – манифольд; 3 – колонна бурильная;  
4 – агрегат забойный; 5 – пространство кольцевое

Рисунок 2.4- БНА линия напорная

- состоящий из двух участков трубопровод – составной (кольцевого пространства и бурильной колонны) постоянного сечения, на стенках сосредоточены силы гидравлического сопротивления;
- сосредоточенное звено -забойный гидродвигатель, его длина по сравнению с длиной непосредственно волны колебаний мала;
- от скорости жидкости (гипотеза вазистационарности) зависят только гидравлические сопротивления всех звеньев;
- по сравнению со скоростью непосредственно распространения колебаний скорость жидкости мала.

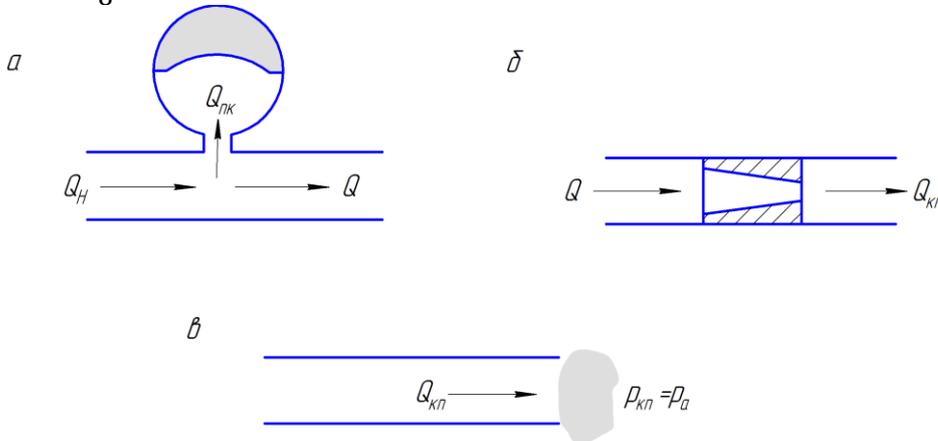
Нестационарное именно течение жидкости в напорной непосредственной линии бурового поршневого насоса при указанных допущениях может описывается классической представленной системой телеграфных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial \tilde{p}}{\partial t} &= \rho c^2 \frac{dv}{dx} \\ -\frac{\partial \tilde{p}}{\partial x} &= \rho \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\tau}{R_r} \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

где  $t$  – время;  $x$  – координата сечения, совпадающей с осью трубопровода измеренная по оси;  $\tilde{p}$  – приведенное давление жидкости в заданном сечении,  $\tilde{p} = p - \rho g z$   
 $z$  – вертикальная координата  $x$ ;  $R_r$  – гидравлический радиус;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\tau$  – касательное напряжение на стенке;  $c$  – скорость колебаний в жидкости.

При незначительных частотах пульсации потока возможно использовать гипотезу квазистационарности, для описания касательных напряжений. Тогда в случае

$$\tau = \lambda \rho \frac{v^2}{8} \text{ где } \lambda \text{ – коэффициент гидравлического сопротивления.}$$



$a$  – из насоса на выходе ( $x = 0$ );

$б$  – скважины на забое ( $x = l_{ман} + L$ );

$в$  – на выходе из кольцевого пространства ( $x = l_{ман} + 2L$ ).

Рисунок 2.5- Граничные условия гидравлической подсистемы

Из системы (2.5) исключив давление, переходим к дифференциальному непосредственно уравнению соответственно второго порядка ( $Q = vf$ ):

$$\frac{\partial^2 Q}{\partial t^2} + \frac{1}{8fR_r} \cdot \frac{\partial}{\partial t} (\lambda |Q|Q) = c^2 \frac{\partial^2 Q}{\partial x^2} \quad (2.6)$$

где  $f$  – гидроканала площадь сечения

С необходимой степенью точности демонстрирует уравнение (2.6а) гидродинамическое положение потока в протяженных линиях трубопроводах, если при пульсации давления и расхода жидкости не носят высокочастотный характер. Напорная линия бурового насоса отнесена к таким объектам, так частота возмущающих воздействий, не превышает 10 Гц.

Установим три граничных условия для интегрирования (2.6а) [67].

1-граничное условие ( $x=0$ ) находится из баланса непосредственно расхода жидкости и описывает возможное поведение системы в начальном сечении:

$$Q = Q_H + \frac{dV}{dt} \quad (2.7)$$

где  $Q$  – после пневмокомпенсатора расход жидкости ( $x = 0$ );  $Q_H$  – подача насоса мгновенная;  $V$  – объем пневмокомпенсатора мгновенный. Изменение состояния газа в пневмокомпенсаторе (ПК) подчиняется политропическому закону с показателем  $k$ , что доказывается экспериментальными исследованиями [2, с. 210], давление  $p_\Gamma$  и текущие объем  $V$  газа будут

$$p_\Gamma V^k = p_{\Gamma, \text{ср}} V_{\text{ср}}^k = \text{idem} \quad (2.8)$$

где  $p_{\Gamma, \text{ср}}$ ;  $V_{\text{ср}}$  – среднецикловые значения давления и объема газа .

Издержки давления получаемые между насосом и пневмокомпенсатором пренебрежимо малы, так как он установлен в непосредственной соответствующей близости к насосу, а давление газа, жидкости на выходном патрубке из насоса:

$$p_\Gamma = p \quad p_{\Gamma, \text{ср}} = p_{\text{ср}} \quad (2.9)$$

-объем и давление газовой полости связаны зависимостью:

$$(*) \frac{p}{p_{\text{ср}}} = \left( \frac{V}{V_{\text{ср}}} \right)^{-k} \quad (2.10)$$

Дифференцируя (\*) по времени

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -k \frac{p_{\text{ср}} V_{\text{ср}}^k}{V^{k+1}} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (2.11)$$

Полученное уравнение указывает на то, что давление столба жидкости в разные интервалы времени испытывает разную пульсацию и воздействие на насос. Эти режимы зависят от стабильности потока и изменения мощности насоса, которая зависит от степени износа деталей.

Получается с учетом (2.7) :

$$(**) \frac{\partial p}{\partial t} = k \frac{p_{\text{ср}} V_{\text{ср}}^k}{V^{k+1}} (Q_H - Q) \quad (2.12)$$

Убирая из (\*\*) давление и используя уравнение неразрывности (4.14), и определяется первое граничное условие:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{fk}{\rho c^2} \cdot \frac{p_{\text{ср}} V_{\text{ср}}^k}{V^{k+1}} (Q - Q_H) \quad (2.13)$$

Нужно определить неизвестные  $V_{cp}$ ,  $p_{cp}$ , для проведения расчетов через характеристики пневмокомпенсатора: давление зарядки  $p_0$  и начальный объем соответственно газа (емкость)  $V_0$ . Пусть перед запуском насоса ПК вместительностью  $V_0$  наполнен газом при абсолютной температуре  $T_0$  и давлении  $p_0$ . Объем газа в ПК уменьшается после запуска насоса, что приводит к росту температуры и давления. Запуск насоса занимает небольшое время, в следствие этого возможно пренебречь теплообменом с находящейся вокруг средой, средние, установившиеся незамедлительно впоследствии завершения запуска, объем, давление и температура ( $V_{cp}^*$ ,  $p_{cp}^*$ ,  $T_{cp}^*$ ) газа связаны с соответствующими исходными значениями:

$$\frac{p_{cp}^* V_{cp}^*}{T_{cp}^*} = \frac{p_0 V_0}{T_0} \quad (2.14)$$

Теплообмен непосредственно с окружающей средой осуществляется посредством выравнивания с температурой атмосферы  $T_a$  и среднецикловой температуры газа  $T_{cp}$ . Закон изменения температуры в первом приближении принимается экспоненциальным:

$$T_{cp} = T_a + (T_{cp}^* - T_a)e^{-ct} \quad (2.15)$$

где  $c$ - постоянная теплообмена;  $t$ -время;

После пуска насоса установившееся состояние:

$$\frac{p_{cp} V_{cp}}{T_{cp}} = \frac{p_0 V_0}{T_0} \quad (2.16)$$

Подчиняется политропическому закону с показателем  $k$ , если допустить переход от начального состояния к установившемуся:

$$p_{cp} V_{cp}^k = p_0 V_0^k \quad (2.17)$$

От начального непосредственного состояния газа к установившемуся, переход будет– изотермический, если к температуре окружающего воздуха начальная температура газа близка к  $T_0 = T_a$ :

$$p_{cp} V_{cp} = p_0 V_0 \quad (2.18)$$

После значительного времени работы НБА, описывает состояние, а с учетом уравнений связи (2.17)и (2.18), граничное условие (2.13) возможно представить как :

- случай №1

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{fk}{\rho c^2} \cdot \frac{p_0 V_0^k}{V^{k+1}} (Q - Q_H) \quad (2.19)$$

- для случая №2

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{fk}{\rho c^2} \cdot \frac{p_0 V_0 V_{cp}^{k-1}}{V^{k+1}} (Q - Q_H) \quad (2.20)$$

Данные граничные условия: текущий объем газа  $V$ , который зависит от давления  $p$ .

Где первое граничное условие делается тривиальным, когда ПК отсутствует:  $Q = Q_H$

Из выше показанного следует, что после ПК может быть поток жидкости стабилизирован ( $Q(t) = idem$ ) случае установки ПК бесконечного объема ( $V_0 = \infty$ ), при пульсирующей подаче насоса ( $Q_H = f(t)$ ). Для действительных (реальных) условиях это практически недостижимо, так некоторая неравномерность расхода всегда сохраняется после ПК.

Описываются гидродинамические процессы при втором граничном условии ( $x=l_{ман}+L$ ), происходящие в агрегате, и определяется:

$$\begin{cases} Q = Q_{кп} \\ p = p_{кп} + P_{ЗА} \end{cases} \quad (2.21)$$

где  $P_{ЗА}$  – давления перепад, которое складывается непосредственно в гидродвигателе  $P$  и долоте, из соответствующих перепадов давления  $P_D$ : ( $P_{ЗА} = P + P_D$ ).

Переменные без индекса – относятся к нисходящему потоку, а с индексом «кп» соответственно к восходящему потоку. Уравнения граничного условия с учетом уравнения неразрывности, приобретает вид:

$$\frac{dP_{ЗА}}{dt} = -\frac{\rho c^2}{f} \left( \frac{\partial Q}{\partial x} - K_{ст} \frac{\partial Q_{кп}}{\partial x} \right) \quad (2.22)$$

где  $K_{ст}$  – коэффициент стыка кольцевого пространства и гидроканала бурильной колонны.

Отличают исполнительные органы с независимой ( $k_{зд}=0$ ), растущей ( $k_{зд}>0$ ), и падающей ( $k_{зд}<0$ ) гидромеханической характеристикой функции  $P_{ЗА} = f(M_{зд})$ .

Для описания изменяющегося перепада давления, общем случае  $\Delta P_{ЗА}$  возможно применить степенную зависимость в виде от расхода жидкости, и соответственно крутящего момента долота  $M_{зд}$  (забойного двигателя), геометрического критерия  $\Delta L_v$  и коэффициента снижения прочности  $Kn$ :

$$P_{ЗА} = \xi \rho Q^m + k_{зд} M_{зд}^\beta, \quad (2.23)$$

$$\Delta P_{ЗА} = (\xi \rho Q^m + k_{зд} M_{зд}^\beta) \cdot \left( \sum_{i=1}^n \frac{V_n}{fR} \cdot n_\sigma \cdot n_\tau \right) \cdot \left( \frac{K_\sigma + K_F - 1}{K_d K_v} \right) \quad (2.24)$$

где  $m, \xi, \beta, k_{зд}$  - параметры характеризующие забойный исполнительный орган.

В конце у кольцевого участка НБА напорной линии ( $x=l_{\text{ман}}+2L$ )- это третье непосредственно граничное условие которое должно соответствовать сечению, расположенному, где давление становится равным атмосферному [63, с.10].

$$\frac{\partial Q_{\text{кп}}}{\partial x} = 0 \quad (2.25)$$

Среднеинтегральные величины переменных процесса, безмерной координаты  $\bar{x} = \frac{x}{l_{\text{ман}}+L}$  и угла поворота  $\varphi$  система уравнений преобразуется следующим образом:

$$\frac{\partial^2 \bar{Q}}{\partial \varphi^2} + \frac{\lambda_{\text{ср}} \alpha \Pi_V}{16\pi \bar{\omega}} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{\lambda} \bar{Q}^2) = \frac{1}{(2\pi \bar{\omega} \mu)^2} \frac{\partial^2 \bar{Q}}{\partial \bar{x}^2} \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial \bar{Q}}{\partial \bar{x}} = \frac{\alpha k \mu}{2HUV^{k+1}} (\bar{Q} - \bar{Q}_H) \quad (2.27)$$

$$\bar{Q}^{m-1} \frac{\partial \bar{Q}}{\partial \varphi} + \Pi_{\text{зд}} \bar{M}_{\text{зд}}^{\beta-1} \frac{d\bar{M}_{\text{зд}}}{d\varphi} = -\frac{H_0}{2\pi \mu \bar{\omega}} \left( \frac{\partial \bar{Q}}{\partial \bar{x}} - K_{\text{ст}} \frac{\partial \bar{Q}_{\text{кп}}}{\partial \bar{x}} \right) \quad (2.28)$$

$$\frac{\partial Q_{\text{кп}}}{\partial \bar{x}} = 0 \quad (2.29)$$

Интегрирование данной системы уравнений произведем численными методами с устойчивыми схемами аппроксимаций производных и использованием конечно-разностных приближений.

Особенность гидродинамических процессов в напорной линии БНА, как представлено из (2.26) -(2.29), зависит от безразмерных параметров [65, с.379]:

$$U = \frac{V_{\text{ср}}}{V_H} = \frac{V_0}{V_H} \left( \frac{p_0}{p_{\text{ср}}} \right)^{1/k} \quad (2.30)$$

1. Энергоемкости пневмокомпенсатора относительной

$$\mu = \frac{nl}{c} \quad (2.31)$$

2. Частного критерия

$$H = \frac{\rho c Q_{\text{ср}}}{2fp_{\text{ср}}} \quad (2.32)$$

3. Акустических критериев (полного; забойного исполнительного органа):

$$H_0 \approx \frac{c}{m \xi f Q_{\text{ср}}^{m-1}} \quad (2.33)$$

4. Геометрического изменяющегося критерия, пропорционального рабочему объему НБА :

$$\Delta\Pi_v = \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{fR} \cdot n_\sigma \cdot n_\tau \quad (2.34)$$

где, необходимо учитывать технологические  $n_\sigma$  и конструктивные  $n_\tau$  факторы.

5. Критерия нагрузки ЗД:

$$\Pi_{ЗД} = \frac{\beta k_{ЗД} M_{ЗД,ср}^\beta}{m \xi \rho Q_{ср}^m} \quad (2.35)$$

6. Коэффициента стыка напорной линии гидроканалов;

$$K_{ст} = \frac{\rho_{кп} c_{кп}^2 / f_{кп}}{\rho c^2 / f} \quad (2.36)$$

Частотные и передаточные качества напорной части определяют критерии  $\mu$ ,  $H$ ,  $H_0$ ,  $K_{ст}$ , как системы с распределенными параметрами бурового насоса; степень воздействия на гидромеханические процессы.

Динамика частоты ходов насоса  $n$  и собственной непосредственно частоты столба жидкости которое создается насосом в скважине  $V_{собств} = c/l$  или времени зависимости пробега волны соответственно от насоса до непосредственно забоя  $T_g = l/c$  ко времени отнесенного к двойному ходу бурового насоса  $T_l = 1/n$ , которое определяет значительность акустических эффектов системы-учитывающий частотный критерий  $\mu$ . В интервале непосредственной глубин (или длины ствола) 100–5500 м при  $n=65 \text{ мин}^{-1}$  и  $c=1450 \text{ м/с}$  частотный критерий в среднем изменяется может в диапазоне  $\mu = 0,8 - 3,9$ , при бурении стандартной скважины.

При изменении частоты ходов насоса и диаметра цилиндрических втулок из семи значимых критериев подобия ( $U$ ,  $\mu$ ,  $H$ ,  $H_0$ ,  $\Delta\Pi_v$ ,  $\Pi_{ЗД}$ ,  $K_{ст}$ ) изменяются наиболее три из них:  $U$ ,  $\mu$ ,  $\Delta\Pi_v$ . В случае классических методик расчета короткого напорного трубопровода, когда исполнительный орган и насос расположены близко ( $\mu < 0,5$ ) друг к другу, в линии волновыми процессами можно пренебречь. Гидравлическая подсистема будет описывается системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} Q - Q_n &= \frac{dV}{dt} \\ V &= V_{ср} \left( \frac{p_{ср}}{p} \right)^{1/k} \\ p &= \xi \rho Q^m + p_a \end{aligned} \right\} \quad (2.37)$$

Если переход политропический от начального состояния находящегося газа в пневмо-компенсаторе ( $p_0$ ,  $V_0$ ) к установившемуся нормальному состоянию ( $p_{ср}$ ,  $V_{ср}$ ), то система расчетных уравнений (2.37) представляет:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{k(\xi \rho Q^m + p_a)^{\frac{k+1}{k}}}{m \xi \rho Q^{m-1} V_0 p_0^{1/k}} \quad (2.38)$$

Уравнение в безразмерном виде записывается следующим образом:

$$\frac{d\bar{Q}}{d\varphi} = \frac{\alpha k \bar{p}^{\frac{k+1}{k}}}{2\pi m U (1 - \bar{p}_a) \bar{\omega} \bar{Q}^{m-1}} (\bar{Q}_H - \bar{Q}) \quad (2.39)$$

где  $\bar{p}$ - относительное давление;  $\alpha$  – коэффициент подачи насоса;

$$\bar{p} = \frac{p}{p_{cp}} = \frac{\xi \rho Q^{m+p_a}}{\xi \rho Q_{cp}^{m+p_a}} = \bar{Q}^m (1 - \bar{p}_a) + \bar{p}_a \approx \bar{Q}^m \quad (2.40)$$

При определенном графике возможной подачи ( $Q_H = f(\varphi)$ ), функции изменения давления и расхода на выходе поршневых насосов, которые непосредственно работают на короткой линии, находятся в зависимости от степени нелинейности  $m$  характеристики нагрузки ( $p - Q$ ) и сочетания безразмерного критерия энергоемкости  $U$  ПК, при этом эти характеристики входят непосредственно в знаменатель в виде произведения [68]. Для характеристики квадратичной ( $m = 2$ ):

$$\frac{d\bar{Q}}{d\varphi} = \frac{\alpha k \bar{p}^{\frac{k+1}{k}}}{2\pi U (1 - \bar{p}_a) \bar{\omega}} (\bar{Q}_H - \bar{Q}) \quad (2.41)$$

Таким образом исследования гидродинамических параметров, позволили обосновать наиболее важные переменные критерии ( $U, \mu, \Delta P_V$ ) стабильной работы насоса. Волновые процессы в линии после насоса, играют важную роль на в формировании динамической нагрузки, действующей на детали насоса. Ударный эффект гидравлической жидкости в обратном направлении стремиться создать напряженность на поршне, шатуне и шейке вала соответственно. Далее силы и моменты через зубья шестерни перераспределяются на трансмиссионный вал увеличивая их износ.

В результате предлагается использовать геометрический критерий, с учетом технологических  $n_\sigma$  и конструктивных  $n_t$  факторов. Также в общем для описания изменяющегося перепада давления  $\Delta P_{3A}$  возможно применить степенную зависимость от крутящего момента долота  $M_{зд}$  (забойного двигателя), расхода жидкости, изменяющегося геометрического критерия  $\Delta P_V$  и коэффициента снижения прочности.

Следовательно, усовершенствованная математическая модель, предложенная в работе, более полно описывает влияние эксплуатационных и гидродинамических режимов на степень износа деталей насоса. Особенно актуальна усовершенствованная математическая модель при разработке конструктивных решений с учетом естественного эксплуатационного износа.



где  $z_0$  – число цилиндров;  $i$  – номер цилиндра;  $a_i$  – коэффициент влияния площади штока (при нагнетании насоса штоковой камеры двустороннего действия):

$$a_i = 1 \text{ - безштоковых камер: } a_i = -(1 - \varepsilon^2)$$

$$\text{- штоковых камер: } \left( \varepsilon = \frac{d_{um}}{D_{em}} \right)$$

Скорость поршня относительная будет определяться выражением  $\bar{v} = v/r\omega$  и меняться по закону, близкому к гармоническому [34,с.292].

$$\bar{v} = \frac{\sin(\varphi - \beta)}{\cos\beta} = \sin\varphi - \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \approx \sin\varphi - \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \quad (2.43)$$

Число рабочих камер насоса  $z$  зависит от числа цилиндров  $z_0$  и кратности действия  $j$  насоса:

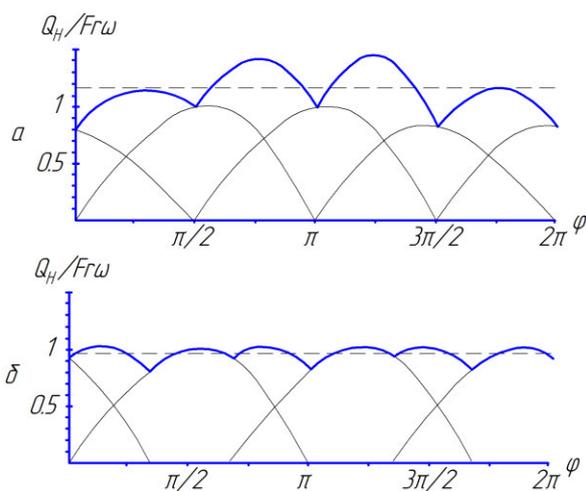
$$z = jz_0 \quad (2.44)$$

где  $j=1$  - трехпоршневого насоса одностороннего действия;  $j=2$ - двухпоршневого насоса.

Процессы рабочие в насосе различных камер смещены на угол, соответственно:  $\Delta\varphi = \pi/3$  для дуплекса;  $\Delta\varphi = 2\pi/3$  для триплекса;

Положения циклов угловых периодов функции триплексов и дуплексов, соответствующие первому периоду гармоник, отличаются.

В насосе двухпоршневом двустороннего действия рабочие циклы бесштоковых и штоковых камер отличаются, изменения скорости поршня, смещения  $v_{max}$  относительно хода из-за влияния коэффициента  $\lambda = r/L$  и в следствии влияния площади штока.



а– двустороннего действия двухпоршневого;

б– одностороннего действия трехпоршневого

Рисунок 2.7- Поршневых насосов ( $\lambda \neq 0$ ), графики подачи

Положения функции дуплекса определяет коэффициент неравномерности (табл. 2.3):

$$\delta=f(\lambda\varepsilon) \quad (2.45)$$

Положения кривошипа определяет параметры функции:

$$f(\varphi) = \frac{Q_n}{Fr\omega} = \sum_{i=1}^{z_0} \bar{v}_i a_i \quad (2.46)$$

Кинематической функцией является функция положения, которая не зависит от масштаба, давления и частоты ходов насоса.

В насосе двухпоршневом с параметрами КПМ ( $\lambda=0,168$ ;  $\varepsilon=0,5$ ) неравномерность соответственно положения кривошипа и крутящего момента значительно снижается (см. таблица. 2.4)

В являющемся прототипом реального, идеализированном цикле, изменение момента сил и подачи сопротивления насоса рассматривается как:

- процессы нагнетания и всасывания в цилиндры насоса происходят при постоянных давлениях;
- нагнетательные и всасывающие клапаны без запаздывания закрываются и открываются в мертвых точках поршня;
- абсолютно жесткие детали гидравлической части насоса, жидкость несжимаема;
- гидравлические, объемные и отсутствуют механические соответственно потери насоса;
- угловая скорость коренного (эксцентрикового) вала насоса, постоянна при соответствующим повороте кривошипа ( $\omega = idem$ );
- силы инерционные и силы тяжести звеньев кривошипно-ползунном механизма (КПМ) пренебрежимо малы.

Таблица 2.3- Сравнительная таблица типов насосов

№	Параметры	Тип насоса	
		Двухпоршневой(Дуплекс)	Трехпоршневой(Триплекс)
1.	Градус, угловой период	360	120
2.	Минимальное значение и фаза	$1 - \varepsilon^2 \varphi = 0; 270^\circ$	$\frac{\sqrt{3}(2 + \lambda)}{4}$ $\varphi = 60^\circ$
3.	Среднеинтегральное значение	$\frac{2}{\pi}(2 - \varepsilon^2)$	$\frac{3}{\pi}$
4.	Максимальное значение и фаза	$\sqrt{2}(\varphi = 135^\circ)$ $\approx \frac{1}{2}(2 - \varepsilon^2)(\sqrt{2} + \lambda)(\varphi \approx 225^\circ)$	$\frac{\sqrt{4\lambda^2 - 1 + b}}{8\lambda\sqrt{2}}(3 + b)$ $\varphi = \arccos \frac{1 - b}{4\lambda} \approx 30; 90^\circ$

где:  $\lambda = \frac{r}{L}$ ;  $\varepsilon = \frac{d_{um}}{D_{em}}$ ;  $b = \sqrt{1 + 8\lambda^2}$

Для реального гидромеханического цикла мгновенные значения момента сил сопротивления и подачи должны определяться не только кинематикой, а

также в зависимости от материала гидрокоробки насоса и упругости жидкости; динамических усилий и массы звеньев в КПМ; запаздывания срабатывания клапанов; гидравлических, объемных и механических потерь; упруго-диссипативных свойств между двигателем и насосом; давления подпора; неравномерности соответствующей угловой скорости привода; неравномерности давления всасывания нагнетания и ряда других факторов, которые необходимо учитывать.

#### 2.4 Исследование кинематической модели кривошипно-ползунного механизма в конструкции поршневых насосов бурового комплекса

В расчетной динамической схеме кривошипно-ползунного механизма (КПМ) на примере бурового насоса НБ32 анализируется как механизм непосредственно недеформируемого привода с одностепенной (степенью) свободы в виде соответствующей системы с двумя сконцентрированными массами и, соответственно, представленных недеформируемых стержней, заменяющего как шатун, так и кривошип, показанных на рисунке 2.8.

Масса  $M_{\text{пост}}$  (часть шатуна, шток крейцкопф поршень,) движется в направлении оси цилиндра, масса  $M_{\text{вр}}$ , приведенная к оси головки шатуна и непосредственно зависящая от массы, а также от положения его центра масс и длины шатуна, вращается ( $\omega$ ) в представленной схеме. Рассматривается движение шатуна как поступательное с определенной скоростью поршня ( $v$ ) и соответственно вращательное движение вокруг оси малой головки ( $\omega_{\text{ш}}$ ) шатуна, для необходимого определения имеющих двух масс.

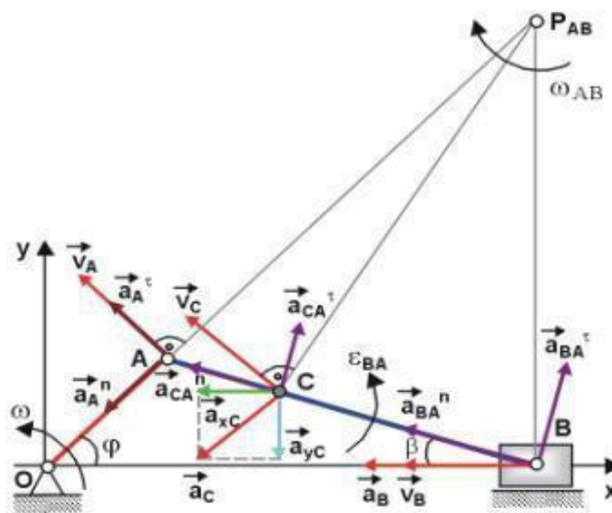
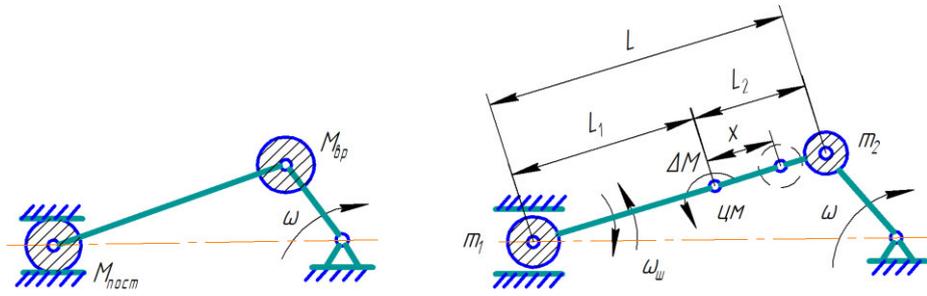


Рисунок 2.8- Кинематическая схема расчета КПМ, массы звеньев и динамических усилий (ускорений  $a_A$ ,  $a_B$ ,  $a_C$ ,  $\epsilon_{BA}$ .)

Шатун в представленной схеме заменяется двумя массами, одна ( $m_1$ ) возвратно-поступательное движение, а другая ( $m_2$ ), находящаяся на расстоянии  $x$  от центра шатуна – поступательное и вращательное. Стержня длина, будет равна длине шатуна  $L$ , соединяющего массы  $m_1$  и  $m_2$  [54, с.180].



а – расчетная; б – разделения массы шатуна

Рисунок 2.9- Динамическая схема-модель кривошипно-ползунного механизма

Определяя расчетные массы используются соотношения:

$$M_{пост} = m_n + m_{шп} + m_{кр} + m_1 \quad (2.47)$$

$$M_{вр} = m_3 + m_2 \quad (2.48)$$

где  $m_3$  – неуравновешенной части масса (эксцентрика) коренного вала.  
В расчетах принимается  $x=0$ , тогда:

$$m_1 = m_{шп} \frac{L_2}{L}; m_2 = m_{шп} \frac{L_1}{L}; L_2 \approx 0,3L \quad (2.49)$$

где,  $m_{шп}$  – шатуна масса;  $m_{шп}=m_1+m_2$   
Сила инерции движущихся масс:

$$F_{ин.пост} = -M_{пост}\alpha \quad (2.50)$$

где  $\alpha$  – ускорение поршня мгновенное:

$$\alpha = dv/dt \approx r\omega^2(\cos\varphi - \lambda\cos 2\varphi) \quad (2.51)$$

Сила инерции вращающихся масс:

$$F_{ин.вр} = -M_{вр}\alpha_A^n = -M_{вр}r\omega^2 \quad (2.52)$$

Сила  $F_{ин.пост}$ , при  $\omega=const$ , изменяется учитывая кривошипа поворот (период  $2\pi$ ), а сила постоянной инерции  $F_{ин.вр}$  [70].

Функция положения  $f(\varphi)$  для реального цикла выражает законы непосредственного изменения подачи (рис.2.10) и нагрузки, а представленные графики  $M_c$  и  $Q_n$  не являются подобными.

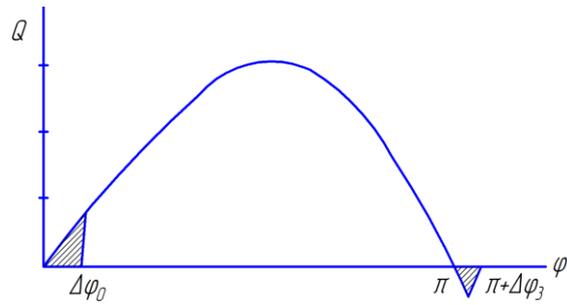


Рисунок 2.10- График реальной подачи камеры насоса с учетом срабатывания клапанов углов запаздывания

При расчете графиков нагрузок и подач использовались компьютерные расчеты, а после построения графиков определяются коэффициент неравномерности момента или подачи и амплитуд, в дальнейшем которые как исходные применяются при расчетах при выборе пневмокомпенсатора и прочность насоса [70, с.122].

Осевое усилие в крейцкопфе в частности, для исследуемого насоса НБ-32 ( $0 < \varphi \leq \pi$ ) повышается в сравнении с идеализированным циклом :

$$G = (p_n + \Delta p_{нк})F - (p_{вс} + \Delta p_{вк})(F - f) - p_a f + F_{тр.цпп} + F_{тр.кр} \quad (2.53)$$

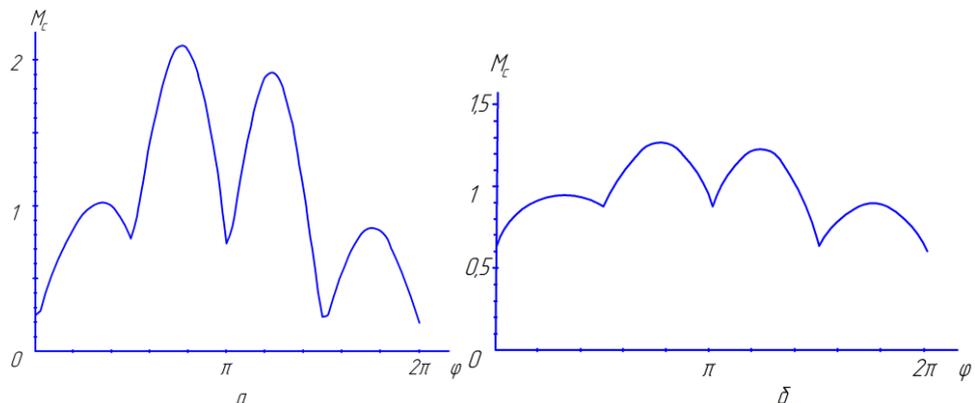
откуда:  $F_{тр.цпп}$  – в цилиндропоршневой паре сила трения;  $F_{тр.кр}$  – в крейцкопфе сила трения:

$$F_{тр.цпп} = \mu_1 \pi D_{вт} l_{упл} (p_n + \Delta p_{нк}) \quad (2.54)$$

$$F_{тр.кр} = \mu_2 N \quad (2.55)$$

где:  $l_{упл}$  – резиновая манжета поршня длина уплотнительной части;  
 $\mu_1 - \mu_1 \approx 0,1$  коэффициент трения, поршень-штулка;  $\mu_2 - \mu_2 \approx 0,05$   
 коэффициент трения накладок ползуна;  $N$  – усилие нормальное в крейцкопфе. С учетом силы тяжести ползуна  $G_{п}$  :

$$N = G \cdot tg\beta + G_{п} . \quad (2.56)$$



б– пневмокомпенсатор отсутствует; б – пневмокомпенсатор отстроенный

Рисунок 2.10а- Нагрузки и неравномерности давления нагнетания двухпоршневого насоса ( $\lambda=0,168$ ;  $\varepsilon=0,5$ ;  $\Delta\varphi_{кл}=0$ ),

В случае, если потери гидравлические в клапанах отсутствуют, выражение осевого усилия получается:

$$G = \frac{G_p + F_{\text{тр.цпп}} + \mu_2 G_p}{1 - \mu_2 \tan \beta} \quad (2.57)$$

$G_p$ -осевое усилие перепада давления на поршне:

$$G_p = (p_H - p_a)F \quad (2.58)$$

Тогда интервал рабочего хода:

$$G \approx a G_p \cdot \frac{1 \pm 4\psi}{1 - \mu_2 \tan \beta} \quad (2.59)$$

где  $a$  – (для обратного хода дуплекса) коэффициент влияния площади штока;

$\psi$ -коэффициент трения,  $\psi = \mu_1 \frac{l_{\text{ушп}}}{D_{\text{вт}}}$

Момент сил на валу коренном привода мгновенный ( $0 < \varphi \leq \pi$ )

$$M_c = M_p + \Delta M_{\text{тр.цпп}} + \Delta M_{\text{тр.кр}} + \Delta M_{\text{тр.подш}} = a \frac{Gr\bar{v}}{\eta_{\text{подш}}} \quad (2.60)$$

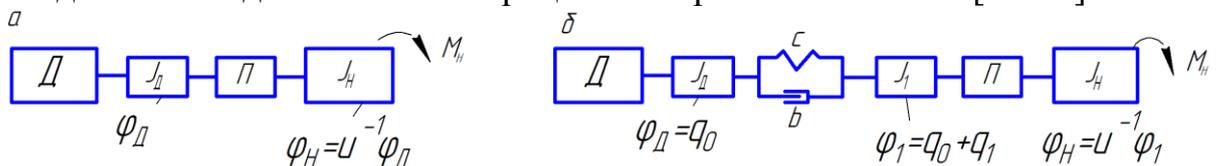
где,  $\Delta M_{\text{тр.цпп}}$ ;  $\Delta M_{\text{тр.кр}}$ ;  $\Delta M_{\text{тр.подш}}$  - в ЦПП, крещкопфе и подшипнике шатуна потери момента.

Цилиндр работает в гидромоторном режиме в интервале угла поворота  $\pi < \varphi \leq \pi + \Delta\varphi_{\text{нк}}$ , где отрицательный момент сил соответственно на коренном валу привода насоса и положительное соответственно осевое усилие в крещкопфе:

$$G = G_p - F_{\text{тр.цпп}} - F_{\text{тр.кр}} \quad (2.61)$$

$$M_c = -M_p + \Delta M_{\text{тр.цпп}} + \Delta M_{\text{тр.кр}} + \Delta M_{\text{тр.подш}} = \frac{Gr\bar{v}}{\eta_{\text{подш}}} \quad (2.62)$$

Можно принять некоторые допущения при описании модели БНА приводной части динамических процессов поршневого насоса [71-72].



а – (с одной степенью свободы) с жесткими связями; б – (с двумя степенями свободы) с упруго-диссипативными; П – передаточная функция;  $c$  – жесткости коэффициент; Д – двигатель;  $q$  – обобщенная координата  $b$  – коэффициент диссипации

Рисунок 2.11- Модель БНА динамическая

БНА считается двухмассовая система с двумя уровнями свободы, где кинематическая связь насоса и двигателя приводится через кинематическую связь насоса и двигателя привода, что осуществляется через упруго-

диссипативную силовую передачу (цепную или же клиноременную), а все составляющие элементы насоса – недеформируемые звенья, (рис. 2.11б), а моменты инерции звеньев не находятся в зависимости от угла поворота эксцентрикового (коренного) вала БНА.

Двухмассовая модель с учетом неравномерности соответствующих крутящих моментов и соответственно угловых скоростей, а также с учетом концентрации напряжений будет иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} M^* - M_{\Pi} - \Delta M &= J_{\text{д}} \frac{d\omega^*}{dt} \\ M_{\text{н}} - M_{\text{с.н}} &= J_{\text{н}} \frac{d\omega_{\text{н}}}{dt} \\ M_{\text{н}} - M_{\text{с.н}} &= \Delta J_{\tau} \frac{dK_{\text{D}}}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2.63)$$

может быть преобразована:

$$M^* - M_{\text{с}}^* = \Delta J_{\tau} \frac{d\omega^*}{dt} - \frac{J_{\text{н}} \omega^*}{u_{\Pi} i_{\Pi}^2} \frac{di_{\Pi}}{dt} \quad (2.64)$$

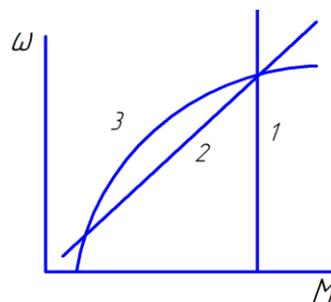
Когда соответствие угловых скоростей приводного и эксцентрикового (трансмиссионного) валов неизменно и не изменяется при соответствующем повороте кривошипа ( $d\theta=0$ ), равенство  $i_{\Pi} = u_{\Pi}$  верно лишь только для передач с жесткой связью (одномассовая модель рис. 2.11а).

При расчете и моделировании БНА привода нужно учитывать, то что, отличие от расчета буровой лебедки, элемент нагрузки- поршневой насос будет иметь статическую характеристику, приближенную к квадратичной (вентиляторной), т.е.

$$M_{\text{с}} = k\omega^2 \quad (2.65)$$

существенно оказывающую влияние на соответствующий момент сил сопротивления непосредственно и изменение скорости приводного двигателя насоса, где:  $\omega^*$ ;  $M^*$ - на валу приводного двигателя угловая скорость и крутящий момент:

$$\omega^* = d\varphi^*/dt \quad (2.66)$$



- 1 – с моментом постоянным; 2 – с пропорциональным моментом скорости;  
3 – с пропорциональным квадрату скорости моментом

Рисунок 2.12- Нагрузки для различных механизмов момента статического

где:  $\omega_H; M_H$  - на трансмиссионном валу насоса, угловая скорость и крутящий момент:

$$\omega_H = d\varphi_H/dt ; M_H = u_{\Pi} M_{\Pi} \quad (2.67)$$

$M_{с.н}; M_c^*$  - на трансмиссионном и приводном валах, моменты сил сопротивления:

$$M_{с.н} = \frac{M_c}{u_{\Pi} \eta_3} \quad (2.68)$$

$\eta_3$ - КПД зубчатой передачи;

$M_{\Pi}$ - момент упругих сил, к приводному валу приведенный:

$$M_{\Pi} = \tilde{c}\theta + \tilde{b} \frac{d\theta}{dt} \quad (2.69)$$

$\tilde{c}; \tilde{b}$  –коэффициенты упруго-диссипативных свойств;

$\theta$  - деформация угловая:

$$\theta = \varphi^* - u_{\Pi} \varphi_H \quad (2.70)$$

$\Delta M$ - потери момента приводного вала в подшипниках;

$J_d$ -момент инерции приводного двигателя вращающихся масс;

$J_H$  - приведенный к (трансмиссионному) валу непосредственно момент инерции насоса;

$J$ - приеденный к (приводному) валу непосредственно момент инерции БНА;

$\Delta J$ - момент инерции приведенный к приводному валу непосредственно момента инерции БНА с учетом коэффициента концентрации напряжений:

$$J = J_d + \frac{\Delta J_H}{u_{\Pi} i_{\Pi}} \quad (2.71)$$

Для вывода усовершенствованного уравнения применяется вариационный принцип Остроградского-Гамильтона, который позволяет охарактеризовать промежуток времени в целом от  $t_1$  до  $t_2$ :

$$\Delta J_{\tau} = J_d + \frac{J_H}{u_{\Pi} i_{\Pi}} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \left( \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y} \right) dt \quad (2.72)$$

где, необходимо учитывать коэффициент учета концентрации напряжений:

$$K_D = \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y} \quad (2.73)$$

где,  $K_{\tau}$ -эффективный коэффициент, который соответствует концентрации напряжений;  $K_F$ -коэффициент непосредственно учитывающий соответствующее влияния шероховатости;  $K_y$  - коэффициент, учитывающий который

соответственно влияет на поверхностное упрочнение;  $K_d$  - коэффициент учитывающий соответственно влияния абсолютных поперечного сечения размеров.

При данном законе изменения  $M_c$  степень крутильных колебаний в насосе находится с жесткостью механической свойства приводного двигателя, приведенным моментом инерции насоса, и упруго-диссипативными качествами передачи между насосом и двигателем. Так в широком плане в качестве регулируемых характеристик системы с точки зрения понижения крутильных колебаний валов нужно рассматривать как не только параметры  $n$  и  $D_{вТ}$ , но и коэффициент, учитывающий непосредственно жесткости соответственно механической характеристики приводного двигателя подлежащий необходимой регулировке за счет своевременной настройки обратных связей.

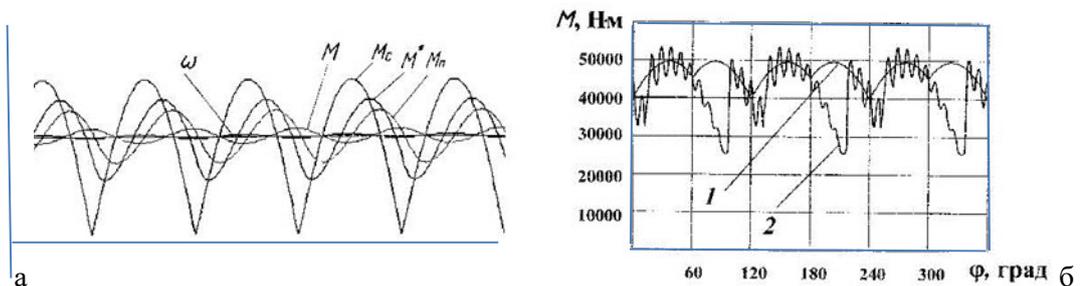
$$\gamma = \frac{d\omega^*}{dM^*} \quad (2.74)$$

Уравнение движения упрощается до классического:

$$M^* - M_c^* = J \frac{d\omega^2}{dt} = -T \frac{dM^*}{dt} \quad (2.75)$$

где:  $T$  – БНА постоянная времени: ( $T=J\omega_x / M_T$ );  $\omega_x$ ,  $M_T$  –соответственно угловая скорость и момент приводного двигателя в холостом и также тормозном режимах.

Ниже показана зависимость упруго-диссипативных свойств системы силовой передачи влияющих на изменения характера угловых скоростей и соответственно крутящих моментов, показанных на рисунке 2.13а валах БНА, а реальная осциллограмма представляющая крутящие моменты насоса рисунке 2.13б.



а) Зависимость крутящих моментов и угловой скорости с упругой передачей между приводным двигателем и насосом и ( $M^*$  – крутящий момент жесткой связи); б) крутящий момента соответственно от угла поворота коренного (эксцентрикового) вала; 1 - идеальная; 2 - действительная

Рисунок 2.13- Изменения моментов на валах привода насоса и угловых скоростей

По результатам рассмотренных расчетов в исследовании осевое усилие в крейцкопфе БНА ( $0 < \varphi \leq \pi$ ) увеличивается непосредственно по сравнению с представленным идеализированным циклом, а также нужно учитывать при

соответствующих частотах ходов бурового насоса в интервале более 100-125 мин<sup>-1</sup> соответственно динамические и инерционные усилия в кривошипе [73].

При описании усовершенствована модель БНА приводной части поршневого насоса, динамических процессов с учетом крутильных колебания, т.е. неравномерности угловых скоростей и крутящих моментов, а также с учетом концентрации напряжений.

Усовершенствовано уравнение для определения момента инерции к приводному валу БНА где применен вариационный принцип Остроградского-Гамильтона, который позволяет охарактеризовать промежуток времени в целом учитывая время работы (от  $t_1$  до  $t_2$ ) элементов привода с учетом коэффициента концентрации напряжений ( $K_D$ ), что дает более полно отразить динамические процессы, проходящие в БНА.

## 2.5 Выводы по разделу

1. Реализуемое математическое описание безотказной работы насоса продемонстрировало, что в пределах значения 20% всех отказов БНА относятся непосредственно активное рабочее время 175 - 250 часов. А к периодам от 250 до 300 часов относится сохранившаяся соответственно доля устойчиво повторяющихся отказов (около 10-11%). Прогнозируя безотказность работы буровых насосов с разной схемой подключения гидравлического бака применялось математическое выражение  $P(t) = P_1^2(t) P_2^2(t) P_3^8(t) P_4^2(t) P_5^2(t)$ , учитывающее комплексный износ поршня  $P_1(t)$ ; втулки цилиндра  $P_2(t)$ ; клапана  $P_3(t)$ ; штока  $P_4(t)$  и уплотнений цилиндрической втулки  $P_5(t)$ .

Анализируя основные положения математического описания процесса изнашивания насосов установлено, что на его интенсивность оказывает влияние действие динамических сил в единицу времени. На сегодняшний день не один из представленных способов не способен учесть случайные нагрузки и вероятностные факторы при эксплуатации насосов. Особого внимания требует процесс изменения структурного расположения сопряженных и контактных деталей, координата которых изменяется в процессе эксплуатационного износа насоса. Решить данную проблему возможно путем разработки конструктивно-адаптивной системы, обеспечивающая перераспределение моментов сил в зависимости от нагруженности механизма.

2. Исследуя закономерность нестационарного течения жидкости поршневого бурового насоса применена система дифференциальных уравнений. Данная система позволила установить, что давление столба жидкости в разные интервалы времени  $t_i$  испытывает неравномерную пульсацию и воздействует дополнительным сопротивлением на насос. Эти режимы зависят от стабильности потока и изменения мощности насоса, на которую влияет степень износа деталей. Для описания динамических нагрузок принята система уравнений, описывающая перепад давления  $\Delta P_{3A}$  в насосе. Закон его изменения имеет степенную зависимость от крутящего момента долота  $M_{зд}$ , расхода жидкости, геометрического критерия  $\Delta L_V$  и коэффициента снижения прочности  $K_n$

Исследования гидродинамики, позволили обосновать наиболее важные переменные критерии ( $U$ ,  $\mu$ ,  $\Delta P_V$ ) стабильной работы насоса. Волновые процессы

в линии после насоса, носят детонационный характер и влияют на формирование динамической нагрузки в деталях насоса. Ударный эффект гидравлической жидкости в обратном направлении создает напряженность на поршне, шатуне и шейке вала соответственно. Далее силы и моменты через зубья шестерни перераспределяются на трансмиссионный вал увеличивая их износ на 4%.

В результате предлагается использовать геометрический критерий, с учетом технологических  $n_\sigma$  и конструктивных  $n_f$  факторов. Усовершенствованная математическая модель более полно описывает влияние эксплуатационных и гидродинамических режимов на степень износа деталей насоса.

3. Обоснованы оптимальные динамические параметры поршневых насосов. Предложенная методика обоснования включает исследование взаимосвязи нагрузки  $M_c$  и подачи  $Q_n$  бурового насоса, в функции соответствующего угла поворота  $\varphi$  кривошипа. Данные факторы в механической ( $M_c$ ) и гидравлической ( $Q_n$ ) подсистемах не учитывают изменяющиеся технические характеристики БНА, поэтому для установления реального гидромеханического цикла мгновенные значения момента сил сопротивления и подачи определены в зависимости от механических свойств материала насоса и упругости жидкости; качества настройки пневмокомпенсатора; неравномерности давления всасывания, нагнетания; а также неравномерности угловой скорости привода насоса с учетом момента инерции от приводного двигателя и механической характеристики.

4. Усовершенствована математическая модель БНА приводной части динамических процессов поршневого насоса с учетом крутильных колебания, неравномерности угловых скоростей и крутящих моментов, влияющие на концентрации напряжений. Моделирование динамических процессов приводной части показало, что как элемент нагрузки поршневой насос обладает характеристикой статически близкой к квадратичной  $M_c = k\omega^2$ . Усовершенствовано уравнение для определения момента инерции к приводному валу БНА где применен вариационный принцип Остроградского-Гамильтона, который позволяет охарактеризовать промежуток времени в целом учитывая время работы (от  $t_1$  до  $t_2$ ) элементов привода с учетом коэффициента концентрации напряжений ( $K_D$ ), что дает более полно отразить динамические процессы проходящие в БНА.

### 3 ИССЛЕДОВАНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БУРОВЫХ НАСОСОВ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ПРИВОДНОЙ ЧАСТИ

#### 3.1 Обоснование критериев эффективной работы поршневого насоса колонкового бурения

В современных добывающих и разведывательных буровых комплексах основным одним из более ответственных агрегатов и потребителем энергии установки является буровой насосный агрегат (БНА).

Энергоемкость рабочего процесса бурения существенно зависит от эффективной работы трансмиссионного (приводного) вала насоса, которая сопровождается большими динамическими нагрузками [73, с.77]. Диапазон изменения циклической нагрузки насоса напрямую зависит от суммы моментов сил и режимов работы бура (торможение- разгон), в разные периоды бурения и зенитного угла входа фрезы. Энергоэффективность работы насоса во многом зависит от динамических, силовых и мощностных характеристик трансмиссионного вала, кинематики шестерни и конструктивных особенностей привода. Его техническое состояние и предельно-допустимые показатели долговечности обеспечивают выполнение технологических операций, определяющих энергоемкость и эффективность бурения скважин.

Исследуя конструктивно-технологические особенности насосной установки, бурового агрегата установлено, что при его высоком запасе прочности существуют частые отказы, связанные с резким снижением давления подачи,  $P_n$  и как следствие производительности. В некоторых месторождениях при длительном колонковом бурении при угле входа фрезы до  $45^0$  происходит интенсивное изнашивание ( $i \rightarrow \max$ ) цилиндрической и плунжерной частей насоса. Данный процесс объясним резким возрастанием моментов сил сопротивления ( $F_{m,}$ ) при увеличении объема подачи специального глиносодержащего раствора в устье колонны, когда фреза замедляет скорость прохода.

Таким образом, появляется необходимость в формировании и систематизации технико-эксплуатационных показателей буровой установки и установлении зависимости изменения качественных критериев, характеризующие эффективность и долговечность работы БНА.

Аналитические исследования достижений отечественных и зарубежных ученых С.Г. Бабаева, Р.А Баграмова, Д.А. Башкатова, Zi-Ming, Feng-Chenhao, Guo Yong, Zhang, R. N. Brijesh, M. P. Sagar в области ресурсной долговечности буровых установок (БУ) колонкового бурения показывают, что недостаточно обоснованы факторы и установлена причинно-следственная связь отказа основных узлов насосов буровых установок с динамическими процессами, происходящие в структурных элементах зацепления шестерни трансмиссионного вала [53,с.190;74]. Важной задачей исследования долговечности насосов является не только обоснование критериев эффективности агрегата, но и понимание физических явлений причинно-

следственных связей усталостных процессов от технологических и эксплуатационных факторов [74, с.605].

Таблица 3.1 – Факторы, влияющие на установление причинно-следственной связи при обосновании критериев эффективности

Параметр технико-эксплуатационный	Пределы и условия варьирования	Изменяемые выходные параметры буровой установки	Причинно-следственная связь
Давление подачи $P_n$ , МПа	5,0÷6,3	Производительность, $Q$	$Q = S \cdot D \cdot k \cdot kv$
Подача $Q$ , л/мин	294÷384; 486÷594	Напор, $H$	$H = (d1-d2)/(f \cdot g) + V + p$ $E = \sum E_{з.кр} + E_{НК}$
Зенитный угол входа фрезы, $\alpha$	35÷60	Интенсивное изнашивание, $I$	$F_{mp}^D = f \cdot R_D \cdot ctg(\Psi_1 + \mu)$ $i \rightarrow \min$ , Функция изменения формы при износе $P_i(x) = \frac{1}{i!2^i} [(x^2 - 1)^i]^{(i)}$
Мощность электродвигателя $N$ , кВт	30	моменты сил, $M_k$	$N_d = N_B / (\eta_{II} \eta_d)$ $M_{Mmin} = \frac{M_{Lmax} \cdot F_m}{F_d}, M_{Mmax} = \frac{M_{Lmax} \cdot F_{max}}{F_d}$
Неравномерность на выходе давления из насоса, %	Не более 12%	Средняя нагрузка, $F_{mL}$	$F_{mL} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 S_1 + F_2^3 S_2 + F_3^3 S_3 + \dots}{\sum S_i}}$

Работы ведущих исследователей, таких как Виноградова В.Н., Туякбаева Н.Т., Цехмистро Л.Н., Крупа Е.С., Гусмана А.М., Ганджумяна Р.А., Даниеляна, С.И. Ефимченко, А.И., и др. посвящены проблемам повышения надежности и долговечности насосного бурового оборудования [18, с.74,26,с.10,36,с.22,74,с.605]. В основе исследований Vetter S., Neikes K, Ladich E., HaSse A., Гусмана А.М., Порожского К.П. лежат решение частных задач повышения долговечности по известным техническим и конструктивным параметрам деталей насосного агрегата [56, с.357; 63, с.21]. Однако недостаточно изучены причины, которые приводят к возникновению отказов, не учитывалось также влияние динамических нагрузок, а главное неравномерность их распределения по деталям в разные интервалы времени  $t_i$  эксплуатации оборудования. Основная проблема известных методик в их обособленном расчете отдельной детали, основанной только на физико-механических свойствах данного материала и приложенной точечной нагрузки к статическому расчетному «плечу».

Определяется долговечность деталей машин, и в частности НБА надлежащими причинами: конструкцией деталей и узлов, рабочей средой и условиями эксплуатации и др. [74, с.609]. Однако практика и существующие реалии эксплуатации буровых комплексов на удалении от баз в жестких климатических и географических условиях эффективность существующих методов практически сводит к нулю.

Классические методики силового и мощностного расчета не учитывают влияние интенсивности и объема изнашивания на изменение проектной геометрии детали. Деградирующая изношенная поверхность контакт, влияет на динамику перераспределения моментов сил и контактных напряжений  $\sigma_{-1}$  и как следствие изменяет структуру взаимного расположения контактных поверхностей относительно проектной оси симметрии.

Таким образом, сформулирована научная проблема о необходимости разработке единой методики оценки ресурсной долговечности с учетом коэффициентов, определяющие изменение структурного взаиморасположения контактных поверхностей относительно проектной оси симметрии при динамических нагрузках. Разрабатываемая методика должна нести практические результаты при обосновании структурных параметров эффективной эксплуатации контактных поверхностей. На основе полученных знаний должно быть разработано конструктивно-технологическое решение, обеспечивающее адаптивную связь с изменяющейся проектной структурой всего насосного агрегата.

Для решения поставленной задачи исследуется, как в процессе эксплуатации распределяется нагрузка по основным приводным валам насоса и контактным шестерням зацепления. Также установлены причинно-следственной связи при обосновании критериев эффективности.

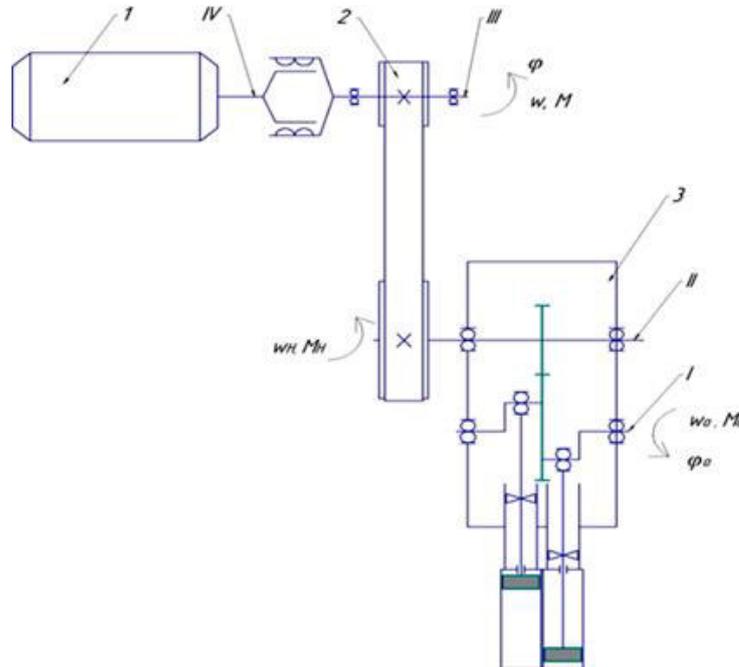
### **3.2 Разработка методики и алгоритма определения долговечности нагруженных структурных элементов поршневого насоса**

Основные технико-эксплуатационные показатели, предъявляемые к буровым насосам и характеристикам их – это независимость давления от подачи, большой диапазон свойств рабочей жидкости (вязкость, плотность и др.), возможность регулирования подачи, приемлемые массогабаритные показатели и ремонтпригодность в полевых условиях.

Под действием внешних сил, приложенных к трансмиссионному валу насоса, происходит упругая деформация до известных пределов нагружения и исчезает при снятии нагрузки. В процессе длительной эксплуатации насоса физико-механические свойства контактной поверхности трансмиссионного вала деградируют, и деформация не исчезает после снятия нагрузки. В данном случае прочность локального участка вала считается нарушенной. Нарушение может проявляться в виде отслоения контактного слоя, хрупкого разрушения, наклепа и т.д. Таким образом, нарушение прочности может проявляться не только видимыми признаками (излом, микротрещины), но и концентрацией пластических деформаций и отклонением линейных размеров от проектной оси симметрии к контактным поверхностям. Значит, исследования принципов распределения нагрузки по трансмиссионному валу насоса и причин потери долговечности необходимо начать с метода расчета по опасным точкам и допускаемым напряжениям.

Для определения в исследовании силовых и кинематических параметров привода бурового насоса построена общая схема бурового насосного агрегата (Рисунок 3.1). Были выполнены расчеты как вручную, так и с использованием

программного обеспечения, Creo Parametric\Simulate \3D CAD / CAM позволяющего моделировать и проектировать основные нагрузочные изменяющиеся параметры вала-шестерни БНА. Схематично расчетные участки, характеризующие взаимосвязь между структурными элементами и узлами насосного агрегата, обозначим римскими цифрами от I до IV.



1 – двигатель приводной; 2 – передача силовая; 3 – насос

Рисунок 3.1- Схема БНА

Для исследования моментов сил, действующие на трансмиссионный вал, важно рассчитать мощностные и скоростные характеристики приводных элементов. Первый этап расчет заключается в уточнении выходных параметров электропривода участок IV (от двигателя до муфты). Важно отметить, что существенное влияние на точность расчета силовых и кинематических параметров насосного агрегата влияет схема последовательности соединений элементов привода. Исследуемая буровая установка имеет следующую схему компоновки БНА: двигатель→открытая передача→закрытая передача→муфта→рабочая машина (ДВ→ОП→ЗП→М→РМ). Определим вращающий момент электродвигателя:

$$P_{дв}, n, T_v = \frac{P_{дв}}{\omega_{ном}}, \quad (3.1)$$

где:  $P_{дв}$  - мощность двигателя,  $P_{дв} = 30$  кВт

$\omega_{ном}$  – угловая скорость номинальная,

$n$  - число оборотов,  $n = 1500$  об/мин

$$\omega_{ном} = \frac{\pi n}{30} \quad (3.2)$$

$$\omega_{ном} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ (1/с)}$$

$$T_{дв} = \frac{30 \cdot 10^3}{157} = 191,08 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

В соответствии с кинематической схемой соединения и на основе данных [75] определили номинальную угловую скорость приводного вала электродвигателя  $\omega_{ном}$  и вращающийся момент, который передается на следующее кинематическое звено от муфты к шкиву ремня. Участок III.

$$P_{III} = P_{дв} \eta_M \eta_{пк} , \quad (3.4)$$

где:  $\eta_M = 0,98$  – КПД муфты

$\eta_{пк} = 0,99$  – КПД подшипника

$$P_{III} = 30 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 29,106 \text{ кВт}$$

$$\omega_{III} = \omega_{ном} = 157 \text{ (1/с)}$$

$$n_{III} = n = 1500 \text{ об/мин}$$

II- (от ремня шкива к трансмиссионному валу)

$$P_{II} = P_{III} \eta_{оп} \eta_{пк} , \quad (3.5)$$

где:  $\eta_{оп} = 0,96$  – КПД открытой передачи (ременная)

$\eta_{пк} = 0,99$  – КПД подшипника

$$P_{III} = 29,106 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 27,662 \text{ кВт}$$

$$\omega_{II} = \frac{\omega_{III}}{U_{оп}} , \quad (3.6)$$

где:  $U_{оп} = 3$  – передаточное число ременной передачи

$$\omega_{II} = \frac{157}{3} = 52,33 \text{ (1/с)}$$

$$n_{II} = \frac{n}{U_{оп}} = \frac{1500}{3} = 500 \text{ об/мин}$$

По исходным данным:  $n_{II} = 413 \text{ об/мин}$ , тогда

$$U_{оп} = \frac{n}{n_{II}} = \frac{1500}{413} = 3,63 \quad \Rightarrow \quad \omega_{II} = \frac{157}{3,63} = 43,25 \text{ (рад/с}^{-1}\text{)}$$

$$T_{III} = T_{дв} \eta_M \eta_{пк} , \quad (3.7)$$

$$T_{III} = 191,08 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 185,39 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$T_{II} = T_{III} \eta_{оп} \eta_{пк} U_{оп} , \quad (3.8)$$

$$T_{II} = 185,39 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 3,63 = 639,59 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_{пр} = T_{II} = 639,59 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

1. Силы в зацеплении

- Окружная сила:

$$F_{t1} = \frac{2T_{II}10^3}{d_1} , \quad (3.9)$$

где:  $d_1$  - делительный диаметр шестерни;

$$d_1 = 120,66 \text{ мм}$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 639,59 \cdot 10^3}{120,66} = 10,602 \text{ (кН)}$$

- Радиальная сила:

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (3.10)$$

где:  $\alpha$  - угол зацепления,  $\alpha = 20^\circ$

$\beta$  - угол наклона зубьев цилиндрических колес,  $\beta = 6^\circ$

$$F_{r1} = 10,602 \cdot 10^3 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 6^\circ} = \frac{10,602 \cdot 10^3 \cdot 0,36397}{0,9945} = 3880,151 \text{ (Н)}$$

- Осевая сила

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 10602 \cdot \operatorname{tg} 6^\circ = 10602 \cdot 0,1051 = 1114,315 \text{ (Н)}$$

Сила давления ремня на вал

$$F_{оп} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} \text{ - для клиноременной передачи}$$

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_{дв} C_l}{Z U C_\alpha C_p} \text{ - предварительное натяжение}$$

где:  $Z = 5$  - количество клиновых ремней (задано)

$d_1$  - угол обхвата ремней ведущего шкива:

$$d_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (3.11)$$

$d_1 = 180$  мм - диаметр ведущего шкива

$d_2 = 620$  мм - диаметр шкива насоса

$$d_1 \geq 120^\circ$$

$a$  - межосевое расстояние

$$a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h(H)$$

$h(H)$  - высота сечения клинового ремня

$h = 10$  мм (из таблицы)

$$a \geq 0,55(180 + 620) + 10 = 450 \text{ мм}$$

$l$  - расчетная длина ремня:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (3.12)$$

$$l = 2 \cdot 450 + \frac{3,15}{2}(620 + 180) + \frac{(620 - 180)^2}{4 \cdot 450} = 2263,56 \text{ мм}$$

По стандарту  $l = 2240$  мм.

$$\text{Тогда } a = \frac{1}{8} \{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 - d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \}$$

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 2240 - 3,14 \cdot 800 \right. \\ \left. + \sqrt{[2 \cdot 2240 - 3,14 \cdot (620 - 180)]^2 - 8(620 - 180)^2} \right\} \\ = \frac{1}{8} \left\{ 4480 - 2512 + \sqrt{[4480 - 1381,6]^2 - 1548800} \right\} = 600,69 \text{ мм} \\ \alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{(620 - 180)}{600,69} = 138,25^\circ$$

Скорость ремня, м/с

$$V = \frac{\pi d_1 n}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1500}{60 \cdot 10^3} = 14,13 \text{ м/с}$$

Поправочные коэффициенты

$C_l$  – коэффициент учитывающий влияния отношения непосредственно расчетной длины ремня  $l_p$  к базовой  $l_o$ .

$$\frac{l_p}{l_o} = \frac{2263,56}{2240} = 1,011 \Rightarrow C_l = 1.$$

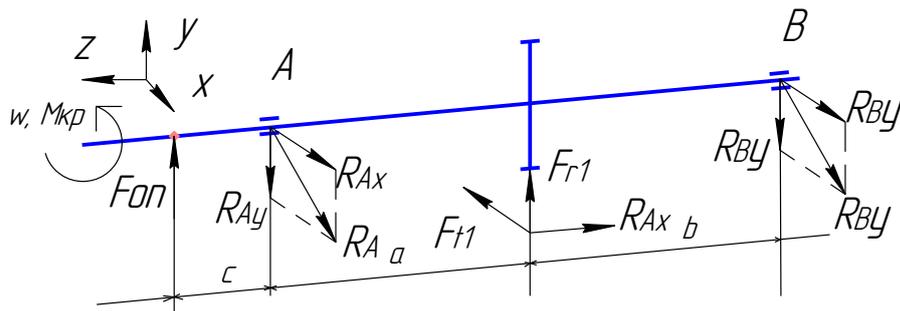
$C_\alpha$  – коэффициент учитывающий непосредственно угол обхвата  $\alpha_1$  на наименьшем шкиве привода.

$$C_\alpha = 0,89$$

$C_p$  – коэффициент соответственно динамической нагрузки и непосредственной длительности работы (характер нагрузки – с умеренными колебаниями):

$$C_p = 0,9 \\ F_o = \frac{850 \cdot 30 \cdot 1}{5 \cdot 14,13 \cdot 0,89 \cdot 0,9} = 450,61 \text{ (Н)} \\ F_{оп} = 2 \cdot 450,61 \cdot 5 \cdot \sin \frac{138,25^\circ}{2} = 4210,32$$

Общая схема нагружения вала-шестерни можно представить следующим образом. Направление винтовой линии зуба: (Шестерня – левое; Колесо – правое).



$x, y, z$ - координатные системы осей;  $a, b, c$ –расстояние между подшипниками;  $A, B$ – обозначение подшипников на валу;  $w, M_{кр}$ - крутящий момент;  $F_{оп}$ – консольная сила от ременной передачи;  $F_{т1}, F_{r1}, F_{a1}$ , -направление сил на шестерне и на колесе;  $R_A, R_{Ax}, R_{Ay}, R_B, R_{Bx}, R_{By}$  -направление радиальных реакций в подшипниках  $A, B$  соответственно.

Рисунок 3.2- Общая схема нагружения вала

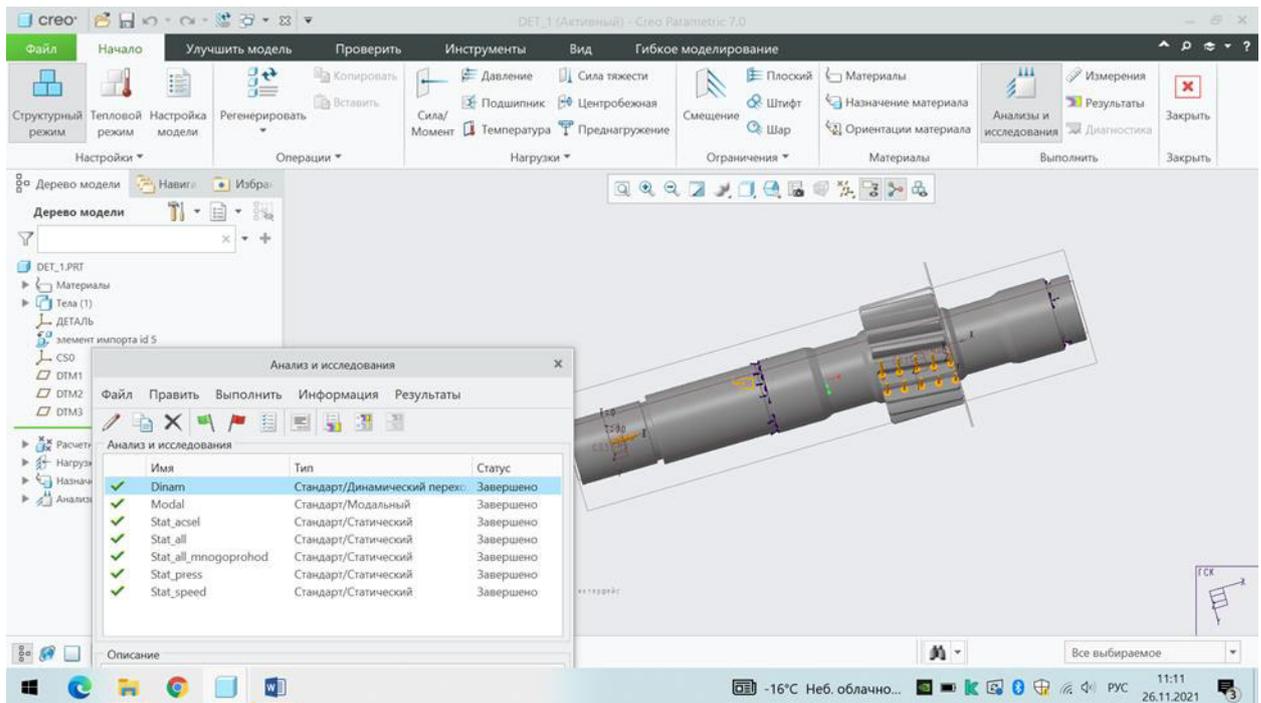


Рисунок 3.3- Диалоговое окно расчетов в программной среде, Creo Parametric\Simulate \3D

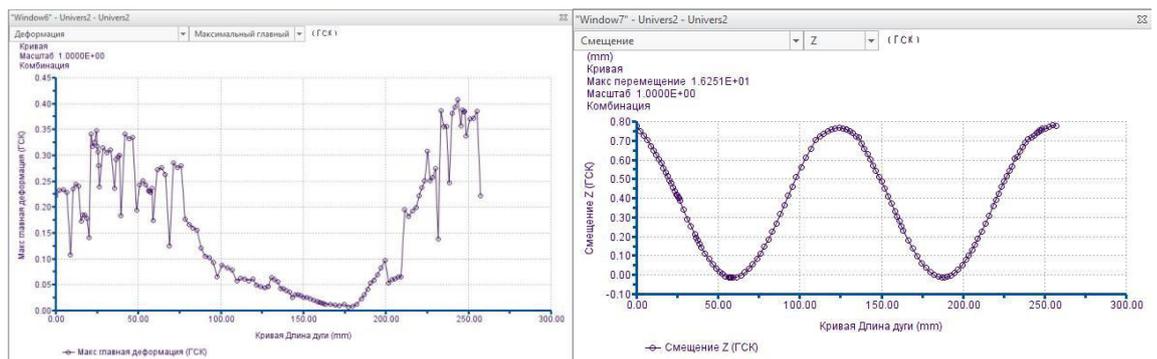


Рисунок 3.4- Графики зависимости по расчетам а) деформации и б) смещение вала-шестерни

Необходимо проводить кинематический расчет элементов исследуемого насоса так как необходим комплексный подход, позволяющий оценивать в целом, как единую систему кинематических связей. Известные исследования упомянутые выше рассматривают насос исходя из идеальных условий принимая какие-либо допущения, наша поставленная задача гораздо сложнее: необходимо исследовать как изменяется эффективность насоса при динамических циклически изменяющихся нагрузках с учетом износа его элементов и режимов нагружения в реальных условиях эксплуатации.

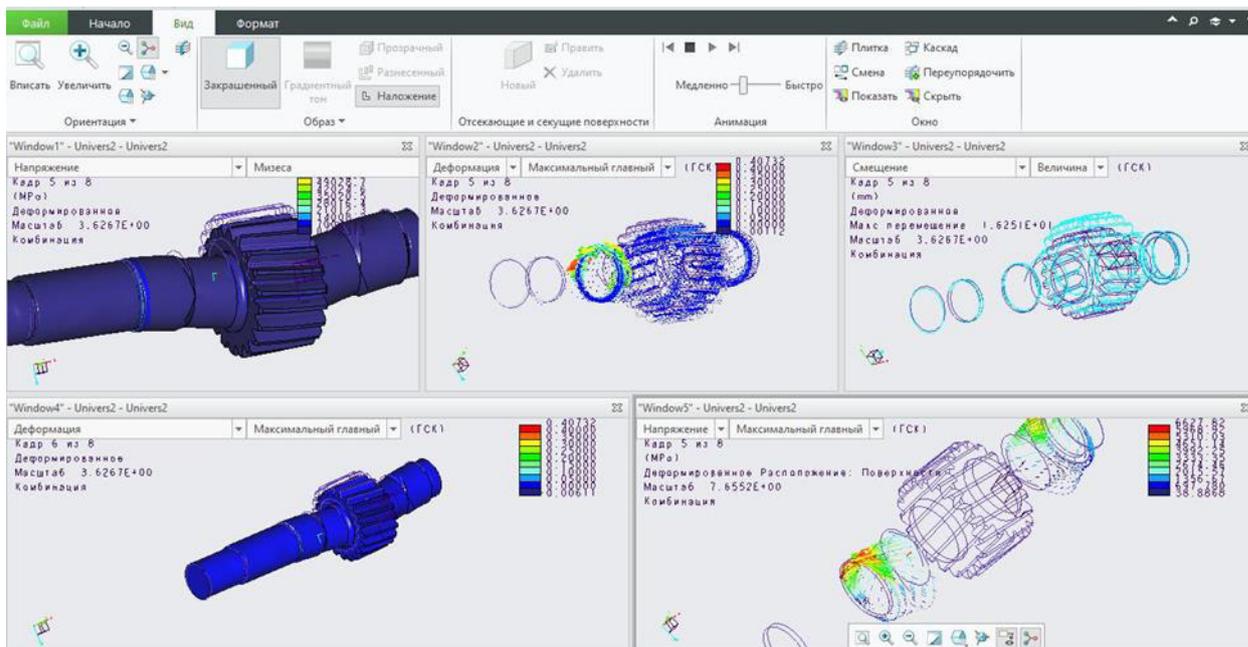


Рисунок 3.5- Имитационное моделирование динамического нагружения в ПО Creo Parametric\Simulate \3D

Из схемы НБА видно ударные нагрузки будут передаваться от поршня на кривошипно-шатунный механизм. Исследуя сопряжения седло-клапан, поршень-цилиндр, вал-шатун, установлено что малейшее изменение давления жидкости в рабочих полостях в разные интервалы времени повышают ударные нагрузки на 3%, а, следовательно, повышается изнашиваемость деталей сопряжений и как следствие снижается мощность и к.п.д.

По результатам исследований разработан алгоритм методики исследования ресурсной долговечности насоса с учетом динамических нагрузок, действующих на трансмиссионный вал шестерню с учетом деформации при эксплуатационном износе НБА.

Для исследования моментов сил, действующих на трансмиссионный вал, важно обосновать мощностные и скоростные характеристики приводных элементов, которые изменились под влиянием насоса при длительной эксплуатации. Установлено, что физико-механические свойства контактной поверхности трансмиссионного вала-шестерни деградируют и деформация не исчезает после снятия нагрузки. В данном случае прочность локального участка вала нарушается и может проявляться не только видимыми признаками (излом, микротрещины), но и концентрацией пластических деформаций и отклонением линейных размеров от проектной оси симметрии к контактными поверхностям.

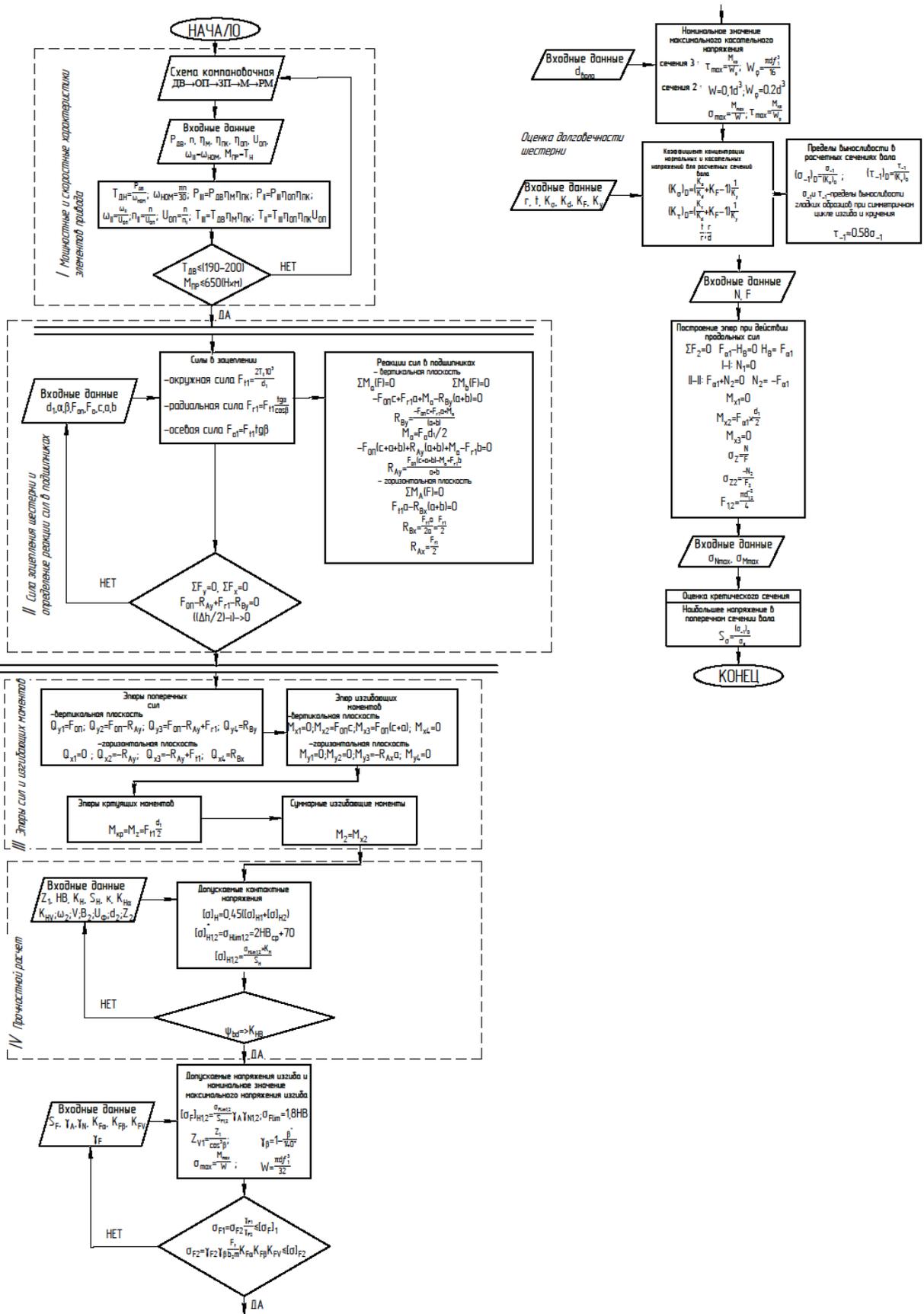


Рисунок 3.6- Блок-схема алгоритм методики исследования ресурсной долговечности насоса с учетом динамических нагрузок при эксплуатационном износе



трансмиссионного вала насоса (отношение периодов цикла кручения  $T_{кр}$  и изгиба  $T_{и}$ ), за один соответствующий двойной ход поршня насоса поворачивается соответственно на угол  $2\pi u_H$  и составляет:

$$i_{ц} = \frac{T_{и}}{T_{кр}} = k u_H, \quad (3.13)$$

Для каждого интервала завершающим этапом является, когда определены параметры циклов переменных напряжений приведение к эквивалентному циклу (при многократном нагружении в отношении долговечности). Общая схема нагружения трансмиссионного вала представлена на рисунке 3.2. Предлагается расчетная схема для расчетов валов на циклическую прочность созданная на раздельном рассмотрении циклов изгиба и кручения.

Определяется коэффициент эквивалентности для цикла кручения:

$$K_{ЭКВ} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^j \left( \frac{M_i}{M_{max}} \right)^m \frac{N_i}{N_0}} \quad (3.14)$$

где  $M_i$  – средне интегральный крутящий момент  $i$ -го интервала;  $M_{max}$  – максимальное значение средне интегрального момента;  $j^*$  – число рассматриваемых интервалов бурения,  $m$  – показатель усталости,  $N_0$  – точка перелома, число циклов. Рекомендуется принимать для сталей:  $m=9$ ;  $N_0=10^7$  [64, с.14].

Если:  $N_{\Sigma} > N_0 K_{ЭКВ} = 1$ .

В исследовании рассматривались трансмиссионные валы БНА НБ32, где -эквивалентный средний крутящий момент:

$$M_{ЭКВ} = K_{ЭКВ} M_{max} \quad (3.15)$$

-коэффициент неравномерности крутящего момента  $\delta_M$ .

Момент  $M_{ЭКВ}$  из динамического расчета БНА определяли с учетом неравномерности давления нагнетания, приводного двигателя, жесткости механической характеристики и упруго-диссипативных свойств передачи. При расчете, рассматривая наибольшие возможные условия нагружения, принимаем условия:

$\delta_M = 1,0$  – для дуплексов;  $\delta_M = 0,5$  – для триплексов; [78]

-амплитуда колебания крутящего момента:

$$A_M = \frac{1}{2} \delta_M M_{ЭКВ} \quad (3.16)$$

-амплитуда цикла кручения и среднее напряжение:

$$\tau_m = \frac{M_{ЭКВ}}{W_{\rho}}; \tau_a = \frac{A_M}{W_{\rho}} \quad (3.17)$$

где,  $W\rho$  – полярный момент сопротивления сечения, который определяется как  $W\rho = \pi d^3/16$ .

Диаметр вала  $d$  определяется с учетом конструктивных факторов из расчета по напряжениям кручения на статическую прочность, соответствующим максимальному крутящему моменту  $M^{**}$  (не путать с максимальным средне интегральным моментом  $M_{\max}$ ), в конечной точке бурения:

$$\tau = \frac{M^{**}}{W\rho} = \frac{16M^{**}}{\pi d^3} \leq \frac{\tau_T}{K_{ст}} \quad (3.18)$$

где  $\tau_T = 0,58\tau_T$  ( $\tau_T$  – предел текучести соответственно материала вала);  
 $K_{ст}$  – коэффициент соответственно запаса статической прочности, ( $K_{ст} \approx 1,5$ ) [78, с.928].

Крутящий момент максимальный для трансмиссионного вала насоса:

$$M^{**} = \frac{(PV_H)_{\max} \alpha}{2\pi\eta_H u_H} \quad (3.19)$$

Определяя цикл изгиба для трансмиссионного вала необходимо учитывать эквивалентный соответственно изгибающий момент  $M_{и.э.кв.}$ , его можно определить из статического расчета трансмиссионного вала, а для НБА трансмиссионного вала  $M_{и.э.кв.}$  будет определен как:

Для сечения I–I:

$$M_{и.э.кв.} = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{l} + M_a \frac{a}{l}\right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{l} + R \frac{ac}{l}\right)^2} \quad (3.20)$$

Для сечения II–II:

$$M_{и.э.кв.} = Rc$$

где  $R$  – от натяжения цепной или клиноременной передачи нагрузка на вал;  
 $F_t, F_r, F_a$  – необходимые силы в зацеплении соответственно зубчатой передачи привода насоса;  $M_a$  – момент соответственно пары сил, возникающий осевой силы  $F_a$  к оси вала:

$$M_a = 0,5F_a d_1; \quad (3.21)$$

где  $d_1$  – диаметр зубчатой шестерни делительной окружности.

Для цикла изгиба амплитуды используется:

$$\sigma_a = \frac{M_{и.э.кв.}}{W} \quad (3.22)$$

где  $W$  – момент сопротивления изгибу,  $W = \pi d^3/32$ .

Для расчетов уточненных действующих сил рекомендуется учитывать силу тяжести вала-шестерни НБА, приведенную к центру масс, что необходимо при этом учитывать угол наклона  $\gamma$  линии, соединяющей центры колес зубчатых, и разложения радиальной  $F_r$  и окружной  $F_t$  силы на горизонтальную и вертикальную составляющие (рисунок 3.8).

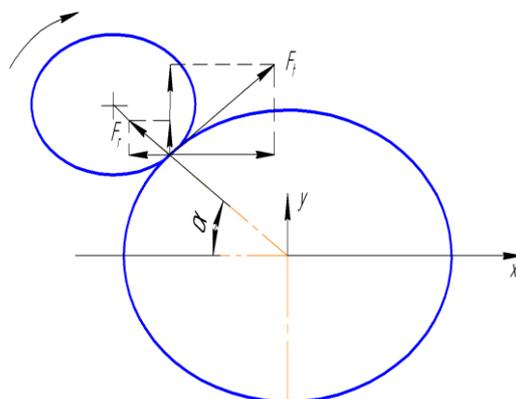
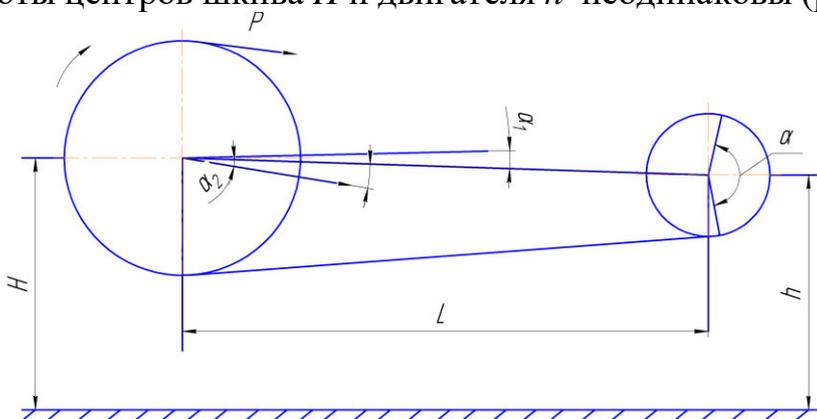


Рисунок 3.8- На шестерню зубчатую действующие силы ( $\gamma \approx 45^\circ$ )

От натяжения силовой передачи влияние нагрузки на вал, также необходимо рассматривать с углом наклона  $\alpha_1$  между линией центров и горизонталью в случае, если высоты центров шкива  $H$  и двигателя  $h$  неодинаковы (рисунок 3.9).



$\alpha_1$  – линии центров угол наклона;  $\alpha_2$  – вектора силы  $R$  угол наклона;  $\alpha$  – угол обхвата;

Рисунок 3.9- Схема к расчету клиноременной передачи НБА:

$$\alpha_1 = \arctg \frac{H-h}{L}; L = a_w \cos \alpha_1; \alpha_2 = \alpha_1 + \theta; \quad (3.23)$$

Учитывать коэффициенты необходимо по запасу усталостной прочности по изгибу и кручению, необходимо в расчетах учитывать для выбираемого материала вала НБА с известными механическими свойствами ( $\sigma_T$ ;  $\sigma_B$ ;  $\sigma_{-1}$ ;  $\tau_{-1}$ ) с учетом технологических и конструктивных факторов:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K \sigma_a}; n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (3.24)$$

где  $K$  – коэффициент учитывающий снижение предела выносливости, который определяет влияние непосредственно концентрации напряжений  $K_\sigma$ , поверхностного упрочнения  $K_v$  масштабного фактора  $K_d$ , и соответственно качества обработки поверхности  $K_F$  [79]:

$$K = \frac{K_\sigma + K_F - 1}{K_d K_v}, \quad (3.25)$$

где  $\psi_\tau$  – коэффициент зависящий от предела прочности  $\sigma_b$  материала вала и чувствительности к асимметрии цикла кручения, (Таблица 3.2):

Таблица 3.2- Предел прочности  $\sigma_b$  материала вала

$\sigma_b$ , МПа	<650	650-1000	1000-1150	1150-1400
$\psi_\tau$	0	0,05	0,1	0,15

- коэффициент запаса усталостной прочности:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (3.26)$$

где  $[n]$  – допустимый коэффициент запаса,  $[n]=2$  [80].

Для определения опорных реакций НБА трансмиссионного вала, определяются радиальные реакции подшипника:

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2} \quad ; \quad B = \sqrt{B_1^2 + B_2^2}, \quad (3.27)$$

где  $A_1$ ;  $A_2$ ;  $B_1$ ;  $B_2$  – проекции сил в горизонтальной и вертикальной плоскости.

$$A_1 = F_r \frac{b}{l} + \frac{M_a}{l}; \quad B_1 = F_r \frac{b}{l} - \frac{M_a}{l}; \quad A_2 = F_t \frac{b}{l} + R \frac{c}{l}; \quad B_2 = F_t \frac{a}{l} - R \frac{c+l}{l}, \quad (3.28)$$

Определяется осевая реакция подшипника:

$$H = H_1 = F_a, \quad (3.29)$$

Когда используются радиально-упорные подшипники качения обращая внимание на схему установки подшипников, расстояние  $l$  которое определяется между точками приложения соответствующих радиальных реакций подшипников, оказавшиеся непосредственно в месте пересечения нормали соответственно к середине плоскости контакта поверхности тела качения и оси вала, находится [80]:

$$l = l_{\pi} \pm 2\Delta l, \quad (3.30)$$

где  $l$  – от торца соответственно наружного кольца смещение;  $l_{\pi}$  – между торцами соответственно наружных колец подшипников вала расстояние.

Таким образом, необходимо отметить, что важнейшим направлением по повышению надежности и эффективности работы трансмиссионных валов НБА – это применение эффективных расчетов на стадии проектирования и моделирования, а также энергоэффективных технологий изготовления и

возможного восстановления. Предложенные рекомендации позволяют, на 18% повысить надежность и долговечность изготавливаемых и восстанавливаемых трансмиссионных валов насосов буровой.

Для выполнения расчетов трансмиссионных валов насосов на циклическую прочность предлагается расчетная схема, которая предусматривает рассмотрение на разделении циклов изгиба и кручения, а расстояние между точками соответствующего приложения радиальных реакций должно находиться непосредственно, обращая внимание на схему установки подшипников, если устанавливаются и используются радиально-упорные подшипники качения.

### 3.4 Выводы по разделу

1. При исследовании динамических процессов, возникающие в структурных элементах насоса одним из критериев эффективности предложена энергоемкость процесса бурения. Расчетами установлено, что безотказная работа насоса зависит от технического состояния трансмиссионного (приводного) вала насоса, на который действует циклически изменяющаяся динамическая нагрузка. При обосновании критериев эффективности бурового насоса установлены причинно-следственной связи между технико-эксплуатационными параметрами насоса и выходными параметрами буровой установки. Например, неравномерность подачи давления жидкости  $P_n$  и «затупление» фрезы снижают производительность установки  $Q = S \cdot D \cdot k \cdot kv$ . Так же установлена причинно-следственная связь между интенсивностью изнашивания  $I$  и зенитным углом входа фрезы,  $\alpha$   $F_{mp}^D = f \cdot R_D \cdot ctg(\alpha + \mu)$ , данная связь описана  $i \rightarrow \min$ , функцией изменения формы при износе  $P_i(x)$ . Изменение в приводе насоса моментов сил сопротивления на валах и в шестерни приводного вала,  $M_k$  значительно увеличивает мощность приводного двигателя установки  $N$ , кВт.

2. Частые отказы бурового насоса, связанные с резким снижением давления подачи,  $P_n$  и как следствие производительности  $Q$ . Обосновано, что изменение угла входа фрезы до  $\alpha=45^\circ$  увеличивает интенсивность изнашивания ( $i \rightarrow \max$ ) цилиндрической и приводной частей насоса. Это связано с резким возрастанием моментов сил сопротивления ( $Fm$ ) при увеличении объема подачи специального глинодержающего раствора в устье колонны, когда фреза замедляет скорость прохода.

Изношенная поверхность контакта шестерни вала привода, влияет на динамику перераспределения моментов сил и контактных напряжений  $\sigma_{-1}$  и как следствие изменяет структуру взаимного расположения контактных поверхностей относительно проектной оси симметрии.

Таким образом, сформулирована научная проблема о необходимости разработке единой методики оценки ресурсной долговечности насоса с учетом коэффициентов, определяющие изменение структурного взаиморасположения контактных поверхностей относительно проектной оси симметрии при динамических нагрузках буровой.

3. На долговечность насоса влияет момент распределения сил и динамической нагрузки по контактной и несущей поверхности вала и шестерни привода. В процессе эксплуатационного износа изменяется структурное расположение и осевое смещение прецизионных увеличивая амплитуду ударных нагрузок. Установлено, что интенсивный износ этих узлов наступает при граничном условии когда угол зацепления  $\alpha \geq 22^\circ$ , а угол наклона зубьев цилиндрических колес  $\beta = 8^\circ$ . Исследованиями установлено, что наибольшее воздействие моментов динамических сил приходится на зубья шестерни и шейки эксцентрикового вала.

Комплексный подход и систематизация динамических процессов отражен в разработанной блок-схеме алгоритма методики исследования ресурсной долговечности насоса с учетом динамических нагрузок при эксплуатационном износе.

4 Исследуемые прочностные параметры трансмиссионного вала показывают, что цикл кручения является асимметричным ( $\tau_m > 0$ ), период цикла кручения соответственно зависит от кратности нагрузки  $k$  ( $k=4$  – дуплекс;) и частоты ходов насоса и не зависит также от передаточного отношения между трансмиссионным и коренным валом.

Установлено, что на величину эквивалентного цикла изгибающего момента  $M_{и.э.кв}$  трансмиссионного вала, влияет нагрузка  $R$  от натяжения цепной или клиноременной передачи, силы  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$  в зацеплении шестерни и момент соответствующей пары сил  $M_a$ , соответственно возникающий при учете осевой силы  $F_a$  к оси вала насоса. Действие именно этих факторов объясняет физический смысл концентрации напряжений и износа в приводной части вала, где установлен шкив и неравномерный износ зубьев шестерни.

Важным моментом исследования динамики износа является угол наклона  $\gamma$  линии, зубчатых колес соединяющей центры, и разложения радиальной  $F_r$  и окружной  $F_t$  силы на горизонтальную и вертикальную составляющие. Именно эти силы создают асимметрию цикла нагружения смещая центр приложения нагрузки. Значит динамически непостоянная нагрузка распределяется не в соответствии с энергоемкостью процесса. Установлена зависимость коэффициента чувствительности от предела прочности  $\sigma_b$  материала вала к асимметрии цикла кручения  $\psi_\tau$ . Например, при  $\sigma_b < 650-1000$ ,  $\psi_\tau = 0,05$  с увеличением асимметрии цикла предел прочности снижается до 700 Мпа.

Таким образом, важнейшим направлением по повышению надежности и эффективности работы трансмиссионных валов НБА– это применение эффективных управляемых систем перераспределения сил и длительное сохранение технических характеристик на всех режимах эксплуатации. Ресурсную долговечность предлагается повысить энергоэффективной технологией изготовления и возможного восстановления с применением дополнительных конструктивных элементов.

## 4 АДАПТАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ, НАПРАВЛЕННЫХ НА ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БУРОВОГО НАСОСА

### 4.1 Усовершенствование математической модели процесса изнашивания шестерни при неравномерном смещении площади контакта и распределении моментов сил относительно оси симметрии зуба

Работу, приводящую в действие насос (буровой установки) совершает ведущая шестерня трансмиссионного вала насоса. Следовательно, для снижения энергоемкости и повышения надежности насоса необходимо исследовать принцип распределения напряжений и сил, появляющихся в кинематических связях шестерни трансмиссионного вала и зубчатого колеса эксцентрикового вала насоса. Определяя энергетические составляющие насоса при взаимодействии трансмиссионного вала и эксцентрикового, исследовали мощность в зацеплении шестерни и колеса. В результате зависимость энергетических затрат насоса при бурении была модернизирована с учетом исследованных моментов сил и ускорений для заданной угловой скорости вращения  $\omega$  трансмиссионного вала [81-84].

$$N_1 = \sum_{i=1}^n \phi_{\tau i} \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y} \sum R_i + F_{t1} r_1 (n_1 - n_k) K_a. \quad (4.1)$$

В формуле (4.1)  $N_1$  – мощность в зацеплении шестерни;  $\phi_{\tau i}$  – касательная сила инерции;  $R_i$  – плечо приложения силы;  $F_{t1}$  – сила, приложенная к шестерне;  $r_1$  – радиус делительной окружности шестерни;  $n_1$  – частота вращения шестерни;  $n_k$  – частота вращения колеса вала;  $K_a$  – коэффициент, учитывающий влияние нагрузки,  $K_D$ -коэффициент концентрации напряжений.

Исследования принципа воздействия динамических нагрузок на контактную поверхность ведущей шестерни трансмиссионного вала проводили поэтапно исследуя как изменяется окружная, радиальная и осевая силы в зацеплении  $F_{t1}$  (Таблица 4.1).

Таблица 4.1– Изменение сил в зацеплении шестерни трансмиссионного вала

Вид силы	Условия расчета	Обозначения	Значения
Окружная сила	$F_{t1} = \frac{2T_{II}10^3}{d_1}$ ; $T_{II} = T_{III} \eta_{оп} \eta_{пк} U_{оп}$ ,	$d_1$ - делительный диаметр шестерни, мм; $T_{II}$ - крутящий момент трансмиссионного вала Н·м.	$F_{t1} = 10,602$ кН. $T_{II} = 639,59$ Н·м
Радиальная сила	$F_{r1} = F_{t1} \frac{tg\alpha}{\cos\beta}$	$\alpha$ – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$ $\beta$ – угол наклона зубьев цилиндрических колес, $\beta = 6^\circ$	$F_{r1} = 3880,151$ Н
Осевая сила	$F_{a1} = F_{t1} tg\beta$	-//-	$F_{a1} = 1114,315$ Н

Анализируя полученные результаты установлено, что изменение величины действие окружной силы  $F_{t1}$  в зубьях зацепления шестерни трансмиссионного вала во многом зависит от привода открытой передачи. А именно от мощности электропривода  $P_{дв}$  и его угловой скорости  $\omega_{ном}$ , которые формируют

вращающийся момент  $T_{II}$  и  $T_{III}$ . По установленным зависимостям можно изучать эксплуатационные и режимные характеристик насоса буровой установки и определить энергоемкость каждой операции колонкового бурения. Зависимость крутящего момента  $M_{к1}$  от изменения режима работы электропривода выразим через угловую скорость открытой передачи и опишем равенством  $M_{к1} = 1,32\omega^{1,006}$ . Приведенные факторы должны быть различны по времени торможения  $t_3$ , также времени разгона  $t_1$  и углу  $\alpha$  зацепления зуба шестерни, соответствующего  $\Delta t_i$  [85-87].

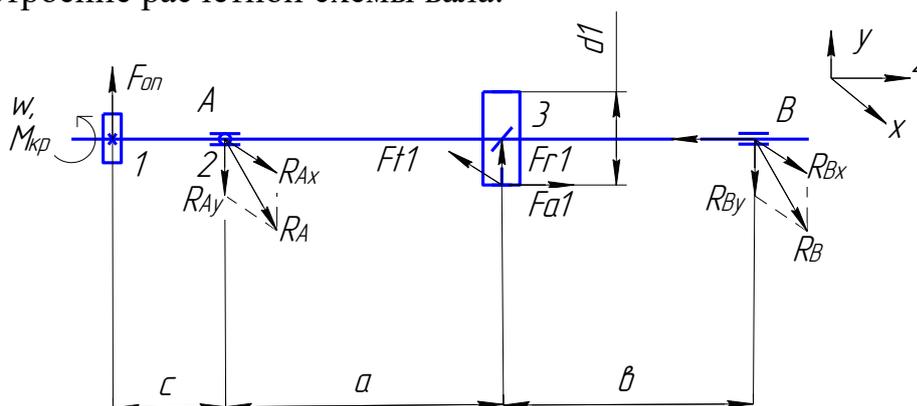
Значит, окружная сила, действующая в зацеплении шестерни трансмиссионного вала, зависит от входных параметров электродвигателя, характеризующие его КПД. Учитывая, что в процессе эксплуатации электродвигатель работает на относительно стабильных режимах, а кинематика ударных нагрузок от привода системы «трансмиссионный вал - шестерня» ограничена подшипниками скольжения, окружную силу в зацеплении можно условно принять как  $F_{t1} = \text{const}$ . Исследуя влияние радиальной  $F_{r1}$  и осевой сил  $F_{a1}$  на количественные значения силы зацепления  $F_{z1}$  видна зависимость от конструктивно-структурных параметров ( $\text{tg}\alpha$  и  $\cos\beta$ ) кинематической пары «шестерня-колесо». Данная зависимость существенно начинает проявляться в процессе эксплуатации трансмиссионного вала.

При естественном изнашивании зуба шестерни происходит деградация его контактной поверхности зацепления. При незначительных износах материала, ширина зуба изменяется от 1 мкм до 1 мм, что приводит к изменению угла зацепления  $\text{tg}\alpha$ , изменяя площадь контактной поверхности зуба [90]. В результате механического износа, отклонение угла зацепления  $\text{tg}\alpha$  на  $1'$ , существенно изменяет действие радиальной силы  $F_{r1}$ , а также меняет вектор ее приложения в единицу площади контакта зуба. Например, при  $\text{tg}\alpha = 20^\circ$  радиальная сила составляет  $F_{r1} = 3880,151$  Н, что обеспечивает эффективное зацепление кинематической пары «шестерня-колесо» трансмиссионного вала насоса. При том же механическом износе, отклонение угла зацепления составляет  $\text{tg}\alpha = 19^\circ 40'$  значение радиальной силы  $F_{r1} = 3838,04$  Н снижается на 47 Н. Износ контактной поверхности приводит к изменению структурных зазоров  $\Delta i$  между зубьями, а под действием динамических моментов сил и угловых скоростей  $\omega$  в контактной площади зацепления происходит динамический удар. Максимальные значения ударной нагрузки приходится на момент начала движения и остановки шестерни. Это короткий интервал времени, когда элемент приобретает ускорение и замедление, соответствующее времени  $t_1$  и  $t_2$ . От действия динамических нагрузок формируются локальные зоны усталостных напряжений, вызывающие микротрещины, вырыв и изломы зубьев. Даже процесс частичного разрушения зуба приводит к искажению угла зацепления как минимум на  $1^\circ$ . Например, при частично выкрашенном зубе угол зацепления меняется до  $\text{tg}\alpha = 19^\circ$ , а радиальная сила изменяется до  $F_{r1} = 3670,67$  Н, что на 210 Н меньше от эффективной силы  $F_{r1} = 3880,151$  Н. Из анализа расчета видно, что снижение сил в зацеплении уменьшает вращающий момент, обеспечивающий эффективное зацепление и функционирование насоса. Но в практике эксплуатации при снижении моментов вращения в зацеплении зубьев, также

наблюдается прогрессивное деградирование контактной поверхности, приводящее к выкрашиванию и облому зубьев. Данное явление объясняется тем, что при действии малых моментов в зацеплении, но в короткие интервалы времени  $t_1, t_2 = 0,3$  с на контактную площадь изношенной поверхности возрастает амплитуда разрушающих напряжений материала.

Следовательно, актуальной задачей стоит обоснование коэффициентов распределения нагрузки по зубьям шестерни с учетом естественного и прогрессирующего износа и действующих моментов реакции сил. С целью исследования принципов распределения динамических нагрузок по трансмиссионному валу в процессе эксплуатации необходимо изучить формирование напряжений на ограниченной контактной поверхности зуба шестерни. По результатам исследования сделано таким образом, соответствующее теоретическое предположение о том, что возможный износ контактной поверхности зуба шестерни трансмиссионного вала непосредственно приводит к соответственному увеличению структурных зазоров в шестерни  $\Delta_{i1}$ , а смещение имеющегося пятна контакта относительно проектной оси симметрии зуба будет приводить к увеличению действующих напряжений на малую площадь поперечного сечения, снижая коэффициент долговечности.

#### 1. Построение расчетной схемы вала:



$x, y, z$ -координатные системы осей;  $a, b, c$ —расстояние между подшипниками;  $d_1$ — диаметр шестерни;  $A, B$ — обозначение подшипников на валу;  $w, M_{кр}$ — крутящий момент;  $F_{оп}$ —консольная сила от ременной передачи;  $F_{t1}, F_{r1}, F_{a1}$ ,-направление сил на шестерне и на колесе;  $R_A, R_{Ax}, R_{Ay}, R_B, R_{Bx}, R_{By}$  - направление радиальных реакций в подшипниках  $A, B$  соответственно.

Рисунок 4.1 - Расчетная схема трансмиссионного вала

Определим реакции в подшипниках, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях (Рисунок 4.1). Изучение принципа распределения реакций сил по элементам трансмиссионного вала насоса, позволит выявить наиболее напряженные участки вала.

– вертикальная плоскость:

$$-F_{оп} \cdot c + F_{r1} \cdot a + M_a - R_{By}(a + b) = 0 \quad (4.2)$$

$$R_{By} = \frac{-F_{оп} \cdot c + F_{r1} \cdot a + M_a}{(a+b)} \quad (4.3)$$

$$-F_{оп}(c + a + b) + R_{Ay}(a + b) + M_a - F_{r1}b = 0 \quad (4.4)$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{оп}(c+a+b) - M_a + F_{r1}b}{a+b} \quad (4.5)$$

- горизонтальная плоскость (4,5):

$$F_{t1}a - R_{Bx}(a + b) = 0 \quad (4.6)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1}a}{2a} = \frac{F_{t1}}{2} \quad (4.7)$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1}}{2} \quad (4.8)$$

По результатам расчета видно, что в вертикальной плоскости действие реакции сил  $R_{By}$  (2) в точке (B) приложения силы составляет 83,54 Н, а в точке (A)  $R_{Ay} = 8006,93$  Н (3). Такой разброс значений объясняется действием крутящего момента  $M_{кр}$  от сил  $F_{оп}$  открытой передачи. Следовательно, участки вала в зонах 2 и 3 (Рисунок 4.1) подвержены наибольшему действию динамических сил, условно стремящиеся сместить его относительно проектной оси вращения. Данный расчет объясняет причину наибольшего количества износов в шестерни зацепления зона 3 участок приложения радиальной силы  $F_{r1}$ .

В горизонтальной плоскости наблюдается уравнивание реакции сил  $R_{Ax}$  и  $R_{Bx}$  равные 5301 Н. Значит в горизонтальной плоскости во всех критических зонах 2 и 3 точки (A и B) (Рисунок 4.1) система находится в равновесном состоянии.

В результате износа зуба происходит смещение пятна контакта относительно оси его симметрии. Расчет реакции сил, действующих в подшипниках в вертикальной и горизонтальной плоскостях подтвердил предположение о том, что смещение контактного пятна приводит к смещению центра приложения радиальной силы  $F_{r1}$  на  $(\Delta h/2)$ -i. А значит и действие момента  $M_{кр}$  сместится на величину  $(\Delta h/2)$ -i, что приведет к резкому всплеску напряжений на изношенный участок зуба.

Построение эпюр поперечных сил в 1-4 сечениях.

– вертикальная плоскость:

$$Q_{y1} = F_{оп}; \quad Q_{y2} = F_{оп} - R_{Ay} \quad (4.9)$$

$$Q_{y3} = F_{оп} - R_{Ay} + F_{r1} \quad (4.10)$$

$$Q_{y4} = R_{By} \quad (4.11)$$

– горизонтальная плоскость (9,10):

$$Q_{x1} = 0; \quad Q_{x2} = -R_{Ax} \quad (4.12)$$

$$Q_{x3} = -R_{Ax} + F_{t1} \quad (4.13)$$

$$Q_{x4} = R_{Bx} \quad (4.14)$$

Таблица 4.2 – Расчетные уравнения поперечных сил и изгибающих моментов, действующие в трансмиссионном вале

Построение эпюр поперечных сил в 1-4 сечениях, Н			Построение эпюр изгибающих моментов, Н·м	
Исследуемая плоскость	Равенства сил в i-ом сечении	Значения сил	Равенства сил в i-ом сечении	Значения моментов в изгиба
Вертикальная плоскость	$Q_{y1} = F_{оп}$	4210,32	$M_{x1} = 0$	0
	$Q_{y2} = F_{оп} - R_{Ay}$	-3796,61	$M_{x2} = F_{оп}c$	-757,86
	$Q_{y3} = F_{оп} - R_{Ay} + F_{r1}$	83,541	$M_{x3} = F_{оп}(c + a) - R_{ay}a$	51,69
	$Q_{y4} = R_{By}$	83,541	$M_{x4} = 0$	0
горизонтальная плоскость	$Q_{x1} = 0$	0	$M_{y1} = 0$	0
	$Q_{x2} = -R_{Ax}$	-5301	$M_{y2} = 0$	0
	$Q_{x3} = -R_{Ax} + F_{t1}$	5301	$M_{y3} = -R_{Ax}a$	-985,986
	$Q_{x4} = R_{Bx}$	5301	$M_{y4} = 0$	0

2. Построение эпюр изгибающих моментов с учетом износа.

– вертикальная плоскость (относительно оси  $x$ ):

$$\begin{aligned} M_{x1} &= 0; M_{x2} = F_{оп}c \\ M_{x3} &= F_{оп}(c + a) - R_{ay}a \end{aligned} \quad (4.15)$$

– горизонтальная плоскость (относительно оси  $y$ ):

$$\begin{aligned} M_{y1} &= 0; M_{y2} = 0; M_{y3} = -R_{Ax}a \\ M_{y4} &= 0 \end{aligned} \quad (4.16)$$

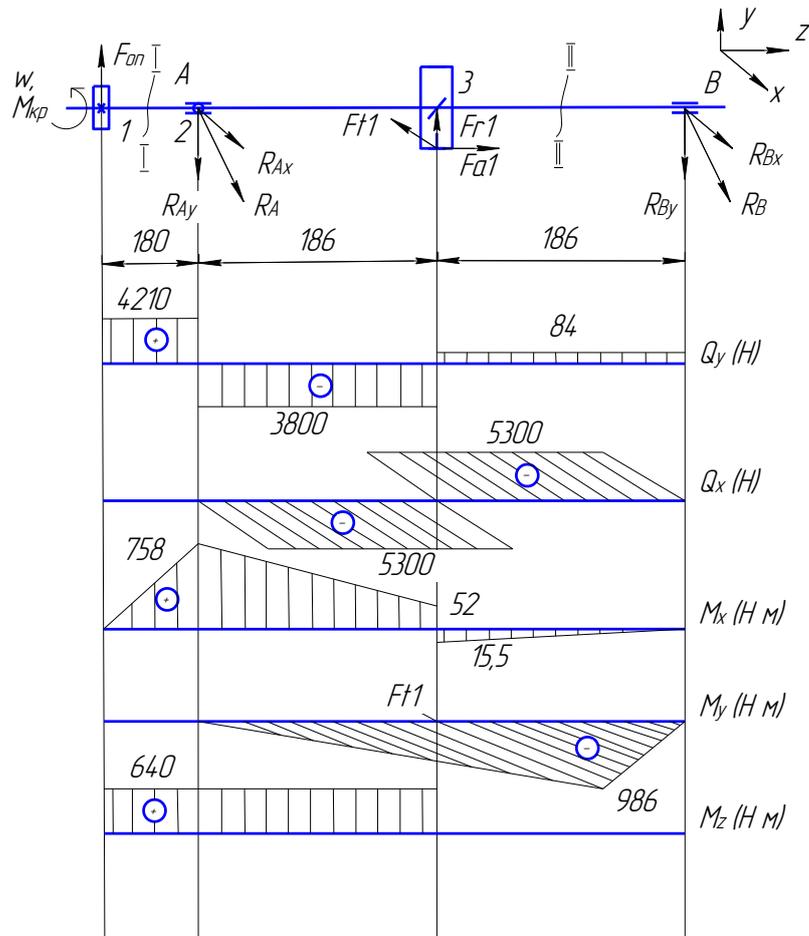
3 Далее построим эпюру крутящих моментов с учетом отклонения изношенной площади:

$$M_{кр} = M_z = F_{t1} \frac{d_1}{2} \quad (4.17)$$

4. Определяются в плоскостях износа соответствующие радиальные реакции:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} \quad (4.18)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} \quad (4.19)$$



$x, y, z$ - координатные оси системы;  $I, II$ - соответствующие сечения на валу;  $A, B$ – обозначение подшипников на валу;  $w, M_{кр}$ - крутящий момент;  $1, 2, 3$ -участки вала;  $F_{оп}$  –консольная сила от ременной передачи;  $F_{t1}, F_{r2}, F_{a1}$ , -направление сил на шестерне и на колесе;  $R_A, R_{Ax}, R_{Ay}, R_B, R_{Bx}, R_{By}$  -направление радиальных реакций в подшипниках  $A, B$  соответственно;  $Q_y, Q_x$ -поперечные силы;  $M_x, M_y, M_z$ -изгибающие моменты.

Рисунок 4.2-Расчетная схема вала с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов

5. Определяем суммарные изгибающие моменты в *тах* нагруженных сечениях:

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} \quad (4.20)$$

$$M_2 = M_{x2} = 757,86 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (4.21)$$

Локализация зон концентрации внутренних усталостных напряжений в процессе эксплуатации буровых насосов является проблемой в повышении ресурсной долговечности [88]. Понимая принцип перераспределения усталостных явлений при деградированной структуре металла в процессе эксплуатации позволит эффективно выработать технические решения конструкции и технологию изготовления.

6. Определение допускаемых контактных напряжений.

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$$

Материал-40Х, улучшение; 269...302НВ;  $\sigma_B = 900$ МПа сигма временное допускаемое;  $\sigma_T = 750$ МПа предел текучести материала;  $\sigma_{-1} = 410$ МПа контактное напряжение –разрушение.

$$[\sigma]_{H1,2}^* = \sigma_{Hlim1,2} = 2HB_{cp} + 70 \quad (4.22)$$

$$[\sigma]_{H1,2} = \frac{\sigma_{Hlim1,2} \cdot K_H}{S_H}, \quad (4.23)$$

где:  $K_H$  – коэффициент долговечности,  $K_H = 1$

$S_H$  = коэффициент безопасности,

$S_H = 1,1$  (для нормализации и термоулучшения)

Произведем проверку по контактным напряжениям на площади износа.

$$\sigma_H = k \sqrt{\frac{F_t(U_\phi + 1) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}}{d_2 b_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (4.24)$$

где:  $k$  - вспомогательный коэффициент для косозубых передач  
 $k=345$ - для шевронных передач.

$$Z_2 = Z_1 U_{3П}; \quad d_2 = \frac{Z_2 m}{\cos \beta} \quad (4.25)$$

где:  $K_{H2}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

$v$ - окружная скорость колес, м/с

$$v = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3}; \quad \omega_2 = \frac{\omega_{II}}{U_{3П}} \quad (4.26)$$

(9 степень точности)

где:  $K_{H\alpha} = 1,13$ - коэффициент распределение нагрузки между зубьями[88];

$K_{HV}=1,06$  - коэффициент динамической нагрузки зависящий от степени точности передачи и окружной скорости колес [88, с.5];

$K_{H\beta}$ -коэффициент, неравномерности нагрузки по длине зуба.

7. Определение допускаемых напряжений изгиба при изношенной поверхности в процессе эксплуатации.

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{Flim1,2}}{S_{F1,2}} \gamma_A \gamma_{N1,2}, \quad (4.27)$$

где:  $\sigma_{Flim}$ – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба;

$\sigma_{Flim} = 1,8$  НВ,  $\sigma_{Flim} = 1,8 \cdot 285,5 = 513,9$ МПа;

$S_F$  – коэффициент безопасности,  $S_F = 1,75$ ;

$\gamma_A$ - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки;

$\gamma_A=1$  (односторонняя);

$\gamma_N$ - коэффициент долговечности,  $\gamma_N=1$ ;

Проверка напряжений изгиба зубьев шестерни и колеса.

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{\gamma_{F1}}{\gamma_{F2}} \leq [\sigma_F]_1; \quad \sigma_{F2} = \gamma_{F2} \gamma_{\beta} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (4.28)$$

где:  $K_{F\alpha}=1,35$ ,  $K_{F\beta} = 1$ ,  $K_{FV} = 1,12$ ;  $\gamma_F$ -коэффициент формы зуба;  
Номинальное значение максимального напряжения изгиба в изношенной части трансмиссионного вала:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}, \quad (4.29)$$

где:  $W$ -осевой момент сопротивления сечения вала,  $m^3$  с учетом износа контактного диаметра впадины зубьев.

$$W = \frac{\pi d_{f1}^3}{32}, \quad (4.30)$$

где:  $d_{f1}$ = диаметр впадин зубьев, мм

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m,$$

9.Номинальное значение максимального касательного напряжения (от кручения) (24):

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр}}{W_{\rho}}, \quad (4.31)$$

$$W_{\rho} = \frac{\pi d_{f1}^3}{16}, \quad (4.32)$$

10.Определим коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений для расчетных сечений вала:

3 сечение

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y}, \quad (4.33)$$

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y}, \quad (4.34)$$

где:  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;  $\sigma_B = 900$  МПа,  $\sigma_{-1} = 410$  Па;  $r=3,5$  мм- фаска подшипника;  $t=3,5$  мм-высота буртика.

$$\frac{t}{r} = 1 \Rightarrow \frac{r}{d} = \frac{3,5}{88} = 0,04 \Rightarrow K_{\sigma} = 1,8, \quad K_{\tau} = 1,5,$$

где:  $K_d$ - коэффициент учитывающий влияния абсолютных размеров и соответствующего поперечного сечения,  $K_d=0,635$  (при изгибе для легированных соответственно сталей плюс кручение);  $K_F$ -коэффициент учитывающий влияния шероховатости поверхности,  $K_F= 1,50$  ( $R_a 10 \Rightarrow R_z 40$ );

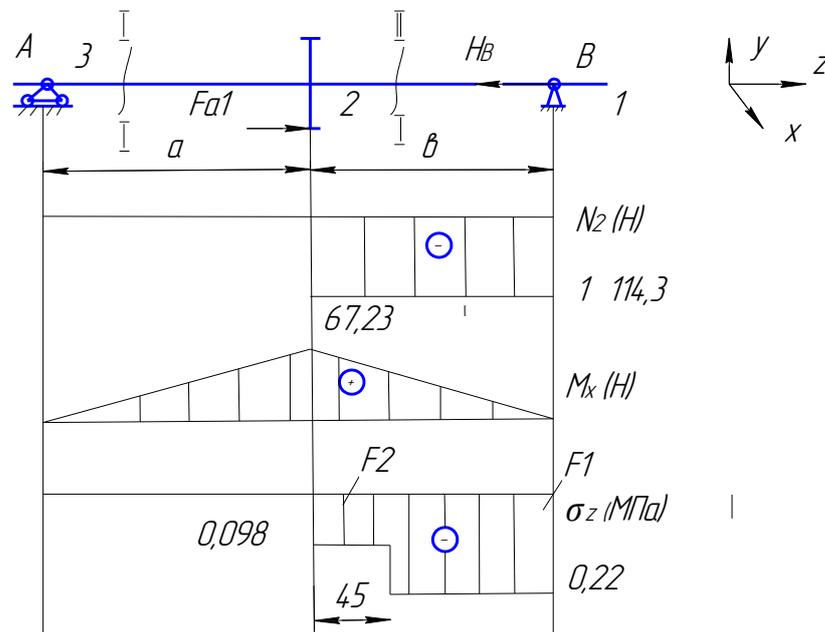
$K_y$  - коэффициент влияния соответствующего поверхностного упрочнения, равный ( $K_y=2,4$ ) закалка с последующим нагревом ТВЧ [ $\sigma_B$  сердцевины, 600/800];

12. Определим непосредственно пределы выносливости и соответствующие критерии для рассматриваемых расчетных сечениях вала [88, с.7]:

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D}; (\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D}, \quad (4.35)$$

где:  $\tau_{-1}$  и  $\sigma_{-1}$  – соответствующие пределы выносливости соответственно в гладких образцах при симметричном цикле изгиба и кручения вала [88];  $\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1} \approx 0,58 \cdot 410 = 237,8$  МПа

13. Построение эпюр при действии продольных сил.



$I, II$ -сечения вала;  $x, y, z$ - координатные системы осей;  $a, b$  – расстояние между подшипниками;  $A, B$  – обозначение подшипников на валу;  $1, 2, 3$ -участки вала;  $FOP$ – консольная сила от ременной передачи;  $Fa1$ – направление сил на шестерне и на колесе;  $FB$ - направление силы;  $F1, F2$ - площадь поперечного сечения;  $N2$ - продольная сила;  $Mx$ - изгибающий момент;  $\sigma z$ - напряжение в соответствующем сечении вала.

Рисунок 4.3 - Расчетная схема вала с построением эпюр при действии продольных сил

$$\sum F_2 = 0 F_{a1} - H_B = 0 H_B = F_{a1} = 1114,3(H) \quad (4.36)$$

$$I - I: N_1 = 0$$

$$II - II: F_{a1} + N_2 = 0 N_2 = -F_{a1} = -1114,3(H) \quad (4.37)$$

$$M_{x1} = 0$$

$$M_{x2} = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} \quad (4.38)$$

$$M_{x3} = 0.$$

$$\sigma_Z = \frac{N}{F}, \quad (4.39)$$

где:  $N$  – продольная сила;  $F$  – площадь поперечного сечения;  $\sigma_{Z1} = 0$

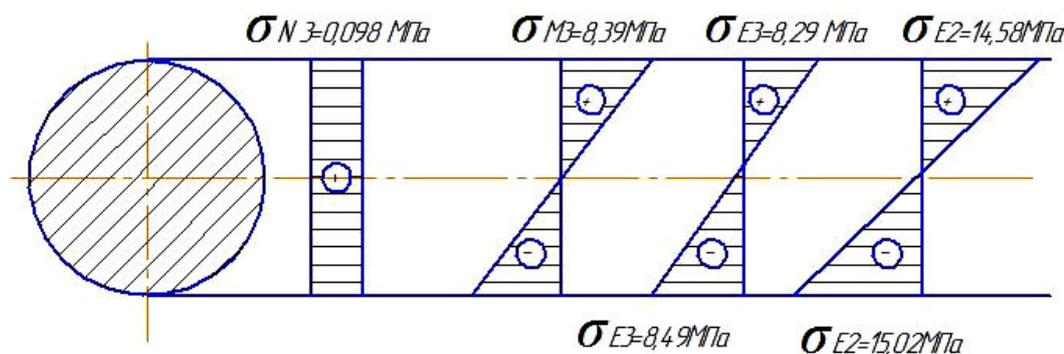
$$\sigma_{Z2} = \frac{-N_2}{F_2}, \quad (4.40)$$

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (4.41)$$

#### 14. Наибольшее напряжение в поперечном сечении вала

3 сечение	2 сечение
$\sigma_{N\max} = -0,098 \text{ МПа};$	$\sigma_{N\max} = -0,22 \text{ МПа}$
$\sigma_{M\max} = 8,39 \text{ МПа};$	$\sigma_{M\max} = 14,8 \text{ МПа}$

$$S_{\sigma 3} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_{\varepsilon}}. \quad (4.42)$$



$\sigma_{N3}, \sigma_{M3}, \sigma_{E3}, \sigma_{E2}$ , -напряжения в соответствующих поперечных сечениях вала

Рисунок 4.4 -Расчетная схема с построением наибольших напряжений в поперечном сечении вала

При исследовании преждевременной поломки из-за усталостного выкрашивания зубьев, показатели загрузки зубчатой поверхности по Герцу определяют максимальную напряженность сцепления на поверхности упругих касаний [80, с.1376], соответственно:

$$\sigma_H = z_{ш} \sqrt{\frac{q}{2\rho_{пр}}} \leq [\sigma_H], \quad (4.43)$$

где: приведенный соответственно радиус кривизны -  $\rho_{пр}$ , и  $z_{ш}$  – число зубьев шестерни;  $[\sigma_H]$  – максимальное допустимое напряжение смятия по Герцу;  $q$  – удельная контактная нагрузка.

Напряжение смятия по Герцу максимальное на площадке упругого касания представляется:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} u \pm 1}{d_{w1} u}} \leq [\sigma_H], \quad (4.44)$$

где:  $Z_M$  – коэффициент, учитывающий контактную прочность;  $Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий соответствующее влияние величины  $\varepsilon_\alpha$  на нагрузочную способность зубчатых передач шестерни;  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения соответствующей нагрузки непосредственно по ширине зубчатого венца шестерни;  $d_{w1}$  – начальный диаметр зубчатого колеса;  $u$  – передаточное число,  $\omega_{Ht}$  – угловая скорость колеса редуктора.

Представленная выше зависимость свидетельствует, и непосредственно показывая об условиях в результате которых возникает критическое напряжения смятия  $\sigma_H$ , которое соответственно может определяться площадью которая формируется на рабочей ширине  $b_w$  зубчатых зацеплений. Ограничивать окружную силу  $P_{Ht}$  от действующего диаметра  $d_w$  начальной окружности удельной контактной нагрузки площади пятна контакта зубьев:

$$q_k = \frac{P_n}{l_k} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha}, \quad (4.45)$$

где  $P_n$  – представлена как необходимая сила которая действует соответственно в нормальном сечении;  $K_{H\beta}$  -коэффициент который соответственно определяет неравномерность распределения соответствующей нагрузки непосредственно по ширине рассматриваемого зубчатого венца шестерни привода;  $l_k$  - соответствующий параметр длины непосредственного пятна контакта зубьев шестерни, м;  $K_{H\nu}$  - коэффициент, который учитывает соответственно динамическую нагрузку;  $K_{H\alpha}$  - коэффициент, который непосредственно учитывает имеющееся распределение неравномерности нагрузки соответственно, между зубьями шестерни [89].

Таким образом, при смещении проектной оси, контактное зацепление в условиях эксплуатации приводит к малому изнашиванию поверхности, при этом контактная поверхность неплотно прилегает к контактной плоскости, вызывая на поверхности венца шестерен зубьев соответствующее перераспределение нагрузки.

В короткий срок воздействия соответствующих максимальных моментов, когда трансмиссионный вал привода насоса в процессе непосредственно торможения ( $t_3$ ) или соответственно разгона ( $t_1$ ) т (в интервале 0,25-0,35с.), приводит к нарушению непосредственно существующих условий соответствующего равенства критической напряженности изгиба вала-шестерни, что соответствует зависимости  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ . А также необходимо отметить в конечном впоследствии в целом приводит к излому или дефекту зубьев шестерни вала привода насоса независимо от их величины возможного сопутствующего износа, и таким образом, играет значительную роль в создании моментов, а также влияет на непосредственно расчет ресурса механизма привода насоса

коэффициент имеющегося смещения контактных пятен  $\lambda$  от соответствующей оси проекта симметрии оси зуба шестерни:

$$\lambda = \frac{l_k Z_\varepsilon^2 \Delta i}{b_w (d_w - d_f)}, \quad (4.46)$$

где  $\Delta i$  – отклонение значения от проектной оси соответственно пятна контакта;  $d_w, d_f$  – диаметры соответствующие зубчатой шестерни начальной окружности и окружности впадин.

Значимость коэффициента  $Z_\varepsilon^2$ , который учитывает соответственно величины  $\varepsilon_\alpha$  и нагрузочную способность зубьев передач, немало важна, так уточненные коэффициенты представляет принятое полиномиальное равенство (4.42):

$$\lambda = -7,0434(Z_\varepsilon^2)^2 + 20,616(Z_\varepsilon^2) - 13,218. \quad (4.47)$$

Учитывая контактную прочность и наиболее подходящие значения момента, определяем с применением коэффициента  $\lambda$ :

$$M_{H1} \leq [M_{H1}] = \frac{b_w d_{w1}^2 [k_0] \lambda \theta}{2(u+1)}, \quad (4.48)$$

где  $[M_{H1}]$  - допустимый момент;  $\theta$ -коэффициент который учитывает неравномерность распределения соответствующей нагрузки по длине зуба шестерни, а  $[k_0]$  – коэффициент долговечности.

Исследованиями установлено, что значительный вклад вносит установленный соответствующий коэффициент отклонения  $\lambda$  от проектной оси [88, с.9], в изменение учитывающей величины действующих непосредственно моментов изгиба, а более точно характеристику описывает зависимость:

$$M_{H1} = 5,16 \lambda^2 - 1,60 \lambda + 7,69 \quad (4.49)$$

Далее можно будет оценить изменение коэффициента  $\lambda$  для заданной поверхности твердости, соответствующего коэффициента долговечности  $K_{HL}^2$ , учитывающий влияние эквивалентного числа  $N_{HE}$  циклов изменения напряжений:

$$K_{HL}^2 = \sqrt[3]{N_{H0}/N_{HE}}. \quad (4.50)$$

Учитывая аппроксимацию данных, коэффициента  $\lambda$  и числа  $N_{HE}$  циклов изменения напряжений уравнение получит вид (4.46):

$$N_{HE} = -63,56 \ln(\lambda) + 43,36; R^2 = 0,935. \quad (4.51)$$

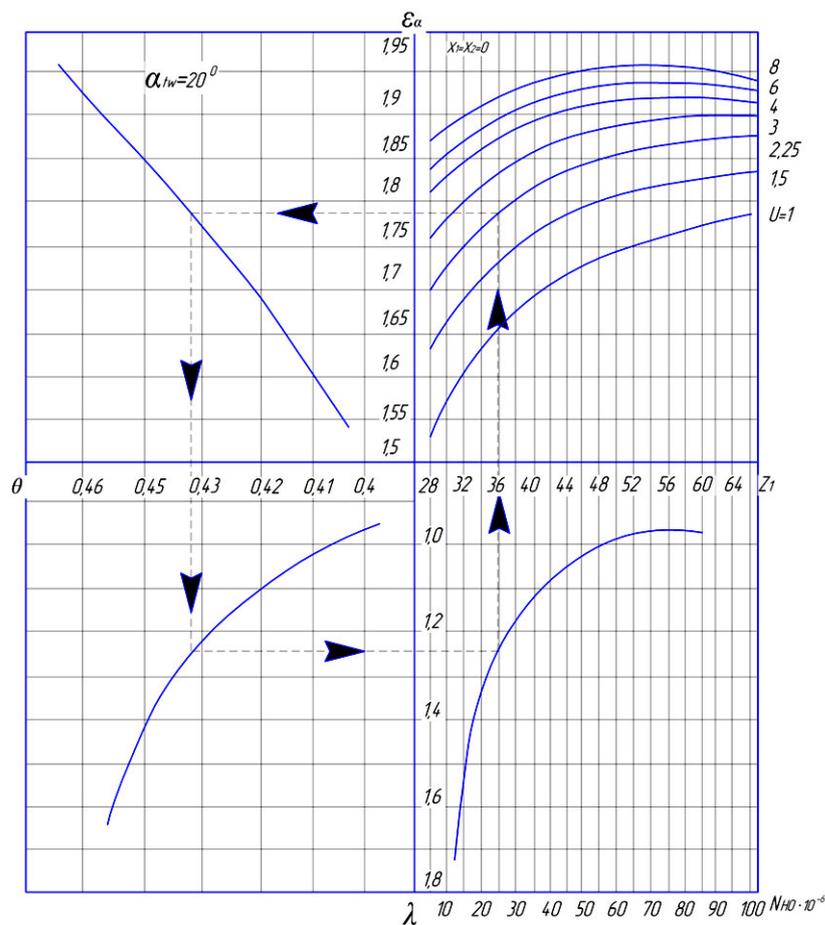


Рисунок 4.5 – Определение базовых зависимостей циклов соответствующих контактных напряжений от изменения отклонения коэффициента колебания пятна контактов  $\lambda$  оси проектной геометрии и коэффициента неравномерности распределения нагрузки –демонстрирует номограмма

В ходе исследований была разработана номограмма, представленная на рисунке 4.5, необходимая для определения соответствующей зависимости между изменениями коэффициента устанавливающего неравномерное распределения нагрузки, и коэффициентом, определяющим отклонение контактного пятна  $\lambda$  от соответствующей оси проектной геометрии поверхности при заданной требуемой твердости поверхности зубьев вала-шестерни и коэффициента долговечности.

#### 4.2 Исследование принципов формирования внутренних напряжений в изношенной поверхности трансмиссионного вала-шестерни бурового насоса

Для моделирования и расчета нагрузки на кинематическую пару рассматриваемого зацепления зубьев шестерни–вала использовался подмодуль Static II Pro SOLIDWORKS и приложение GearTrax программного обеспечения SOLIDWORKS [90]. Разработав схемы нагрузки, чтобы определить параметры входа, был задан основной параметр, определяющий степень входной свободы и тип шестеренной опоры (опора цилиндрическая), и также определяющие

непосредственное направления необходимых приложенных в соответствии ускорений, сил зацепления зубьев шестерни и т. п. По результатам расчетов и геометрическим характеристикам, а также прочностным и силовым расчетам получена модель кинематического взаимодействия кинематики «шестерня вала трансмиссии – ведомый шестерни эксцентриковый вал», что дает возможность количественного и качественного необходимого определения распределения соответствующей нагрузки контактной поверхности кинематического парного зацепления привода буровых насосов на рисунке 4.6.

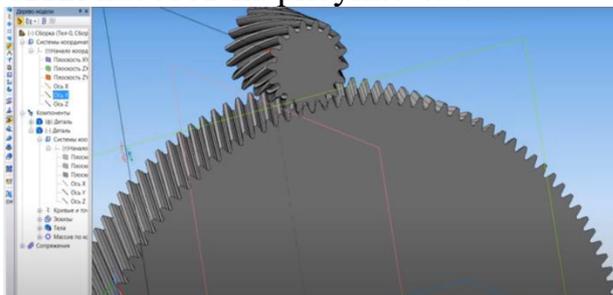


Рисунок 4.6 – Моделирование поэлементных пар зацеплений зубьев шестерни

Если определить приложенную нагрузку в контактном пятне на основании зуба к диаметру делителя, то можно определить и качественные свойства, при которых спектр цветов выделяет наиболее подлежащие нагрузке места.

На венце эксцентриковой шестерни показан небольшой непосредственный очаг напряжений контакта и его изгиба и соответственно глубина распространения в соответствующих цветовых гаммах спектральной диаграммы, что в результате можно сделать вывод о том, что вал с шестерней трансмиссионный, который непосредственно работает при соответствующей знакопеременной нагрузке, которая успевает возникать за короткий срок по времени. Они обладают непосредственной локальной концентрацией критических напряжений и не долговременно, а гамма соответствующих цветов, представленных на рисунке, характеризуется контактными характерными участками шестерни, в которых режим нагрузки протекает в необходимых оптимальных пределах, при условии достаточной прочности  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ , работающего с напряжениями  $\sigma_F = 68,34 - 123,02$  МПа.

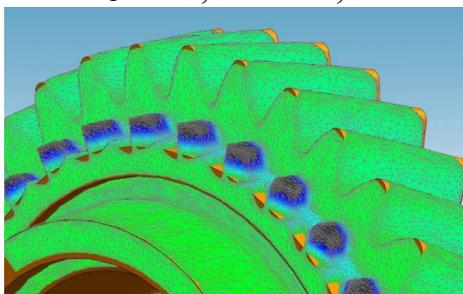


Рисунок 4.7- Распределение нагрузок непосредственно на соответствующие контактные поверхности зубьев шестерни вала привода

Крутящие моменты соответственно от вала трансмиссионного привода непосредственно передаются через сцепление зубьев к ведомой шестерне, а динамика угловой скорости и, соответственно, ускорение привода насоса выше

пиковых наибольших значений при торможении и непосредственном разгоне. Начальная фаза когда происходит взаимодействия пар зацепления зубье шестерни в период времени разгона  $t_1$  при включении в работу привода БНА, непосредственно происходит резкое повышение внутренней напряженности  $\sigma_F$  и  $\sigma_H$ , при заданной мощности усилия равной 20 кН с соответствующими напряжениями в пределах значений [90, с.675],  $\sigma_F = 68,34-123,02$  МПа. На последнем периоде зацепления зубьев  $t_3$  достигаются максимальные значений нагрузки.

К крутящему моменту непосредственно добавляются в процессе торможения момент инерции, а также силы, оказывающие давление на поверхность контакта зуба шестерни, а сила давления при этом увеличивается [88, с.11]. Нарушается баланс сил в связи с образующимися максимальными значениями соответствующего напряжения, которые непосредственно направлены, что демонстрирует рисунок 4.8, на деформацию соответственно зубчатой геометрии шестерни привода.

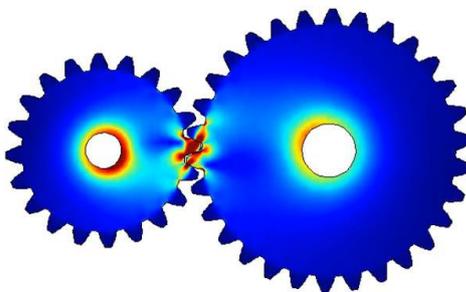
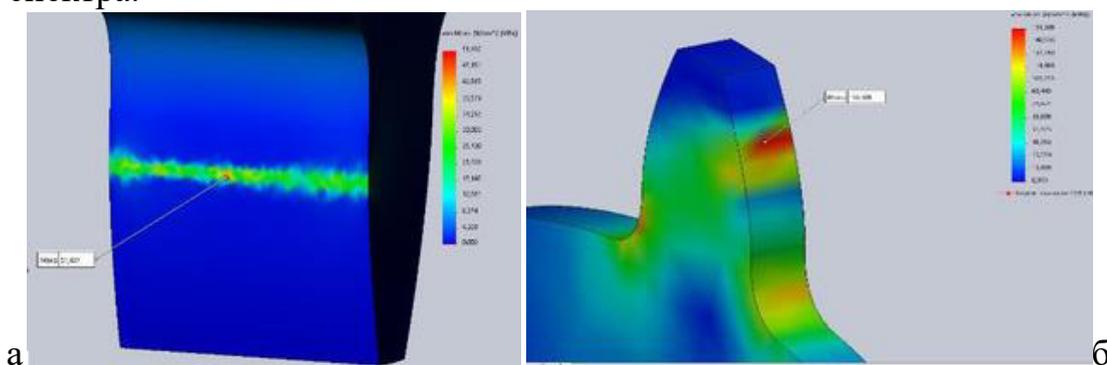


Рисунок 4.8-Максимальные продемонстрированы концентрации напряжений указывающие непосредственно зоны на зубьях шестерни

Можно отметить в исследовании распределения напряжения, что первое возмущение сил возникает, передавая соответственно на вал в направлении основания шестерни, свидетельствующее выделение на рисунке 4.9б, красном цвете спектра.



(а) контактная вала при торможении привода насоса; (б) локализация, при соответственно непосредственно заданной нагрузке внутренних напряжений зубьев шестерни

Рисунок 4.9- Демонстрация распределения напряжений.

Если неравномерно распределяется нагрузка на смещенные пятна контакта зубьев, то зона повреждения поверхности материала зуба шестерни увеличивается соответственно по длине пути торможения поверхности, что наглядно показано ниже на рисунке 4.9б, что вызвано усталостным возникающим напряжением, которое возрастает за относительно короткий временной отрезок.

В результате можно считать, что это рассмотренное положение моментов будет критичным [88, с.12], в поверхностных контактах зубьев шестерен вала. Это объясняет характер зубчатых соответствующих изломов на венце шестерен, исследованный процесс, т.е. зубчатые поломки происходят обычно в одном участке, который соответствует работе шестерни с максимальным рабочем диапазоном при тормозе бура, и соответственно привода НБА [90, с.770].

Результаты моделирования показали, что кинематическая пара в приводе «ведущая шестерня трансмиссионного вала-ведомая эксцентриковый вал» свидетельствует о достаточно высоком энергопотреблении непосредственно трансмиссионного вала привода буровых насосов.

При классическом конструировании механизма используя расчеты на прочность и силовой анализ который должен учитывать взаимодействие соответствующих контактных поверхностей зацепления, что непосредственно показывают зоны опасного сечения, в которых локализируются концентрации соответственно контактной напряженности и изгиба.

В момент торможения бура и насоса возникает критическое значение напряжений, которые происходят при максимальном угле  $\alpha = (35\div 60)^\circ$  бурения. При проводимом непосредственно моделировании результаты показали, что они удовлетворяют теоретическим расчетам, а также сущности появления облома зубьев на определенном режиме временного интервала  $\Delta t_3$ .

Анализ результатов исследований, показывает, что:

- венец шестерни трансмиссионного вала является более нагруженной деталью из-за преобладающих соответствующих моментов;

- неравномерно и непостоянно распределяется нагрузка соответственно на контактную поверхность непосредственной кинематической пары зацепления шестерен;

- главной ролью рассмотренного механизма является необходимость обеспечения соответствующей твердости на зубьях поверхности шестерни. Значимым фактором является определение необходимого числа рабочих циклов и соответствующего равномерного распределения сил в определенных периодах экстремального торможения  $t_3$  при постоянно нарастающем увеличении моментов нагрузки инерции и разгон  $t_1$ .

Исследование полученных результатов непосредственно при проведенном лабораторном и теоретическом имитационном моделировании подтверждает, что одним из самых эффективных методов для повышения энергоэффективности и долговечности привода бурового насоса является оптимальное и, соответственно, своевременное перераспределение соответствующих сил в зацеплении шестерен.

Исследования смещенного пятна износа контактной поверхности показывают, непосредственное влияние перекосов осей на кинематическую пару зацепления шестерен и соответствующее влияние на процесс распределения нагрузок между зубьями, так в расчетах пар зацепления, рассматривали данные факторы отдельным образом применяя метод суперпозиции.

По результатам исследований, разработана математическая модель распределения соответствующей нагрузки по поверхностям зубьев шестерен в кинематической паре «ведущая зубчатая шестерня трансмиссионного вала – венец шестерни эксцентрикового вала», что позволяет более точно оценить долговечность соответствующего механизма при влиянии установленного коэффициента отклонения пятна поверхности контакта  $\lambda$  зубьев шестерни от проектной геометрии оси [88, с.12]. Установлено, по полученным результатам, что коэффициент значительно влияет на соответствующую величину момента, который возникает в шестерне вала привода зацепления и, следовательно, может определять и влиять на мощность привода НБА которая непосредственно затрачивается на преодоления сил сопротивления.

При увеличении асимметрия контакта в пятне поверхности также увеличивается энергоемкость процесса бурения это, означает, равенство, описывающее распределение момента изгиба и мощность шестерни в зацеплении (4.47):

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{ш} = \sum_{i=1}^n \Phi_{\tau i} \sum R_i + (F_{ш} r_{ш} + M_{H1})(n_{ш} - n_k) K_a; \\ \sum_{i=1}^n \Phi_{\tau i} \sum R_i = \frac{\varphi m r^2}{t_1^2}; \\ M_{H1} = \frac{b_w d_{w1}^2 [k_0] \lambda \theta}{2(u+1)}. \end{array} \right. \quad (4.52)$$

Предложенный метод для расчетов долговечности зацепления зубьев валов привода НБА, устанавливает зависимость между рассматриваемыми соответствующими величинами  $z_{ш}$  и  $\lambda$ , а также учитывающей величины  $\theta$ , что позволяет непосредственно учитывать влияние соответственно осевого смещения поверхности [88, с.14], контактного пятна поверхности зубьев при используемых в расчетах моментов изгиба и внешних нагрузок шестерни. Из представленного равенства (4.43), можно увидеть закономерность, что чем больше коэффициенты  $\theta$  и  $\lambda$ , тем соответственно увеличивается значение  $M_{H1}$ , В результате проведенной работы было установлено, что даже небольшое отклонение имеющегося контактного пятна  $\lambda$  от геометрической соответствующей проектной оси в направлении увеличения может повысить энергоемкость на 17- 43 % соответственно процессу бурения.

Разработанная методика устанавливает соответствующую необходимую зависимость главного цикла работы с возможной переменной нагрузкой  $N_{но}$  от соответственно параметров коэффициентов  $\theta$  и  $\lambda$ . Также для точного определения необходимых усталостных напряжений нужно учитывать, помимо динамической нагрузки, соответственно физические, механические характеристики материалов по твердости HRC или HB. Расчётом в исследовании было установлено, что если значения  $M_1$  и  $\lambda$  больше, то меньше величина износа

$i$  и более большая вероятность повреждения зубьев шестерни валов привода бурового насоса [88, с.15].

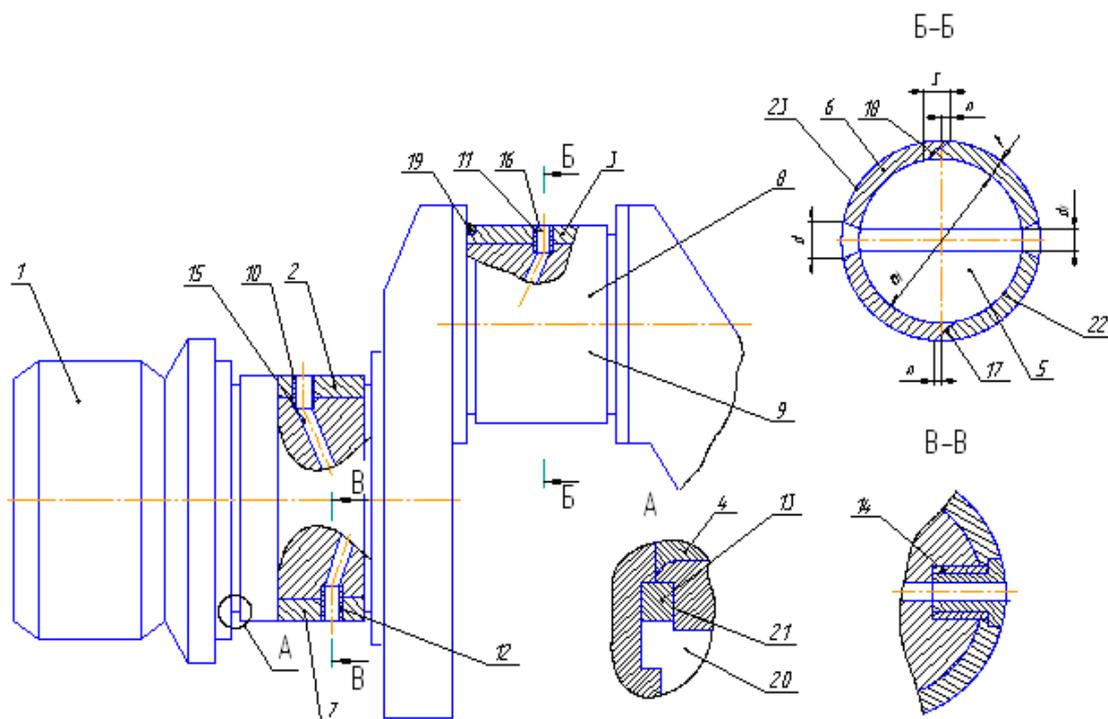
Установлена была также зависимость соответствующего изгиба напряжения от коэффициента который непосредственно учитывает долговечность  $K_{HL}^2$ , где из теории Проникова А.С. использовалась необходимость учета перехода между одним видом возможных взаимодействий соответственно, к другому,  $h/r \geq K_o \cdot (c \cdot \sigma_T / E)^2$ ; а также рассматривался возможный используемый переход который представляет соответственно от упругого деформирования непосредственно к разрушению [92],  $\sigma_x = 0,33HB / 1 - \psi$ ; учитывая работу рассматриваемую в теории П.Ф. Дунаева,  $[\sigma]_n = (14HRC + 170) / 1,1$  или  $[\sigma]_n = (1,8HB + 67) / 1,1$ , где в работе учитывается коэффициент равный значению 1,1 - запаса соответствующей прочности, а  $[\sigma]_n$  - является допустимым контактно-поверхностным напряжением [88, с.18].

Благодаря разработанной методике и перечисленным теориям взаимодействия контактной поверхности возникла полученная зависимость между  $\lambda$  и контактным напряжением изгиба  $\sigma_n$  представленная уравнением (4.42).

#### **4.3 Разработка технологичного способа повышения ресурса и межремонтного периода насоса за счет внедрения термоупрочненных колец**

В силу энергоемкого производства и дороговизны приобретения новых валов (стоимость в среднем составляет 400000 тенге), как альтернатива решения дефицита предлагается ответственные детали восстанавливать технологичными методами. Проблему повышения долговечности эксцентриковых валов бурового насоса предлагается решить разработкой способа восстановления сопряженных деталей методом обеспечения ремонтных размеров с сохранением первоначальных физико-механических свойств поверхности [93-98].

Сущность которого заключается в внедрении специально обработанных термоупрочненных колец с замковыми пазами их последующая плазменная сварка (рисунок 4.10). Контакт между секций и рабочей поверхностью обеспечивается с помощью натяга, а секций стыкуются с помощью скосов. Предлагаемая способ восстановления позволит повысить износостойкость, долговечность, устойчивость к задирам поверхности [99].



1- эксцентриковый коренной (коленчатый) вал; 2, 3-рабочие поверхности шеек эксцентрикового вала; 4-коренные шейки вала; 5 - шатунные шейки вала; 6,7,8,9-секции ДРК; 10,11,12,13 - закладные элементы;14-ввертыш на резьбе; 15-масляный канал; 16 - отверстие масляного канала, 17,18 - стыки; 19-прихватка; 20- технологические ниши выполненные на шейках вала; 21-уступ на торце секции; 22-фрикционное покрытие; нагруженная поверхность секции (полукольца)

Рисунок 4.10– Общий вид эксцентрикового (коленчатого) вала после реставрации при использовании технологического процесса с применением ДРК

В процессе восстановления геометрических размеров рабочих поверхностей, коленчатого вала предварительно подвергают механической обработке – шлифовке (Круг 1 600x63x305 24А 25П СТ1). Коренная шейка вала привода обрабатывается до соответствующего диаметра  $D_2$ , шатунные - до  $D_1$ , при этом диаметры  $D_1$  и  $D_2$  соответственно равны  $0,99^{-0,03}$  -  $0,95^{+0,02}$  диаметров коренных (опорных) и шатунных шеек от последних ремонтных размеров, а затем делают секции позиция 6, 7, 8, 9 на рисунке 4.10.

Секции по восстанавливаемому диаметру выполнены в виде соответственно полуколец, составляющей части рабочей окружности поверхности шеек вала. Построена была схема полей необходимого допуска и припуска для обработки восстановленных шеек вала, определена толщина стенок минимально необходимых размеров, которые показаны на рисунке 4.11, соответствующим образом определяется необходимый припуск  $Z_p$  для ремонта и восстановления шейки из схемы, чтобы получить соответственно расчётный диаметр  $d_p$  шейки вала, к которому приваривали дополнительные ремонтные полукольца:

$$Z_p = \sum_{i=1,2,3,4,5} Td_i + Z_{\Sigma p.p.} + \Delta_{узн} \sum_{i=1,2,3,4} Z_{i_{\min}} \quad (4.53)$$

$$d_p = d_1 - Z_p - Td_5 \quad (4.54)$$

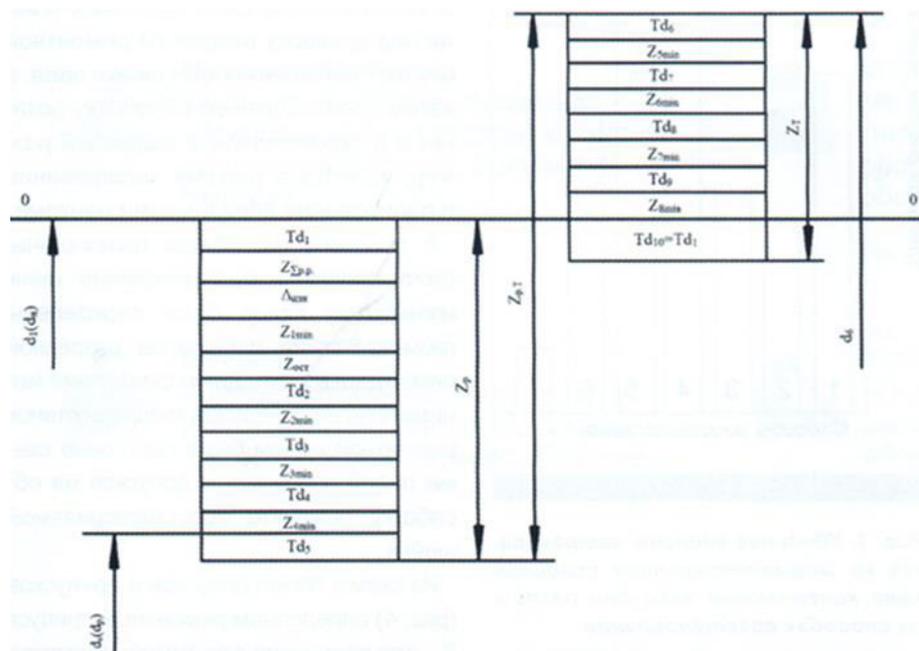
Размер  $d_p$  округлить до ближайшего наименьшего целого числа. С наружной поверхности соответствующих приваренных дополнительных ремонтных колец (ДРК) к шейкам вала снимается необходимый технологический припуск  $Z_T$ :

$$Z_T = \sum_{i=6,7,8,9,10} Td_i + \sum_{i=5,6,7,8} Z_{i_{\min}} \quad (4.55)$$

Чтобы качественно восстановить шейку вала привода насоса, необходимо обеспечить  $Td1 = Td5 = Td10$  и равную шероховатость поверхности на эти этапы обработки.

Секции изготавливали из стали 45, а толщину секций задавали из расчета ремонтных размеров и припуска на окончательную шлифовку и полировку шеек после реставрации. После изготовления колец методом штамповки производили их термообработку до получения твердости в пределах 40-45 HRC. Термообработка полуколец была проведена до установленной температуры которая характеризуется критической точкой  $A_{c1}$  при температурном нагреве, а охлаждение применялось в изотермической непосредственной среде соответственно в пределах 255-275°C, что в общем не на много превышает соответствующую температуру перехода мартенситного превращения аустенита [99-104], в результате необходимый состав среды для закалки 50%  $KNO_3$  и 50%  $NaNO_3$  соляного раствора, что позволит превращать аустенит соответственно игольчатым трооститом, а затем предусмотрено необходимые соответствующие охлаждение на воздухе.

Непосредственно термоупрочняемые полукольца имеют как показало исследование, стабильную твердость в 52-56 HRC, в отпуске 35-45 HRC, а также в вторичной закалке 58- 62 HRC. Также исследование показало, что технические требования к получению достаточной твердости шеек вала привода насоса достигают соответственно 50-60 HRC, поэтому предлагается выбирать материал для восстановительного ремонта и изготовления элементов полукольца сталь 45 и также возможность использования материал 30 ХГСА.



$Z_{\Sigma p.p.}$  – суммарный соответствующий припуск на используемые ремонтные размеры шейки вала;  $d_1, d_2, d_3$  – соответственно диаметры номинальный, расчетный, восстановленный, а также наращенный диаметр шейки вала;  $Z_{1min}$ ;  $Z_{2min}$ ;  $Z_{3min}$ ;  $Z_{4min}$  – соответственно min припуски для точения, шлифование шейки вала в необходимый расчетный размер, а также для точения, шлифования и полирования в восстанавливаемый оптимальный (номинальный) размер;  $\Delta_{изн}$  – соответствующий дефект, износ, шейки эксцентрикового (коренного) вала;  $Z_{ост.}$  – остаточная толщина дополнительных ремонтных колец (ДРК);  $Td_i$  – соответственно необходимые допуски диаметров шейки вала привода для способа восстановления (номинальный, после точения; расчетный; наращенный, после точения, после шлифования и полирования);  $Z_p$ ;  $Z_t$ ;  $Z_{p.t}$  – припуски ремонтный, технологический и ремонтно- технологический.

Рисунок 4.11- Для восстанавливаемых шеек эксцентрикового вала- схема полей допусков и припусков на обработку.

Применяемые ремонтные полукольца и соответствующие их поверхности, применяемые для восстанавливаемых шеек валов привода насоса необходимо проводить обработку по шестому качеству точности с соответствующей при этом необходимой шероховатостью поверхности шейки в установленных пределах соответственно равной  $Ra = 0,4-0,2$  мкм.

Для получения необходимых диаметров восстанавливаемых соответствующих шеек эксцентриковых (коренных) валов привода насоса обеспечивали точением в необходимый определенный оптимальный расчётный размер  $d_p$ , в данную обработку входило как черновое и так и затем непосредственно чистовое точения, и далее последовательно соответствующее операции как шлифовка и полировка используемыми лентами (P120 и P320) разной зернистой. Сохраняется высокая твёрдость 50..55 HRC при диаметре шейки  $d_p$  в ней [105-110].

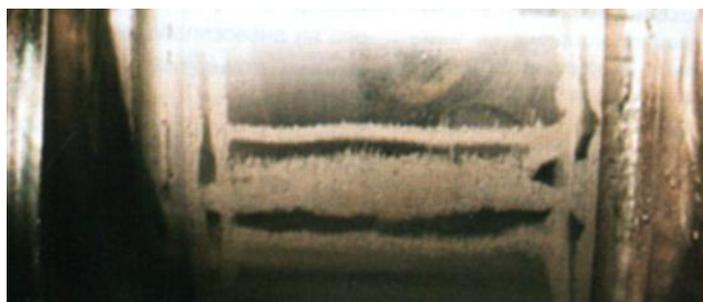


Рисунок 4.12- Шов стыковой на шейке вала

На рисунке 4.12, продемонстрированы зоны температурного влияния по шву и показана также стыковка шва, которая неплохо визуальнo выделяется по результатам выполненного черного соответствующего точения приваренных непосредственно дополнительных ремонтных полуколец (ДРК).

В случае если предусмотрены в технологической конструкции вала привода насоса масляные каналы, то возможно использования для закрепления секций одного или нескольких закладных элементов как представлено на рисунке, но данный вариант для насоса НБ 32 не предусматривался. В нем в качестве закладных элементов возможно было использовать соответствующие ввертыши или стопорные кольца, где ввертыши устанавливаются непосредственно на резьбе, с выполнением отверстий в соответствующих масляных каналах. Изготавливаются и собираются секции ремонтных полуколец на рабочих поверхностях непосредственно вала по диаметрам  $D_1$  и  $D_2$  с натягом (см. рисунок), который должен быть равным либо большим  $0,001$  соответствующего диаметра рабочей вала шейки восстанавливаемого, соответственно при условии ( $\geq 0,001 D_1$  и  $\geq 0,001 D_2$ ). Далее на шейках вала привода, секции, подлежащие восстановлению, выполняют их закрепление, и далее они стыкуются между собой с помощью выполненного скоса, показанного на рисунке. Величина скоса  $S$  принимается равной или более  $0,1$  толщины стыкуемой секций колец, а направление скоса в кольцах совмещается с направлением движения коренного вала. Стыки устанавливаемых полуколец 17, 18 замыкают при помощи шва плазменной сварки. Температуру плазменной наплавки шва задают не превышая температуры плавления материала из которого изготовлены стыкуемые секции полуколец. Каждая секция, имеющая одну торцевую кромку, соединяется с валом с галтелями, а контакт сетки с рабочей поверхностью в зоне перехода галтелей обеспечивает по радиусу  $Z$  показанному на рисунке не менее половины толщины  $t$  контактируемого полукольца.

Экспериментально выяснилось, что если  $t < 1/2 t$ , то в процессе эксплуатации коренного вала возможен его перелом. Прихваты выполняются в зоне монтажа элементов закладки, а их длина принимается равной от пяти до десяти толщины секций. При диаметрах шеек вала  $D_1$  и  $D_2$ , где секции не могут быть выполнены в виде полукольца, сборка секций осуществлялась с использованием закладными элементами позиция 13 рисунка, изготовленными в виде стопорных колец, укладываемыми в ниши щек вала, позиция 20. При использовании стопорного типа колец на торце полукольца выполняется уступ показанный на рисунке (поз.21). Чтобы обеспечить плотный контакт и улучшить

надежность внутренней поверхности секции, наносится фрикционное покрытие на основе железа [99, с.531;111].

В случае значительного износа шеек валов при их восстановлении требуется увеличение соответствующей толщины секции полукольца  $t$ , в данном случае при отклонении проектной оси  $S$  от стороны нахлестки выполняется притупление  $П$  представлено на рисунке. Притупление  $П$  должно быть не более половины угла отклонения проектной оси среза полуколец. При увеличении углов технологического притупления в зоне скоса полуколец при проплавлении происходит нарушение плотности сварных швов в контактной зоне проплавления, а в случае отсутствия его может привести к не провару металла, что в результате снизит адгезионную прочность и соответственно необходимую надежность сварного соединения элементов.

Рекомендуется производить сварку на стыках, собранных с определенным зазором описанным ниже для металла толщиной  $\delta$  соответственно исследования проводились от 2-8 мм, для повышения стабильности процесса при восстановительном ремонте, схема реализации способа демонстрирует рисунок 4.13. Определена соответствующая сумма необходимых площадей для установки присадочных металлов: ( $\Sigma F = F_{П} + F_{Н} + F_{с}$ , где ( $F_{с} = \delta c$ )).

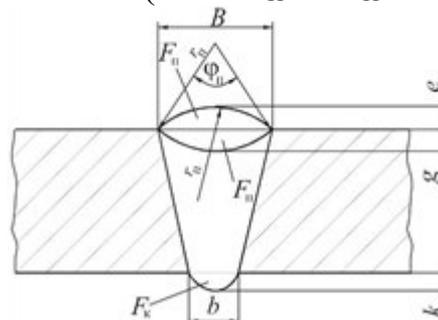


Рисунок 4.13- Принципиальная схема плазменной сварки, представлен поперечный разрез сечение сварного шва [112]

При сварке полуколец на шейке вала толщиной заготовки до 6 мм не нарушается характеристика прочности формирования шва [99, с.533;113], но, порой, может вызвать подрезы с другой стороны швов, создавая несимметричную форму усиления шва таким методом подачи. А при увеличении толщины ( $\delta$ , мм) заготовки ДРК, соответственно увеличивается сварочный ток ( $I_A$ ) что демонстрирует зависимость на рисунке 4.14, таблица 4.3, и описывается уравнением регрессии.

Ниже представлена схема реализации способа приварки, а также в сечении сварного шва эпюра распределения твердости, на рисунке 4.15 с использованием ремонтных полуколец из стали 45 (ГОСТ 19903-74, ГОСТ1050-88, ГОСТ 1577-93) в среде аргона присадочной проволокой 12X18Н9 при плазменной сварке.

Таблица 4.3 - Возможные режимы плазменной сварки с используемой синхронной подачей присадочной проволоки

№	Материал ремонтных полуколец	$\delta$ , (мм)	$Q_{п}$ , (л/мин)	$d_{п}$ , (мм)	$h_{с-н}$ , (мм)	$V_{св}$ , (м/ч)	$C$ , (мм)	$J_{д}$ , (А)
1	Сталь 45	2	2-3	1.4	4-5	10-27	0-0,35	60-85
2	Сталь 45	4	2-3	1.4	4-5	10-25	0-0,55	75-115
3	Сталь 45	6	2-3	1.4	4-5	11-24	0,25-0,55	115-155

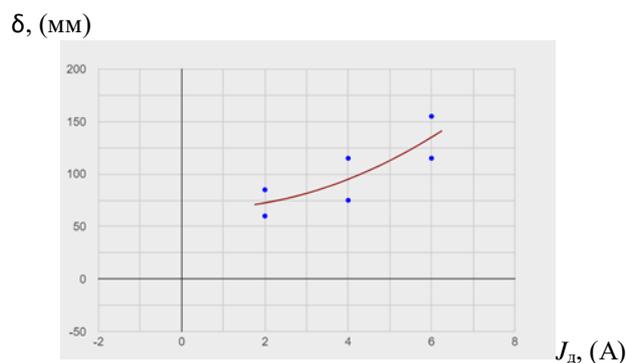
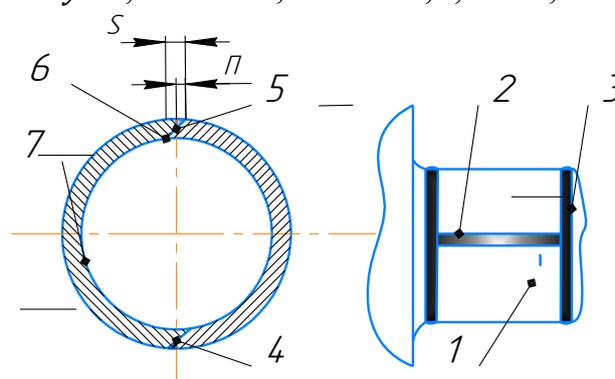
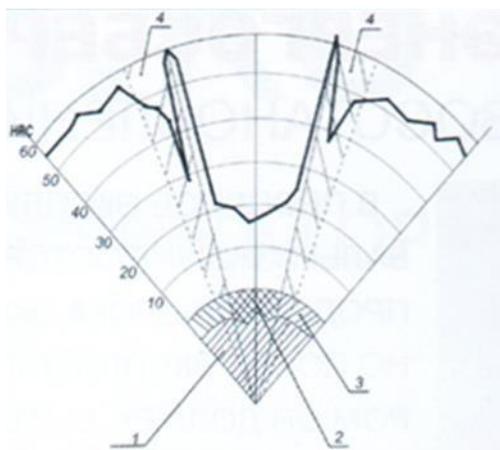


Рисунок 4.14- Зависимость толщины ( $\delta$ , мм) заготовки ДРК, от сварочного тока, ( $I, A$ ) и получено уравнение регрессии  $\tilde{y}=2,1875x^2-1,875x+67,3$ ;  $R=0,823$



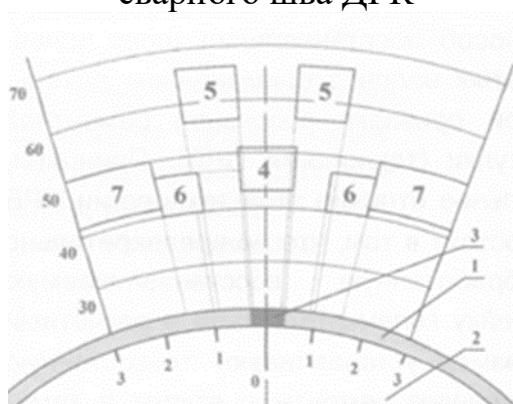
1,7-щека вала с полукольцом; 2-стыковой сварной шов; 3- кольцевые сварные швы; 4,5-зона стыковки полуколец; 6- стыковочный срез полуколец; S-зона среза стыковки полуколец; П- потай зоны сварки

Рисунок 4.15-Схема реализации способа сварки стыкового сварного шва ДРК



1-шека вала; 2-стыковой сварной шов; 3-полукольца; 4-зона термического влияния; 4-кольцевые сварные швы;

Рисунок 4.16-Схема эпюры распределения твердости в сечении стыкового сварного шва ДРК



1-ДРК(полукольца);2-шейка коренного вала; 3-стыковой с притуплением сварной шов; 4-поверхность стыкового шва вала; 5-зона соответственно вторичной закалки;6- зона непосредственного отпуска;

Рисунок 4.17-Схема зоны стыковых швов полей твердости при сварке ДРК

При точении поверхности восстанавливаемых шеек вала в расчётную величину размера на оптимальных соответствующих режимах оптимального резания:  $S = 0,25$  мм/об;  $V_p = 25$  м/мин;  $t = 0,35$  мм, а вслед за тем в номинальный (ремонтный) размер, устанавливаемых путем плазменной приварки дополнительных ремонтных колец, при этом необходимо учитывать и обеспечивать при чистовом точении соответствующую шероховатость  $Ra = 0,95-1,35$  мкм, при этом укладываясь в расчётную величину, в результате была получена необходимая точность соответствующая 6 качеству точности размера. На станке для получения оптимальной требуемой по технологиям поверхности шлифовки использовалась установка с оптимальной скоростью  $V_p = 25$  м/с для абразивной шлифовки.

Поочередно в технологической операции применялись абразивные ленты Р-180 и соответственно Р-320, обеспечивающие получение в необходимых пределах  $Ra = 0,2$  мкм шероховатости восстановленной поверхности шеек коренных валов [99, с.534]. Исследована и апробирована предложенная технология в условиях ТОО «Ремплазма».

В разное время занимались разработкой и использованием в исследовании с математическими моделями процессов сварки Павлов Н.В., Крюков А.В., Башенко В.В., Гладков Э.А., Березовский Б.М., Демченко Л.И., и др. [114-116]. В основном, математические методы и модели созданы с целью углубленного изучения методов сварки, а также широкой применимости. Математическая модель соответственно позволяет получать необходимые сварочные режимы, которые могут гарантированно удовлетворят всем оптимальным требованиям к механическим свойствам и соответственно структурам металла в каждой рассматриваемой зоне сварки, а также сократит время [117].

Разработанная математическая модель процесса сварки термоупрочненных колец, и алгоритм расчетов основных параметров сварочных режимов с учетом влияния температуры, давления сварки и прочности соединений, показали, что полученная погрешность расчетов не превышает в общем 9-10 %.

Возможности моделирования режимов сварки на основе материала при ограничении доступа к опытным стендам являются весьма полезными при наличии ранее опубликованных имеющихся данных в открытом общем доступе, таким образом можно отметить, что для этих целей наиболее оптимальным является использование имеющегося программного математического пакета MathCAD [118]. Система используемых уравнений в конечном расчете результата, для используемого режима плазменной сварки предлагается четыре параметра – глубина провара, диаметр проволоки, полярность и необходимый ток [118, с.109], также необходимо принимать во внимание тип применяемого во время проводимой работы сварного соединения согласно ГОСТ 8713–79. Характеристики режима используемой плазменной сварки для ДРК считаются непосредственно зависимыми и определяются решениями уравнений [117, с.4;119]:

$$V = \frac{\alpha(d, I) \cdot I \cdot 10^3}{(F_H(h) + 0,73 \cdot b \cdot g) \cdot \rho} \quad (4.56)$$

$$h = 0,076 \left( \frac{\left( \frac{U(d, I) \cdot I \cdot \eta}{V} \cdot 0,01 \cdot 3600 \right)^{0,5}}{\psi(d, I)} \right) \quad (4.57)$$

где:  $V$ ,  $\eta$ ,  $h$ , - с представленным выше используемые зависимые, параметры такие как соответственно скорость сварки, коэффициент использования тепла ( $\eta = 0,85$ ), глубина провара,  $F_H(h)$ , а также  $\alpha$ ,  $g$ ,  $b$ , [118, с.110], - в соответствии учитывающие параметры как площадь наплавки, высота, ширина шва усиления.

$$b = h \cdot \psi(d, I); \quad \psi(d, I) = 2,2 \quad (4.58)$$

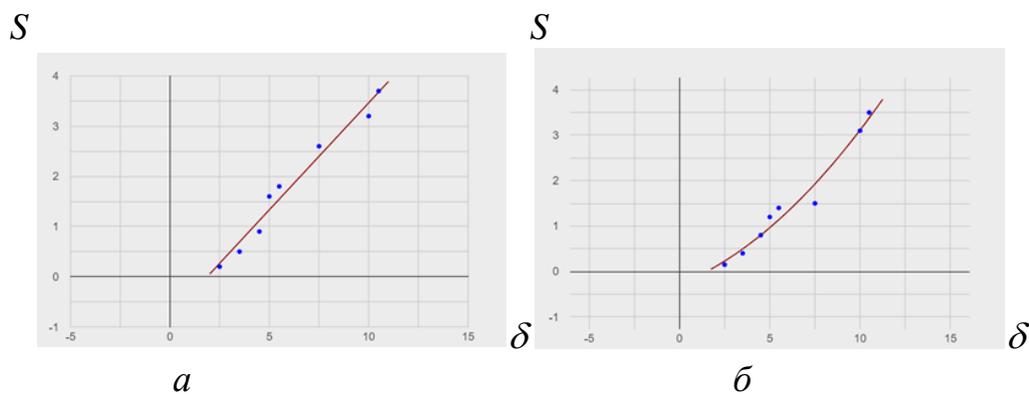
Представленное уравнение позволяет соответственно задавать необходимый коэффициент конфигурации плазменной сварки в зависимости от

конструктивно заданных параметрических размеров сварных соединений. Трудности при проводимых расчетах вызывали размер площади наплавленного металла, так как зависят от вида соединения, типа сварки и соответствующей толщины ДРК. Для расчета толщины и площади наплавленного металла из всех возможно применяемых типов сварных соединений используя ГОСТ 8713–79, были отнесены существенные функциональные связи, связанные с расчетом толщины изделий и площадей наплавленных металлов.

Метод расчета получил определенную регрессионную зависимость для возможного использования типа сварных швов зависящих от величины наплавленной площади. Где в системах уравнений показывается площадь наплавленного металла, как сумма площади вала и площадь сечения разделок с зазорами, то это позволяет упростить модель.

$$F = F_n(h) + 0,73 \cdot b \cdot g, \quad (4.59)$$

На рисунке 4.18 и в таблице 4.4 указаны зависимости, анализируя которые, они демонстрируют, что аппроксимировать возможно с хорошей точностью как квадратичными, так и в некоторых случаях линейными уравнениями. А в таблице 4.3, указаны основные соответствующие зависимости площади и толщины наплавленных металлов при сварке от толщин основных видов стыковых сварных соединений [120], а также оптимальный вариант предлагаемого соединения (СК) ДРК, с полученными регрессионными уравнениями.



а) шов стыковой С47,  $\tilde{y}=0,43x-0,8$ ;  $R=0,98$ ; б) шов стыковой С9,  $\tilde{y}=0,02x^2+0,16x-0,28$ ;  $R=0,98$

Рисунок 4.18- Зависимость для двух типов сварных соединений (ГОСТ 8713–79) толщины ( $\delta$  мм ) от площади наплавки ( $S$  мм<sup>2</sup>) ремонтной заготовки

Внедрение рассмотренных и указанных закономерностей дает соответствующую возможность эффективно рассчитывать и использовать режим сварки для любых соответственно типов и используемых видов сварных соединений стыковочных швов.

Таблица 4.4 -Зависимость площади и толщины наплавленных металлов от толщин основного и вида стыковых сварных соединений

№	Типы и виды сварного соединения	Полученные регрессионные уравнение	Коэффициенты полученной корреляции
1.	C47 	$FC47 = 0,43s - 0,8$	0,98
2.	C4 	$FC4 = 0,04s^2 + 2,01s - 3,59$	0,982
3.	C34 	$FC34 = 0,18s^2 + 14,45s + 98,09$	0,98
4.	C9 	$FC9 = 0,02s^2 + 0,16s - 0,28$	0,98
5.	СК 	$FCCK = 0,02s^2 + 0,12s - 0,28$	0,99

На рисунке 4.19, представлены результаты расчетов, сведенных в таблицу, что дает возможность оптимизировать материальные расходы при организации работы. Для анализа удобно использовать таблицу оптимизации режимов сварки и расчетных параметров.

	0	1	2	3
0	"d, мм"	"h, мм"	"b, мм"	"g, мм"
1	5	10	22	3.28
2	"I, A"	"Imax, A"	"Imin, A"	"U, В"
3	908.47	989.48	575.29	40.31
4	"η"	"φ"	"αp, г/(А*ч)"	"α, г/(А*ч)"
5	0.8	0.05	14.08	13.37
6	"Сталь"	"ω макс, град/с"	"ω мин"	"ω, град/с"
7	"ЗОХМА"	10	0.1	...

Рисунок 4.19- Результаты проделанных расчетов режимов сварки на ПК

С целью оптимизации сварочных режимов, в сравнении расчетов режимных характеристик с полученными результатами эксперимента показаны хорошие сходимости и вероятность применения представленного алгоритма в практических расчётах таблицы 4.4.

Анализируя зависимости полученные экспериментальным и расчетным путем представленные на рисунке 4.20, было установлено, что на различных режимах сварки с увеличением скорости сварки ( $V, м/ч$ ) величина сварочного тока, ( $I, A$ ) до определенных значений 155...158 А и соответствующей скорости 42...47 м/ч, это говорит о том что при более высоком значении скорости возможно образование подрезов свариваемого шва ДРК, а более меньшая скорость может способствовать появлению дефектов в виде образования пор. Зависимость, влияющая на качественные критерии структуры шва описывается уравнением регрессии.

Таблица 4.5-Экспериментальные и расчетные данные определяющие качественные критерии структуры шва и режимов

№	Режимные параметры (ед. изм.)	№1 (Режим)	№2 (Режим)	№3 (Режим)	№4 (Режим)	№5(Режим)	№6 (Режим)	№7 (Режим)
		эксперимент	эксперимент	эксперимент	эксперимент	эксперимент	эксперимент	эксперимент
		расчет	расчет	расчет	расчет	расчет	расчет	расчет
1	Сварочный ток, (А)	55...60 67,5	80...100 95	99...119 108	105...115 113	120.. 130 145	155...158 155	158...158 158
2	Напряжение дуги, (В)	27...31 27	27...31 28	27...31 29	27...31 28	27...31 30	27...31 31	27...31 31
3	Глубина провара, (мм)	2.5...2.5 3	3...4 3.5	4.5...5 4	4...4,5 5	4,5...5 5	4,5...4 4,5	3,5 3
4	Площадь наплавки, (мм <sup>2</sup> )	31...30 29	30...31 27	26...25 29	27...20 21	24..20 22	22...21 19	21...20 20
5	Скорость сварки, (м/ч)	14...16 17	18...20 19	23...26 20	25...30 28	31..30 32	37...47 42	55...60 55

*I*

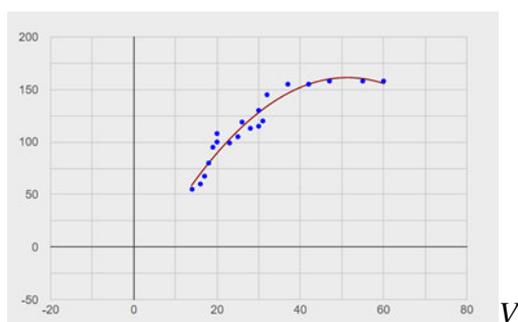
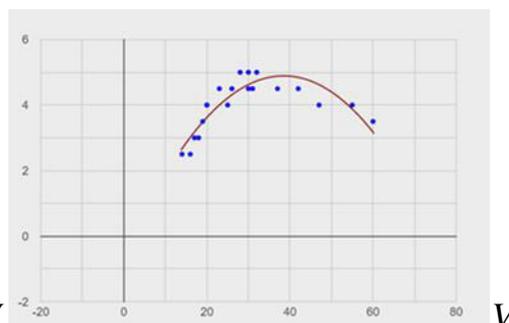
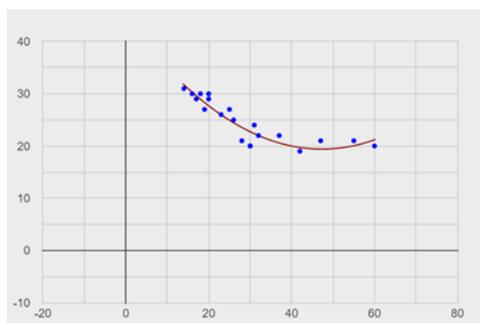


Рисунок 4.20- Зависимость скорости сварки, ( $V, м/ч$ ) от сварочного ток, ( $I, А$ ) получено уравнение регрессии  $\tilde{y} = -0,073x^2 + 7,526x - 31,717$ ;  $R = 0,967$ .

*S*

*h*



*a*

*б*

Рисунок 4.21- Зависимость скорости сварки, ( $V, м/ч$ ) от площади наплавки, ( $S, мм^2$ ), полученное уравнение регрессии  $\tilde{y} = 0,011x^2 - 1,052x + 44,281$ ;  $R = 0,926$  –а; зависимость скорости сварки, ( $V, м/ч$ ) от глубина провара, ( $h, мм$ ), где уравнение регрессии  $\tilde{y} = -0,004x^2 + 0,285x - 0,601$ ;  $R = 0,892$  –б.

Анализируя кривую графика зависимости (рисунок 4.21а) установлено, что с увеличением скорости сварки  $V=17\div 43$  м/ч эффективная площадь наплавки снижается с  $S=31$  мм<sup>2</sup> до  $S=18$  мм<sup>2</sup>. Данный диапазон выбран для качественной оценки соответствия режимов наплавки и качества сварного шва. Из графика видно, что при скорости сварки  $V=45\div 48$  м/ч наблюдается постоянство значений полезной площади покрытия шва в пределах 19-22 мм<sup>2</sup>. Это явление объясняется тем, что большие скоростные режимы вызывают большую площадь покрытия относительно длины и диаметра детали. Однако, при оценке качества шва при скорости сварки выше 48 м/ч наблюдается его прерывание, несварение некоторых частей и появление пористой структуры с видимыми отслоениями материала. Следовательно, критической точкой оптимальных значений зависимости площади наплавки от скорости сварки является  $V=48$  м/ч и  $S=19$  мм<sup>2</sup>. Оптимально эффективный диапазон режимов наплавки составляет  $V=17\div 43$  м/ч, а для площади покрытия наплавочного материала от  $S=31$  мм<sup>2</sup> до  $S=18$  мм<sup>2</sup>. Их зависимость, влияющая на качественные критерии структуры наплавляемого материала, описывается уравнением регрессии.

На рисунке 4.21б зависимость скорости сварки, ( $V$ м/ч) от глубины провара, (мм) демонстрирует увеличение глубины провара до 5 мм при 40-45м/ч. С увеличением скорости подачи проволоки с 45 м/ч до 60 м/ч наблюдается резкое снижение величины провара так как основной металл свариваемых ДРК не успевает прогреваться. Зависимость, описывающая оптимальные значения критериев качества сварки представлена уравнением регрессии.

Для исключения образования холодных трещин и оперативного управления геометрией получаемых швов при сварке полуколец, важен обоснованный выбор оптимальных режимов плазменной сварки термоупрочненных колец. Решить данную задачу помог математический пакет MathCAD [118, с.110], который позволил оперативно корректировать установления области адекватных зависимостей между параметрами. Оптимизация параметров позволяет минимизировать и устранить образующиеся зоны перегрева. Установлено, что к эффективным характеристикам плазменной сварки полуколец относятся: диаметр сварочного электрода -1,4 мм; сварочный ток -155 А; напряжение дуги 31 В; скорость сварки 42...47 м/ч; площадь получаемой непосредственной наплавки – 21 мм<sup>2</sup>. Предложенный способ восстановления расширяет номенклатуру ремонтных размеров шеек валов насосов за счет обоснованного диаметра термоупрочненных колец и применения оптимальных режимов плазменной сварки.

#### **4.4 Разработка конструктивной системы управления зазором зацепления в зубьях сопряжения шестерен бурового насоса**

Для повышения эффективности и качества эксплуатации бурового насоса, предложена конструкция бурового насоса с адаптивным механизмом регулирования зазора шестерен, включающая автономную гидравлическую систему привода (на рисунке 4.22 не показана), с эксцентриковым механизмом,

распределение нагрузки по поверхности шейки. Унификация механизма регулирования зазора и глубины зацепления зубьев шестерни насоса исключает необходимость установки дополнительных стаканов расчетного диаметра и сокращает время операций при проводимом обслуживании и ремонте приводной части БН. Буровой насос с предлагаемым эксцентриковым механизмом, адаптивно регулирует зазор и глубину зацепления шестерен, обеспечивая высокие эксплуатационные свойства насоса и оптимально распределяя напряжения трансмиссионного и эксцентрикового валов с учетом износа проектной геометрии зубьев.

Были проведены аналитические исследования и патентный поиск различных конструкций насосов, и систем управления зазором зацепления в зубьях сопряжения шестерен, изучены аналоги и прототипы. Например, известен буровой типа 8Т-650 трехпоршневой насос одностороннего действия (RU 92698, дата приоритета 14.12.2009 г., МПК F04B 19/22) [121-123]. Недостатком такого насоса одностороннего действия типа 8Т-650 является громоздкость конструкции, сложность изготовления деталей и узлов (например, кривошипно-шатунный механизм), большие пульсации и вибрации при работе, низкий ресурс работы, отсутствие механизма регулирования зазора в зацеплении шевронных шестерен. Так же к существенному недостатку можно отнести отсутствие системы адаптации к износу контактной поверхности шестерни, невозможность технологически повысить межремонтный эксплуатационный период, отсутствие механизма точного позиционирования приводного вала и механизма регулирования межосевого расстояния шестерен. Также известен регулируемый насос аксиально-поршневой (RU 2206788, 25.07.2001, МПК F04B 1/26, F04B 49/06), содержащий механизмы регулирования с выполненными за одно исполнительными цилиндрами, подключенными к гидроусилителю [123, с.2]. Управляющий электромагнит подключен к сети питания электрической цепи управления. Электромеханический преобразователь выполнен в виде электромагнита с поворотным якорем. Недостатком аксиально-поршневых регулируемых насосов является сложность и громоздкость конструкции, высокая стоимость, большие пульсации подачи и, как следствие, большие пульсации давления в гидросистеме.

Рассмотрен в результате патентного анализа также буровой насос дифференциального действия с ступенчатым изменением его подачи, содержащий приводной узел и гидравлическую часть, состоящую из дифференциальных и рабочих камер, каждая из последних имеет всасывающий и нагнетательный клапаны и цилиндр с установленным с возможностью продольного перемещения внутри него вытеснителем, соединенным с переходным элементом приводного узла, нагнетательный и всасывающий коллекторы, в каждой рабочей камере в вертикальной плоскости ее установлено более одного цилиндра с вытеснителями, соединенными с переходным элементом приводного узла, снабженным соответствующим числу установленных цилиндров замками (KZ 19319 F04B 1/00, 15.04.2008). Данный насос обеспечивает ступенчатое изменение подачи насоса путем отключения части вытеснителей. Необходимость ступенчатого изменения подачи насоса

осуществляют преимущественно по мере перехода с одного диаметра бурения на другой. Недостаток данного насоса в отсутствии механизма регулирования зазора в зацеплении шестерен приводного и эксцентрикового валов, отсутствие системы симметричного регулирования межосевым расстоянием валов, отсутствие возможности управлять глубиной зацепления зубьев шестерни, низкий ресурс эксплуатации и отсутствие возможности управлять моментом зацепления шестерни.

Наиболее близким техническим решением к предлагаемой конструкции является насос для буровой установки с целью подачи промывочной жидкости в скважину, содержащий корпус и две пары направляющих с ползунами, соединенные шатунами с ведомым коленчатым валом зубчатой передачи, на ведущем валу которой установлен шкив ременной передачи, устройство для обеспечения расчетного зацепления шевронных колес выполнено в виде стаканов, установленных в опорах ведущего вала, в которых установлены подшипники с возможностью осевого перемещения относительно стакана на величину, превышающую зазор в паре направляющих с ползуном (RU 30383 U1, E21B 21/06, E21B 21/10 опубликовано 27.06.2003, Бюл. №18), (ООО «Уральский машиностроительный завод»). Недостатком известного агрегата является необходимость установки дополнительных вставных стаканов, что не всегда возможно и эффективно при работе в полевых условиях на удалении от ремонтных баз. К существенным недостаткам относятся отсутствие механизма и возможности адаптивного регулирования зазора зацепления шестерен в процессе эксплуатации в реальном времени, невозможность автоматического управления глубиной зацепления зубьев, невозможность сохранять соосность валов при износе зубьев шестерен, необходимость остановки насоса при замене регулировочных стаканов, высокие динамические нагрузки в процессе эксплуатации, что снижает эффективность и ресурс эксплуатации насоса, при бурении в агрессивной среде на открытом воздухе.

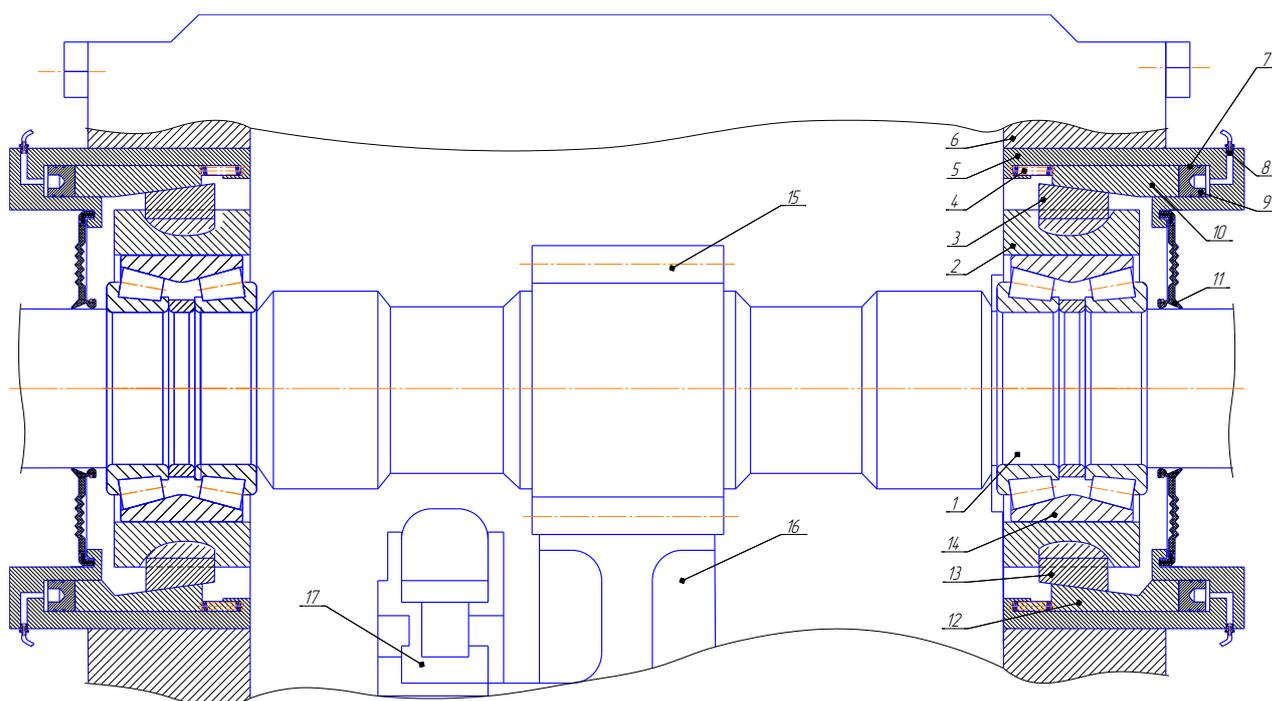
В предлагаемом конструктивном решении достижение необходимого технического результата соответственно обеспечивается тем, что в корпусе бурового насоса в боковой его части, где размещается трансмиссионный вал установлены противоположно друг другу два эксцентриковых механизма, которые позволяют автоматически максимально эффективно подстраивать координатное расположение трансмиссионного вала относительно оси эксцентрикового вала, в нутрии механизма размещена втулка с фрезерованным пазом, удерживающая от горизонтального смещения неподвижный клин с разновысотными краями; в пазах эксцентрика установлены верхний и нижний клинья, имеющие возможность перемещаться за счет давления, передаваемого от гидравлической жидкости поршню, при перемещении регулировочных клиньев по контактной поверхности неподвижного клина обеспечивается изменение межосевого расстояния между валами; диаметрально расположенные регулировочные клинья с углом наклона плоскости при равномерном встречном движении обеспечивают точное регулирование зазора и глубины зацепления шестерни трансмиссионного вала; расположение на противоположной стороне корпуса насоса такого же эксцентрикового механизма обеспечивает точность

пазиционирования шестерни зацепления в процессе эксплуатации без демонтажа механизма и останова насоса; напрессованный на трансмиссионный вал двухрядный роликовый подшипник позволяет перераспределить силовую нагрузку по посадочной поверхности отверстия в корпусе, а гидравлический поршень, размещенный в эксцентрике позволяет через регулировочный клин воспринимать динамическую нагрузку от шестерни и демпфировать ее удары; в торцевой части трансмиссионного вала установлен сальник гофрированный, обеспечивающий защиту внутренних элементов механизма от попадания пыли и влаги, а его гофрированная часть позволяет валу при перемещении оставаться в закрытом состоянии сохраняя безопасный эксцентриситет в посадочных местах корпуса бурового насоса.

На рисунке 4.22 представлена общая схема привода бурового насоса с эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен содержит вал трансмиссионный 1, втулку 2 с фрезированным пазом в который установлены неподвижные клинья 3 верхний и нижний 13, торцы которых упираются в пружины 4, размещенные пазах эксцентрика 5. В эксцентрике 6 герметичность обеспечивается уплотнительным кольцом 7, размещенный на поршне 9, перемещение которого осуществляется за счет давления жидкости, поступающей через штуцер 8. Механизм регулирования зазора шестерен имеет клин верхний регулировочный 10 и нижний регулировочный 12, которые своими поверхностями контактируют с ответными поверхностями неподвижных клиньев 3 и 13, имеющих возможность осевого перемещения в продольных пазах втулки 2, последняя установлена на подшипнике 14 вала 1, на который крепится сальник гофрированный 11. При этом, клин верхний регулировочный 10 и нижний регулировочный 12 позволяют осуществить регулировку зазора и глубину зацепления шестерни трансмиссионного вала 15 и шестерни эксцентрикового вала 16 с кривошипом 17.

Буровой насос с эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен работает следующим образом. Регулирование зазора шестерен 15 и 16 и глубины зацепления зубьев осуществляется изменением величины эксцентриситета механизма, путем создания и распределения давления в системе гидропривода (на чертеже не показан). Через штуцер гидравлический 8 подается рабочая жидкость, воздействующая на рабочий поршень 9, который перемещает в нужном направлении клинья регулировочные верхний 10 и нижний 12. Поршень 9 перемещая клин верхний 10 по направлению к шестерням 15 и 16, скользя по ответным разновысотным поверхностям неподвижных клиньев 3, закрепленных на втулке 2, перемещают трансмиссионный вал 1 вниз, увеличивая или уменьшая эксцентриситет тем самым регулируя зазор зацепления с шестерней эксцентрикового вала 16 с шестерней 15 трансмиссионного вала 1. Упор верхнему регулировочному клину 10 и нижнему 12 обеспечивает пружина 4. А давление жидкости со стороны поршня 9, позволяет зафиксировать вал 1 с оптимальным зазором зацепления шестерни 15. Симметричное расположение эксцентрика 5 с двух сторон корпуса насоса обеспечивает синхронное перемещение трансмиссионного вала 1 и точное его позиционирование, регулируя глубину зацепления зубьев шестерен 15 и 16. При эксплуатационном

износе зубьев шестерен 15 и 16 образуется зазор между ними, что снижает момент зацепления и увеличивает ударные нагрузки. Ударные колебания от шестерен 15 и 16, через трансмиссионный вал 1 передаются верхнему и нижнему регулировочным клиньям 10 и 12, которые в свою очередь передают ударный момент поршню 9. Поршень 9, размещенный в эксцентрике 5 регулировочного механизма гасит ударную нагрузку и выступает демпфером. А постоянство давления рабочей жидкости подталкивает поршень 9 в сторону шестерен 15 и 16, тем самым перемещая трансмиссионный вал 1 вниз и уменьшая зазор зацепления изношенных зубьев шестерни 15, обеспечивая постоянное зацепления с учетом эксплуатационного износа.



1. Вал трансмиссионный, 2. Втулка, 3. Клин верхний неподвижный, 4. Пружина, 5. Эксцентрик, 6. Корпус, 7. Уплотнительное кольцо, 8. Штуцер гидравлический, 9. Поршень, 10. Клин верхний регулировочный, 11. Сальник гофрированный, 12. Клин нижний неподвижный, 13. Клин нижний неподвижный, 14. Подшипник радиально упорный, 15. Шестерня трансмиссионного вала, 16. Шестерня эксцентрикового вала, 17. Крибошип.

**Рисунок 4.22-Буровой насос с эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен**

В конструкции по возможности использовались стандартные элементы деталей и в частности выполнен уточненный расчет посадки конструкции на роликовые радиально-упорные подшипники качения. В качестве опор трансмиссионного вала привода насоса и разработанной конструкции эксцентрикового регулирования зацепления шестерни выбраны роликовые радиально-упорные конические подшипники 97516 ГОСТ 6364-78 схема представлена на рисунке 4.23.

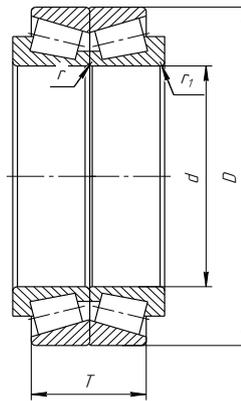


Рисунок 4.23 – Схема роликового радиально-упорного подшипника

Геометрические параметры используемого подшипника [124-125]:

$d = 80$  мм,  $D = 140$  мм,  $r = 2$  мм,  $r_1 = 0,8$  мм,  $T = 80$  мм.

Отклонения предельных используемых размеров колец подшипников:

$D$ :  $\text{Ø } 140_{-13}$ ;  $d$ :  $\text{Ø } 80_{-10}$ ;  $T$ :  $\text{Ø } 36,5_{-0,200}$ .

Выбор посадок подшипников зависит от типа и размера, также определяющие направления и величины, действующих на них соответствующих нагрузок, учитывая условий эксплуатации и характера нагружения [125, с.3].

Используя методику посадки колец подшипников определяются на соответствующей посадочной поверхности рассматриваемого внутреннего кольца подшипника, - интенсивность действующей радиальной нагрузки

$$P_{Fr} = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{2446}{0,0142} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 172,3 \frac{\text{кН}}{\text{м}},$$

где:  $F_r$  – учитывает на подшипнике радиальную нагрузку, Н;

$b$  – учитывается ширина кольца подшипника, см

$b = B - r - r_1 = 17 - 2 - 0,8 = 14,2$  мм = 0,0142 м;

$k_1$  – коэффициент посадки динамический, принимается:  $k_1 = 1$ ;  $k_2$  – коэффициент, посадочного принимается:  $k_2 = 1$ ;  $k_3$  – коэффициент радиальной нагрузки неравномерности распределения принимается:  $k_3 = 1$ .

Допуски вала для расчетной интенсивности соответственно радиальной нагрузки:  $\text{Ø}80 j_{s6}$ .

Для внутреннего кольца подшипника соответственно посадка на вал:  $\text{Ø}80 \frac{L0}{j_s^6}$   
 Для отверстия в корпусе поле допуска соответственно под подшипник [125]:  $\text{Ø}140 K7$ .

Наружного кольца подшипника посадка соответственно в корпус:  $\text{Ø}140 \frac{K7}{l0}$ .  
 Анализируя посадки.

Соединение- переходная соответственно посадка  $\text{Ø}80 \frac{L0}{j_s^6}$ .

Отклонения внутреннего кольца соответственно подшипника – предельные  $\text{Ø}80 L0$ :  $ES = 0$ мм;  $EI = - 0,0121$  мм.

Отклонения предельные соответственно вала  $\text{Ø}80 j_{s6}$ :

$es = + 0,00651$  мм;  $ei = - 0,00651$  мм.

В соединении предельные значения соответственно зазора и натяга:

$S_{\max} = 0 - (- 0,00651) = 0,00651$  мм;  $N_{\max} = 0,00651 - (-0,012) = 0,0185$  мм;

Соответствующий допуск посадки составляет [125,с.5;126]:

$T_N = 0,00651 + 0,0185 = 0,0251$  мм.

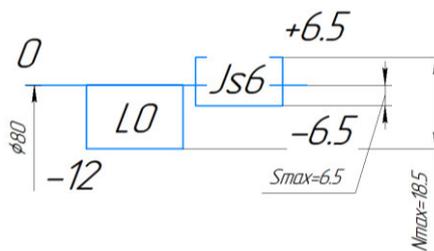


Рисунок 4.24- Представлена схема соединения  $\overline{\text{Ø}80} \frac{js6}{l0}$  и соединения  $\overline{\text{Ø}140} \frac{K7}{l0}$  переходная посадка, полей допусков

Отклонения предельные соответствующего отверстия в корпусе  $\text{Ø}140$  K7:  $ES = + 0,009$  мм;  $EI = - 0,0211$  мм.

Отклонения предельные соответствующего внутреннего кольца подшипника  $\text{Ø}140$  l0:  $es = 0$  мм;  $ei = - 0,0151$  мм.

Значения предельного зазора в соответствующем соединении:

$S_{\max} = 0,009 - (- 0,0151) = 0,0241$  мм;  $N_{\max} = 0 - (-0,021) = 0,0211$  мм.

Соответственно допуск посадки:  $T_S = 0,0211 + 0,024 = 0,0451$  мм.

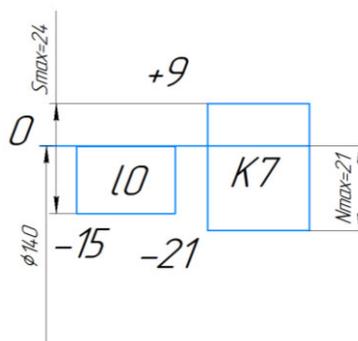


Рисунок 4.25- Представлена схема соответствующего соединения полей допусков  $\overline{\text{Ø}140} \frac{H7}{l0}$

В конструкции эксцентрикового устройства, определяя посадки используемого соответствующего оригинального клина в плоскости прилегания соединений принимаются следующие основные используемые параметры для непосредственных клиновых (шпоночных) соединений где, шпонка  $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 30, 8 \times 7 \times 60$  мм, по ГОСТ 23360-78, принимается нормальное соединение для соответственно единичного производства [127]:

Соединения клиньев (шпонок):  $8 \frac{N9}{h9}$  ;

Соединения со втулками клиньев (шпонок):  $8 \frac{Js9}{h9}$  ;

Отклонение предельной соответствующей ширины пазов:  $8N9_{-0,036}^{0,000}$  ;

Отклонение предельной соответствующей ширины пазов во втулках:  $8Js9_{-0,018}^{+0,018}$  ;

Отклонение предельной соответствующей ширины клиньев (шпонок):  $8h9_{-0,036}$

Посадка рассматриваемой клина (шпонки)  $8 \frac{N9}{h9}$  ; - переходная.

Определяются предельные необходимые значения натягов и соответствующих зазоров в соединениях:

$N_{max} = es - EI = 0 - (-0,0362) = 0,0362$  мм;  $S_{max} = ES - ei = 0 - (-0,0362) = 0,0362$  мм.

Соответственно допуск посадки будет составлять:  $T_{S,N} = S_{max} + N_{max} = 0,0362 + 0,0362 = 0,0724$  мм.

Клин (шпонка) во втулке посадка  $8 \frac{Js9}{h9}$  ; - переходная.

Значения предельные соответственно натягов и зазоров в соединениях

$N_{max} = es - EI = 0 - (-0,0182) = 0,0182$  мм;  $S_{max} = ES - ei = 0,0182 - (-0,0362) = 0,0544$  мм.

Соответственно допуск посадки [125,с.6], будет составлять:  $T_{S,N} = S_{max} + N_{max} = 0,0544 + 0,0182 = 0,0726$  мм.

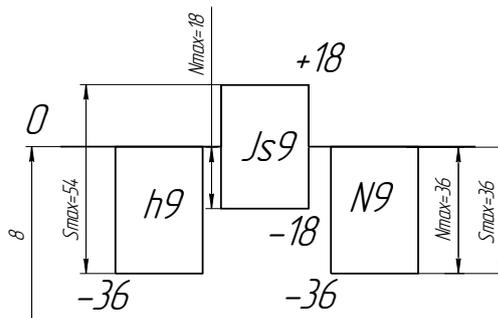


Рисунок 4.26 – Схемы полей допусков оригинального клина (шпонки) в плоскости прилегания: (а – клин  $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 30$  мм;)

Технический результат в конструкции достигается тем, что предложена высокоресурсная конструкция бурового насоса с адаптивным механизмом регулирования зазора шестерен, включающая автономную гидравлическую систему привода (на чертеже не показана), два эксцентриковых механизма, подвижные верхний и нижний регулировочные клинья, поршни, передающие силы давления от гидравлической жидкости к регулировочным клиньям,

эксцентрик, подшипник двухрядный роликовый, обеспечивающий вращение трансмиссионного вала и распределение нагрузки по поверхности шейки, втулка, запресованная на наружную обойму подшипника на которой профрезерован специальный технологический паз, для исключения осевого смещения неподвижных клиньев. Унификация механизма регулирования зазора и глубины зацепления зубьев шестерни насоса исключает необходимость установки дополнительных стаканов расчетного диаметра и сокращает время операций.

Конструкция включает в себя автономную гидравлическую систему привода которая предусматривает соответствующий комбинированный расчет с использованием разных конфигураций программы «Гидросистема, АСКОН-Системы проектирования». Программа расчета гидравлических систем и их проектирования осуществлялась с учетом особенностей эксплуатации оборудования. Для конструирования и расчёта гидропривода основные параметры, геометрия и габариты согласованы с ГОСТом, по параметрам соответственно давления (ГОСТ 12445-80), а также систем гидропривода расхода (ГОСТ 13825-80) [128].

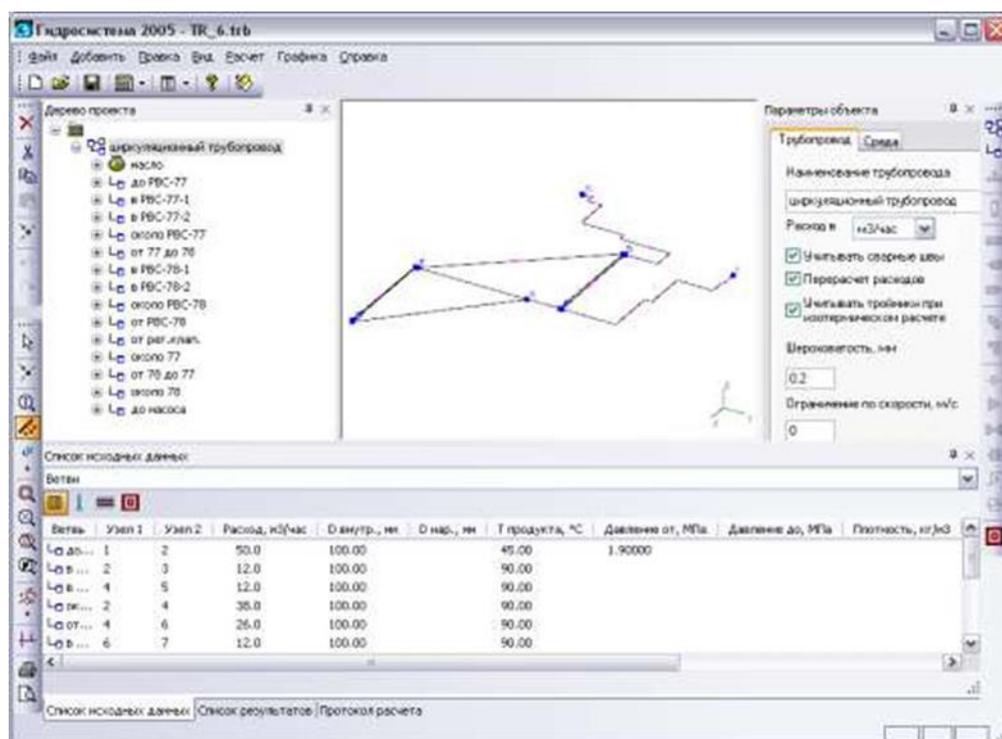


Рисунок 4.27 - Общий вид используемого диалогового окна программы «Гидросистема, АСКОН-системы проектирования».

С учетом типа насосов и в соответствии с рекомендациями заводоизготовителей определяют рабочую жидкость, где ГОСТ 14892-69 определяет пределы вязкости гидравлической жидкости для работы разных моделей насосов. Используются в настоящее время следующие масла: МГ-20, МГ-30, ВМГ-3, И-20, И-30, АМГ-10, И-12. [129].

Таблица 4.6- Рекомендуемые рассмотренные режим работы гидропривода

№	Режим возможной работы гидропривода	Коэффициент используемого ном. давления	Коэффициент продол. раб.под. нагр.	Число включений в час
1	Легкий режим	<0,4 0,4...0,75	0,1...0,35	50- 150
2	Средний режим	0,7...0,95	0,3...0,55	150-250
3	Тяжелый режим	>0,95	0,5...0,85	250-450
4	Весьма тяжелый режим		0,85...0,95	450-850

Для предлагаемой конструкции предполагается использование масла МГ-20 с номинальным давлением 2,5Мпа. Гидравлическая расчетная сеть и насос, обеспечивающий ее необходимую энергию, предназначенная для определения необходимых перепадов давлений  $\Delta P$ , чтобы обеспечить определенный расход  $W$  в трубопроводе с заданными параметрами.

В процессе разработки гидропривода для конструкции регулирования осуществлялось: определение необходимой последовательности в соответствии с характером применяемого технологического процесса работы, анализ кинематических используемых механизмов, определение принципиальной применяемой гидросхемы, и выбор соответствующей гидроаппаратуры, где на рисунке 4.28, представлена принципиальная общая гидравлическая схема.

Поэтапно осуществлялся расчет: выбор необходимых показателей (параметров) и соответствующий предварительный расчет, далее уточнения оптимальных используемых показателей, учитывая возможные расходы, и заключительный поверочный расчет, согласно представленной последовательности который рекомендуется выполнять [129,с.35].

Необходимый гидродинамический режим соответственно определялся критерием числа Рейнольдса (Re):

$$Re = \frac{\omega d \rho}{\mu} \quad (4.60)$$

Данный рассматриваемый критерий характеризует необходимую меру соотношения силы инерции и соответственно силы вязкого трения. В интервале значения выбиралась средняя скорость потока, соответствующая  $\omega=2-3\text{м/с}$ .

Оптимальные диаметры рассчитывались по заданному объёмному расходу  $W$  и трубопровод предполагается использовать круглого сечения.

$$W = \omega S, \text{м}^3 / \text{с} \quad (4.61)$$

Соответственно объёмный расход :

$$Q = \rho \omega S, \text{кг} / \text{с} \quad (4.62)$$

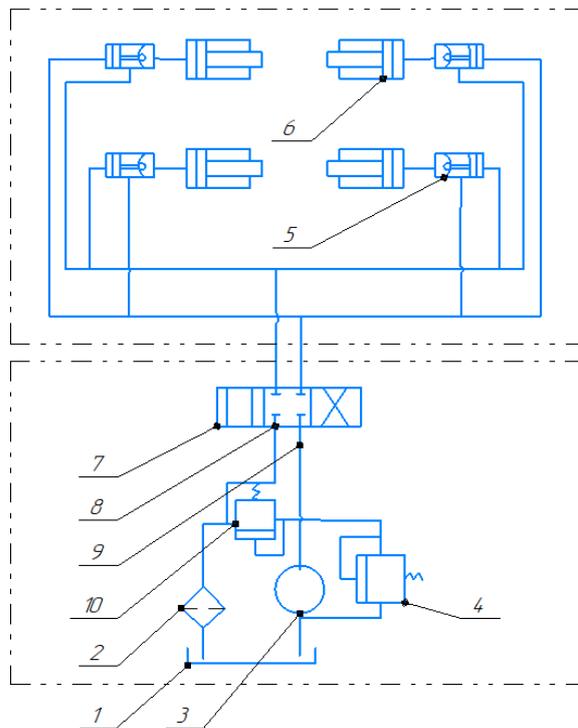
где:  $S$ -площадь поперечного сечения круглого, то используется зависимость:

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} \quad (4.63)$$

Для расчета оптимального допустимого условия перепада давления в системе, рассматривается использование уравнения Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости. В процессе перехода от элементарного потока идеальных жидкостей к реальному потоку необходимо учитывать несоответствие распределения скорости сечения и потерь энергии из-за силы вязки. В связи с неравномерностью распределения скорости приходится ввести в нее среднее арифметическое значение по сечениям, а также среднее арифметическое значение удельной энергии [130].

Мы предполагаем, что напор гидростатический в границах предполагаемого сечения постоянный:

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}(m) \text{ или } \rho g z + p = \text{const}(\text{Па}) \quad (4.64)$$



1-Бак, 2-Фильтр, 3- Насос, 4-Гидроклапанный ключ, 5- Гидрозамок, 6- Гидропоршень, 7-Гидрораспределитель, 8-Линия слива, 9- Линия напора, 10- Гидравлический клапан

Рисунок 4.28- Разработанная гидравлическая схема привода эксцентрикового механизма регулирующего зазор в зацеплении

Это означает, что в жидком потоке отдельные струи гидравлической жидкости оказывают одинаковое давление друг на друга, как в неподвижных состояниях. Местные потери вызываются локальными конструктивными

особенностями трубопровода. Необходимую величину перепада давления в общем виде можно определить.

$$\Delta p = \frac{\rho \omega^2}{2} \left( 1 + \sum_{i=1}^{\lambda-n} \xi_i + \lambda \frac{l}{d} \right) + \rho g (p_2 - p_1) \quad (4.65)$$

Данную величину перепада давлений необходимо учитывать в расчетах при проектировании, а также дополнительные рекомендации упомянутые выше.

Использование заявленного бурового насоса с эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен, обеспечит возможность регулирования зазора зацепления шестерен трансмиссионных и эксцентриковых валов и глубины зацепления зубьев, обеспечивая оптимальные режимные параметры работы, что ведет к повышению эффективности и ресурсной долговечности с адаптацией бурового насоса к реальным условиям эксплуатации.

На основе анализа статистических данных, полученных производственно-лабораторным путем на базе ТОО «ЗМО», применив методики экспериментальных расчетов, установлена вероятность безотказной работы привода насоса вала-шестерни и эксцентрикового вала. В сравнении с насосами, восстановленными известными способами наблюдается увеличение ресурсной долговечности около 7% при внедрении эксцентрикового механизма регулирования зацепления шестерен привода и восстановления эксцентрикового вала с помощью ДРК. Параметры безотказной работы бурового насоса НБ-32 сведены в таблицу 2.1.

Таблица 4.7 – Параметры безотказной работы узлов бурового насоса

№	Составляющие части насоса	Нормированная заводом наработка, ч.	Средняя наработка, ч.	Средняя наработка по предлагаемой технологии, ч.	Вероятность безотказной работы при наработке, ч. (новый/ предлагаемый способ восстановления/известный способ восстановления).			
					100	250	400	500
1	Вал эксцентриковый	550	505	546	0,998/ 0,995/ 0,988	0,790/ 0,730/ 0,728	0,605/ 0,595/ 0,548	0,463/ 0,455/ 0,412
2	Трансмиссионный вал-шестерня	500	477	509	0,987/ 0,975/ 0,888	0,573/ 0,532/ 0,498	0,438/ 0,41/ 0,358	0,379/ 0,395/ 0,348
3	Блок гидравлический	1900	1750	1872,5	0,850	0,433	1,94*10 <sup>-1</sup>	-
4	Механическая часть привода в целом	600	580	641	0,994/ 0,990/ 0,858	0,877/ 0,870/ 0,809	0,765/ 0,775/ 0,680	0,460/ 0,485/ 0,408
5	Насос НБ-32 в целом	2500	2350	2514,5	0,87/ 0,855/ 0,798	0,555/ 0,495/ 0,451	0,49/ 0,44/ 0,378	-

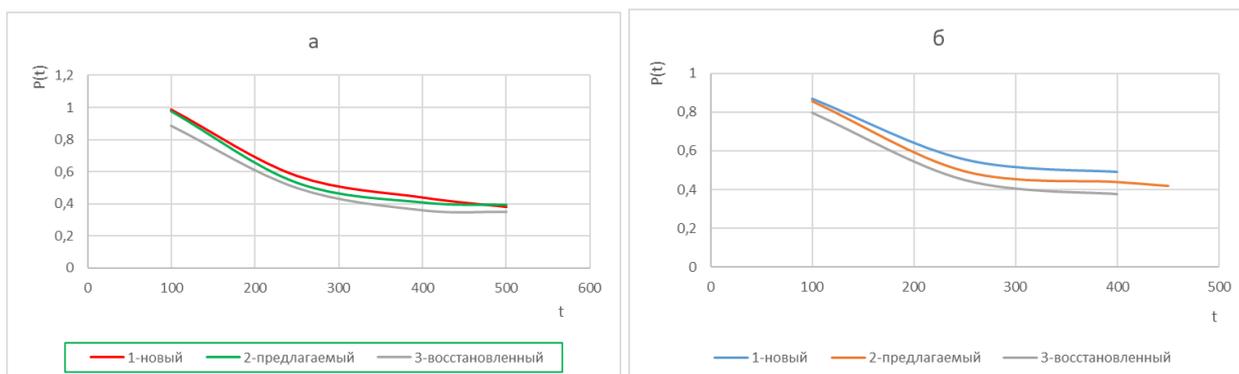


Рисунок 4.29- Вероятность безотказной работы в сравнении рассмотренных узлов элементов насоса НБ-32, в зависимости от времени наработки, а-трансмиссионного вала, б- насоса в целом

В результате повышается эксплуатационная эффективность бурового насоса, за счет повышения производительности, ресурсной долговечности, повышения ремонтпригодности, снижения интенсивности изнашивания зубьев шестерен и расширения его диапазона межосевого расстояния валов. Долговечность насоса увеличивается за счет качества зацепления шестерен и снижения динамических нагрузок на трансмиссионном вале насоса.

#### 4.4 Выводы по разделу

1. Установленные динамические соотношения параметров позволяют разрабатывать комплексные мероприятия, направленные на снижение внешних инерционных сил, особенно при работе в критический период времени  $t_i$ , что позволяет оптимально учитывать распределение нагрузки в зацепление шестерен валов при бурении в соответствии с углом  $\varphi$ , не теряя при этом полезной мощности зубчатого зацепления в приводе бурового насоса. Доказано, что режимные и эксплуатационные показатели насоса буровой установки влияют на энергоемкость каждой операции процесса колонкового бурения. Установленная зависимость крутящего момента  $M_{к1}$  от изменения режима работы электропривода указывает влияние угловой скорости открытой передачи, которая представлена равенством  $M_{к1} = 1,32\omega^{1,006}$ . Наиболее высокие значения моментов сил возникают в зависимости от времени  $t_3$  - торможения и времени  $t_1$  - разгона, а также угла  $\alpha$  зацепления зуба, соответствующего  $\Delta t_i$ . Установлено, что частичное разрушение зуба шестерни приводит к искажению угла зацепления на  $1^{\circ}2'$ , угол зацепления меняется до  $\text{tg}\alpha = 19^{\circ}$ , а радиальная сила изменяется до  $F_{r1} = 3670,67$  Н, что на 210 Н меньше от эффективной силы  $F_{r1} = 3880,151$  Н.

2. Подтверждено теоретическое предположение о том, что износ контактной поверхности зуба трансмиссионного вала приводит к неравномерному увеличению структурных зазоров шестерни  $\Delta_{i1}$ , а смещение пятна контакта относительно оси симметрии зуба приводит к увеличению действующих напряжений на малую площадь поперечного сечения, снижая коэффициент долговечности.

Критические опасные напряжения смятия  $\sigma_H$  непосредственно зависят от площади поверхности пятна касания зубьев шестерни, образуемого непосредственно на изнашиваемой ширине зубчатого венца шестерни  $b_w$ , учитывая существующий радиус кривизны  $\rho_{пр}$  в области зацепления зубьев шестерни.

Установлено, что именно площадь имеющегося контактного пятна зубчатой шестерни вала привода может ограничить окружающую силу  $P_{Ht}$  соответственно относительно имеющегося диаметра  $d_w$  соответствующей окружности удельной нагрузки контакта.

Существенную роль в формировании моментов играет коэффициент  $\lambda$  контактного пятна смещения от оси проектной геометрии зуба шестерни который и влияет на ресурс работы привода насоса. Установленная полиномиальная зависимость  $\lambda = -7,0434(Z_\varepsilon^2)^2 + 20,616(Z_\varepsilon^2) - 13,218$  раскрывает коэффициент  $Z_\varepsilon^2$ , учитывающий влияние величины  $\varepsilon_\alpha$  на нагрузочную способность зубчатой передачи. Немаловажным фактором изменения величины действующего соответствующего момента изгиба выступает установленная непосредственно зависимость коэффициент отклонений  $\lambda$  от симметрии проектной оси, соответственно описываемая установленной зависимостью представляющую  $M_{H1} = 5,16 \lambda^2 - 1,60 \lambda + 7,69$ .

3. В короткий период времени действие больших моментов, к примеру при торможении ( $t_3$ ) или разгоне ( $t_1$ ) трансмиссионного вала насоса (в течение  $0,2 \div 0,35$  с), приводит к нарушению необходимого условия равновесия критического напряжения изгиба соответственно  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ , и нарушение указанных условий приводит к излому зубьев шестерни привода насоса, независимо от их величины износа.

4. Усовершенствованная математическая модель процесса изнашивания шестерни при неравномерном распределении моментов сил и смещении площади контакта относительно оси симметрии зуба, позволила аппроксимировать количество соответствующих циклов конфигурации напряжений  $N_{HE}$  и коэффициента  $\lambda$ , в результате получено уравнение  $N_{HE} = -63,56 \ln(\lambda) + 43,36$  и разработана номограмма, которая определяет зависимости коэффициента долговечности с коэффициентом неравномерность распределения нагрузки, с учетом коэффициента отклонение геометрии контактного пятна  $\lambda$  от проектной оси поверхности зубьев шестерни вала привода бурового насоса при оптимальной твердости поверхности.

5. Установлена зависимость формирования внутренних напряжений в контактной поверхности износа трансмиссионного вала-шестерни бурового насоса, это свидетельствует о значительном повышении значений напряжения, концентрированных в контактном пятне на площади зацепления зуба шестерни, в определенных интервалах времени  $\Delta t_i$ , когда они достигают критического значения, то есть нарушается условия прочности, соответствующее  $\sigma_H > [\sigma_H]$  и приводит к разрушению металла при циклически повторяющихся нагрузках и, как следствие, поломки зубьев шестерни вала. Опасные или критические напряженные параметры появляются при торможении установки бура и

бурового насоса, происходящие при большом значении зенитного угла ( $\alpha = 35 \div 60^\circ$ ) бурения.

6. Предложенная математическая модель которая предусматривает соответствующее распределение нагрузки по плоскости зубьев шестерни зацепления кинематической пары «ведущее зубчатое колесо трансмиссионного вала – венец шестерни эксцентрикового вала» учитывает влияние коэффициента  $\lambda$  на момент, образовавшийся в шестерне зацепления и значит, будет характеризоваться мощностью, затрачиваемой непосредственно приводом НБА. Чтобы преодолеть необходимые силы сопротивления, и отклонение образующегося контактного пятна  $\lambda$  зубьев шестерни от оси проектной геометрии повышающие энергоемкость процессов бурения в среднем показателе на  $17 \div 40 \%$ .

7. Для регулирования зазора зацепления вала шестерни разработана конструктивная система управляемой регулировки. Для беспрепятственного перемещения регулировочного элемента обоснована система полей допусков и посадок оригинального клина (шпонки) в плоскости прилегания  $N_{\max} = es - EI = 0 - (-0,0362) = 0,0362$  мм и  $S_{\max} = ES - ei = 0 - (-0,0362) = 0,0362$  мм.

8. В условиях ТОО «Ремплазма» разработана технология ремонта эксцентрикового вала насоса путем установки стальных термоупрочненных дополнительно-ремонтных колец (ДРК). Предложенная технология на 7% повышает долговечность высоконагруженных узлов насоса буровой установки при оптимальном соотношении между затратами и производительностью. Предложенный способ расширяет номенклатуру ремонтных размеров шеек валов насосов за счет обоснованного диаметра термоупрочненных колец и применения плазменной наплавки с проволокой на никелевой основе. Для расчета режима сварки представлена система уравнений включающая четыре задаваемых оптимальных параметра-диаметр используемой проволоки, полярность и соответствующий ток, глубина необходимого провара, а также используемый тип и вид сварного соединения по ГОСТ 8713–79. В результате эксперимента установлены зависимости площади наплавки от толщины изделия для сварных соединений  $FC47 = 0,43s - 0,8$ ;  $FC9 = 0,02s^2 + 0,16s - 0,28$ ;  $FCK = 0,02s^2 + 0,12s - 0,28$ , что дает возможность адаптировать оптимальные режимы плазменной наплавки.

9. Установлено, что с увеличением скорости сварки  $V=17 \div 43$  м/ч эффективная площадь наплавки снижается с  $S=31$  мм<sup>2</sup> до  $S=18$  мм<sup>2</sup>. Оптимально эффективный диапазон режимов наплавки составляет  $V=17 \div 43$  м/ч, а для площади покрытия наплавочного материала от  $S=31$  мм<sup>2</sup> до  $S=18$  мм<sup>2</sup>. Для оценки качественных критериев структуры наплавляемого материала установлена зависимость в виде уравнения регрессии.

10. Разработанная конструкция системы управления зазором зацепления в зубьях сопряжения шестерен и бурового насоса с эксцентриковым механизмом, обеспечивает возможность регулирования зазора зацепления шестерен и глубины зацепления зубьев трансмиссионных и эксцентриковых валов, адаптируя оптимальные режимные параметры работы, что ведет к повышению

эффективности и ресурсной долговечности бурового насоса с учетом реальных условий эксплуатации.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате диссертационных исследований дано теоретическое обобщение и предложены новые решения актуальной научной проблемы по повышению долговечности насосов колонкового бурения за счет понижения динамических нагрузок путем разработки адаптивной конструктивно-технологической системы регулирования зазора зацепления шестерни трансмиссионного вала в зависимости от действия динамических нагрузок. Основная идея в разработке конструктивно-технологической системы заключается в эффективном перераспределении нагрузки и моментов в зависимости от нагруженности режимов эксплуатации и сопротивлений на рабочем буре.

Установлено, что при традиционных способах термического восстановления вала и зубчатой шестерни приводит к изменению соответствующей микроструктуры упрочненного поверхностного слоя из-за неконтролируемых параметров используемого процесса термообработки. Чрезмерное содержание остаточного аустенита и избыточное образование карбидов, приводит к преждевременному отказу насосов в процессе эксплуатации.

Результатами диссертационного исследования являются следующие основные выводы и практические решения:

1. Установлена регрессионная зависимость коэффициента технологической сложности  $\beta_l$  от глубины скважины  $\beta_l = -0,07l^2 - 0,000083l + 0,29221$ , что позволяет определить оптимальные режимные параметры бурения и работы силовых агрегатов.

2. Обоснованы оптимальные динамические параметры поршневых насосов, и предложенная методика обоснования которая включает исследование взаимосвязи нагрузки  $M_c$  и подачи  $Q_n$ , в функции угла  $\varphi$  поворота кривошипа.

3. Усовершенствована математическая модель динамических процессов привода поршневого БНА с учетом неравномерности крутящих моментов, крутильных колебаний и угловых скоростей, влияющие на концентрации напряжений. Установлено, что поршневой буровой насос как значимый силовой элемент обладает непосредственно статической характеристикой  $M_c = k\omega^2$  близкой к квадратичной.

4. Разработана методика расчета долговечности нагруженных кинематических пар зацепления насоса бурового комплекса, что позволяет расширить взгляд на проблему энергоемкости операции бурения, принимая во внимание базу контактных напряжений в зависимости от средней твердости поверхности. Усовершенствована математическая модель процесса изнашивания шестерни при неравномерном распределении моментов сил и смещении площади контакта относительно оси симметрии зуба.

5. Разработана соответствующая номограмма, позволяющая определить зависимость изменения коэффициента учитывающего неравномерное распределение нагрузок  $\theta$  от коэффициента отклонения контактного пятна оси  $\lambda$

проектной геометрии зубьев шестерни вала привода насоса, при определенной соответствующей твердости поверхности и долговечности.

Установленная полиномиальная зависимость  $\lambda = -7,043(Z_{\varepsilon}^2)^2 + 20,61(Z_{\varepsilon}^2) - 13,21$  раскрывает коэффициент  $Z_{\varepsilon}^2$  учитывающий влияние величины  $\varepsilon_{\alpha}$  на нагрузочную способность зубчатой передачи.

6. На основе эксперимента разработан технологический процесс по восстановлению шеек валов насосов с установкой стальных термоупрочненных дополнительно-ремонтных колец (ДРК), обеспечивающий высокую износостойкость и усталостную прочность. Способ восстановления методом установки термоупрочненных колец на 7% повышает долговечность высоконагруженных узлов насоса буровой установки при оптимальном соотношении между затратами и производительностью.

7. Обоснованы оптимально эффективные параметры плазменной наплавки полуколец (электрода диаметр  $d$ , мм; сварочный ток  $I$ , А; скорость сварки  $V$ , м/ч; площадь наплавки  $S$ , мм<sup>2</sup>, глубины провара  $h$ , мм), устанавливающие зависимости между технологическими режимами и качественными критериями плазменной наплавки.

8. Разработана конструктивная система привода бурового насоса с эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен, обеспечивающая автоматическое регулирование зазора зацепления шестерен трансмиссионных и эксцентриковых валов и глубины зацепления зубьев, обеспечивая оптимальные режимные параметры работы, повышая эффективность и ресурсную долговечность бурового насоса. Для беспрепятственного перемещения регулировочного элемента обоснована система полей допусков и посадок оригинального клина (шпонки) в плоскости прилегания  $N_{\max} = es - EI$  и  $S_{\max} = ES - ei$ .

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Постановление Правительства Республики Казахстан. Об утверждении Государственной программы индустриально-инновационного развития Республики Казахстан: утв. 1 августа 2014 г., № 874 на 2015-2019г., утв. 31 декабря 2019 г., № 1050 на 2020-2025г., <https://adilet.zan.kz/rus/docs/P1900001050>. 20.01.2020.
- 2 Войтенко, В.С. Технология и техника бурения: учебное пособие / под ред. В.С. Войтенко, А.Д. Смычкин, А.А. Тухто. - М.: Инфра-М, -2019. - 320 с.
- 3 Гусман А.М., Порожской К.П. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование//Научное издание, Екатеринбург, 2002.- 310с.
- 4 Храменков В.Г. Автоматизация управления технологическими процессами бурения нефтегазовых скважин. -Томский политехнический университет, ISBN978-5-4387-0082-1, -Томск. 2012. - 410с.
- 5 Кахаров С.К., Ганджумян Р.А. Причины отказов бурового оборудования при эксплуатации. «Инженер – нефтяник» -2013.- №2. - С.32-33.
- 6 Кахаров С.К. Статистическая оценка показателей надежности буровых насосов НБ-125//Горный информационно-аналитический бюллетень «ГИАБ» -2014. -№ 8.- С.366-368.
- 7 Serdobintsev Yu.P., Shmelev V.A., Bin B.T., Rational use of drilling rigs as a way to improve the efficiency of oil well construction//Engineering, Modern problems of science and education. - 2013. – Vol. 1 - P. 160-165.
- 8 Ганджумян Р.А., Кахаров С.К. Предотвращение гидроабразивного износа элементов циркуляционной системы при бурении геотехнологических скважин //«Инженер – нефтяник» -2015. -№3.-С. 42-44.
- 9 Кахаров С.К. Специфика условий эксплуатации наземного оборудования для бурения геотехнологических скважин //XI международная научная конференция «Новые идеи в науках о земле» Доклады М.: 2013. -С.241.
- 10 Старева И.А., Еременко В. Р., Иванов С. Е. Математическая модель колебаний буровой установки// ООО "Издательство Молодой ученый", ID: 24326002, -2015. №19 (99) -С.17-27.
- 11 Иванов С. Е., Мельников В. Г. Применение матричной формы уравнений Лагранжа в компьютерном моделировании // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. - 2006. -№ 31. - С. 22–24.
- 12 Колпак Е. П. Matlab: методы вычислений: учебное пособие / под ред. Е. П. Колпак.- Санкт-Петербургский гос. ун-т. -Санкт-Петербург, 2007.- 211с.
- 13 Кахаров С.К. Надежность буровых насосов при сооружении геотехнологических скважин (на примере НГМК)//VII международная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Молодые – наукам о земле» Доклады -М.: 2014.-С.286-298.
- 14 Абдюкова Р.Я., Багаутдинов Н.Я. Анализ причин отказов клапанов буровых насосов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов: науч.-техн. журн. 2012. -Вып.4(90). -С. 65-70.

15 Колисниченко С.Н., Колисниченко С.В., Кожанов В.С. Проблемы в повышении эффективности эксплуатации и долговечности работы буровых поршневых насосов//Материалы международной научно-практической конференции «Козыбаевские чтения-2018: Евразийский потенциал и новые возможности развития в условиях глобальных вызовов» Т2.-Петропавловск: СКГУ им. М. Козыбаева, 2018. -С. 276-277.

16 Tikhonov V.S., Baldenko F.D., Bukashkina O.S., Liapidevskii V.Y. Effect of hydrodynamics on axial and torsional oscillations of a drillstring with using a positive displacement motor// Journal of Petroleum Science and Engineering, - 2019, - P. 183.

17 Анашкина А.Е., Осипенко И.А. Буровые насосы/МУ:ТюмГНГУ,Тюмень, 2012. – 32с.

18 Туякбаев Н.Т., Усенов А.У., Тастанбеков Т.Х. Вопросы повышения производительности бурения в Казахстане // Геология и разведка недр, вып. 2, КазПТИ, Алма-Ата, 1971.-С.15-19.

19 Бреннер В.А., Жабин А.Б., Щеголевский М.М., Поляков Ал.В., Поляков Ан.В. Совершенствование гидроструйных технологий в горном производстве. – М.: Издательство «Горная книга», издательство Московского государственного горного университета, 2010. – 337 с.

20 Бреннер В.А., Жабин А.Б., Щеголевский М.М., Поляков Ал.В., Поляков Ан.В. Щитовые проходческие комплексы: учебное пособие. -М.: изд-во Горная книга, изд-во МГГУ, 2009. - 447 с.

21 Петров В.К., Сысоева И.Н. Обоснование целесообразности повышения давления бурового насоса // Студенческая научная весна – 2015: материалы региональной научно-технической конференции (конкурса научно-технических работ) студентов, аспирантов и молодых ученых вузов Ростовской области, г. Новочеркасск, 24–25 мая 2015 г. / Юж.-Рос. гос. политехн. ун-т (НПИ). – Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2015. – С. 305–306.

22 Рязанов Я.А. Энциклопедия по буровым растворам. – Оренбург, Изд. «Летопись», 2005. – 664 с.

23 Сысоева И.Н., Сысоев Н.И. Совершенствование систем уплотнений гидравлической части бурового насоса // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 16–17 апреля 2015 г. / Оргкомитет: Ю.А. Лагунова, Н.М. Суслов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2015. – С. 250–254.

24 Остяков, Ю.А. Проектирование механизмов и машин: эффективность: учебное пособие / под ред. Ю.А. Остяков, И.В. Шевченко.-М.: Инфра-М, 2018.- 260 с.

25 Колисниченко С.В., Софьин А.А. Анализ энергоэффективности и перспектив современных конструкций буровых насосов для установок колонкового бурения//МНПК «Молодежь и наука – 2019», СКГУ им.М. Козыбаева, г. Петропавловск. 2019. – С. 61-65.

- 26 Ганджумян Р.А., Калинин А.Г., Сердюк Н.И. Расчеты в бурении/ (Справочное пособие).-М.: РГГРУ, 2007.-668 с.
- 27 Голиков С.И., Калинина А.Г.. Терминологический словарь по бурению скважин/-М.: Москва, 2005.-420с.
- 28 Vozina Perovic. Hydrostatische Führungen und Lager: Grundlagen, Berechnung und Auslegung von. 2017-511 p.
- 29 Воздвиженский Б.И. Колонковое бурение.-Москва, „Недра” 2012, 236с.
- 30 Vetter S., Leidich E., HaSse A. Probability of shaft survival. Nodal connections, 18th International Conference on New Trends in Fatigue and Fractures of Any Scale. IDMEC Instituto de Engenharia Mecanica, (ICIE 2018), Lisbon. 2018, №7, -P.225-228.
- 31 Галдобин В. Время плунжерных насосов // Нефть России. – 2010. – № 6. – С. 68–70.
- 32 Аипов Р. С., Валишин Д.С., Леонтьев Д. С. Математическая модель плунжерного насоса с цилиндрическим линейным асинхронным двигателем в приводе//Политематический сетевой научный журнал КГАУ, 2014.- №96. - С. 573-583.
- 33 Lyagov, I.A.; Baldenko, F.D.; Lyagov, A.V.; Yamaliev, V.U.; Lyagova A.A. Methodology for calculating technical efficiency of power sections in small-sized screw downhole motors for the «perforbur» system. Journal of Mining Institute, 2019. – Vol. 240, -P.694–700.
- 34 Колисниченко С.Н., Савинкин В.В., Колисниченко С.В. Исследование динамических параметров двух и трехпоршневых насосов бурового комплекса// Материалы МНПК «Козыбаевские чтения», СКУ им.М. Козыбаева, г. Петропавловск, 2020.-С.291-295.
- 35 Безус А.А. Поршневые насосы: методические указания к лабораторным работам/ под ред. А.А. Безус, А.А. Двинин, И.А. Осипенко – Тюмень: издательствоТюмГНГУ, 2008.- 32 с.
- 36 Цехмистро Л.Н., Крупа Е.С., Дранковский В.Э., Хандурин А.Н., Резвая К.С. Расчет на прочность буровых насосов: учеб. пособие / Резвая – Харьков: НТУ «ХПИ», 2016. – 110 с.
- 37 Сергеев Н.Н., Сергеев А.Н., Дорохин Ю.С. и др. Современные технологии восстановления деталей: учебное пособие./ -Тула: Изд-во ТулГУ, 2016. -112с.
- 38 Jeong H. S. et al., A Comparative Study on the Equation of Motion about Models of Variable Displacement Piston Pump through MATLAB & DAFUL// Proceedings of the KSME 2016 Spring Annual Meeting, 2016.- P.75-76.
- 39 Колисниченко С.Н., Савинкин В.В., Томашец А.К К вопросу восстановления сложных дефектов базовых деталей военной Бронетехники//Материалы МНПК «Козыбаевские чтения-2018: Евразийский потенциал и новые возможности развития в условиях глобальных вызовов» Т2.- Петропавловск: СКГУ им. М. Козыбаева, 2018. -С.328-331.
- 40 J. Paulo Davim. Machining and Machine-tools: /Research and Development/ 2017- pp.233.

- 41 Крылов, Ю.А. Технология машиностроения. Проектирование технологических процессов: учебное пособие / Ю.А. Крылов, А.С. Карандаев, В.Н. Медведев. - СПб.: Лань, 2016. - 352 с.
- 42 Колисниченко С.Н., Жакупов М.А., Савинкин В.В. Перспективные способы восстановления ходовой части военной гусеничной Техники//Материалы МНПК «Козыбаевские чтения-2018: Евразийский потенциал и новые возможности развития в условиях глобальных вызовов», Т2.- Петропавловск: СКГУ им. М. Козыбаева, 2018. -С. 227-229.
- 43 Бобровицкий В.И., Сидоров В.А. Повреждения зубчатых передач. Механическое оборудование: техническое обслуживание и ремонт. - Донецк: Юго-Восток, 2011.-238 с.
- 44 Herring, D. H., "How Gears Fail", SME /Conference on Effective Heat Treatment and Hardening of Gears, 2007.-pp.230.
- 45 Жумекенова З.Ж., Савинкин В.В. Колисниченко С.Н., К вопросу перспективных технологий восстановления поверхностей изнашивания// Вестник КазНИТУ, - Алматы, 2020. №2-С.170-177.
- 46 Казанников О.В., Тузов Н.С. Восстановление деталей и сборочных единиц.- Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2015. -115 с.
- 47 Savinkin V. V., Ratushnaya T. Yu., Ivanishev A. A., Surleva A. R, Ivanova O. V., Kolisnichenko S. N. Study on the Optimal Phase Structure of Recovered Steam Turbine Blades Using Different Technological Spray Modes for Deposition of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>//Universiti Malaysia Perlis, The 5th International Conference on Green Design and Manufacture 2019, IConGDM 2019 – Bandung, Indonesia -P.219.
- 48 Xu J.L., Wang L., and Luo W. X. The Effect of Bearing Rigidity on the Nonlinear Dynamics of te Shaft-Main Drive System/Shocks and Vibrations, Vol. 2016, Article ID 3524609, 2016.-144 pp.
- 49 Chang L., Liu G. and Wu A Robust L. Model for Determining the Meshing Rigidity of Cylindrical Gears// Theory of Mechanisms and Machines, 2015. – Vol. 87. -P. 93–114.
- 50 Gorkunov E.S. Different remanence states and their resistance to external effects. Discussing the so-called magnetic memory method // Insight. - 2015. - №12. – Vol. 57. - P. 709-717.
- 51 Pachurin G. V., Filippov A. A., Goncharova D. A., Kuzmin A. N., Gevorgyan G. A. Fatigue of structural materials in corrosive environments// Scientific-technical and production journal "Vestnik Mashinostroeniya". – Moscow: "Izdatelstvo "Innovatsionnoye mashinostroyeniye". 2020.– Vol. 12. -P.117.
- 52 Lin, H.; Bergadà, J.M.; Zeng, Y.; Zhang, Y.; Wang, J.. Rotor spinning transfer channel design optimization via computational fluid dynamics//Textile Research Journal. 2018. – Vol.88, (11). -P.1244–1262.
- 53 Zi-Ming; Feng-Chenhao; GuoYong; Zhang. Variable speed drive optimization model and analysis of comprehensive performance of beam pumping unit. Journal of Petroleum Science and Engineering. 2020. No.9. -P.152-163.
- 54 Балденко Ф. Д. Расчеты бурового оборудования: учебное пособие. – М.: РГУ нефти и газа имени И. М. Губкина, 2012. – 428 с.

- 55 Kyznetsova V.N., Savinkin V.V., Ratushnaya T.Yu., Sandu A.V., Vizureanu P. Study of the spatial distribution of forces and stresses on wear surfaces at optimization of the excavating part of an earthmoving machine transverse profile// Coatings. 2021. – Vol. 11, (2). –P.1–16.
- 56 Neikes K., Schlecht B., Vetter S., Leidich E. Investigations into the influence of medium stresses on the fatigue strength of shafts and axles//(final report no . FVA-HeT. 321 VI), 1321 г.th ed. Frankfurt am Main, 2019. – Vol. 16. -P.357 - 369.
- 57 Sheha A.A., Nasr M., Hosien M.A., Wahba E.M. Computational and experimental study on the water-jet pump performance// Journal of Applied Fluid Mechanics. 2018. – Vol. 11, (4). –P.1013–1020.
- 58 Barsoum, F.; Khan, Z.; Barsoum. Analysis of the torsional strength of hardened splined shafts// Materials & Design, 2014. – Vol. 54. -P.130–136.
- 59 Gorlenko, A.O., Davydov S.V., Shevtsov M.Y., et al. Wear-Resistance Increase of Friction Surfaces of Steel Machine Parts by Electro-Mechanical Hardening// Steel Transl. 2019. – Vol. 49. –P.800–805.
- 60 Yavuz S.D., Saribay Z.B., Chigeroglu E. Nonlinear non-stationary dynamic analysis of a spiral-conical gear system // Nonlinear Dynamics. 2018. – Vol. 92, no. 4., -P. 1901-1919.
- 61 Savinkin, V. V.; Vizureanu, P.; Sandu A. V.; Ratushnaya T. Yu.; Ivanishev A. A. and Surleva A. Improvement of the turbine blade surface phase structure recovered by plasma spraying// Coatings. 2020. – Vol. 10. -P.62-71.
- 62 Liu, Xin-Jun, Wang, Jinsong . Parallel Kinematics.Type, Kinematics, and Optimal Design/ Springer Tracts in Mechanical Engineering 2014. -148p.
- 63 Baldenko D.F., Baldenko F.D. Global Journal of Researches in Engineering: A Mechanical and Mechanics Engineering//Type: Double Blind Peer Reviewed International Research Journal Publisher: Global Journals Online ISSN: 2249-4596 & Print ISSN: 0975-5861 Wheel Tooth Profiles of Hydraulic Machines and Mechanical Gears: Traditions and Innovations. 2020. – Vol. 20. –P.100- 110.
- 64 Xu J.L., Wang L., and Luo W. X. The Effect of Bearing Rigidity on the Nonlinear Dynamics of the Shaft-Main Drive System//Shocks and Vibrations, Vol. 2016, Article ID 3524609, 2016.-P.10-14.
- 65 Савинкин В.В., Колисниченко С.Н., Колисниченко С.В., Коптяев Д.А., Жумекенова З.Ж. Исследование динамической модели кривошипно-ползунного механизма поршневых насосов бурового комплекса,//МНПК «Молодежь и наука – 2021», Т4- Петропавловск, 2021.-С.377-380.
- 66 Brijesh R. N., Sagar M. P. The Effect of Venturi Design on Jet Pump Performance// Journal for Research. 2016. – Vol. 2, (4). -P.23-28.
- 67 Khaing, H.; Lwin, Y. M.; Lwin, Y. Design and Calculation of Centrifugal Pump (Impeller) For Water Pumping//International Journal of Science, Engineering and Technology Research. 2019. – Vol. 8, (7). –P.321–324.
- 68 Захаров, А.Ю. Теоретические основы физического материаловедения. Статистическая термодинамика модельных систем: учебное пособие / А.Ю. Захаров. - СПб.: Лань, 2016. - 256 с.

- 69 Kuznetsova V.N., Savinkin V.V.. More Efficient Rotation of Excavator Platforms//ISSN 1068-798X, Russian Engineering Research, 2017, Vol. 37, No. 8, pp. 667–671. © Allerton Press, Inc., -2017. -P.667-671.
- 70 Ефимченко С.И., Прыгаев А.К. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов / Часть 1., М., РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2006.-356с.
- 71 Elliott J.A. Novel approaches to multiscale modelling in materials science // In-ternational Materials Reviews. – 2011. – Vol. 56. – P. 207–225.
- 72 Petrick I., Simpson T. 3D Printing disrupts manufacturing // Research-Technology Management. – 2013. – November-December. – P. 15–16.
- 73 Burov, A.; Bazbetov, A.; Ponomarev, N.; Sapozhnikov M. The recalculation of the mode boot mud pumps of single and double action. Proceedings of the Volgograd state technical university. -2019. – Vol. 35, 2. –P.74-77.
- 74 Koleda, E.V.; Kireev, S.O.; Korchagina, M.V.; Efimov A.V. Determination of reactions in the crank shaft supports of the drive part of the high-pressure pump//Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation, XIII International scientific and practical conference [State and prospects of development of the agro industrial complex] In the framework of the XXIII Agroindustrial forum of the south of Russia and the exhibition "Interagromsh".Rostov-on-Don, -2020. – Vol. 25 June. –P.605-609.
- 75 Андриевский, Р.А. Основы наноструктурного материаловедения. Возможности и проблемы / Р.А. Андриевский. - М.: Бином, 2014. - 252 с.
- 76 Сироткин О.С. Основы инновационного материаловедения: Монография / О.С. Сироткин. - М.: Инфра-М, 2016. - 288 с.
- 77 Jeong, H. S.A. Comparative Study on the Equation of Motion about Models of Variable Displacement Piston Pump through MATLAB & DAFUL. Proceedings of the KSME 2016 Spring Annual Meeting. -2016.12, 8. –P.75-76.
- 78 Kadhimm Zarzoor A.; Almuramady, N.; Hussein E.S. Stress analysis for spur gears using solid works simulation. International Journal of Mechanical Engineering and Technology. -2018. – Vol. 9, 11.-P.927-936.
- 79 Savinkin V.V., Kuznetsova V.N., Ratushnaya T.Yu., Kiselev L. A. Method of integrated assessment of fatigue stresses in the structure of the restored blades of CHP and HPS.// Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering. -2019. In Russ, – Vol. 330, 8.-P. 65–77.
- 80 Timerbaeva, N.F.; Sadrtidinovb, A.R.; Safinb R.G. Software Systems Application for Shafts Strength Analysis in Mechanical Engineering //International Conference on Industrial Engineering, Procedia Engineering, (ICIE 2017), -2017. – Vol. 20.-P. 1376-1381.
- 81 Qin Xiaofeng,,Liu Jie; Xingguo, Zhao; Feng Li,Pang Ruiqiang. Fracture failure analysis of transmission gear shaft in a bidirectional gear pump. Engineering Failure Analysis. 2020. – Vol. 118. –P.138-141.
- 82 Rossetti, A.; Macor A.; Scamperle, M. Optimization of components and layouts of hydromechanical transmissions// DOI: 10.1080/14399776.2017.1296746. International Journal of Fluid Power. -2017. – Vol. 18, (2). –P.123-134.

83 Das, Sandeep et al., Condition Monitoring of Robust Damage of Cantilever Shaft Using Experimental and Adaptive Neuro-fuzzy Inference System (ANFIS). // DOI:10.1016/j.proeng.2016.05.140. Procedia Engineering. -2016. – Vol. 144.-P.328–335.

84 Xiang-Yu, Ye.; Shi-Jeng, Tsai. Computerized method for analyzing the contact of loaded teeth of spur gears with a high contact ratio with or without modification of the side surface, taking into account the angular contact of the tip and shaft misalignment// DOI: 10.1016 / j.mechmachtheory.2015.11.008.Theory of mechanisms and machines. -2016. – Vol. 97. –P.190 - 214.

85 Tan, J.-J.; Hu, Z.-H.; Wu, L.-J.; ZH.; Feng and CS Song. Influence of Geometric Design Parameters on Static Strength and Dynamics of Spiral Bevel Gears.// article ID 6842938. International Journal of Rotating Machinery. -2017. – Vol. 8. - P.456-478.

86 Ren, Y.; Chang, S.; Liu, G.; Wu, L. and Lim, TS. Impedance Synthesis Analysis of Gear Train Vibration. // article ID 4846532.Shock and Vibration. -2017. – Vol. 14. -P.1158-1175.

87 FLJ Van Der Linden. Modeling Gear Positioning Systems: [An Object Oriented Model of Gear Contact with Validation].//Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. -2016. – Vol. 230, 7-8. -P.1084-1100.

88 Savinkin V. V., Kolisnichenko S. N., Sandu A. V., Ivanova O. V., Vizureanu P., Zhumekenova Z. Z. Investigation of the strength parameters of drilling pumps during the formation of contact stresses in gears //doi.org/10.3390/app11157076. Applied Sciences (Switzerland), -2021. 11(15).-P. 7076.

89 Sybille G., Hoang Le-Huy. Digital simulation of power systems and power electronics using the MATLAB/Simulink Power System Blockset //2000 IEEE Power Engineering Society Winter Meeting. Conference Proceedings (Cat. No.00CH37077), 2000. – Vol. 4. – P. 2973-2981.

90 Дьяконов В. П. MATLAB и SIMULINK- М. : ДМК Пресс, 2013. – 975 с.

91 ГОСТ 18854-94. Подшипники качения. Методы расчёта статической грузоподъёмности и эквивалентной статической нагрузки.(2013)

92 Savinkin, V.V. Razvitie teorii energoeffektivnosti odnokovshovykh ekskavatorov. Diss. Dokt. nauk. [Development of the theory of energy efficiency of single-bucket excavators]. Omsk, 2016. -390 p.

93 Morrow W.R., Qi H., Kim I., Mazumder J., Skerlos S.J. Environmental aspects of laser-based and conventional tool and die manufacturing //Clean Prod. – 2007. –№ 15. – P. 932–943.

94 Норин, П.А., Третьяков А.Ю., Осипов А.М. Технологические характеристики открытой сварочной дуги // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – Вып. 19, № 12. – С. 214–217.

95 Wray P. Additive manufacturing: turning manufacturing inside out // Amer. Ceram. Soc. Bull. – 2014. – Vol. 93, № 3. – P. 17–23.

- 96 Jhavar S., Jain N.K., Paul C.P. Development of micro-plasma transferred arc ( $\mu$ -PTA) wire deposition process for additive layer manufacturing applications // *Journal of Materials Processing Technology*. – 2014. – Vol. 214, № 5. – P. 1102–1110.
- 97 Qi H.B. Direct metal part forming of 316L stainless steel powder by electron beam selective melting // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part B. Journal of Engineering Manufacture*. – 2006. – Vol. 220, № 11. – P. 1845–1853.
- 98 RUFFO M., TUCK C. and HAGUE R.J.M., Cost estimation for rapid manufacturing - laser sintering production for low to medium volumes//*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 2006. - Vol. 220(9), -P.1417-1427.
- 99 Колисниченко С.Н., Савинкин В.В., Колисниченко С.В., Киселев Л.А., Кузнецова В.Н. Повышение ресурса насоса буровой установки путем восстановления геометрических параметров шеек валов тёмоупрочнёнными кольцами // *Вестник КазНИТУ*, - Алматы, 2020г. -№4.-С.530-534
- 100 Murr L.E. Metal fabrication by additive manufacturing using laser and electron beam melting technologies // *Journal of Materials Science & Technology*. – 2012. – Vol. 28, № 1. – P. 1–14.
- 101 Frazier W.E. Metal additive manufacturing: A review // *J. Mater. Eng. Performance*. – 2014. – Vol. 23, № 6. – P. 917–1928.
- 102 Kapil S., Legesse F., Kulkarni P.M., Joshi P., Desai A., Karunakaran K.P. Hybrid layered manufacturing using tungsten inert gas cladding // *Progress in Additive Manufacturing*. – 2016. – № 1(1). – P. 79–91.
- 103 Kapil S., Eberhard P., Dynamic S.K. Analysis of the Cold Rolling Process by the Finite Element Method Dwivedi *Journal of Industrial Science and Engineering* - Vol. 138 (4). – P. 778–786.
- 104 Zhang Y., Bernard A., R. Harik, Karunakaran K.P. Build orientation optimization for multi-part production in additive manufacturing DOI: //doi.org/10.1007/s10845-015-1057-1 *Journal of Intelligent Manufacturing*. – 2017. – Vol. 28, iss. 6. – P. 1393–1407.
- 105 Щицын Ю.Д., Косолапов О.А., Щицын В.Ю. Возможности плазменной обработки металлов током обратной полярности // *Сварка и диагностика*. – 2010. – № 3. – С. 43–45.
- 106 Щицын Ю.Д., Косолапов О.А., Струков Н.Н. Распределение энергии сжатой дуги при работе плазмотрона на токе обратной полярности // *Сварка и диагностика*. – 2010. – № 3. – С. 13–16.
- 107 Кучев П.С., Щицын Ю.Д., Белинин Д.С., Шилов А.Ю. Тепловые характеристики при однодуговом и комбинированном режиме работы плазмотрона // *Сварка. Реновация. Триботехника / Нижнетагил. технол. ин-т (филиал) Урал. федер. ун-та*. – Н. Тагил, 2013. – С. 46–49.
- 108 Неулыбин С.Д., Щицын Ю.Д., Белинин Д.С. Определение падения напряжения на анодном участке дуги при плазменной обработке металлов // *Сварка и Диагностика*. – 2016. – № 3(57). – С. 29–30.

109 Павлов Н.В., Крюков А.В., Зернин Е.А. Сварка с импульсной подачей проволоки в смеси газов // Сварочное производство. –2010.–№4. С. 27–28.

110 Павлов Н.В., Крюков А.В., Зернин Е.А., Сапожков С.Б. Автоматизация процесса проектирования технологического процесса сборки сварки металлоконструкций «САПР ТП» // Сварочное производство. –2010. – №2. С.43–44.

111 Павлов Н.В., Крюков А.В., Зернин Е.А. Распределение температурных полей при сварке в смеси газов с импульсной подачей электродной проволоки //Сварочное производство. 2011. №1. С. 35-36.

112 Павлов Н.В., Крюков А.В., Зернин Е.А. Детерминированно статистическая модель формы шва // Сварка и диагностика.2011. №6. С. 31-35.

113 Павлов Н.В., Крюков А.В., Зернин Е.А. Детерминированно статистическая модель формы шва при сварке с импульсной подачей электродной проволоки в смеси газов. // Материалы трудов V МНТК Современные проблемы машиностроения; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. С. 377–381.

114 Крюков А.В., Павлов Н.В., Зернин Е.А. Влияния концентрации газовой среды на объем капли при сварке с импульсной подачей электродной проволоки.//Сварка и родственные технологии: Материалы VI научно-технической конференции молодых ученых и специалистов /Институт Электросварки им. Е.О. Патона, ИЭС им. Е.О. Патона. – Киев, 2011. -С. 57-67.

115 Язовских В.М. Математическое моделирование и инженерные методы расчета в сварке: в 2 ч. Ч. 1. Тепловые процессы при сварке и моделирование в пакете MathCad. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2008. – 219 с.

116 Мусин Р.А., Трушников Д.Н., Шкурихин В.А., Путин Ю.А. Математическое моделирование сварочных процессов в пакете Femlab 3.0 / Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2010. – Т. 12, № 4. – С. 7–16.

117 Savinkin V. V., Zhumekenova Z. Zh., Sandu A. V., Vizureanu P., Kolisnichenko S. N., Savinkin S. V., Ivanova O.V. Study of wear and redistribution dynamic forces of wheel pairs restored by a wear-resistant coating 15Cr17Ni12V3F //doi.org/10.3390/coatings11121441, Coatings, 2021. 11(12). –С.1112-1441.

118 Язовских В.М. Математическое моделирование и инженерные методы расчета в сварке: в 2 ч. Ч. 2. Тепловые процессы при сварке и моделирование в пакете MathCad. /– Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2008. – 119 с.

119 Норин, П.А., Третьяков А.Ю., Осипов А.М. Технологические характеристики открытой сварочной дуги // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – Вып. 19, № 12. – С. 214–217.

120 Ligier, J. L. Friction Reduction and Reliability for Engines Bearings / J.L. Ligier and B. Noel. // Lubricants, – 2015. – №3. – P. 569–596.

121 Mastan, V. Study of Friction and Wear on Journal Bearings / V.Mastan, V.Raja Kiran Kumar, Ch. Kiran Kumar // International Refereed Journal of Engineering and Science (IRJES).– 2012. – №1. – P. 63–70.

122 Aipov R.S. Osnovy postroeniya i teorii linejnyh asinhronnyh privodov s uprugimi nakopiteljami jenerгии / R. S. Aipov. – Ufa: BGAU, 2016. –p. 330.

123 Патент № 6364 РК на полезную модель. Буровой насос с эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен/ Колисниченко С.Н., Савинкин В.В; опубл. 27.08.2021г., Бюл. №34-5с.

124 Зернин М.В., Рыбкин Н. Н. Трехмерный конечный элемент для моделирования температурной, упругой и термоупругой составляющих в связанной задаче термоупругогидродинамики узлов трения // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – №5. – 10 с.

125 Санинский В.А., Румянцев Е.И., Горшенева М.П., Платонова Ю.Н. Система допусков и посадок неразъемного соединения втулок подшипников скольжения распределительного вала двс // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 3. – 6 с.

126 ГОСТ 18855-2013 (18855-82). Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности и долговечности. 2015.- 26с.

127 Гурьев, Е.С. Методика и алгоритм для расчета ресурса трибосопряжений на основе расчета гидромеханических характеристик. Оценка ресурса шатунных подшипников коленчатого вала дизеля: отчет о научно-исследовательской работе / Е.С. Гурьев, Ю.В. Рождественский // НИЦ «НиР БСМ» УрО РАН, 2018. – 100 с.

128 Измайлов В.В., Чаплыгин С.А. Влияние температуры и гидростатического давления на параметры удельной силы трения // Трибология – машиностроению: Труды XI международной научно-технической конференции. – М.: Институт компьютерных исследований, 2016. – С. 100–101.

129 Красса С.А. Восстановление и защита от износа бурового оборудования и инструмента//Журнал «Бурение и нефть» -Москва. 2014. №5. – С.35-45.

130 Besharati S. R., Dabbagh V., Amini H., Akbari J., Hamdi M. Nonlinear Dynamic Analysis of a New Antibacklash Gear Mechanism Design for Reducing Dynamic Transmission Error // Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME.- 2015. - Т. 137.- № 5. -P.49.

ПРИЛОЖЕНИЕ А  
ПАТЕНТ

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ      РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

**ПАТЕНТ**  
**PATENT**

№ 6364

ПАЙДАЛЫ МОДЕЛЬГЕ / НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ / FOR UTILITY MODEL

 (21) 2021/0386.2

(22) 19.04.2021

(45) 27.08.2021

(54) Экцентриктік бұрғылау сорғысы тесіктерді тазалауды реттеу  
Буровой насос с эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен  
Mud pump with eccentric clearance adjustment of gear

(73) Колисниченко Сергей Николаевич (KZ)  
Kolisnichenko Sergei Nikolaevich (KZ)

(72) Колисниченко Сергей Николаевич (KZ)      Колисниченко Сергей Николаевич (KZ)  
Савинкин Виталий Владимирович (KZ)      Savinkin Vitaliy Vladimirovich (KZ)



ЭЦК қол қойылды  
Подписано ЭЦП  
Signed with EDS

Е. Оспанов  
E. Ospanov  
Y. Ospanov

«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМК директоры  
Директор РПТИ «Национальный институт интеллектуальной собственности»

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ

**ЖАУАПКЕРШІЛІГІ  
ШЕКТЕУЛІ  
СЕРІКТЕСТІГІ**

Қазақстан Республикасы  
Солтүстік Қазақстан облысы,  
Петропавл қаласы,  
Н.Назарбаев к. 89 «Б»  
БИН 140840003182  
Тел. 8-777-324-67-48, 39-88-85  
E-mail: toopets@mail.ru



**«Петропавловский  
экспертный центр»**  
свидетельство об аккредитации №00018

**ТОВАРИЩЕСТВО С  
ОГРАНИЧЕННОЙ  
ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ**

Республика Казахстан,  
Северо-Казахстанская область,  
г. Петропавловск,  
ул. Н.Назарбаева 89 «Б»  
БИН 140840003182  
Тел. 8-777-324-67-48, 39-88-85  
E-mail: toopets@mail.ru

Исх: № 02 от 12.2020 г.

Директор ТОО  
«Петропавловский  
Экспертный Центр»

Петропавловский  
экспертный  
центр



### АКТ ВНЕДРЕНИЯ В ПРОИЗВОДСТВО методика обоснования критериев долговечности буровых насосов

Мы, ниже подписавшиеся, члены комиссии в составе: директор ТОО «Петропавловский Экспертный Центр» Костырев Ю.А., эксперт по специализации: Предпроектная документация; специальные разделы проекта Хусаинова З.Р., с одной стороны и разработчики докторант PhD, магистр, Колисниченко С.Н., д.т.н., доцент, зав. кафедрой «Транспорт и машиностроение» Савинкин В.В. с другой стороны, составили настоящий акт на рассмотрение и прием методики оценки перспективных критериев для совершенствования технологии изготовления нефтедобывающих насосных комплексов.

Комиссия, рассмотрев представленную методику определения критериев долговечности буровых насосов, основанную на зависимости, отклонений пятна контакта зацепления шестерни привода от действия динамически распределенной нагрузки и сопроводительную документацию предложенных решений, пришла к заключению, что предлагаемая методика обеспечит более эффективное прогнозирование отказов, и более точно определит период капитального ремонта насосов буровых установок. Коэффициент отклонения пятна контакта внедренный в данной методике, характеризует величину усталостных напряжений что повысит надежность проектирования ответственных элементов насоса. Оценка перспективных критериев для совершенствования технологии проектирования приводов насосных буровых агрегатов является актуальной, целесообразной и своевременной для внедрения в деятельность предприятия ТОО «Петропавловский Экспертный Центр». Внедрение данной методики позволит постепенно перейти к эффективным методам проектирования, что позволит повысить оперативность выполнения технических заданий и снизить трудоемкость и себестоимость изготовления.

**РАЗРАБОТЧИКИ:**  
докторант PhD, магистр, Колисниченко С.Н.  
д.т.н., доцент, зав. кафедрой «Транспорт и  
машиностроение» Савинкин В.В.



**ЧЛЕНЫ КОМИССИИ:**  
Эксперт по конструктивной части  
Гашенёв А.Ю.  
Эксперт по специализации: Предпроектная  
документация, специальные разделы  
проекта Хусаинова З.Р.



Петропавл қаласы  
Н. Назарбаев көшесі, 89 Б  
тел.: 8 (7152) 32-03-15

г. Петропавловск  
ул. Н. Назарбаева, 89 Б  
тел.: 8 (7152) 32-03-15

e.mail: tooalternativa@mail.ru

### УТВЕРЖДАЮ

Директор  
ТОО «ПСГ Альтернатива»  
Деркач О.С.

*(Signature)*  
« 29 »



### АКТ

### внедрения в производство

методики (алгоритм) определения долговечности нагруженных структурных элементов поршневого насоса для установки колонкового бурения, учитывающая неравномерное распределение моментов сил по трансмиссионному валу шестерня при эксплуатационном износе.

Мы, ниже подписавшиеся, члены комиссии в составе: Эксперта по техническому обследованию Обыденный А.Н., эксперта по специализации: Предпроектная документация; специальные разделы проекта Хусаинова З.Р. с одной стороны, и разработчики д.т.н, ВНС, доцент, зав. кафедрой «Транспорт и машиностроение» Савинкин В.В., докторант PhD, магистр, Колисниченко С.Н., главный технолог ТОО «AVAGRO» Тюканько В. Ю. с другой стороны, составили настоящий акт на рассмотрение и прием методики (алгоритм) определения долговечности нагруженных структурных элементов поршневого насоса для установки колонкового бурения, учитывающая неравномерное распределение моментов сил по трансмиссионному валу шестерня при эксплуатационном износе.

Комиссия, рассмотрев представленную методику (алгоритм) расчета, пришла к заключению, что предлагаемая методика определения долговечности нагруженных структурных элементов поршневого насоса, является основополагающей и целесообразной для внедрения в производство, что позволит прогнозировать наступление износа без разбора агрегата или узла и повысить надежность проектирования ответственных элементов привода насосного комплекса и увеличить его межремонтный ресурс.

### РАЗРАБОТЧИКИ:

д.т.н., доцент, зав. кафедрой «Транспорт и машиностроение»

*(Signature)* Савинкин В.В.

докторант PhD, магистр

*(Signature)* Колисниченко С.Н.

главный технолог ТОО «AVAGRO»

*(Signature)* Тюканько В. Ю.

### ЧЛЕНЫ ЭКСПЕРТНОЙ КОМИССИИ:

Эксперт по техническому обследованию ТОО «ПСГ Альтернатива»

*(Signature)* Обыденный А.Н.

Эксперт по специализации: Предпроектная документация; специальные разделы проекта ТОО «ПСГ Альтернатива»

*(Signature)* Хусаинова З.Р.

**ЖШС «РЕМПЛАЗМА»**

642023, Казахстан Республикасы,  
Солтүстік-Казахстан обл.,  
Петропавл қаласы, Я.Гашека көшесі, 22, а/я-66.  
Тел.: (3152) 31-73-54; 47-24-47  
Тел/Факс: (3152)46-94-44;31-73-54  
E-mail: remplazma@mail.ru

**ТОО «РЕМПЛАЗМА»**

642023, Республика Казахстан,  
Северо-Казахстанская область,  
г. Петропавловск, ул. Я.Гашека, 22, а/я-66  
Тел.: (3152) 31-73-54; 47-24-47  
Тел/Факс: (3152)46-94-44;31-73-54  
E-mail: remplazma@mail.ru

№ от «15.21.10» 2021г.

**УТВЕРЖДАЮ**  
Зам. директора  
ТОО «РЕМПЛАЗМА»  
по коммерции  
  
Конкин В.А.  
«21» 10 2021г.

**Акт****внедрения в производство**

приемки технологического способа по восстановлению шеек валов насосов с установкой стальных термоупрочненных дополнительно-ремонтных колец (ДРК)

Мы, ниже подписавшиеся, члены комиссии в составе: зам. директора ТОО «РЕМПЛАЗМА» по коммерции Конкина В.А., главный инженер ТОО «РЕМПЛАЗМА» Фомиченко С.А., с одной стороны, и разработчики д.т.н, ВНС, доцент, зав. кафедрой «Транспорт и машиностроение» Савинкин В.В., докторант PhD, магистр, Колисниченко С.Н., с другой стороны, составили настоящий акт на рассмотрение и прием технологического способа по восстановлению шеек валов насосов с установкой стальных термоупрочненных дополнительно-ремонтных колец (ДРК).

Рассмотрев представленный способ пришла к заключению того, что предлагаемый технологичный способ, по восстановлению шеек валов насосов с помощью ДРК обеспечивает высокую износостойкость и усталостную прочность структурных элементов бурового насоса, является целесообразным для внедрения в производство, что позволит повысить на 7% ресурсную долговечность и межремонтный период высоконагруженных узлов насоса буровой установки при оптимальном соотношении между затратами и производительностью, а также увеличит межремонтный ресурс.

**РАЗРАБОТЧИКИ:**

д.т.н., доцент, зав. кафедрой  
«Транспорт и машиностроение»  
Савинкин В.В.  
докторант, магистр  
Колисниченко С.Н.

**ЧЛЕНЫ КОМИССИИ:**

зам. директора ТОО «РЕМПЛАЗМА» по  
коммерции  
Конкин В.А.  
главный инженер ТОО «РЕМПЛАЗМА»  
Фомиченко С.А.

№ 05  
от «21» 10 «21»г.

**ЖАУАПҚЕРШІЛІГІ  
ШЕКТЕУЛІ  
СЕРІКТЕСТІГІ**

Қазақстан Республикасы  
Солтүстік Қазақстан облысы,  
Петропавл қаласы,  
Н.Назарбаев к. 89 «Б»  
БИН 140840003182  
Тел. 8-777-324-67-48, 39-88-85  
E-mail: toopets@mail.ru



**«Петропавловский  
экспертный центр»**

свидетельство об аккредитации №00018

**ТОВАРИЩЕСТВО С  
ОГРАНИЧЕННОЙ  
ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ**

Республика Казахстан,  
Северо-Казахстанская область,  
г. Петропавловск,  
ул. Н.Назарбаева 89 «Б»  
БИН 140840003182  
Тел. 8-777-324-67-48, 39-88-85  
E-mail: toopets@mail.ru

Исх: № 05 от 15.11.2021 г.

Директор ТОО  
«Петропавловский  
Экспертный Центр»

 Костырев Ю.А.



**АКТ  
ВНЕДРЕНИЯ В ПРОИЗВОДСТВО**

**документации на конструктивную систему привода бурового насоса с  
эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен.**

Мы, ниже подписавшиеся, члены комиссии в составе: директор ТОО «Петропавловский Экспертный Центр» Костырев Ю.А., эксперт по специализации: Предпроектная документация; специальные разделы проекта Хусаинова З.Р., с одной стороны и разработчики докторант PhD, магистр, Колисниченко С.Н., д.т.н., доцент, зав. кафедрой «Транспорт и машиностроение» Савинкин В.В. с другой стороны, составили настоящий акт на рассмотрение и прием документации конструктивной системы привода бурового насоса с эксцентриковым механизмом регулирования зазора шестерен.

Комиссия, рассмотрев представленную документацию, пришла к заключению, что конструкция системы целесообразна для внедрения и использования в производстве. Она обеспечивает оптимальное регулирование зазора зацепления шестерен трансмиссионных и эксцентриковых валов и глубины зацепления зубьев, обеспечивая при этом длительное время сохранения оптимальных параметров на разных режимах нагружения, повышая эффективность и ресурсную долговечность бурового насоса.

Практическая ценность разработанной документации заключается в улучшении эффективности и экономичности проводимых работ за счет разработанной конструкции регулировки, которая обеспечит снижение интенсивности изнашивания зубьев шестерен и расширяет диапазон межосевого расстояния валов, а также снизит динамические нагрузки на трансмиссионный вал бурового насоса, что увеличит межремонтный ресурс привода бурового насоса.

**РАЗРАБОТЧИКИ:**  
докторант PhD, магистр, Колисниченко С.Н.  
д.т.н., доцент, зав. кафедрой «Транспорт и машиностроение» Савинкин В.В.



**ЧЛЕНЫ КОМИССИИ:**  
Эксперт по конструктивной части Гашенев А.Ю.  
Эксперт по специализации: Предпроектная документация; специальные разделы проекта Хусаинова З.Р.