

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ**

На правах рукописи

УДК.: 004.031: 621.95.04

Васильев Валентин Борисович

**РАЗРАБОТКА ОСНОВ ТЕОРИИ, МЕТОДОВ И УСТРОЙСТВ
УНИВЕРСАЛЬНОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
РЕЖИМАМИ РАБОТ БУРИЛЬНОГО АГРЕГАТА**

05.05.06 – Горные машины

**05.13.05 – «Элементы и устройства вычислительной техники и систем
управления»**

Диссертация на соискание ученой степени

доктора технических наук

**Научный консультант – доктор технических наук, профессор,
академик ИА Муслимов Аннас Поясович**

Бишкек – 2025 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|-----|
| ВВЕДЕНИЕ | 5 |
| ГЛАВА 1 ОСНОВЫ БУРЕНИЯ, ОБЗОР И АНАЛИЗ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ И ПАТЕНТНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ ПО СОСТОЯНИЮ ВОПРОСА | 13 |
| 1.1. Основные понятия о скважине, шпуре и их элементах | 13 |
| 1.2. Способы бурения скважин и шпуров..... | 17 |
| 1.3. Общие сведения о режимах бурения..... | 19 |
| 1.4. Физико-механические свойства горных пород..... | 21 |
| 1.5. Исследования приводов бурильных машин и анализ существующих систем автоматического управления режимами бурения..... | 26 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 1 | 38 |
| ГЛАВА 2 МЕТОДОЛОГИЯ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ | 39 |
| 2.1. Основные положения методики исследования | 39 |
| 2.2. Электронно-измерительная аппаратура..... | 42 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 2 | 54 |
| ГЛАВА 3 АНАЛИЗ СПОСОБОВ И ПРИМЕНЯЕМЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ МЕХАНИЧЕСКОГО РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ПРИ БУРЕНИИ ШПУРОВ И СКВАЖИН | 55 |
| 3.1. Основы и закономерности вращательного способа бурения шпуров | 61 |
| 3.1.1. Инструмент для вращательного бурения | 71 |
| 3.1.2. Режимы вращательного бурения..... | 76 |
| 3.1.3. Станки для вращательного бурения | 79 |
| 3.2. Закономерности вращательно-ударного способа бурения шпуров..... | 83 |
| 3.2.1. Режимы вращательно-ударного бурения..... | 89 |
| 3.2.2. Инструмент для вращательно-ударного бурения..... | 93 |
| 3.2.3. Станки для вращательно-ударного бурения..... | 98 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 3 | 109 |
| | |

| | |
|---|-----|
| ГЛАВА 4 РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ СУ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КРЕПОСТИ ПОРОДЫ ТРИ СПОСОБА БУРЕНИЯ..... | 110 |
| 4.1. Разработка системы управления объёмного регулирования режимами работ буровой машины посредством регулируемых гидравлических насосов | 113 |
| 4.2. Разработка автоматической системы объёмного регулирования режимами работ буровой машины посредством преобразователей частоты тока | 117 |
| 4.3. Разработка САУ режимами работ буровой машины с сохранением пропорционального соотношения между скоростями вращения и подачи бурового инструмента | 121 |
| 4.4. Разработка автоматической системы дроссельного регулирования режимами работ буровой машины с гидравлическими каналами обратной связи..... | 124 |
| 4.5. Разработка автоматической системы управления режимами работ буровой машины с электрогидравлическими каналами обратной связи | 129 |
| 4.6. Разработка автоматической системы регулирования режимами работ электрифицированной буровой машины посредством преобразователя частоты тока | 134 |
| 4.7. Разработка дистанционной системы управления электрифицированной буровой машиной по каналу радиосвязи .. | 140 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 4 | 142 |
| ГЛАВА 5 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ УНИВЕРСАЛЬНЫХ САУ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ТРИ СПОСОБА БУРЕНИЯ..... | 144 |
| 5.1. Статика гидромотора | 146 |
| 5.2. Математическая модель регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением | 156 |
| 5.3. Математическая модель регулятора расхода жидкости с электрогидравлическим управлением | 161 |
| 5.4. Передаточные функции элементов системы | 166 |
| 5.5. Расчёт системы на устойчивость | 168 |
| 5.6. Математическая модель объёмного регулирования гидравлического ударного механизма | 171 |
| 5.7. Математическая модель дроссельного регулирования | |

| | |
|---|------------|
| гидравлического ударного механизма | 176 |
| 5.8. Математическая модель датчика крутящего момента..... | 178 |
| 5.9. Математическая модель усилителя электрических сигналов ... | 181 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 5..... | 182 |
| ГЛАВА 6 РАЗРАБОТКА ОРИГИНАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ УНИВЕРСАЛЬНОГО БУРИЛЬНОГО АГРЕГАТА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ИХ ПРОВЕРКА..... | 183 |
| 6.1. Разработка датчика линейной скорости..... | 184 |
| 6.2. Разработка бесконтактного датчика для измерения крутящего момента на буровом инструменте..... | 187 |
| 6.3. Разработка датчика осевой нагрузки бурового инструмента... | 197 |
| 6.4. Разработка автоматического регулятора расхода жидкости для гидравлической системы буровой машины..... | 200 |
| 6.5. Разработка ленточно-поршневого механизма подачи инструмента применимо к системе автоматического регулирования режимов работы буровой машины..... | 206 |
| 6.6. Выбор и исследование преобразователя частоты тока для автоматической системы управления электрифицированным буровым станком..... | 211 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 6 | 218 |
| ГЛАВА 7 РАЗРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ СТЕНДОВ И МЕТОДИК ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТОВ (ОБРАБОТКА ИХ РЕЗУЛЬТАТОВ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ИХ В ПРОИЗВОДСТВЕ) | 219 |
| 7.1. Постановка задач по проведению экспериментальных исследований..... | 219 |
| 7.2. Разработка экспериментального стенда по исследованию регулятора расхода жидкости и автоматической системы в целом..... | 220 |
| 7.3. Разработка стенда для исследования датчика крутящего момента МДМ-50..... | 228 |
| 7.4. Разработка бурового станка для исследования САУ электрифицированными механизмами подачи бурового инструмента в целом..... | 230 |
| 7.5. Разработка методик проведения экспериментов по работоспособности элементов автоматики и автоматической системы в целом..... | 235 |
| 7.5.1. Методика проведения экспериментов по работоспособности датчика крутящего момента МДМ-50 в статике..... | 235 |
| 7.5.2. Методика проведения экспериментов по работоспособности датчика крутящего момента МДМ-50 в динамике..... | 236 |

| | |
|--|------------|
| 7.5.3. Методика проведения экспериментов по работоспособности регуляторов расхода жидкости и автоматической системы в целом..... | 238 |
| 7.5.4. Методика проведения экспериментов по работоспособности САУ электрифицированными буровыми машинами..... | 239 |
| 7.6. Результаты экспериментальных исследований работоспособности автоматической системы и отдельных её элементов..... | 242 |
| 7.6.1. Результаты экспериментальных исследований работоспособности датчика крутящего момента МДМ-50.... | 242 |
| 7.6.2. Результаты экспериментальных исследований работоспособности регулятора расхода жидкости..... | 244 |
| 7.6.3. Результаты экспериментальных исследований по работоспособности САУ электрифицированными буровыми машинами | 246 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 7 | 247 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ..... | 248 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ..... | 250 |
| ПРИЛОЖЕНИЯ..... | 265 |

ВВЕДЕНИЕ

Развитие технологий и повышение производительности труда во всех отраслях промышленности и народного хозяйства относится к приоритетным задачам технического прогресса в современном обществе.

Для Кыргызской Республики совершенствование горной промышленности имеет особое значение в развитии экономики страны. Кыргызстан богат многими ресурсами полезных ископаемых, безопасная, экономичная и эффективная добыча которых зависит от внедрения новейших технологий, новых научных идей и современного горного оборудования.

В общем цикле работ по добыче полезных ископаемых бурение является наиболее дорогостоящей, трудоёмкой и в то же время распространённой операцией. Поэтому снижение себестоимости, повышение производительности и безопасности буровых работ имеет большое значение в горнодобывающей промышленности.

Производительность бурения во многом зависит от возможности машины своевременно обеспечивать режим работы, соответствующий физико-механическим свойствам перемежаемой буримой породы. В настоящее время настройка бурильных машин на требуемый режим работы производится вручную, что всецело зависит от квалификации рабочего, а поэтому не всегда удовлетворяет техническим возможностям машины и инструмента. Это затрудняет эксплуатацию бурового оборудования, сокращает срок его службы и значительно снижает установленную производительность машин.

Автоматизация контроля за условиями бурения и своевременной настройки режима работы машины в процессе бурения позволит сократить расход режущего инструмента, вспомогательного времени на его извлечение и замену, повысить машинную скорость бурения, высвободить рабочего от постоянного контроля за процессом бурения, что влечёт к созданию реальных условий для многомашинного обслуживания.

Актуальность темы диссертации.

Одним из самых трудоёмких процессов добычи угля, руд и стройматериалов является процесс отделения горной породы от массива, который в современных условиях производится главным образом буровзрывным способом. Этот способ даёт большой эффект, но требует длительных подготовительных работ, основное место в которых занимают работы по бурению шпуров.

Несмотря на то, что за последнее время усовершенствование буровой техники и инструмента шагнуло далеко вперёд, уровень производительности труда при бурении, а особенно темп его роста, не удовлетворяют современным требованиям к скоростям проходки.

В то же время исследования, которые нашли отражения в работах Гринько Д.А., Дворникова Л.Т., Волкова А.А и ряда других авторов, показали, что находящаяся на вооружении проходчиков буровая техника располагает значительными резервами роста производительности. Эти резервы реализуются опытными бурильщиками за счёт правильного и своевременного выбора параметров режима бурения для различных условий бурения. Однако человек, непосредственно управляющий процессом бурения, не в состоянии учитывать всё многообразие физических явлений, происходящих в забое шпура, и своевременно воздействовать на органы управления бурильной машины с целью установления оптимального режима её работы. Для обеспечения бурения требуемого качества и с высокой производительностью, необходимо автоматизировать управление режимами работ буровой машины.

В связи с этим, решение вопросов по автоматизации управления бурильных машин, в частности не только автоматической настройки на оптимальный режим их работы, но и автоматический переход буровой машины с одного вида бурения на другой, является актуальной научной задачей.

Цель и задачи исследований. Целью настоящей диссертационной работы является снижение себестоимости, повышение качества и производительности процесса бурения шпуров посредством автоматического изменения режимов работы буровой машины.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд следующих задач:

1. Проведение анализа закономерностей технологического процесса, а именно вращательного, вращательно-ударного и ударно-вращательного видов бурения;

2. Проведение анализа существующих автоматических систем регулирования режимами работ буровых станков. Определение их преимуществ и недостатков;

3. Разработка автоматических систем регулирования режимами работ гидравлических и электрических буровых станков;

4. Составление математических моделей элементов автоматики и всей системы в целом, расчёт их массо-геометрических и режимных параметров;

5. Разработка и изготовление оригинальных средств автоматизации для предлагаемых автоматических систем, а именно механизма подачи бурового инструмента, датчика крутящего момента, датчика осевой нагрузки, регулятора расхода жидкости, обоснование выбора преобразователя частоты тока;

6. Разработка и изготовление экспериментального стенда для исследования работоспособности и настройки как отдельных элементов автоматизации, так и автоматических систем в целом;

7. Разработка методик проведения экспериментальных работ;

8. Проведение экспериментов и обработка их результатов;

9. Разработка рекомендаций для практического применения

предлагаемых автоматических систем.

Научная новизна полученных результатов. Предлагается новое научное направление в области автоматизации технологического процесса бурения – создание многоконтурных автоматических систем управления режимами работ буровых машин, обеспечивающих автоматический переход с одного способа бурения к другому, а также повышение производительности технологического процесса и снижение его себестоимости, при этом были получены следующие научные результаты:

1. Разработан комплекс универсальных автоматических систем управления технологическим процессом бурения шпуров:

а) универсальные автоматические системы с обратными гидравлической и электрической связями для управления гидравлическими буровыми машинами;

б) универсальная автоматическая система регулирования режимами работ электрифицированных буровых станков;

2. Разработаны основы теории, методов построения и исследования автоматических систем управления технологическим процессом бурения с разработкой соответствующих математических моделей элементов и систем, позволяющими произвести расчет массо-геометрических и режимных параметров, необходимых для их проектирования и изготовления.

3. Разработаны новые высокочувствительные информационные устройства, применяемые в автоматических системах: датчик крутящего момента, датчик осевой нагрузки и датчик скорости линейного перемещения бурового инструмента;

4. Разработана конструкция регулятора расхода жидкости с гидравлическим каналом обратной связи;

5. Разработана конструкция ленточно-поршневого подающего механизма бурового станка.

Практическая значимость полученных результатов.

1. Разработанные теоретические основы, методы построения автоматических систем управления технологическими процессами, а также математические модели элементов применимы для проектирования нового высокопроизводительного оборудования, отвечающего современным требованиям горной промышленности, а также при модернизации существующего парка буровых машин.

2. Автоматическая система управления электрифицированными буровыми станками применена в малогабаритном буровом станке строчечного бурения БС-32, разработанным в ИМАГ НАН КР, кроме того, в ОСОО «Vertex» Gold Company, применена на кернорезном станке АКС-350-76, что подтверждается актами внедрения;

3. Гидравлический универсальный стенд для исследования элементов автоматики и автоматических систем в целом, а также стенд для исследования датчиков крутящего момента, применяются в учебном процессе при проведении лабораторных и практических работ по соответствующим дисциплинам на кафедре АРиМ КГТУ им. И. Раззакова, что подтверждается актами внедрения.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту.

1. Разработанные автоматические системы, основанные на применении в них гидравлических и электромагнитных устройств регулирования и конструктивно новых средств автоматизации: датчиков крутящего момента и осевой нагрузки, а также регуляторов расхода жидкости с электромагнитным и гидравлическим управлением.

2. Математические модели разработанных автоматических систем управления с алгоритмом расчёта, позволяющим определять их основные параметры.

3. Конструкция гидравлического, ленточно-поршневого механизма, подающего буровой инструмент.

4. Конструкция регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением.

5. Универсальная автоматическая система регулирования режимами работ электродвигателя применимо к электрифицированным машинам горного производства.

Личный вклад соискателя заключается в:

1. Проведении обзора и анализа состояния вопроса автоматизации процесса бурения и постановке задач исследования;

2. разработке основ теории, методов построения универсальных автоматических систем управления режимами работ различных буровых машин с разработкой математических моделей элементов и всей системы в целом.

3. разработке, изготовлении и испытании новых конструкций автоматических систем регулирования режимами работ гидравлических и электрифицированных буровых машин;

4. разработке и изготовлении магнитоупругого датчика для измерения крутящего момента на буровом инструменте;

5. разработке и изготовлении тензометрического датчика для измерения осевой нагрузки на буровом инструменте;

6. разработке и изготовлении регулятора расхода жидкости с гидравлическим каналом обратной связи;

7. разработке и изготовлении стендов для исследования средств автоматизации и автоматических систем в целом;

8. разработке конструкции гидравлического, ленточно-поршневого механизма, подающего буровой инструмент.

Апробация результатов диссертации. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на 15-ти различных научно-технических конференциях и семинарах, в том числе:

Международная научно-практическая конференция «Теория машин и рабочих процессов», посвящённая 90-летию со дня рождения академика О.Д. Алимова (Бишкек 2013); Республиканская научно-практическая конференция «Актуальные проблемы механики машин», посвящённая 70-летию со дня рождения член-корреспондента НАН КР, первого президента ИА КР Абдраимова С. (Бишкек 2014); Международная научно-практическая конференция «Теория машин и рабочих процессов», посвящённая 80-летию со дня рождения академика НАН КР А.В. Фролова (Бишкек 2016); Республиканская летняя школа молодых учёных-механиков, посвящённая 75-летию заслуженного изобретателя КР, профессора С. Абдраимова (ОШ 2019); Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы механики машин», посвящённая 75-летию со дня рождения член-корреспондента НАН КР, первого президента ИА КР С. Абдраимова; (Бишкек 2019).

Полнота отражения результатов диссертации в публикациях.

Материалы диссертации изложены в 27 научных трудах, в том числе 2 патента Кыргызской Республики и 25 научных статей, из которых 4, входящих в базу данных SCOPUS.

Структура и объем работы.

Диссертационная работа состоит из введения, семи глав, общих выводов и рекомендаций, списка использованной литературы и приложения. Содержание диссертации изложено на 264 страницах, содержит 135 рисунков, 20 таблиц, библиографию из 154 наименований.

Диссертационная работа выполнена в Институте машиноведения, автоматизации и геомеханики НАН КР, научный консультант - д.т.н., академик НАН КР, заслуженный деятель науки КР А.П. Муслимов, которому автор выражает свою искреннюю признательность и благодарность.

Автор диссертации считает долгом также выразить благодарность сотрудникам, института машиноведения, автоматизации и геомеханики НАН КР, в частности, Султаналиеву Б.С., Ураимову С., Анохину А.В., Квитко

С.И., Абдраимову Э.С., Еремянц В.Э. за оказание методической и практической помощи в изготовлении экспериментальных стендов, проведении экспериментов и оформлении работы, а также сотрудникам кафедры «Автоматизация, робототехника и мехатроника» КГТУ им. И. Раззакова, в частности, Самсалиеву А.А. и Жумакадырову М.А., за содеянную помощь и поддержку в выполнении работы.

ГЛАВА 1

ОСНОВЫ БУРЕНИЯ, ОБЗОР И АНАЛИЗ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ И ПАТЕНТНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ ПО СОСТОЯНИЮ ВОПРОСА

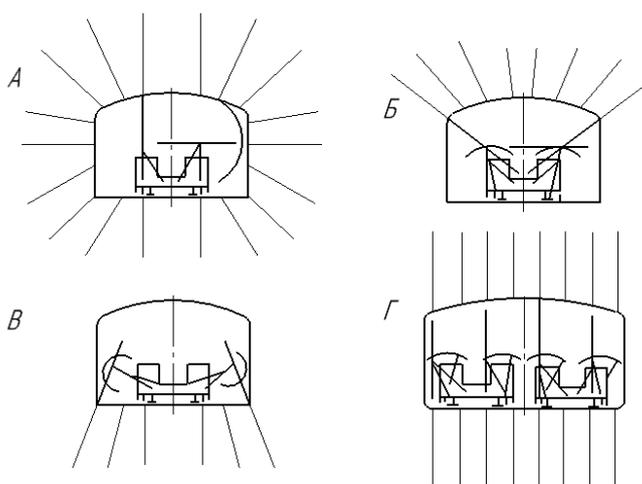
1.1. Основные понятия о скважине, шпуре и их элементах

Под бурением понимается процесс образования в горной породе цилиндрической выработки определённого диаметра и глубины.

Процесс бурения можно рассматривать как – бурение шпуров и бурение скважин.

Бурение шпуров – это процесс создания отверстий в горной породе с определённым порядком их расположения относительно друг друга. В некоторых случаях, помимо расположения шпуров относительно друг друга, большое значение имеет их направление. В связи с этим, существуют различные схемы расположения шпуров, представленные на рисунке 1.1.

Шпур – это круглая выработка в горной породе, которая может



А – круговой веер; Б – верхний полувеер; В – нижний полувеер; Г – параллельные шпуры

Рисунок 1.1 – Схемы расположения взрывных шпуров

предназначаться для добычи полезных ископаемых буровзрывным способом, а также при буроклиновом отделении блоков камня от горного массива или для сооружения анкерной крепи и др.

Главной отличительной особенностью шпура является его небольшая глубина,

величина которой составляет до 5 м., а его диаметр до 75 мм.

Скважиной принято называть круглой формы выработку в земной коре, обладающую в отличие от шпура, относительно малым диаметром D к её протяженности L (рисунок 1.2). Протяжённость или глубина скважины L зависит от глубины залегания нужного пласта, состоящего из полезных природных ресурсов. Например, скважины на воду, бурятся до водоносного горизонта, их протяжённость обычно составляет $L=20-800$ м. Диаметр таких скважин составляет $D=60\div 500$ мм.

Наибольшей глубиной обладают скважины, буримые для добычи нефти и газа, их протяжённость может достигать $L=4\div 10$ км и более.

С целью исследования глубинных зон и процессов, протекающих в земной коре, а также для вскрытия верхней мантии земли, бурят скважины протяжённостью $L=15-18$ км – сверхглубокие скважины.

Скважины, в зависимости от их назначения разделяются на следующие категории и группы.

Категория геологоразведочных скважин, которая в свою очередь разделяется на:

1. **Опорные скважины** – бурятся для изучения геологического строения и гидрогеологических условий крупных геоструктурных элементов или их нижней части разреза, ранее не вскрытой бурением, для определения общих закономерностей распространения комплексов отложений, благоприятных для рудоносности или нефтегазонакопления, с целью выбора наиболее перспективных направлений геологоразведочных работ.

➤ Параметрические скважины – бурятся с целью измерения параметров геофизических свойств и температуры пород в условиях их естественного залегания, изучения и выявления перспективных районов для детальных геопроисследовательских работ.

➤ Структурно-картировочные скважины – бурятся для выявления и изучения геологических структур, элементов залегания пластов пород, для контроля и уточнения данных геологической и геофизической съёмок.

➤ Поисковые скважины – бурятся с целью обнаружения новых месторождений полезных ископаемых.

➤ Разведочные скважины – бурятся с целью оконтуривания и определения запасов полезного ископаемого, установления горнотехнических условий и выбора метода его эксплуатации.

2. **Эксплуатационные скважины** – предназначены для добычи полезных природных ресурсов.

3. **Технические скважины** – к ним относятся:

➤ Взрывные скважины, предназначенные для размещения в них зарядов взрывчатого вещества с целью отделения породы и полезного ископаемого от массива.

➤ Сейсмические скважины, предназначаются для подземных взрывов при сейсморазведке.

➤ Стволы шурфов и шахт, пройденные бурением.

➤ Скважины для укрепления грунтов при строительстве путём нагнетания в трещиноватые породы цементного раствора, различных смол, жидкого стекла и других крепящих веществ; замораживания водоносных пород при проходке горных выработок.

➤ Вспомогательные скважины – для сброса промышленных вод, вентиляции, проведения электролиний, подвода сжатого воздуха, спуска крепёжного или забутовочного материала, ликвидации открытых газовых фонтанов, тушения подземных пожаров и т.п.

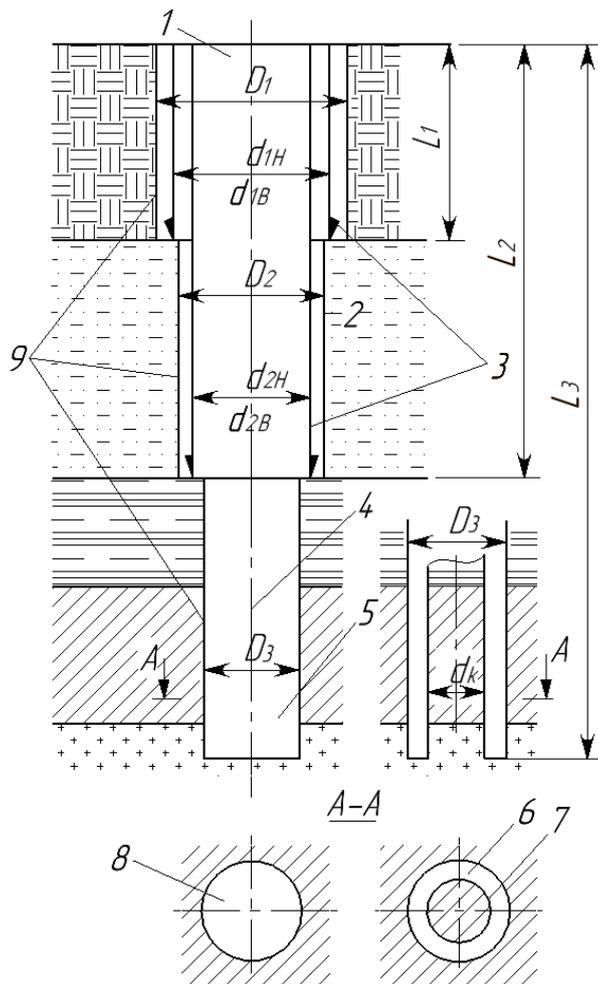
➤ Нагнетательные скважины – служат для нагнетания воды, воздуха или нефтяного газа в нефтяную залежь с целью более полного извлечения нефти.

➤ Водопонизительные скважины, служащие для дренажа, т.е. осушения карьеров, месторождений, участков под строительство, пахотные угодья путём снижения уровня подземных вод.

➤ Наблюдательные скважины – предназначены для систематического контроля над изменением уровня воды в скважине или над

изменением давления жидкости или газа в процессе эксплуатации нефтеносного пласта.

➤ Внутрипластовые скважины, служащие для дегазации и обеспыливания углей.



1 – устье скважины; 2 – ствол скважины, обсаженный трубами; 3 – обсадные колонны; 4 – ось скважины; 5 – ствол скважины не обсаженный трубами; 6 – забой кольцевой; 7 – керн; 8 – забой сплошной; 9 – стенки скважины. D_1, D_2, D_3 – диаметры интервалов скважины; $d_{1н}, d_{1в}, d_{2н}, d_{2в}$ – диаметры обсадных труб наружные (н) и внутренние (в); d_k – диаметр керна; L_1, L_2 – глубины обсаженных интервалов скважины; L_3 – общая глубина скважины

Рисунок 1.2 – Буровая скважина и её элементы

Скважина состоит из следующих основных её конструктивных элементов:

1. – Устье скважины 1 (рисунок 1.2) т.е. её начало или место её пересечения с земной поверхностью;

2. – Забой скважины 8 – дно скважины, углубляющееся в процессе бурения;

3. – Стенки скважины 9 – боковая поверхность буровой скважины;

4. – Ствол скважины 2 – пространство, ограниченное стенками скважины. В

неустойчивых породах стенки скважины закрепляются обсадными колоннами, при этом ствол скважины сужается;

5. – Ось скважины 4 – геометрическое место точек центра забоя;

6. – Глубина скважины L_3 – расстояние между устьем и забоем скважины по её оси;

7. – Диаметр скважины – условный диаметр равный номинальному диаметру породоразрушающего инструмента. Фактический диаметр скважины, как правило, больше условного за счёт разработки скважины;

Существует также понятие «конструкция скважины». Под конструкцией скважины подразумевают её характеристику, определяющую изменение диаметра (D_1, D_2, D_3) с глубиной, а также диаметры ($d_{1н}, d_{2н}$) и длины (L_1, L_2) обсадных колонн 3 (рисунок 1.2).

Различают ствол скважины, не обсаженный трубами 5 и ствол скважины, обсаженный трубами 2.

После каждой обсадки трубами диаметр скважины уменьшается.

1.2. Способы бурения скважин и шпуров

Разнообразие физико-механических свойств горных пород требует для их разрушения, разработки различных способов бурения.

Знание свойств горных пород геологического разреза, в котором намечается сооружение скважины, обеспечивает возможность правильного выбора способа бурения и разработки её конструкции, применение рациональных типов породоразрушающих инструментов и параметров технологического режима бурения, а также принятия мер, предупреждающих осложнения и аварии в скважине.

Способы бурения скважин представлены на рисунке 1.3, из которых можно выделить три основных способа: 1) механический способ, 2) термический способ, 3) химический способ.

Наиболее распространённым способом является механический, при котором буримая порода в зависимости от применяемого инструмента разрушается путём резания, дробления, истирания или скалывания.

При термическом способе породы разрушаются за счёт возникновения в них термических напряжений и различных эффектов (плавление, испарение и др.).

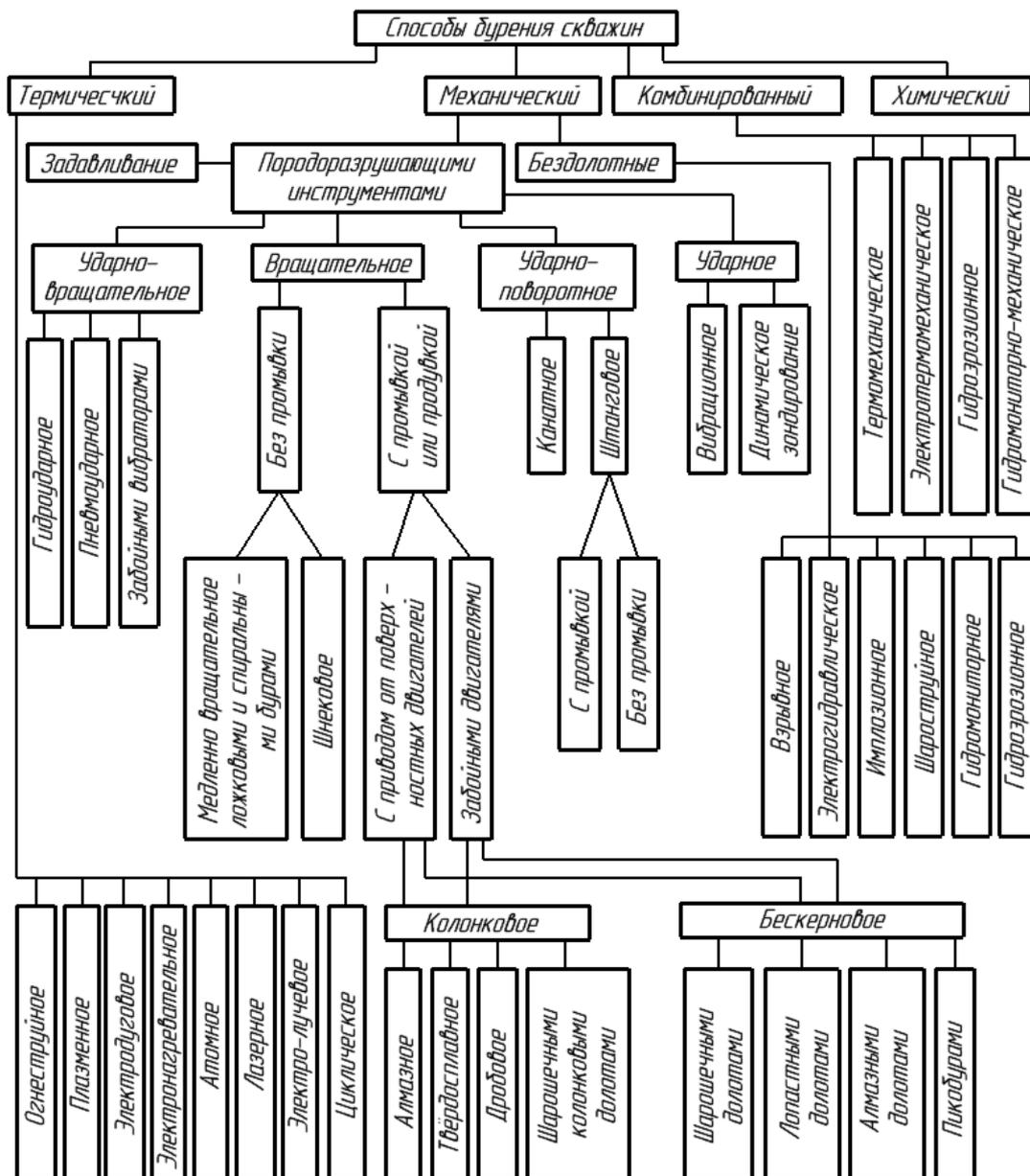


Рисунок 1.3 – Классификация способов бурения

В зависимости от способа и характера термического воздействия на породу различают огнеструйное, плазменное, электродуговое, электронагревательное, атомное, лазерное, электронно-лучевое и циклическое бурение, при котором на породу периодически воздействуют горячими и холодными агентами.

Химический способ разрушения пород предусматривает использование высокоактивного химического вещества.

1.3. Общие сведения о режимах бурения

Под режимами работы буровой машины понимается сочетание ряда основных задаваемых параметров, характеризующих скоростные и качественные показатели бурения, связанных с разрушением горных пород на забое скважины и выносом всех частиц (шлама) на поверхность. Также под режимом бурения принято понимать известное сочетание факторов, влияющих на показатели бурения, которые могут изменяться бурильщиком с поста управления.

Следовательно, в число параметров режима включается не все факторы, которые влияют на скорость бурения, а только те из них, которые могут изменяться в процессе бурения бурильщиком (оператором) с поста управления.

Составляющими элементами режима бурения являются: осевая нагрузка на породоразрушающий инструмент P ; скорость вращения бурового инструмента n ; расход Q и качество (удельный вес γ , вязкость T и др.) промывочной жидкости.

Правильный подбор и установление параметров режима бурения являются важнейшими факторами, определяющими эффективность разрушения породы на забое и качественные показатели бурения скважины. Параметры режима бурения являются субъективными факторами, устанавливаемыми или изменяемыми производителями работ (инженером-технологом, буровым мастером, бурильщиком), в зависимости от геолого-технических условий бурения скважины с учётом использования установленного оборудования и имеющегося инструмента.

Многообразие геолого-технических условий буровых работ в каждом районе, а также изменение их, как в отдельных скважинах, так и в процессе бурения каждой скважины, усложняют выработку универсальных параметров по режиму бурения.

Если техническое оснащение буровой установки не накладывает ограничений на составляющие элементы режима бурения: n , P , Q , а также свойства промывочной жидкости и их выбирают, исходя из задач получения максимальных количественных и требуемых качественных показателей бурения, то соответствующее рациональное сочетание их будет характеризовать – скоростной режим бурения.

Для конкретных условий исходят из необходимости наиболее благоприятного сочетания значений параметров режима бурения с целью обеспечения наиболее высоких технико-экономических показателей. Такой режим бурения принято называть – оптимальным.

Оптимальный режим бурения, устанавливаемый с учётом технических возможностей бурового оборудования и инструмента, называют – рациональным.

В отдельных случаях, с целью получения заданных качественных показателей, а также для бурения с отбором керна, применяют – специальный режим бурения. Специальный режим в свою очередь можно разделить на три группы.

К первой группе относятся режимы бурения в неблагоприятных для проводки скважин геологических условиях, а именно: а) в породах, склонных к обвалам; б) в пластах с высоким газовым или водяным давлением; в) в пластах, поглощающих глинистый раствор; г) в пластах, в которых возможен прихват инструмента.

Ко второй группе относятся режимы бурения, применяемые при изменении оси ствола скважины (при бурении направленно-искривлённых скважин).

К третьей группе относятся режимы бурения, применяемые при отборе кернов.

При выборе режима бурения учитывают: геологический разрез скважины; физико-механическую характеристику пород; тип и размер бурового инструмента, а затем для интервалов залегания отдельных пород

устанавливают значения осевой нагрузки на инструмент, скорость вращения инструмента, количество промывочной жидкости и её качественные показатели. Правильно выбранный режим бурения, гармонически сочетающий значения отдельных элементов, обеспечивает высокий технический уровень процесса бурения и промывки.

1.4. Физико-механические свойства горных пород

Одним из значимых критериев, принимаемых во внимание при выборе и расчёте режимов бурения, является физико-механические свойства пород.

Значения этих свойств настолько разнообразны, что потребовались многие десятилетия практической работы для их исследования и сбора базы данных с целью использования практического опыта бурильщиков при выборе режимов бурения.

Основными физико-механическими свойствами горных пород, влияющими на бурение, являются: механическая прочность, упругость, пластичность, хрупкость, твердость, абразивность, плотность, пористость, водопроницаемость, плавучесть и устойчивость.

Механическая прочность – способность пород сопротивляться разрушению при сжатию, скалыванию, разрыве и изгибе их. Для различных пород предел прочности на сжатие изменяется от $0,1 \div 0,2$ до 500 МПа.

Прочность горных пород зависит от минералогического состава, структуры и пористости, характера связи между зёрнами, твердости и размера частиц и т. п. Например, мелкозернистые породы обладают большей прочностью, чем крупнозернистые.

Упругость – способность деформируемого тела восстанавливать первоначальную форму и объём после снятия нагрузки. Упругость также характеризуется отскокиванием ударяющего инструмента (долота) от породы. Упругие свойства в той или иной степени присущи всем породам.

Пластичность – способность пород изменять свою форму (деформироваться) под воздействием приложенных сил, без разрыва сплошности; при этом порода получает остаточную деформацию. Большинство минералов и твердых скальных пород практически не дает остаточной деформации, так как разрушение их происходит раньше, чем начинают проявляться пластичные свойства.

Хрупкость – способность породы разрушаться на отдельные куски при ударе, без заметной пластической деформации. Проявление хрупких свойств от времени приложения нагрузки. При медленном приложении нагрузки в породе могут развиваться остаточные пластические деформации, и наоборот, при весьма быстром приложении нагрузок даже вязкие тела могут проявлять себя, как хрупкие.

Твердость – способность горной породы оказывать сопротивление проникновению в нее другого твердого тела, не получающего остаточных деформаций. Твердость можно считать частным случаем прочности на вдавливание. Это одно из наиболее важных свойств горных пород, определяющее величину внедрения резцов бурового инструмента и существенно влияющее на механическую скорость бурения скважины. Различают агрегатную твердость (твердость породы в целом) и твердость отдельных минералов, из которых состоит порода. Скорость разрушения пород при бурении зависит в основном от агрегатной твердости.

Абразивность – способность горных пород влиять на износ забойного инструмента при бурении скважин. Абразивными свойствами обладают породы, сложенные зернами твердых минералов, сцементированными менее прочным материалом. Наиболее высокими абразивными свойствами обладают кварцевые песчаники. В меньшей степени абразивность зависит от окаданности зерен.

С увеличением частоты вращения снаряда износ породоразрушающего инструмента обычно растет быстрее, чем скорость бурения.

Плотность породы и средняя плотность. Плотность породы определяется как отношение массы к ее объему или как степень заполнения некоторого объема минеральным веществом.

Наименьшей плотностью обладают осадочные породы, наибольшей – изверженные.

Плотность горных пород зависит от, минералогического состава зерен и цемента, их связывающего.

Отношение веса образца к его полному объему характеризует средняя плотность породы, зависящая от вещественного состава и пористости.

Эти свойства играют важную роль в буровых процессах, так как определяют условия транспортировки частиц разрушенной породы на поверхность.

Пористость, характеризуемая наличием в горной породе пустот, имеет существенное значение, так как от нее непосредственно зависят: механическая прочность, абразивность, влагоемкость и другие свойства горных пород. Пористость определяется отношением объема пор к объему породы.

В пористых твердых породах скорость бурения и износ резцов увеличиваются.

Трещиноватость, характеризуемая совокупностью систем трещин в горных породах, осложняет работу породоразрушающего инструмента на забое, увеличивает водопроницаемость, ведет к снижению процента выхода керна, уменьшает устойчивость пород в стенках скважин, вызывает самозаклинивание керна и т. д.

Водопроницаемость – способность горных пород пропускать воду. Водопроницаемость зависит от размеров и характера пор или трещин. Это свойство горных пород имеет важное значение при бурении с промывкой, так как часто определяет потерю промывочной жидкости.

Плывучесть – свойство пород течь при вскрытии. Таким свойством обладают насыщенные водой мелкозернистые пески с примесью илистых и

глинистых частиц. Таким же свойством могут характеризоваться суглинки и даже глины при сильном увлажнении.

Устойчивость – поведение горных пород при обнажении их в массиве. Породы устойчивые при этом не обрушаются, стенки скважины не требуют закрепления. В породах неустойчивых или слабоустойчивых требуется проводить крепление стенок скважины. При бурении по таким породам часто разрушается керн, что снижает качество буровых работ.

Устойчивость горных пород зависит целиком от характера связи между частицами, слагающими горную породу, от трещиноватости и степени выветрелости.

Совокупность физико-механических свойств горных пород определяет их *буримость*, т. е. способность горных пород сопротивляться проникновению в них породоразрушающего инструмента. Буримость горной породы характеризуется механической скоростью бурения – значением углубления скважины за единицу времени.

Буримость горных пород изменяется по мере развития технических средств и технологии бурения. Она зависит от физико-механических свойств пород, способа бурения скважин, конструкции и качества породоразрушающего инструмента, диаметра, глубины и направления скважины, технологических параметров режима бурения, состояния технических средств, квалификации рабочих и уровня организации труда.

Для различных способов бурения разработаны и применяются следующие классификации:

- 1) для вращательного бурения с XII категориями пород по буримости;
- 2) для шнекового бурения с VI категориями;
- 3) для ударного механического бурения с VII категориями;
- 4) для ударного механического бурения при разведке россыпных месторождений с VI категориями;
- 5) для ручного ударно-вращательного бурения с VI категориями.

Впервые оценку сопротивляемости пород разработал профессор Протодяконов М. М. Исходя из допущения, что независимо от способа механического воздействия горные породы можно расположить в единый ряд по сопротивляемости разрушению, он предложил шкалу твердости горных пород (таблица 1.1), распределенных по коэффициенту крепости.

В зависимости от категории пород по буримости и глубины скважины ЕНВ установлены нормы времени на углубление на 1 м/ч.

Таблица 1.1 – Характеристика горных пород

| Категория твердости | Степень крепости | Породы | Коэф-т крепости f |
|---------------------|---------------------------------|--|---------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| I | В высшей степени крепкие породы | Наиболее крепкие, плотные и вязкие кварциты и базальты. Исключительные по крепости другие породы | 20 |
| II | Очень крепкие породы | Очень крепкие гранитные породы. Кварцевый порфир, очень крепкий гранит, кремнистый сланец, менее крепкие, нежели указанные выше, кварциты. Самые крепкие песчаники и известняки. | 15 |
| III | Крепкие породы | Гранит (плотный) и гранитовые породы. Очень крепкие песчаники и известняки. Кварцевые рудные жилы. Крепкий конгломерат. Очень крепкие железные руды. | 10 |
| IIIa | То же | Известняки (крепкие). Некрепкий гранит. Крепкие песчаники. Крепкий мрамор, доломит, колчеданы | 8 |
| IV | Довольно крепкие породы | Обыкновенный песчаник. Железные руды. | 6 |
| IVa | То же | Песчанистые сланцы. Сланцевые песчаники. | 5 |
| V | Средние породы | Крепкий глинистый сланец. Некрепкий песчаник и известняк, мягкий конгломерат. | 4 |
| Va | То же | Разнообразные сланцы (некрепкие). Плотный: мергель. | 3 |
| VI | Довольно мягкие породы | Мягкий сланец, очень мягкий известняк, мел, каменная соль, ГИПС. Мерзлый грунт, антрацит, обыкновенный мергель. Разрушенный песчаник, цементированная галька и хрящ, каменистый грунт. | 2 |
| VIa | То же | Щебенистый грунт. Разрушенный сланец, слежавшаяся галька и щебень, крепкий каменный уголь, отвердевшая глина. | 1,5 |
| VII | Мягкие породы | Глина (плотная). Мягкий каменный уголь, крепкий нанос- глинистый грунт. | 1,0 |

| | | | |
|-------------|------------------|--|-----|
| VIa | То же | Легкая песчанистая глина, гравий. | 0,8 |
| VIII | Землистые породы | Растительная земля, торф, легкий суглинок, сырой песок. | 0,6 |
| IX | Сыпучие породы | Песок, осыпи, мелкий гравий, насыпная земля, добытый уголь | 0,5 |
| X | Плывучие породы | Плывуны, болотистый грунт, разжиженный лесс и другие разжиженные грунты. | 0,3 |

1.5. Исследования приводов бурильных машин и анализ существующих систем автоматического управления режимами бурения

Проведённый анализ различных конструкций гидравлических буровых машин, предназначенных для бурения шпуров показывает, что их приводы существенно отличаются друг от друга по структуре, кинематике, мощности и другим характеристикам.

Классификация вращательно-ударных буровых машин, представленная в источнике [51 Закарян], показывает, что их приводы можно разделить на две основные группы.

К первой группе относятся бурильные машины с кинематически связанными приводами.

Из-за механической связи между приводами подачи и вращения инструмента, они являются повышенной сложности. Например, рассмотрим кинематическую схему бурильной машины с одним двигателем и двумя дифференциалами (рисунок 1.4).

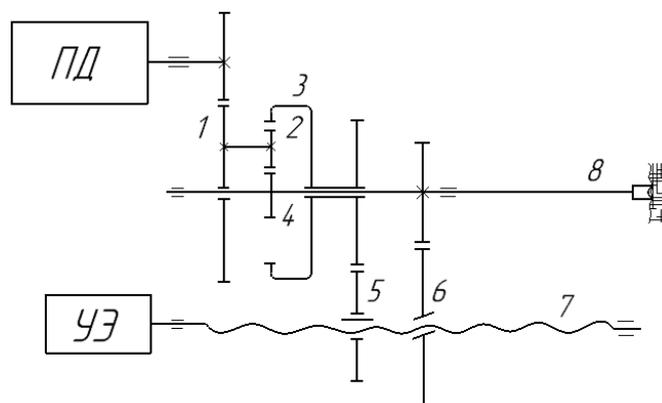


Рисунок 1.4 – Кинематическая схема бурильной машины с жёсткой связью между приводами вращения и подачи инструмента

В этом механизме сателлиты 2 дифференциала получают вращение от приводного двигателя ПД через редуктор 1. Солнечное колесо 4 приводит во вращение шпindel сверла 8. Большое солнечное колесо 3 через шестерню 5 вращает ходовой винт 7. Гайка ходового винта 6 несёт зубчатый венец, который сопряжён с шестерней, жёстко сидящей на шпинделе сверла 8. На конце ходового винта установлен уравнивающий элемент УЭ.

Работа механизма происходит следующим образом. В режиме подвода инструмента к забою момент сопротивления на валу колеса 4 меньше приведённого момента уравнивающего элемента, и колесо 3 неподвижно. В это время колесо 4, инструмент и гайка 6 вращаются с максимальными скоростями. Гайка навинчивается на винт, и бурильный механизм перемещается в сторону забоя с максимальной скоростью. После соприкосновения инструмента с забоем на колесе 4 появляется суммарный момент, пропорциональный усилию подачи и моменту сопротивления вращению бурового инструмента. Если суммарный момент превышает момент сопротивления уравнивающего устройства, то колесо 3, а вместе с ним и ходовой винт, начинают вращаться. Чем выше суммарный момент, тем быстрее вращается колесо 3, винт 7 и тем меньше скорость вращения колеса 4 и гайки 6. Так как скорость подачи пропорциональна разности скоростей вращения гайки и винта, то скорость подачи инструмента падает.

Подобные схемы бурильных механизмов позволяют предупредить и ликвидировать заклинивание инструмента, но регулирование режимов бурения в них осуществляется менее эффективно.

В то же время, недостатком таких машин является сложность их кинематики, что увеличивает их габариты и металлоёмкость. Поэтому наибольшее распространение в практике получили машины с независимыми приводами подачи и вращения инструмента, относящиеся ко второй группе.

Машины с отдельными приводами вращения и подачи бурового инструмента, позволяют выбирать режим работы каждого из приводов

независимо друг от друга. В них вращение инструменту 3 передаётся от двигателя 1 через редуктор 2 (рисунок 1.5). По хвостовику штанги наносятся удары ударным механизмом 4. Привод подачи инструмента осуществляется от двигателя 5 через редуктор 6 и ходовой винт 7.

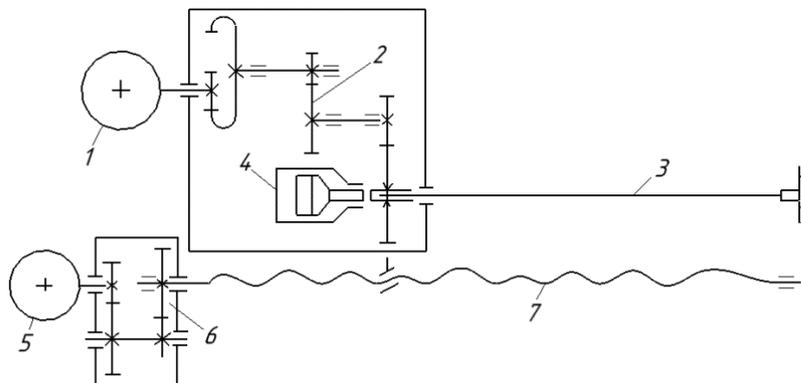


Рисунок 1.5 – Кинематическая схема бурильной машины без жёсткой связи между приводами вращения и подачи инструмента

Обычно привод бурильной машины оценивается по характеру зависимости скорости подачи инструмента от усилия на нём, а также по зависимости частоты вращения инструмента от крутящего момента.

Для уменьшения усилия подачи инструмента при бурении трещиноватых или перемежаемых по крепости пород в систему управления бурильной машины часто вводят регулирующие элементы. Таким элементом может быть дроссель, установленный в систему привода подачи бурильной машины. На нём уменьшается расход рабочей жидкости, поступающей к двигателю подачи инструмента.

Одной из задач автоматизации буровых машин, особенно гидравлических, имеющих жёсткие механические характеристики является

не только увеличение стойкости инструмента, но и защита от больших динамических перегрузок. Например, существует схема по авторскому свидетельству № 232886

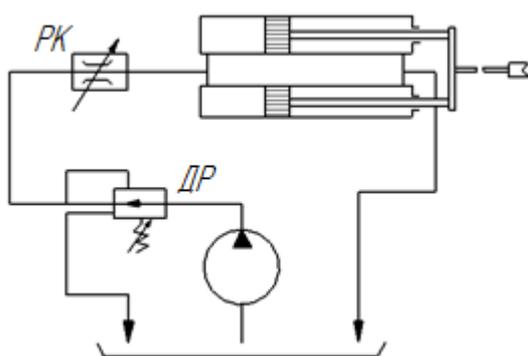


Рисунок 1.6 – Схема дроссельного регулирования привода подачи бурильной машины

(рисунок 1.6), которая успешно решает эту задачу.

На рисунке 1.6 показана гидравлическая система подачи инструмента бурильной машины, предложенная Рахлеевым Г.И. и Щуром В.В., в которой рабочая жидкость поступает в гидроцилиндры подачи от насоса постоянной производительности через стабилизатор давления *РК* и дроссель *ДР*.

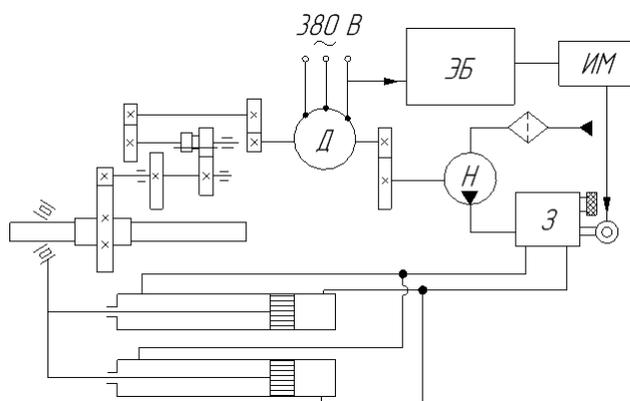
По идее авторов дроссельное отверстие должно подбираться в зависимости от свойств буримой породы. В рассматриваемой схеме дроссель устанавливается последовательно нагрузке. Такая установка дросселя мало влияет на жёсткость характеристики привода, что является отрицательным качеством.

Рассмотрим несколько примеров решения задачи по обеспечению нужных механических характеристик бурового процесса.

На рисунке 1.7 приведена функционально-кинематическая схема машины типа ЭБГ с регулятором режима бурения, разработанным в Институте автоматики АН Кыргызской Республики [11 Закарян].

Для привода вращения инструмента в этой машине применён асинхронный двигатель, а для привода подачи – поршневой гидравлический механизм (рисунок 1.7).

Насос *Н* привода подачи приводится во вращение от основного двигателя *Д* и обеспечивает рабочей жидкостью гидроцилиндр подачи через редуктор давления и реверсивный золотник *З*.



Д – асинхронный двигатель; *Н* – насос;
З – реверсивный золотник с регулятором давления; *ИМ* – исполнительный механизм

Рисунок 1.7 – Схема бурильной машины на базе сверла ЭБГ с системой регулирования режима бурения

В электронном блоке *ЭБ* имеется система, позволяющая сравнивать ток нагрузки двигателя *Д* с допустимым его значением.

Сигнал рассогласования после усиления и преобразования воздействует на исполнительный механизм *ИМ*.

Исполнительный механизм изменяет положение плунжера реверсивного золотника 3.

Такая система позволяет автоматически уменьшить усилие подачи при перегрузках привода вращения инструмента и реверсировать её в случае заклинивания. Это осуществляет система автоматического управления структурная схема, которой представлена на рисунке 1.8.

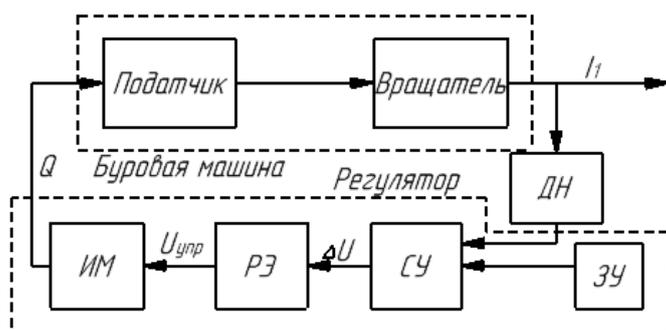
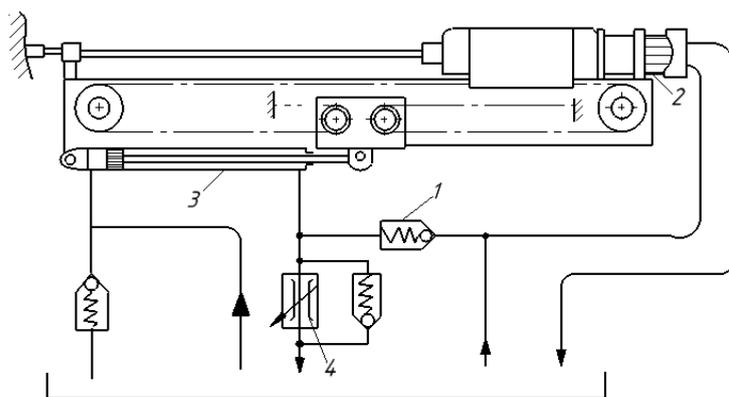


Рисунок 1.8 – Схема САУ усилием подачи бурового инструмента

При проведении анализа этой схемы было отмечено, что условия работы бурового оборудования отличаются от условий эксплуатации существующих в настоящее время электронных автоматических устройств.

Применение таких устройств в буровой технике может снизить надёжность бурильной машины в целом. В технологическом процессе бурения необходимо применение электронных систем, обладающих способностью работать в условиях больших вибраций, сильно запылённой атмосферы, большой влажности, взрывоопасности, низкой технической грамотности обслуживающего персонала и т.п.

Также известны системы авторегулирования гидравлических буровых



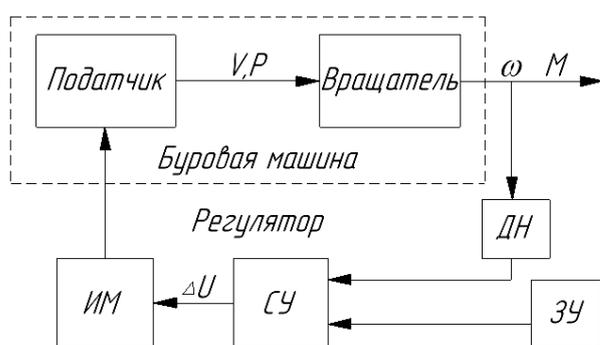
1 – обратный клапан; 2 – бурильный механизм; 3 – цилиндр подачи; 4 – регулирующий дроссель

Рисунок 1.9 – Система регулирования бурильной машины с гидравлическим дифференциалом

машин, где в качестве регулирующего устройства применяются регуляторы с гидравлической обратной связью. Одна из таких систем с обратной связью по нагрузке приведена на рисунке 1.9.

Автором представленной схемы является Старков Л.И. и защищена авторским свидетельством (а.с. №231474). В бурильной машине регулирование скорости и усилия подачи осуществляется дроссельным устройством с обратным клапаном, установленным в магистрали штоковой полости гидроцилиндра подачи.

Обратный клапан 1 соединён с напорной магистралью гидромотора вращения инструмента 2. При возникновении на инструменте момента, превышающего заданное значение, обратный клапан соединяет напорную магистраль гидродвигателя вращателя со штоковой полостью гидроцилиндра подачи 3. Величина момента на инструменте задаётся изменением давления слива из штоковой полости гидроцилиндра подачи с помощью дросселя 4. При росте давления в системе вращения инструмента вначале происходит уменьшение подачи инструмента, а затем её реверс. Таким образом, системы привода вращения инструмента и привода подачи, соединённые через обратный клапан, образуют гидравлический дифференциал. Давление слива из гидроцилиндра подачи должно быть выше рабочего давления системы вращения инструмента.



ДН – датчик нагрузки; ЗУ – задающее устройство; СУ – сравнивающее устройство; ИМ – исполнительный механизм

Рисунок 1.10 – Структурная схема системы регулирования бурильной машины с гидравлическим дифференциалом

Структурная схема такой системы показана на рисунке 1.10 Система состоит из бурильной машины и регулятора, в который входит обратный клапан, соединяющий магистраль напора вращателя с магистралью штоковой полости гидроцилиндра, и дроссель, задающий давление в системе вращения инструмента.

Закон регулирования этой системы можно выразить следующими зависимостями:

$$\left. \begin{array}{l} \text{а) } P_n = P_{\delta} \quad \text{при } P_{\delta} < P_3 \pm \Delta P, \\ \text{б) } P_n = 0 \quad \text{при } P_{\delta} = P_3, \\ \text{в) } P_n = P_{\text{рев}} \quad \text{при } P_{\delta} > P_3 \pm \Delta P \end{array} \right\}, \quad (1.1)$$

где: P_{δ} – давление рабочей жидкости в системе вращения инструмента;

P_3 – заданное давление в системе вращения инструмента;

P_n – давление в системе привода подачи;

P_{δ} – давление в системе привода подачи инструмента в рабочем режиме;

$P_{\text{рев}}$ – давление в системе привода подачи при реверсе инструмента;

$\pm \Delta P$ – давление, зависящее от погрешности работы системы регулирования.

Как видно из формулы (1.1) при давлении рабочей жидкости в системе привода вращения инструмента меньше заданной величины. Давление в системе подачи устанавливается в зависимости от сопротивления внедрению инструмента в породу (нагрузки). В случае равенства давлений в приводе вращения инструмента и заданного его значения подача инструмента на забой прекращается. При превышении момента на инструменте заданного значения происходит реверс подачи.

К недостаткам системы следует отнести потерю мощности подающего устройства из-за постоянного дросселирования слива.

Известны бурильные машины с цепным податчиком и пневмогидравлическим следящим приводом, силовым цилиндром и регулятором давления. На тяжелых системах с гидравлическим приводом с целью удобства эксплуатации и повышения их надежности систему управления приводом целесообразно выполнять пневматической. При такой системе управления осевая нагрузка создаётся силовым пневмоцилиндром 1 и регулируется пневматическим регулятором давления 2 (рисунок 1.11).

Следящий режим работы цепного податчика 3 осуществляется с помощью пневмогидравлического следящего привода, состоящего из гидродвигателя 4,

управляемого на сливе дросселя 5 и 6, и пневматического сервомеханизма.

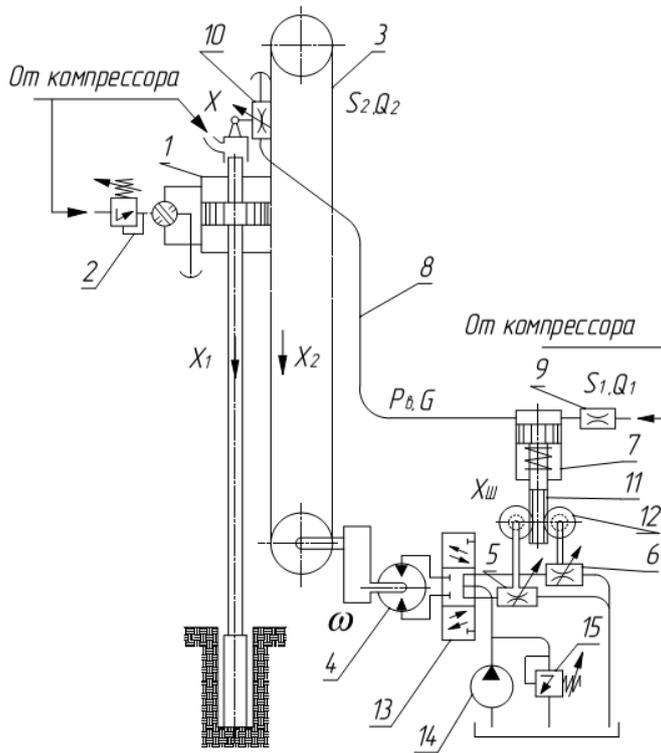


Рисунок 1.11 – Схема САУ режимами бурения

Сервомеханизм выполнен в виде пневмоцилиндра с подпружиненным поршнем 7. Пневмоцилиндр включен в пневмомагистраль 8 с двумя дросселями 9 и 10. Пополнение пневмомагистрали сжатым воздухом осуществляется через дроссель постоянного сечения 9, подключенной к источнику сжатого воздуха (пневмосети станка). Дроссель 10 установлен на подвижные каретке податчика и управляется перемещающейся штангой. Перемещение штанги в процессе бурения приводит к уменьшению проходного отверстия дросселя 10 и снижению расхода воздуха из пневмомагистрали, в результате чего в ней повышается давление. Перемещение поршня цилиндра сервомеханизма пропорционально давлению воздуха в пневмомагистрали. Шток 11 через механическую передачу 12 связан с двумя дросселями 5 и 6, один из которых регулирует подачу масла в гидродвигатель при движении става вниз, а другой – при движении вверх. Дроссели включаются в работу от гидрораспределителя 13. В режиме слежения гидродвигателя питаются от гидронасоса 14 с предохранительным клапаном 15. При маневровых операциях двигатель питается от более мощного насоса, не показанного на схеме.

Так как характер протекания процессов в гидравлической и пневматической системах совпадает с ранее рассмотренными, то при описании принимаем те же ограничения.

На рисунке 1.12 представлена система регулирования, представляющая собой цепной податчик 1 с укрепленным на нем силовым цилиндром 2 и регулирующим устройством в виде пневмогидравлического мультипликатора 3 давления. Шток цилиндра 4 соединен с буровым столом 5.

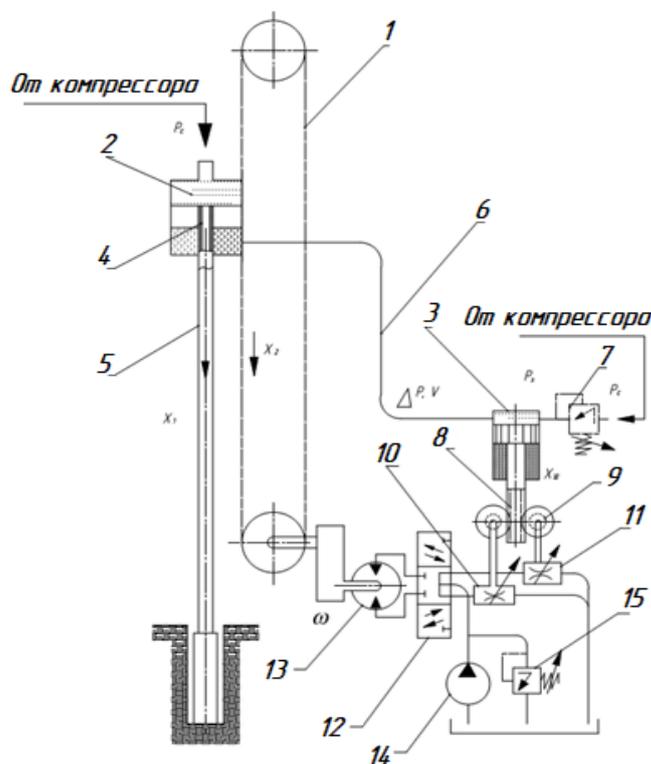


Рисунок 1.12 – САУ режимами бурения с пневматическим каналом регулирования

Сжатый воздух, необходимый для работы пневмоударника, из пневмосистемы поступает в верхнюю полость цилиндра и через полый шток в буровой став, оказывая при этом, давление на поршень и прижимая буровой инструмент к забою. Разгрузка осевой нагрузки до необходимой величины осуществляется путем нагнетания масла по шлангу 6 в штоковую полость силового цилиндра с помощью пневмогидравлического

мультипликатора 3 и пневматического регулятора давления 7.

Перемещение штока 8 мультипликатора представляет собой рассогласование между входным сигналом системы (перемещение бурового става) и выходным сигналом (перемещением цепного податчика) и используется для регулирования частоты вращения гидродвигателя податчика. Шток мультипликатора через механическую передачу 9 связан с двумя дросселями 10 и 11 один из которых регулирует подачу масла в гидродвигатель при движении става вниз, а другой при движении вверх. Дроссели включаются в работу от гидрораспределителя 12. Питание гидродвигателя 13 осуществляется от гидронасоса 14 с предохранительным

клапаном 15. При маневровых операциях гидродвигатель питается от более мощного насоса, не показанного на схеме.

Из изложенного выше следует, что такие детали механизма, как полость мультипликатора, выполняют двойную роль. В следящем режиме он выполняет роль датчика рассогласования, а в системе регулирования осевой нагрузки – роль передаточных звеньев. Это обстоятельство накладывает отпечаток на характер работы следящего привода и на формирование осевой нагрузки.

На рисунке 1.13 представлена схема САУ режимами работы длинноходовой гидравлической бурильной машины, разработанной в Пермском государственном проектно-конструкторском и экспериментальном институте горного машиностроения. Такая машина имеет независимые гидравлические приводы на подачу и вращение бурового инструмента.

Оригинальность принципа работы системы автоматического регулирования в данной машине заключается в том, что в ней напорная магистраль двигателя вращателя связана через обратный клапан с полостью обратного хода цилиндра подачи.

Такое выполнение гидравлической системы в буровой машине по мнению автора позволяет обеспечить автоматическое регулирование скорости подачи инструмента на забой при бурении пород различной крепости.

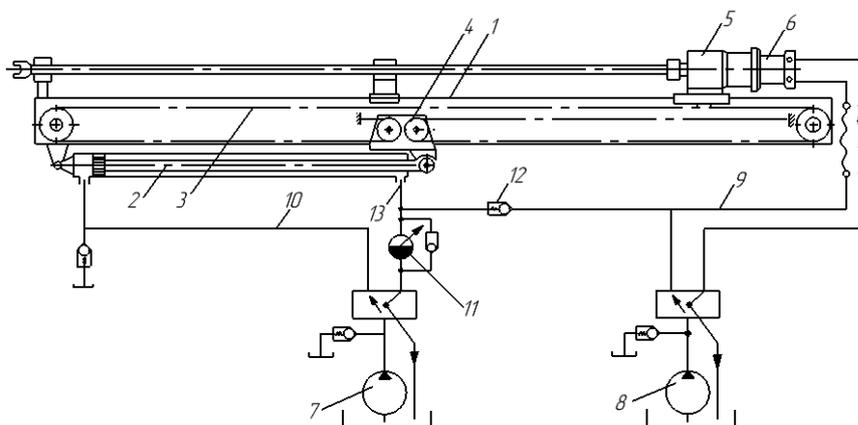


Рисунок 1.13 – Схема САУ длинноходовой гидравлической бурильной машины

В соответствии с рисунком 1.13, система автоматики работает следующим образом. По направляющей раме 1, при помощи гидроцилиндра 2 подачи, цепи 3 и подвижной каретки 4 перемещается вращатель 5, шпиндель которого приводится во вращение гидродвигателя 6. При бурении рабочая жидкость от гидронасосов подачи 7 и вращения 8 поступает по напорным трубопроводам 9 и 10. Регулирование скорости подачи инструмента осуществляется дроссельным устройством с обратным клапаном 11, установленным в линии полости цилиндра подачи, соответствующей обратному ходу. Напорная полость гидродвигателя вращения через клапан 12 сообщается с линией 13 цилиндра подачи, соединённой с полостью обратного хода. Усилие срабатывания обратного клапана 12 устанавливается таким образом, чтобы при повышении момента сопротивления вращению бурового инструмента выше установленного, жидкость из магистрали 9 перепускалась в полость обратного хода цилиндра подачи. При этом происходит уменьшение скорости подачи инструмента. При уменьшении крепости бурильных пород происходит падение момента сопротивления вращению и, как следствие этого, падение давления жидкости в напорной магистрали вращателя. Клапан 12 закрывается, и скорость подачи инструмента возрастает.

Достоинство такой схемы заключается в простоте конструкции и высокой надёжности.

К недостатку системы можно отнести отсутствие возможности регулирования режима бурения в сторону увеличения.

Известна автоматическая система управления режимом бурения

(рисунок 1.14), основная цель которой заключается в повышении точности управления при стабилизации номинальной мощности двигателя вращателя. Она предназначена для бурения с гидравлическим механизмом

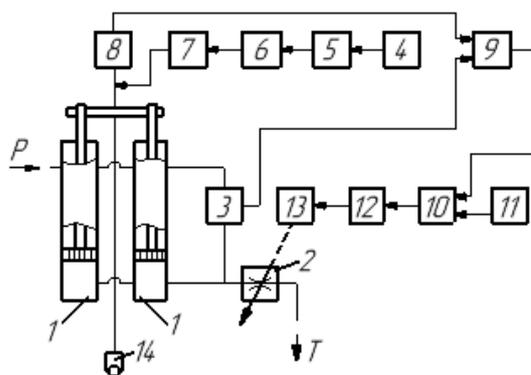


Рисунок 1.14 – Структурная схема САУ режимом бурения

подачи шпуров, скважин и восстающих выработок.

Автоматическая система содержит гидроцилиндры 1, гидродроссель 2, тахогенератор 8, датчик скорости 4, усилитель 5, тиристорный преобразователь 6 и исполнительный механизм вращателя 7. Дополнительно система снабжена дифференциальным датчиком давления 3, множительным блоком 9, задатчиком интенсивности режима бурения 11, двух пороговым компаратором 10, блоком управления 12 и серводвигателем 13, буровой став 14.

Сигнал с датчика бурения 4 управляет исполнительным механизмом вращателя 7. Сигналы с тахогенератора 8 и дифференциального датчика 3 поступают на входы множительного блока 9. Сигнал с блока 9 в двух пороговом компараторе 10 сравнивается с заданным блоком 11 значением интенсивности режима бурения. По результатам сравнения блок управления 12 изменяет направление вращения серводвигателя 13. Вал серводвигателя 13 жёстко соединён с заслонкой регулируемого гидродросселя 2.

Представленная САУ режимом бурения работает следующим образом. Перед началом бурения регулируемый гидродроссель 2 устанавливают в зоне чувствительности, исходя из крепости буримых пород. Задающим устройством 11 устанавливают интенсивность режима бурения, исходя из номинальной мощности исполнительного механизма вращателя 7.

При переходе с мягкой на твёрдую породу скорость бурения снижается, а вместе с ней и падение давления на гидродросселе 2, следовательно, осевое усилие на забой увеличивается. При уменьшении скорости бурения сигнал с выхода датчика скорости бурения 4 уменьшается, следовательно, уменьшается сигнал и на выходе усилителя 5, а также на выходе тиристорного преобразователя 6. Скорость вращения исполнительного механизма 7, а значит и бурового инструмента тоже уменьшается, как и сигнал с выхода тахогенератора 8. Сигнал на выходе дифференциального датчика давления 3 увеличивается. Сигналы с выходов 8 и 3 поступают на множительный блок 9, с выхода которого сигнал подаётся

на первый вход двух порогового компаратора 10, в котором он сравнивается с сигналом задающего устройства интенсивности режима бурения 11. Если при этом сигнал на выходе блока 9 больше сигнала на выходе задающего устройства 11, то на выходе двух порогового компаратора 10 появляется сигнал отрицательной полярности, который подаётся на вход блока управления 12. Последний включает серводвигатель 13, его вал, вращаясь, увеличивает проходное сечение регулируемого гидродросселя 2 и тем самым уменьшает величину сигнала на выходе дифференциального датчика давления 3. Этот процесс будет продолжаться до тех пор, пока сигналы на выходах блоков 9 и 11 не станут равными. После этого серводвигатель 13 отключается. В случае, если сигнал на выходе блока 9 меньше сигнала на выходе задающего устройства 11, то серводвигатель 13 включается и его вал начинает вращаться в обратном направлении до тех пор, пока сигналы на выходах вышеописанных блоков не станут равными.

При переходе с твёрдой на мягкую породу скорость бурения, а значит и скорость вращения бурового инструмента увеличиваются, а осевое усилие на забой уменьшается. Однако и в этом случае интенсивность режима бурения поддерживается на постоянном уровне, как было описано выше.

Следовательно, при изменении крепости буримых пород система отрабатывает изменение осевого усилия на забой и скорость вращения бурового инструмента в оптимальных режимах, ведя проходку с постоянной интенсивностью режима бурения, заданную блоком 11, с одновременной стабилизацией номинальной мощности исполнительного механизма вращателя 7.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 1

1. Приведены основные результаты исследования процесса бурения: конструкция скважин и способы их бурения, общие сведения о режимах бурения, их влияние на экономические показатели

технологического процесса, а также обобщены сведения о физико-механических свойствах пород, и зависящих от них категориях буримости и крепости различных пород.

2. Проведён анализ приводов различных буровых машин, определены их достоинства и недостатки. В зависимости от разновидностей приводов, проанализированы принципы управления и регулирования режимов работы различных буровых машин.

3. Проведён анализ патентной литературы по существующим автоматическим системам регулирования режимов работы буровых машин, изучен принцип их работы, выявлены их достоинства и недостатки.

ГЛАВА 2

МЕТОДОЛОГИЯ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1. Основные положения методики исследования

Методология исследования – это набор принципов, методов и инструментов, которые используются для выполнения научных исследований или других форм систематического изучения определённой проблемы или вопроса.

Основная цель методологии исследования состоит в обеспечении правильного и системного подхода к выполнению исследования, чтобы достичь надёжных результатов и сделать обоснованные выводы.

Методология исследования включает следующие аспекты:

1. Постановка цели исследования: определение конкретных вопросов, которые нужно исследовать и определение основных целей исследования.

2. Разработка гипотезы: формулировка предположений, которые могут быть подтверждены или опровергнуты в ходе исследования.

3. Сбор данных: использование различных методов, таких как опросы, наблюдения или анализ существующей информации, для сбора данных, связанных с исследуемыми вопросами.

4. Анализ данных: обработка собранных данных с помощью статистических методов или других аналитических инструментов для выявления существенных закономерностей и отношений.

5. Выводы и интерпретация: формулирование обобщений и выводов на основе анализа данных и их применение к исходной гипотезе или исследуемым вопросам.

6. Оценка результатов: оценка значимости исследования, его практической релевантности и возможной дальнейшей перспективы развития исследования.

Правильное применение методологии помогает обеспечить достоверность и обоснованность результатов исследования.

Исходя из целей и задач, поставленных в данной исследовательской работе, определяется объект и предмет исследования.

Объектом исследования настоящей работы является технологический процесс бурения шпуров.

Предметом исследования настоящей работы является системы управления режимами работы буровой машины при бурении шпуров.

Решение поставленных задач в данной работе осуществляется с применением следующих методов исследования:

Метод анализа литературных источников, результаты которого описаны в первой главе настоящей работы. Этот метод позволил автору ознакомиться с текущим состоянием исследований в данной области, а также выявить недостатки и пробелы в существующих знаниях.

Методы анализа данных и сравнения, применяемые в третьей главе, позволили автору выявить закономерности способов бурения, полученных в ходе предыдущих исследований другими исследователями, а также сравнить их с собственным пониманием о закономерностях различных способов бурения. Это позволило расширить и уточнить понимания о процессе бурения шпуров.

Метод абстрагирования, применяемый в четвёртой главе настоящей работы, а также знания из области основ бурения, автоматического регулирования, гидравлики, электроники, электротехники и схмотехники позволили исключить из рассмотрения несущественные характеристики объекта исследования и сосредоточиться на его наиболее значимых характеристиках. Это позволило правильно выбрать параметры технологического процесса, по которым можно определять его рабочее состояние и спроектировать принципиальные схемы систем управления режимами работ буровых машин.

Метод моделирования и метод восхождения от абстрактного к конкретному, применяемые в пятой главе позволили провести

математические расчёты систем управления и их звеньев, составить их математические модели, а также определить их массо-геометрические параметры.

В шестой главе применялись *методы анализа литературных источников*, а также *методы анализа данных*. С применением знаний основ конструирования, технологии машиностроения, электроники, гидравлики и программирования спроектированы и изготовлены оригинальные средства автоматизации, применяемые в предлагаемых системах управления буровыми станками.

В седьмой главе метод *анализа литературных источников* позволил автору изучить разнообразие экспериментальных стендов для исследования процессов бурения и гидравлических систем, что позволило спроектировать и изготовить необходимые экспериментальные установки для проведения испытаний по работоспособности изготовленных устройств и систем управления в целом.

Экспериментальный метод позволил составить методики проведения экспериментов и получить достоверные выходные характеристики, разработанных устройств и автоматических систем.

Выбор методов исследования осуществлялся в зависимости от конкретных целей отдельного исследования настоящей работы и доступных материальных ресурсов.

2.2. Электронно-измерительная аппаратура

В настоящее время в мире наблюдается пик осуществления широкомасштабного перехода на цифровую экономику, что не могло не затронуть и сферу осциллографии.

Процессы современного измерения электрических сигналов, магнитных величин и других физических параметров являются неотъемлемыми в любых областях промышленности и производства. Поэтому с целью повышения точности результатов измерения и удобства их обработки применяется компьютерная техника, что порождает необходимость в развитие области приборостроения. Согласно ГОСТ 22261-94 каждый измерительный прибор должен соответствовать ряду современных технических требований, основными из которых являются: точность, надёжность, возможность математического анализа и обработки результатов, универсальность, возможность сопряжения с компьютером, архивация данных к которым уделяется особое внимание, а также других требований, необходимых для работы в полевых условиях.

В процессе проведения всех экспериментов в данной научно-исследовательской работе, для регистрации и обработки электрических сигналов применялись измерительные приборы, отвечающие вышеперечисленным современным требованиям – USB-осциллографы двух типов: осциллограф DSO 2090 и цифровой запоминающий осциллограф серии UTD 2102. При тарировании датчиков и тахогенераторов применялся цифровой профессиональный мультиметр модели VC9205N, а также электронный динамометрический адаптер KRAFTOOL DIGITAL-A.

Для наглядного изменения электрических сигналов и давления жидкости применялись соответственно микроамперметры и гидравлические манометры образцового типа, поверенные Кыргызстандартом.

USB-осциллограф DSO 2090 (рисунок 2.1) является портативным измерительным устройством, а также приставкой к персональному компьютеру, разработанным фирмой Hantek Electronic.



Рисунок 2.1 – Общий вид USB-осциллографа DSO-2090

Посредством этого прибора измерялись скоростные изменения при регулировании расхода жидкости на гидромоторах. При этом были получены времена переходных процессов при изменении скоростей их вращения, а также при исследовании крутящего

момента в динамике.

Высокая чувствительность прибора и встроенный аналого-цифровой преобразователь, структурная схема, которого показана на рисунке 2.2 исключают необходимость в применении дополнительных приборов таких

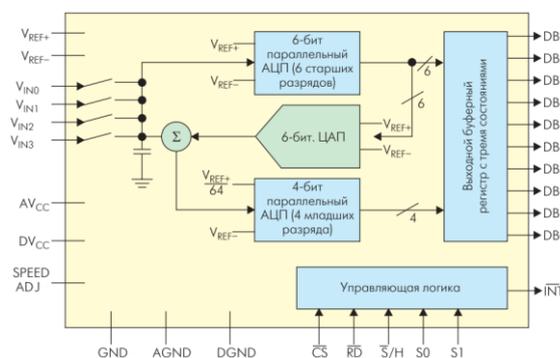


Рисунок 2.2 – Схема аналого-цифрового

как усилитель сигналов, блока фильтров и внешнего аналого-цифрового преобразователя.

Питание прибора, а также передача и обработка измеряемых величин осуществляется посредством двух USB портов, подключаемых к системному блоку персонального компьютера.

Данный USB-осциллограф оснащён двумя каналами измерения, что позволяет одновременно измерять два разных физических параметра. Кроме того, при необходимости в одновременном измерении 3-х и более физических параметров, прибор обладает функцией синхронизации, благодаря которой можно синхронизировать по времени работу до трёх подобных осциллографов, что значительно расширяет возможности при исследовании при добавлении ещё шести измерительных каналов.

Интерфейс с органами управления для настраивания всех параметров и

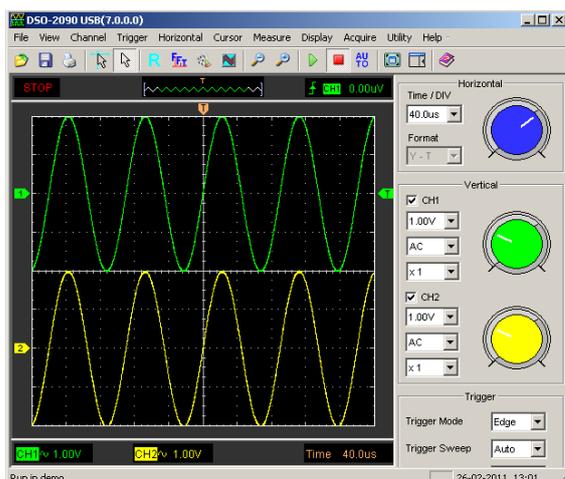


Рисунок 2.3 – Общий вид интерфейса для осциллографа DSO-2090

режимов работы осциллографа представлен на рисунке 2.3.

При проведении измерений данным осциллографом необходимо уделять особое внимание величине напряжения измеряемого тока, которое не должно превышать 35 В. В случае необходимости измерения больше допустимого напряжения нужно изменить сопротивление

измерительных щупов специальным переключателем, находящимся на рукоятке щупа. Это является недостатком измерительного прибора т.к. он не оснащён гальванической развязкой с компьютером. Причина этому является высокая скорость передачи данных.

Разрядность АЦП в данном приборе составляет 8 бит, она значительно влияет на точность измерения амплитуды сигнала.

Таким образом, чем больше частота измеряемого сигнала, тем меньше точность измерения амплитуды, но погрешность не выходит за пределы 3%.

В таблице 2.1 представлены общие технические характеристики осциллографа DSO-2090.

Таблица 2.1 – Общие технические характеристики осциллографа DSO-2090

| № п/п | Наименование параметра | Значение |
|-------|--|--|
| 1 | Количество каналов | 2 |
| 2 | Полоса пропускания | 40 МГц |
| 3 | Максимальная мощность входного сигнала | 35В |
| 4 | Максимальная частота дискретизации | 1 канал 100МВЫб/с 2 канала 50МВЫб/с |
| 5 | Общее количество делений по вертикали | 8 |
| 6 | Количество делений по горизонтали | 10 |
| 7 | Входное сопротивление | 1МОм |

| | | |
|----|---------------------------------|--|
| 8 | Разрядность АЦП | 8 бит |
| 9 | Масштабы амплитуд | от 10мВ/дел до 5В/дел с шагом 1,2,5 |
| 10 | Режим входа | АС, DC. |
| 11 | Погрешность по постоянному току | ± 3 |
| 12 | Режимы дисплея | Y-T, X-Y |
| 13 | Режимы синхронизации | авто, единичный, нормальный |
| 14 | Вычисления | сложение, вычитание, умножение, деление |
| 15 | Авто установка | есть |
| 16 | Питание | от USB разъёма |
| 17 | Размер буфера | 10k .. 64k выборок |
| 18 | Измерения | Vp-p, Vmax, Vmin, Vmean, Vrms, Vamp, Vhigh, Vlow, положительный импульс, отрицательный импульс, средний период, среднеквадратичный период, период, частота, ширина положительного импульса, ширина отрицательного импульса, время нарастания (10% ~ 90%), падения (10% ~ 90%), положительный и отрицательный коэффициент заполнения. |
| 19 | Интерфейс | USB 2.0 Full-speed |
| 20 | Диапазоны развёрток | от 4нс/дел до 1 часа/дел с шагом 1,2,4 |
| 21 | Типы синхронизации | по нарастающему либо по спадающему краю сигнала |



Рисунок 2.4 – Общий вид

Для измерения режимов работы гидроударного механизма применялся цифровой осциллограф модели UTD 2102 (рисунок 2.3).

Цифровой запоминающий осциллограф серии UTD 2102 достаточно удобен в работе, обладает хорошими техническими показателями и множеством передовых функций. Это современный инструмент для быстрого и эффективного выполнения измерений. Данный осциллограф оснащён практичной передней панелью, обеспечивающей наглядный доступ ко всем функциям. Настройка шкал всех каналов и расположение кнопок оптимизированы для непосредственного наблюдения в процессе работы. Поскольку внешнее оформление прибора выполнено на базе традиционных осциллографов, пользователем не представляется трудности в освоении прибора. Для

ускорения настройки и упрощения процедуры измерений можно воспользоваться кнопкой [AUTO]. Панель управления и дисплей обеспечивают адекватную передачу формы сигнала и настройку диапазонов. Осциллограф также оснащён высокотехнологичными индикаторами и эффективными функциями, позволяющими легко быстро решать измерительные задачи. В реальном времени осциллограф обладает частотой дискретизации 1 ГГц, в эквивалентном режиме, он может отображать сигналы быстрее. Ниже представлены эксплуатационные характеристики осциллографа:

- Два аналоговых канала.
- Цветной жидкокристаллический дисплей HD с разрешением 800 x 480 пикселей и увеличенной областью отображения осциллограммы.
- Многоязычное меню.
- Поддержка USB-накопителей и обмена данными с компьютером через интерфейс USB.
- Автоматическая настройка осциллограммы и состояния прибора.
- Сохранение в памяти осциллограмм, настроек, битовых карт, восстановление настроек.
- Функция увеличения фрагмента окна для подробного анализа деталей и профиля сигнала.
- Автоматическое измерение 28 параметров сигнала.
- Автоматическое измерение положения курсора.
- Уникальная функция записи и воспроизведения сигнала.
- Встроенная функция быстрого преобразования Фурье (FFT).
- Математические операции над несколькими осциллограммами (включая сложение, вычитание, умножение и деление).
- Режимы запуска по фронту (Edge), по видеосигналу (Video), по длительности импульса (Pulse width), и поочередный (Alternate) запуск.

Перечень органов управления осциллографа UTD 2102CEL представлен на рисунке 2.5.

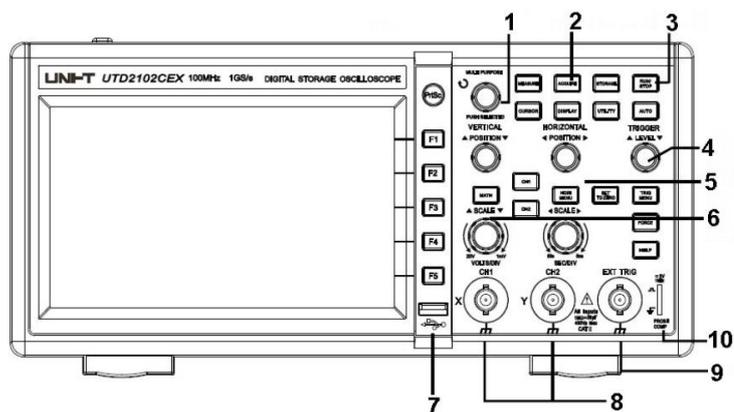
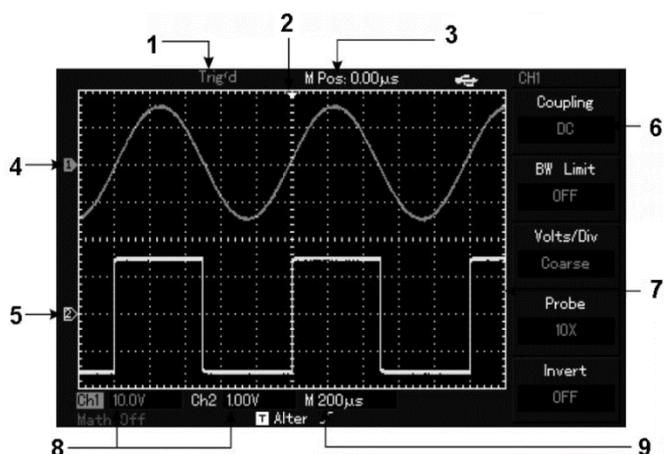


Рисунок 2.5 – Органы управления осциллографа UTD 2102CEL

Согласно рисунку 2.5 измерительный прибор обладает следующими органами управления:

1. Многофункциональный поворотный регулятор.
2. Общее меню.
3. Управление измерительными операциями.
4. Управление запуском.
5. Управление горизонтальной шкалой.
6. Управление вертикальной шкалой.
7. Интерфейс связи с компьютером.
8. Входы аналогового сигнала.
9. Вход внешнего синхросигнала.
10. Выход сигнала для компенсации щупа.

Перечень элементов интерфейса дисплея осциллографа UTD 2102CEL представлен на рисунке 2.6.



Перечень элементов интерфейса дисплея (рисунок 2.6):

1. Индикатор состояния запуска.
2. Индикатор момента запуска.
3. Момент времени, соответствующий центральной линии шкалы.
4. Метка осциллограммы канала 1.
5. Метка осциллограммы канала 2.
6. Меню, определяемое функциональными кнопками.
7. Окно отображения осциллограмм.
8. Цена деления горизонтальной шкалы.
9. Цена деления вертикальной шкалы для каждого канала.

Погрешность измерения осциллографа в зависимости от режимов его работы колеблется от 3 до 5%. С техническими характеристиками прибора, более подробно можно ознакомиться в инструкции по его эксплуатации [?].

В процессе тарирования датчика крутящего момента МДМ-50 в качестве эталонных показаний, относительно которых тарировался датчик, принимались показания электронного динамометрического адаптера KRAFTOOL DIGITAL-A, общий вид, которого представлен на рисунке 2.7.

Адаптер состоит из светодиода 1 (рисунок 2.7), сигнализирующего достижение заданного крутящего момента. Параллельно с возгоранием светодиода издаётся звуковой сигнал от встроенного звукового динамика. Жидкокристаллического циферблата 2, показывающего значение крутящего момента, кнопки 3 переключения режимов работы адаптера, кнопок 4, 5 настройки необходимого

значения крутящего момента, кнопки 6 включения и выключения питания адаптера, кнопки памяти 7, корпуса 8.

В конструкцию динамометрического адаптера входит вал из упрочнённой стали, по торцам которого выполнены посадочные



Рисунок 2.7 – Электронный

поверхности для крепления инструментов. На вал наклеены два тензометрических датчика, которые изменяют сопротивление электрического тока, проходящего через них. Сопротивление изменяется в зависимости от прикладываемого крутящего момента к валу динамометрического адаптера. Выходящий с датчиков электрический ток поступает на циферблат 2. Необходимо отметить, что значения крутящего момента, показываемые циферблатом, изменяются по мере изменения крутящего момента, в то время как светодиод и звуковой динамик срабатывают только при достижении заданного крутящего момента.

Технические характеристики динамометрического адаптера представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Технические характеристики динамометрического адаптера KRAFTOOL DIGITAL-A

| Параметры | Значение |
|---|---------------------------------|
| Погрешность измерений | ±2% |
| Количество ячеек памяти | 50 |
| Дискретность измерений, Нм | 0,1 |
| Диапазон измерений | 10-200 Нм, (9,5-147,5 Фут-Фунт) |
| Присоединительный квадрат | 1/2" |
| Рабочий режим | Пиковый/отслеживающий |
| Размер, мм | 75x45x45 |
| Единица измерения | Нм, фут-фунт, кгс·м |
| Вес, г | 183 |
| Элемент питания | AAA, 2 шт. |
| Температура эксплуатации, °С | -10...+60 |
| Температура хранения, °С | -20...+70 |
| Относительная влажность (при эксплуатации), % | 15-90 |
| Автоотключение | 70 секунд без использования |
| Сигнализация перегрузки 125%, Нм | 250 |
| Цвет LED индикатора | Зелёный, красный |

По данным таблицы 2.2 видно, что погрешность измерения динамометрического адаптера не превышает 2%.

Это подтверждается результатами его поверки. Поверка данного адаптера проводилась заводом изготовителем, результаты которой поставляются в его комплекте.

Выходные характеристики заводского тарирования динамометрического адаптера представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Выходные характеристики динамометрического адаптера KRAFTOOL DIGITAL-A

| Калибровочные значения | Показания крутящего момента | | | |
|------------------------|-----------------------------|--------|------------|--------------|
| Номинальные значения | Показания | Допуск | Отклонение | Значения в % |
| Нм | Нм | Нм | Нм | Нм |
| 40 | 39,8 | 0,8 | -0,2 | -0,50% |
| | 39,9 | 0,8 | -0,1 | -0,25% |
| | 39,8 | 0,8 | -0,2 | -0,50% |
| | 39,9 | 0,8 | -0,1 | -0,25% |
| | 39,9 | 0,8 | -0,1 | -0,25% |
| 120 | 119,7 | 2,4 | -0,3 | -0,25% |
| | 119,8 | 2,4 | -0,2 | -0,17% |
| | 119,8 | 2,4 | -0,2 | -0,17% |
| | 120,1 | 2,4 | +0,1 | +0,08% |
| | 119,9 | 2,4 | -0,1 | -0,08% |
| 200 | 200,5 | 4,0 | +0,5 | +0,25% |
| | 200,5 | 4,0 | +0,5 | +0,25% |
| | 199,1 | 4,0 | -0,9 | -0,45% |
| | 199,9 | 4,0 | -0,1 | -0,05% |
| | 199,7 | 4,0 | -0,3 | -0,15% |

С целью вспомогательных измерений при проведении экспериментов применялись токоизмерительные клещи с встроенным мультиметром 905S производства Richmeters (рисунок 2.8).



Рисунок 2.8 – Токоизмерительные клещи Richmeters 905S

Посредством данного измерительного прибора можно измерять такие величины как постоянное и переменное напряжение, силу тока, частоту тока, электрическое сопротивление, а также температуру и др. с нормальной

точностью. Он обладает функциями автоматического выбора пределами измерений (кроме измерения силы тока), функцией истинного и среднеквадратичного метода измерений, а также функцией бесконтактного определения напряжения. Имеется множества функция для удобства и безопасности работы.

Точность прибора 905S подтверждается сертификатом качества и результатами поверки завода изготовителя, поставляемые в комплекте.

Показатели погрешности измерения при различных режимах работы токоизмерительных клещей 905S представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Показатели погрешности токоизмерительных клещей 905S

| Физическая величина | Диапазон измерения | Разрешающая способность | Величина погрешности |
|--------------------------------|---------------------|-------------------------|----------------------|
| Напряжение постоянного тока, В | 6 В | 1 мВ | ±0,5% |
| | 60 В | 10 мВ | ±0,5% |
| | 600 В | 0,1 В | ±0,5% |
| Напряжение переменного тока, В | 6 В | 1 мВ | ±1% |
| | 60 В | 10 мВ | ±1% |
| | 600 В | 0,1 В | ±1% |
| Постоянный ток, А | 60 А | 10 мА | ±2% |
| | 600 А | 0,1 А | ±2% |
| Переменный ток, А | 60 А | 10 мА | ±2% |
| | 600 А | 0,1 А | ±2% |
| Сопротивление, Ом | 600 Ом | 0,1 Ом | ±1,5% |
| | 6 кОм | 1 Ом | ±1,5% |
| | 60 кОм | 10 Ом | ±0,5% |
| | 600 кОм | 100 Ом | ±0,5% |
| | 6 МОм | 1 кОм | ±0,5% |
| | 60 МОм | 10 кОм | ±1,5% |
| Емкость, Ф | 6 нФ | 1 пФ | ±5% |
| | 60 нФ | 10 пФ | ±2% |
| | 600 нФ | 100 пФ | ±2% |
| | 6 мкФ | 1 нФ | ±2% |
| | 60 мкФ | 10 нФ | ±2% |
| | 600 мкФ | 100 нФ | ±2% |
| | 6000 мкФ | 1 мкФ | ±5% |
| | 60000 мкФ | 10 мкФ | ±5% |
| Частота, Гц | 60 Гц | 0,01 Гц | ±0,1% |
| | 6000 Гц | 0,1 Гц | ±0,1% |
| | 6 кГц | 1 Гц | ±0,1% |
| | 60 кГц | 10 Гц | ±0,1% |
| | 300 кГц | 100 Гц | ±0,1% |
| Температура, °С | от -40 °С до +40 °С | 1 °С | ±4 °С |

| | | | |
|--|------------------------|------|------------|
| | от +40 °С до +500 °С | 1 °С | 1,5%, 5 °С |
| | от +500 °С до +1000 °С | 1 °С | 2%, 5 °С |

Мультиметр модели UT171C (рисунок 2.9) применялся в процессе исследования автоматической системы, предназначенной для управления электрифицированными буровыми станками. Благодаря высокой точности измерения мультиметр UT171C относится к группе прецизионных измерительных приборов. Он способен измерять в широком диапазоне такие величины, как постоянное и переменное напряжение, силу постоянного и переменного тока, температуру, ёмкость конденсаторов, электрическое сопротивление, частоту тока и др.



Главной необходимостью в применении данного мультиметра является наличие функции VFC-измерения с фильтром для цепей с широкоимпульсным модулятором (ШИМ). Этот режим работы позволяет измерять физические параметры с нестандартной частотой переменного тока.

Помимо высокой точности данный мультиметр является быстродействующим. Согласно показателям, заявленным заводом изготовителем, мультиметр способен обеспечить пять измерений в секунду для цифровых значений и двадцать измерений в секунду для аналоговой шкалы.

Высокую точность и скорость измерения обеспечивает OLED дисплей на 60000 отсчётов.

Показатели погрешности измерения при различных режимах работы мультиметра UT171C представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Показатели погрешности мультиметра UT171C

| Физическая величина | Диапазон измерения | Величина погрешности |
|--------------------------------|--------------------|----------------------|
| Напряжение постоянного тока, В | 600 мВ | ±0,025% |
| | 6 В | ±0,025% |

| | | |
|---|-----------------------|---------|
| | 60 В | ±0,025% |
| | 600 В | ±0,03% |
| | 6000 В | ±0,03% |
| Напряжение переменного тока, В | 600 мВ | ±0,4% |
| | 6 В | ±0,4% |
| | 60 В | ±0,4% |
| | 600 В | ±0,4% |
| | 6000 В | ±0,6% |
| Постоянный ток, А | 600 мкА | ±0,25% |
| | 6 мА | ±0,25% |
| | 60 мА | ±0,15% |
| | 600 мА | ±0,15% |
| | 6 А | ±0,5% |
| | 10 А | ±0,5% |
| Переменный ток, А | 600 мкА | ±0,75% |
| | 6 мА | ±0,75% |
| | 60 мА | ±0,75% |
| | 600 мА | ±0,75% |
| | 6 А | ±1,5% |
| | 10 А | ±1,5% |
| Сопротивление, Ом | 600 Ом | ±0,05% |
| | 6 кОм | ±0,05% |
| | 60 кОм | ±0,05% |
| | 600 кОм | ±0,05% |
| | 6 МОм | ±0,15% |
| | 60 МОм | ±3% |
| Комплексная проводимость (Адмиттанс), S | 60 ns | ±1% |
| Емкость, Ф | 6 нФ | ±3% |
| | от 60 нФ до 600 мкФ | ±2,5% |
| | от 6 мФ до 60 мФ | ±10% |
| Частота, Гц | от 10 Гц до 10 МГц | ±0,01% |
| Температура, °С | от -40 °С до +1000 °С | ±1% |

Заявленная в таблице 2.5 точность прибора может быть обеспечена только при определённых условиях эксплуатации и окружающей среды, в частности температуры воздуха.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 2

1. Сформулированы объект и предмет исследования;
2. В зависимости от поставленных задач, определены и описаны применяемые методы исследования каждой главы настоящей работы;

3. Приведено подробное описание измерительных приборов, применяемых при исследовании;

4. Погрешность измерения всех измерительных приборов не превышает 5%, что не выходит за пределы допускаемых погрешностей измерения при проведении экспериментальных работ.

ГЛАВА 3

АНАЛИЗ СПОСОБОВ И ПРИМЕНЯЕМЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ МЕХАНИЧЕСКОГО РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ПРИ БУРЕНИИ ШПУРОВ И СКВАЖИН

Развитие технологического процесса бурения непосредственно связано с развитием буровых самоходных установок и станков с оптимальными силовыми и энергетическими параметрами для разрушения пород различной крепости и абразивности. Особенно это относится к развитию самоходных гидрофицированных буровых машин, обладающих энергией удара и моментом вращения в несколько раз выше, чем у пневматических машин. Здесь возникают новые и более высокие требования к прочности бурового инструмента, воспринимающего и передающего ударные и крутильные нагрузки от буровой машины к разрушаемой породе, а также к узлам и механизмам самой буровой машины. Поэтому одной из основных задач в изучении закономерностей процесса бурения, является изыскание пригодных для практического применения функциональных связей между силовыми и кинематическими его параметрами.

В зависимости от способа воздействия на забой различают следующие способы механического бурения: вращательное, вращательно-ударное, ударно-вращательное и ударно-поворотное.

Способы и технические средства механического бурения показаны на рисунке 3.1.

Отличительной особенностью механических способов разрушения горных пород от немеханических является непосредственное воздействие на породу бурового инструмента. Механический способ разрушения горных пород при бурении шпуров и скважин в промышленном объёме до настоящего времени остаётся единственным.

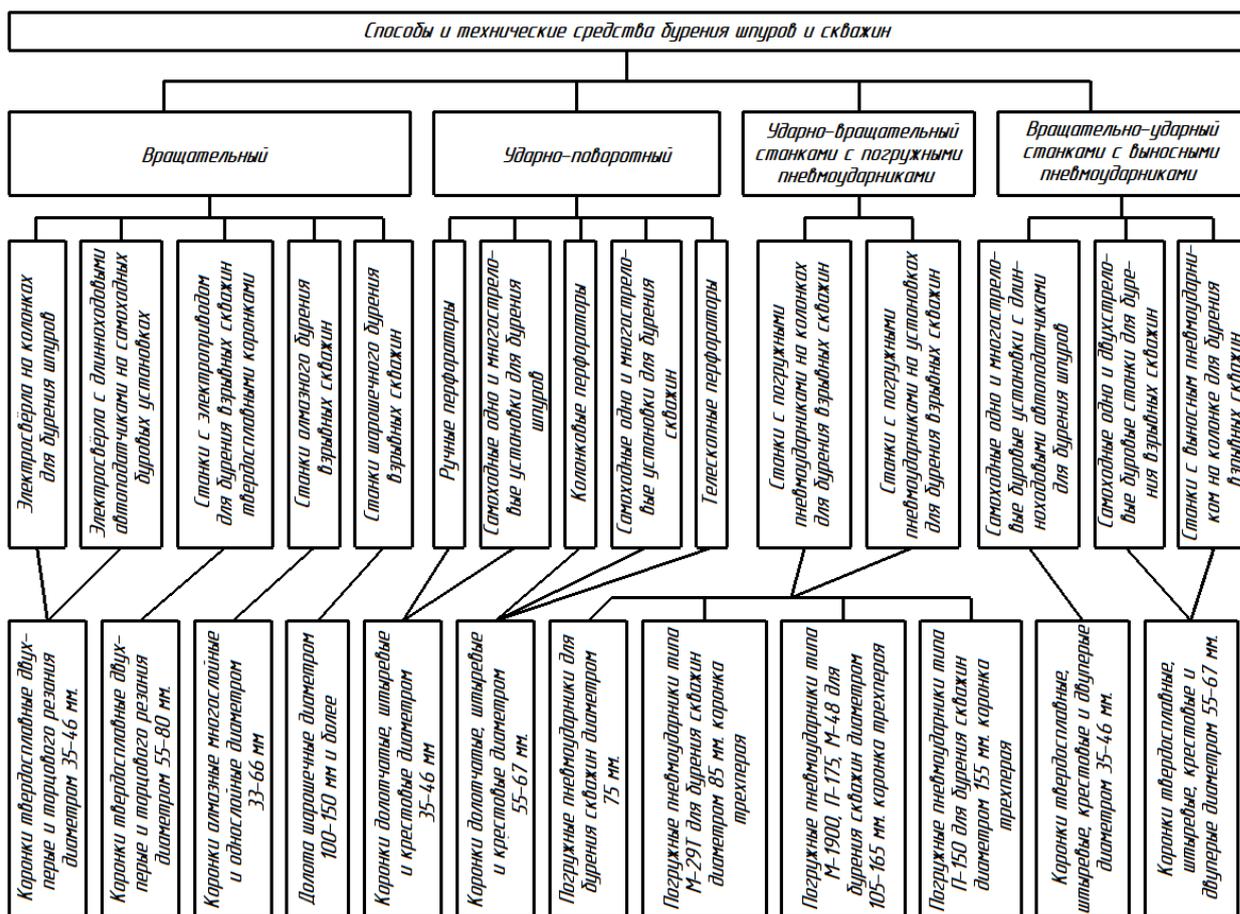


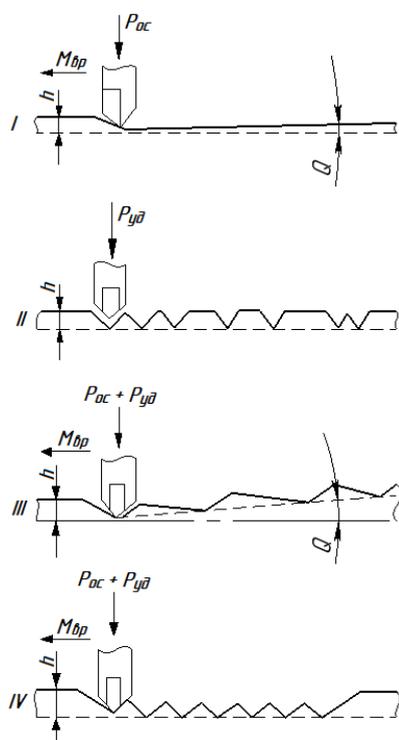
Рисунок 3.1 – Классификация способов и технических средств бурения шпуров и скважин

Схемы разрушения породы при различных способах механического бурения можно представить следующим образом (рисунок 3.2) [40].

При вращательном способе бурения (рисунок 3.2 I) в результате непрерывного вращения и поступательного перемещения при постоянном действующем осевом усилии подачи P_{oc} и момента вращения $M_{вр}$ инструмент движется по винтовой линии и своими кромками или выступами разрушает породу, образуя при этом линию среза под наклоном Q , величина которого зависит от скорости подачи инструмента [40].

При ударно-поворотном способе бурения (рисунок 3.2 II) по инструменту непрерывно наносятся удары с определённой частотой и энергией $P_{уд}$. Между ударами инструмент поворачивается на определённый угол, зависящий от крепости разрушаемой породы, причём поворот осуществляется с незначительными крутящим моментом и осевой нагрузкой. В связи с чем, буровой инструмент при разрушении образует прямую с выступами после

скола породы линию. В этом случае линия разрушения является прямой по причине того, что инструмент углубляется не по винтовой линии, как при вращательном бурении, а по прямой, по мере разрушения породы всего диаметра шпура [40].



I-при вращательном способе; II-при ударно-поворотном; III-при вращательно-ударном; IV-при ударно-вращательном

Рисунок 3.2 – Схемы разрушения породы при механическом бурении

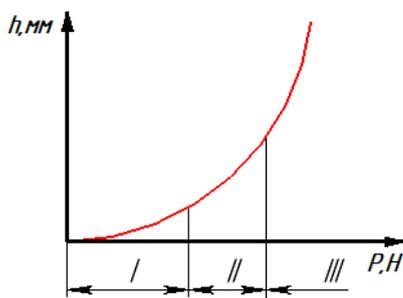
В процессе вращательно-ударного способа бурения (рисунок 3.2 III) на разрушающий инструмент действуют одновременно три силы – крутящий момент $M_{кр}$, осевая нагрузка $P_{ос}$ и энергия удара $P_{уд}$, при этом мощность, затраченная на вращение инструмента больше мощности, затраченной на воспроизводство ударов по инструменту. В этом случае крутящий момент $M_{кр}$ играет значимую роль в разрушении породы, а нанесение ударов по инструменту – вспомогательную. При этом порода разрушается одновременно скалыванием и в большей степени резанием, а буровой инструмент, так как осевая нагрузка на него действует

постоянно, углубляется по винтовой линии. Отсюда траектория углубления инструмента состоит из линии под углом Q , с большими выступами, образовавшиеся в результате нанесения ударов по инструменту. Из рисунка видно, что угол Q при вращательно-ударном бурении значительно больше, чем при вращательном, что говорит о большей скорости углубления бурового инструмента [40].

При ударно-вращательном способе бурения (рисунок 3.2 IV) на инструмент, также как и при вращательно-ударном, действуют одновременно три силы –

крутящий момент $M_{кр}$, осевая нагрузка $P_{ос}$ и энергия удара $P_{уд}$, при этом затраченная энергия на нанесение ударов по инструменту больше, затраченной энергии на его вращение. Здесь траектория углубления инструмента выглядит как прямая линия (с отсутствием угла Q) с маленькими выступами после нанесения ударов.

Вращательным способом бурения (за исключением применения шарошечного инструмента) рекомендуется разрушать породы крепостью по шкале Протодяконова $f =$ до 8, вращательно-ударным способом – $f = 6 \div 14$,



I, II, III – области разрушения соответственно поверхностного, усталостного, объёмного

Рисунок 3.3 – Глубина внедрения резца при различных видах деформации разрушения

ударно-вращательным – $f = 12 \div 20$ и ударно-поворотным способом $f = 16 \div 20$.

По характеру деформации породы на забое различают три основных вида разрушения: объёмное, усталостное и поверхностное (рисунок 3.3). Из рисунка следует, что вращательное бурение по возможности следует проводить в области III, соответствующей объёмному разрушению. Глубина разрушения при поверхностном истирании (область I) является наименьшей.

Условия разрушения породы на забое для I, II и III областей при вращательном бурении соответственно можно записать:

$$P_{ос} \ll K \sigma_k S; P_{ос} = K \sigma_k S; P_{ос} \gg K \sigma_k S, \quad (3.1)$$

где $P_{ос}$ – осевое усилие подачи, H ; σ_k – прочность породы на вдавливание, $МПа$; S – площадь контакта инструмента с породой, $мм^2$; K – безразмерный коэффициент.

При объёмном разрушении удельное давление инструмента на породу должно быть больше, чем твёрдость породы на вдавливание.

Очевидно, что эффективность вращательного бурения определяется соответствием осевого усилия подачи и крепости буримой породы, т. е. для объёмного разрушения породы осевое усилие должно обеспечивать

раздавливание и смятие породы, а также внедрение в неё инструмента на определённую для данных условий глубину.

Из условия (3.1) видно, что чем выше крепость породы и больше площадь контакта инструмента с породой, тем больше требуемая оптимальная величина осевого усилия для объёмного разрушения пород. Это является основной причиной, ограничивающей рациональную область применения данного способа бурения твердосплавными резцами, так как с увеличением крепости породы резко уменьшаются стойкость инструмента, механическая скорость и сменная производительность бурения.

В крепких породах данный способ бурения эффективен лишь при использовании резцов из весьма твердых веществ (алмаз, борозон) и при использовании долот шарошечного типа.

Основными факторами, определяющими эффективность ударно-поворотного бурения, являются энергия и частота ударов поршня по буровой штанге, осевое усилие подачи и угол поворота бура между ударами. В зависимости от величины удельной энергии удара и твёрдости породы может иметь место разрушение породы, как и при вращательном бурении, объёмное, усталостное или истиранием. Условие разрушения породы на забое в области разрушения истиранием, усталостном и объёмном при ударно-поворотном бурении по аналогии с вращательным можно записать в соответствующей последовательности:

$$A_{y\partial} < K \sigma_k S; A_{y\partial} = K \sigma_k S; A_{y\partial} > K \sigma_k S. \quad (3.2)$$

При объёмном разрушении (область III) рисунок 3.3 удельная энергия удара (приходящаяся на единицу площади контакта инструмента с породой) должна быть больше, чем твёрдость породы на вдавливание.

Из условия (3.2) видно, что эффективность ударно-поворотного бурения определяется соответствием энергии удара крепости породы, т. е. для объёмного разрушения породы энергия удара должна быть больше произведения твёрдости породы на вдавливание на площадь контакта

инструмента с породой. В связи с этим, чем выше крепость породы и больше диаметр инструмента, тем больше должна быть энергия удара.

Разрушение породы при ударно-поворотном бурении производится ударами, периодически наносимыми по буровой штанге с определённой частотой, и поворачиванием бура в период между ударами.

Для ударно-вращательного бурения условиям объёмного и усталостного разрушения и истирания породы отвечают соотношения между энергией удара, твёрдостью породы и инструмента с породой для областей I, II и III, (рисунок 3.3), определяемые выражениями (3.2).

При вращательно-ударном бурении на породоразрушающий инструмент действуют одновременно осевое усилие подачи, энергия удара и больший по сравнению с ударно-поворотным бурением момент вращения. Следовательно, подводимая к породоразрушающему инструменту мощность при вращательно-ударном способе бурения (а также интенсивность разрушения породы на забое) всегда больше при вращательно-ударном бурении, чем при только вращательном или только ударно-поворотном.

В зависимости от соотношения удельной величины статической и динамической нагрузок, действующих одновременно, и твёрдости породы в условиях её сложнапряжённого состояния при вращательно-ударном способе бурения, как и при вращательном и ударно-поворотном, может иметь место объёмное, усталостное или поверхностное разрушение породы на забое. Все три процесса разрушения породы на забое при вращательно-ударном способе бурения в зависимости от величины внешних нагрузок и сопротивления породы внедрению инструмента запишутся соответственно:

$$P_{oc} + A_{y\partial} << K \sigma_k S; P_{oc} + A_{y\partial} = K \sigma_k S; P_{oc} + A_{y\partial} >> K \sigma_k S. \quad (3.3)$$

Из выражения (3.3) видно, что суммарная величина статической и ударной нагрузок при вращательно-ударном бурении, необходимая для эффективного объёмного разрушения породы, возрастает с увеличением твёрдости породы и площади контакта инструмента с породой, т. е. при затуплении лезвий в процессе бурения, увеличении диаметра и числа лезвий.

Отличием вращательно-ударного способа бурения от ударно-вращательного является совмещение в одном корпусе ударного и вращательного механизмов, который устанавливается на поверхности и не погружается в скважину. Диаметр поршня и, следовательно, энергия удара в этом случае не зависят от диаметра скважины и могут подбираться из условий объёмного процесса разрушения породы в зависимости от её твердости с учётом потерь энергии при передаче её через став штанг от поршня ударного механизма к коронке.

Математически описать процесс бурения в целом, одновременно охватив все его особенности практически является сложной задачей. Поэтому, разделив этот процесс на отдельные элементы, исследователями представлены некоторые математические описания.

3.1. Основы и закономерности вращательного способа бурения шпуров

Вращательное бурение – представляет собой механический способ строительства скважин или шпуров, сущность которого заключается в двух основных движениях бурового инструмента: вращение его вокруг своей оси и перемещение вдоль своей оси. При этом вращение инструмента обеспечивает срезание или разрушение горной породы по заданному диаметру, а скорость его перемещения вдоль своей оси задаёт величину толщины срезаемого слоя горной породы h .

Классификация различных способов вращательного бурения представлена на рисунок 3.4.

Поступательное движение обеспечивается механизмами подачи буровой машины. Развиваемое при этом усилие преодолевает сопротивление горной породы внедрению в неё бурового инструмента.

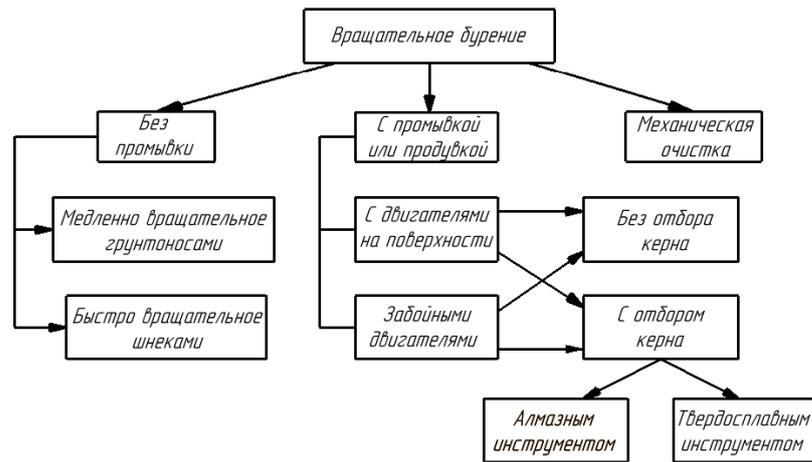


Рисунок 3.4 – Классификация способов вращательного бурения

Вращательное движение создаётся механизмами для вращения бура. Развиваемый при этом крутящий момент преодолевает момент сопротивления вращению бура, возникающий от трения лезвий инструмента по забою и скалывания частиц горной породы.

Участвуя одновременно в двух движениях, лезвия резца в процессе бурения движутся по винтовой траектории [40].

Уравнения движения для точки A (X, Y, Z) рисунок 3.5 а, постоянно связанной с лезвием резца и относящей от оси вращения на расстоянии радиуса R , могут быть представлены в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} X &= R \cos \omega t; \\ Y &= R \sin \omega t; \\ Z &= \frac{eh_{CT}}{2\pi} \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

где ω – угловая скорость;

t – время движения резца;

h_{CT} – толщина слоя породы, разрушаемая за один оборот резца (величина внедрения за один оборот);

e – число режущих лезвий резца.

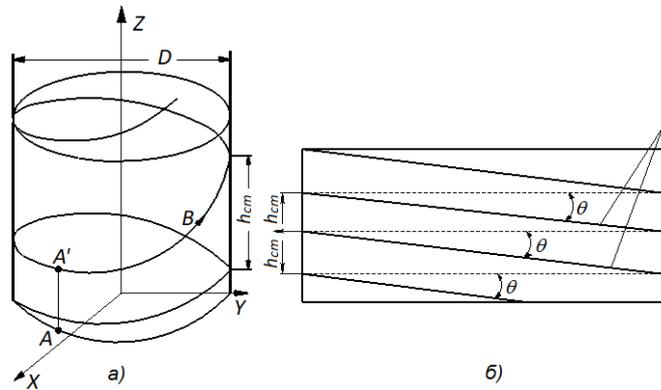
Стрелкой B рисунок 3.5 а, показано направление вращения резца.

Возводя два первых уравнения в квадрат, и сложив результаты, получим уравнение окружности:

$$X^2 + Y^2 = R^2 \quad (3.5)$$

При $t=0$, $X=R$, $Y=0$, $Z=0$, т.е. движущая точка будет находиться в точке A на плоскости XOY в месте пересечения цилиндра с положительным направлением оси X . При увеличении времени координата X будет убывать, а координаты Y и Z возрастать, т.е. движущая точка будет перемещаться по поверхности цилиндра. При значении $t=T$, где T – промежуток времени, равный 2π , получим $X=R$; $Y=0$; $Z=h_{CT}$, где $h_{CT} = AA'$, т.е. движущая точка A вернётся на прежнюю образующую цилиндра, но переместится вдоль оси цилиндра (шпура) от плоскости XOY на расстоянии h_{CT} и попадает в точку A' .

Таким образом, траектория движения точки A есть винтовая линия с шагом h_{CT} [40].



а) кинематика движения резца; б) – схема расположения резца

Рисунок 3.5 – Траектория движения резца при вращательном бурении

Обозначим угол поворота резца вокруг оси через φ , тогда

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega; \quad (3.6)$$

$$\frac{dh_{CT}}{dt} = v, \quad (3.7)$$

где v – скорость поступательного движения.

Обозначим:

$$\frac{dh_{CT}}{d\varphi} = B. \quad (3.8)$$

При вращательном бурении B является постоянной величиной кинематического винта. Игнорируя выражение (3.6) от 0 до φ и от 0 до h_{CT} , получим:

$$h_{CT} = B_{\varphi} \quad (3.9)$$

Из выражения (3.9) видно, что при постоянном параметре кинематического винта B поступательное перемещение резца вдоль оси (внедрение за один оборот резца) пропорционально углу поворота резца вокруг этой оси [40].

Толщина разрушаемого слоя породы за один оборот резца при угле $\varphi = 2\pi$

$$h_{CT} = 2\pi A. \quad (3.10)$$

Отсюда

$$A = \frac{h_{CT}}{2\pi}. \quad (3.10, a)$$

Обозначим:

$$\frac{h_{CT}}{S} = B_1 \quad (3.11)$$

где S – длина пути коронки за время одного оборота.

Из рисунка 3.5 б) имеем:

$$S = 2\pi R \cos\theta. \quad (3.12)$$

Подставляя значения S из выражения (3.12) и (3.11), получим:

$$B_1 = \frac{h_{CT}}{2\pi R \cos\theta} \quad (3.13)$$

При вращательном бурении B_1 (по аналогии с B) называют постоянной кинематического винта.

Скорость перемещения v отдельных частей лезвия коронки

$$v = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2} \quad (3.14)$$

Так как

$$\left. \begin{aligned} dx &= -\rho\omega \sin \omega t dt; \\ dy &= \rho\omega \cos \omega t dt; \\ dz &= \frac{lh_{CT}\omega}{2\pi} dt, \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

то, подставляя значение dx/dt , dy/dt и dz/dt из (3.15) и (3.14), получим:

$$v = \sqrt{(\omega\rho)^2 + \left(\frac{eh_{CT}\omega}{2\pi}\right)^2} \quad (3.16)$$

где ρ – переменное расстояние от рассматриваемой точки на лезвии до оси вращения коронки, в пределе $\rho = R$;

e – число лезвий резца, или:

$$v = \frac{dz}{dt} \sqrt{\left(\frac{2\pi R}{eh_{CT}}\right)^2 + 1}. \quad (3.17)$$

Направление вектора скорости определяется углом v . Вводя этот угол в формулу скорости получим:

$$v = \frac{\omega\rho}{\cos v} = \frac{\frac{dz}{dt}}{\sin v}. \quad (3.18)$$

Из выражения (3.18) видно, что разные точки лезвия имеют не только разные радиусы ρ , но и разные углы v .

Скорость резания возрастает от центра резца к периферии

$$v_p = \frac{\pi D_p n}{1000}, \text{ м/мин} \quad (3.19)$$

где D – диаметр коронки, мм;

n – скорость вращения коронки (шпинделя), об/мин.

Наименьшая скорость резания будет в точках, лежащих на оси резца. Из формулы (3.19) видно, что при диаметре резца $D = 0$, скорость резания $v_p = 0$. Этим, собственно, и обуславливается необходимость рассечки в центре резца.

Скорость движения по оси резца (шпура) (механическая скорость бурения) одинакова для всех точек по длине радиуса резца

$$v_t = \frac{eh_{CT}\omega}{2\pi}. \quad (3.20)$$

Обычно принято v_t выражать не через угловую скорость, а через скорость вращения n . Тогда выражение (3.20) примет вид:

$$v_t = K_n enh_{CT}, \text{ мм/мин}, \quad (3.21)$$

где K_n – коэффициент перехода от угловой скорости к скорости вращения коронки.

Перемещению коронки вдоль оси шпура препятствует сопротивление породы. Чтобы преодолеть это сопротивление, необходимо приложить силу P_{OC}

$$P_{OC} = \sigma_{ВД} S, \quad (3.22)$$

где P_{OC} – усилие внедрения;

$\sigma_{ВД}$ – критическое сопротивление породы вдавливанию (внедрению) резца, кгс/мм²;

S – площадь контакта лезвий резца с породой, мм²; для двухперого резца.

$$S = (D_p - d_p) h_{CT} \text{tg } \gamma, \quad (3.23)$$

где d_p – диаметр рассечки резца;

γ – угол заострения главных режущих кромок резца.

При не вращающемся резце сопротивление внедрению

$$\sigma_{ВД} = \frac{P_{OC}}{\text{tg } \gamma (D_p - d_p) h_{CT}}. \quad (3.24)$$

Усилие внедрения при вращающемся резце будет меньше и определится как

$$P_{OC.BP} = P_{OC} - N_\mu, \quad (3.25)$$

где N – нормальная составляющая силы трения;

μ – коэффициент трения.

Критическое сопротивление породы вдавливанию вращающегося резца с учётом выражений (3.22) и (3.25) будет

$$\sigma_{ВД} = \frac{P_{OC} - N_\mu}{(D_p - d_p) h_{CT} \text{tg } \gamma}. \quad (3.26)$$

Из выражения (3.26)

$$h_{CT} = \frac{P_{OC} - N_{\mu}}{\sigma_{ВД} (D_p - d_p) \operatorname{tg} \gamma} \quad (3.27)$$

Из выражения (3.21)

$$h_{CT} = \frac{v_t}{Ken}. \quad (3.27 \text{ а})$$

Из выражений (3.27) и (3.27 а) видно, что глубина внедрения резца за один оборот с увеличением усилия подачи и механической скорости бурения возрастает, а с увеличением сопротивления породы внедрению резца, диаметра и угла заточки главных режущих кромок резца уменьшается [40].

Если рассматривать процесс взаимодействия инструмента с горной породой в плоскости, перпендикулярной лезвию бурового инструмента (рисунок 3.6), то процесс разрушения горной породы при вращательном бурении можно представить следующим образом [6].

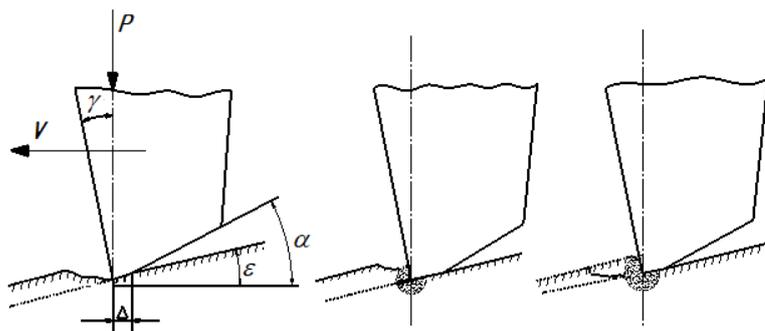


Рисунок 3.6 – Схема процесса разрушения горной породы при вращательном бурении

При движении по забою заострённый конец бурового инструмента прижимается к забою с усилием подачи P . Площадь контакта инструмента с забоем зависит от геометрии коронки (особенно заднего α и переднего γ углов), угла наклона забоя к плоскости, перпендикулярной продольной оси бура ϵ , и от площадки притупления резца Δ [6].

Так как большинство крепких пород относится к упруго-пластичным горным породам, то срезаемый буровым инструментом объём породы отделяется не сплошной «сливной» стружкой, как это имеет место при резании пластичных металлов, а сколом отдельных частиц.

При сравнительно небольших усилиях подачи разрушение забоя шпура в породах средней и высокой крепости происходит в основном за счёт истирания горной породы буровым инструментом. Разрушение забоя шпура происходит вследствие выкалывания отдельных небольших частиц и в ряде случаев в результате усталостного разрушения горной породы при деформировании её лезвием инструмента. Подача резца за один оборот на таких режимах незначительна. Величина угла ϵ в этом случае близка к нулю. Такие режимы неэкономичны, так как они не могут обеспечить высоких скоростей бурения, требуют больших затрат энергии и приводят к значительному износу бурового инструмента.

При увеличении усилия подачи существенную роль начинает играть разрушение горной породы перед передней гранью лезвия. В этом случае по мере движения резца перед передней гранью вначале происходят пластические деформации и отделение от забоя небольших частиц породы, часть которых удаляется от режущей кромки, а часть – уплотняется перед передней гранью резца, создавая тем самым всё большую площадь контакта бурового инструмента с породой (рисунок 3.6).

После того, как площадь этого контакта и усилие достигнут некоторых предельных значений, характерных для данной величины подачи на один оборот, геометрии инструмента и механических свойств породы, происходит скол относительно крупной частицы горной породы. После скола, в результате дальнейшего движения резца, начинается вновь отделение от поверхности забоя небольших частиц породы, затем уплотнение их перед лезвием инструмента и новый скол. Таким образом, это явление периодически повторяется.

Такая картина при резании хрупких материалов, в том числе металлов и горных пород, зафиксирована многими исследователями. Имея по сути дела одно и то же мнение о картине разрушения, исследователи расходятся лишь в мнениях о характеристике предельного состояния, предшествующего хрупкому сколу горной породы. Одни считают, что это состояние

целесообразно оценивать сопротивлением срезу по плоскости разрушения, другие же – что это состояние более правильно характеризовать деформацией отрыва, возникшей в результате объёмно-напряжённого состояния горной породы вблизи контакта.

Максимальные размеры частиц горной породы, отделяемых при вращательном бурении, определяются числом лезвий инструмента и величиной подачи на один оборот бура. Последняя же зависит от крепости пород, усилия подачи и геометрии инструмента.

Если бы лезвие инструмента совершало лишь поступательное движение по направлению скорости V (рисунок 3.6), то в этом случае стружка могла бы скалываться одновременно вдоль всего лезвия бура. Ширина стружки вдоль лезвия бура могла бы быть равной или большей, чем длина лезвия. Но так

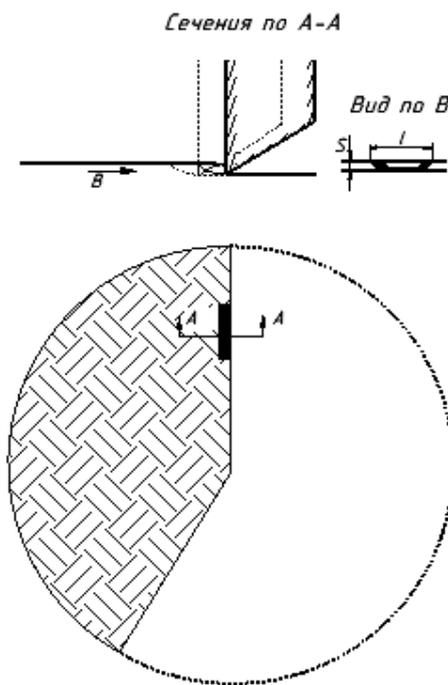


Рисунок 3.7 – Схема процесса разрушения при вращательном способе бурения

(по Г.Н. Покровскому)

как лезвие бурового инструмента совершает вращательное движение и при повороте на один и тот же угол разные точки лезвия проходят различный путь относительно забоя, то скалывание частиц породы более часто происходит ближе к периферийной части лезвия. В общем виде скалывание частиц породы с поверхности забоя шпура может быть принято аналогично схеме, описанной Г.Н. Покровским (рисунок 3.7.) [6, 2]. Средняя толщина s скалываемых частиц может быть определена по формуле:

$$s = \frac{h}{m},$$

где h – подача инструмента на один его оборот;

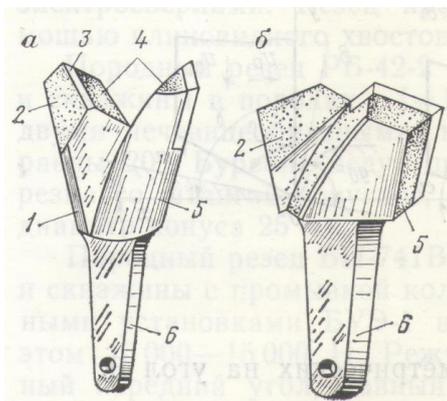
m – число режущих лезвий инструмента.

Действительная толщина частиц, скалываемых разными лезвиями одной и той же буровой коронки, может быть одинакова лишь при бурении достаточно однородных по своим механическим свойствам горных пород и при условии, что лезвия коронки расположены симметрично относительно продольной оси бура. При нарушении этих условий толщина стружки изменится. Это приведёт к тому, что на противоположные друг другу лезвия будут действовать различные по величине сопротивления. В результате этого и недостаточной жёсткости бурового инструмента мгновенный центр вращения бурового инструмента не совпадает с центром бура и форма поперечного сечения шпура будет не круглой, а, например, треугольной. Такое явление очень часто наблюдается при бурении шпуров. Причём, возникнув в начале бурения шпура (при забурировании), оно в большинстве случаев сохраняется при бурении шпура на полную глубину, усложняя как сам процесс бурения, так и дальнейшая эксплуатация шпура. Для предотвращения этого бурильные машины следует снабжать более жёстким буровым инструментом и улучшать его направленность при забурировании соответствующими приспособлениями.

По характеру изменения крутящий момент можно представить, как бы состоящим из двух величин: более или менее постоянной величины – сопротивления трению и периодически изменяющейся – сопротивление скалыванию. Причём периодическое изменение сопротивления скалыванию происходит как вследствие периодического приложения нагрузки к данной точке лезвия коронки (по углу поворота бура), так и ввиду изменения плеча момента сил (изменения положения равнодействующей силы, необходимой для скалывания всех частиц вдоль длины лезвия бура). Сочетание этих факторов может в ряде случаев снижать неравномерность крутящего момента, а в других случаях, наоборот, увеличивать как неравномерность приложения, так и абсолютную величину пиков момента.

3.1.1. Инструмент для вращательного бурения

Эффективность процесса бурения шпуров вращательным способом во



а-угольный, б-породный

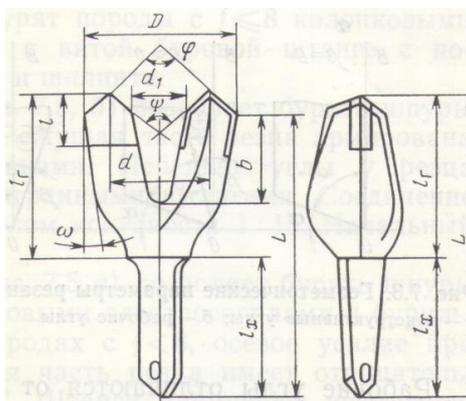
Рисунок 3.8 – Конструкции резцов

многом зависит от рационального подбора конструкций породоразрушающего инструмента. К инструменту,

применяемому для вращательного бурения, прежде всего относятся буровые резцы. К настоящему времени известно более 60-ти типов конструкций резцов, которые подразделяются на два вида: угольные РУ и породные РП (рисунок 3.8).

Резцы состоят из корпуса 5 (рисунок 3.8), хвостовика 6, предназначенного для крепления резца в штанге, и двух перьев 4. Резцы для мягких пород и углей имеют длинные перья, у породных резцов перья укороченные, а корпус имеет массивную форму [29].

Передняя грань резца 1 обращена в сторону вращения и армируется пластинкой твёрдого сплава 2. Задняя грань 3 обращена в сторону забоя шпура. Пересечение передней и задней граней образует главную режущую кромку.



Обозначение размеров и углов резцов показано на рисунке 3.9.

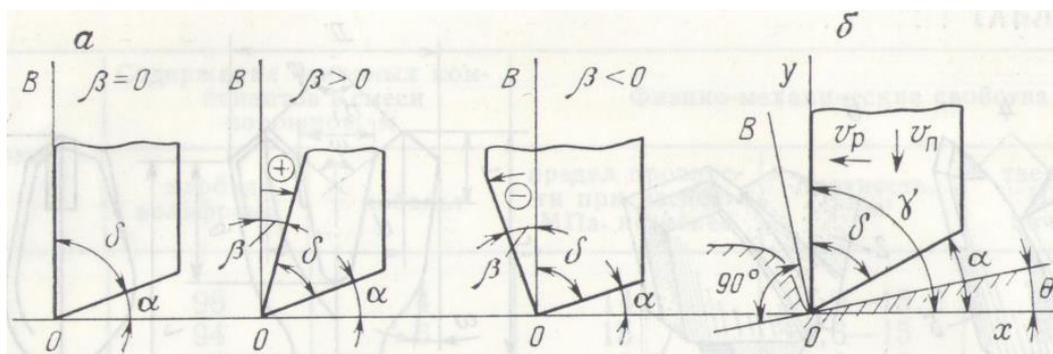
D -диаметр резца, d -диаметр рассечки, d_1 -диаметр раствора, b -глубина раствора, l -длина армировки, l_r -длина головки резца, l_x -длина хвостовика, L -длина резца, ω -угол конусности, φ -угол при вершине резца, ψ -угол рассечки

Конструктивные углы определяют форму рабочей части инструмента.

Угол заострения δ (рисунок 3.10) – угол между передней и задней гранями резца. Для горных свёрл это угол обычно равен 65-90°.

Рисунок 3.9 – Основные размеры резцов

Плоскость резания – плоскость, проходящая через рабочее лезвие резца. Задний угол α – угол между плоскостью резания и касательной к задней поверхности резца. Величина угла обычно принимается равной 5-20° [29].



а-конструктивные углы, б-рабочие углы

Рисунок 3.10 – Геометрические параметры резания

Угол резания γ – угол между передней гранью и плоскостью резания. При величине угла $\gamma = 50-70^\circ$ обеспечивается минимальная энергоёмкость для бурения шпуров в слабых породах. Для бурения в крепких породах применяют резцы с углами резания 70-115°.

Передний угол β – угол между передней поверхностью инструмента и плоскостью, перпендикулярной к плоскости резания и проведённой через главную режущую кромку.

Передние углы бывают положительными, отрицательными и нулевыми. Положительные углы применяют в резцах, предназначенных для бурения в слабых породах. Для бурения в крепких породах применяют резцы с отрицательными передними углами [29].

Рабочие углы отличаются от геометрических на угол θ .

$$\theta = \arctg \frac{v_n}{v_p},$$

где v_n – поступательная скорость перемещения резца;

v_p – скорость резания.

Хвостовики угольных резцов выполняют плоскими. Породные резцы имеют пустотелые хвостовики для бурения с промывкой или трубчатые с конусным соединением.

Породные резцы для вращательного бурения имеют довольно большое разнообразие конструктивных исполнений, наиболее популярные из которых представлены на рисунке 3.11 [29].

Резец РП-7 (рисунок 3.11, а) предназначен для бурения породы крепостью $f \leq 8$ колонковыми электросвёрлами. Резец закрепляется в витой буровой штанге с помощью клиновидного хвостовика и шплинта.

Породный резец РБ-42-2 (рисунок 3.11, б) позволяет бурить шпуры в породах крепостью $f=10$. Режущая часть резца армирована двумя чечевицеобразными вставками. Передние углы у резца равны 20° . При этом бурение осуществляется шестигранными штангами. Соединение резца со штангой конусное, с углом конусности 1:15. Начальный диаметр конуса 25 мм.



Породный резец БИ-741В (рисунок 3.11, в) позволяет бурить шпуры с промывкой колонковыми электросвёрлами в породах крепостью $f < 8$, осевое усилие при этом 10000-15000 Н. Режущая часть резца имеет отрицательный передний угол, равный 15° . При использовании таких резцов применяются шестигранные штанги. Соединение конусное, с углом конусности 5° .

Начальный диаметр конуса 22 мм [29].

Для бурения шпуров в крепких породах изготавливаются резцы РП-42, угол заострения которых составляет 60° , передний отрицательный угол $10-20^\circ$. Такие резцы работают при осевом усилии до 20 кН.

На рисунке 3.11, г представлен резец РП-43, который способствует повышению механической скорости бурения в 1,5-2 раза, при этом расход резцов снижается в 2-2,5 раза [1].

Буровые штанги делятся на три типа: витые, шестигранные и круглые. Для изготовления витых штанг используют прокат из стали У7 ромбического сечения. Размеры диагоналей ромба 18x16 мм, шаг спирали 60-80 мм. При бурении с промывкой применяют витые штанги с центральным осевым каналом.

Работы по совершенствованию буровых резцов ведутся в двух направлениях: повышение качества применяемых материалов и отыскание рациональных геометрических параметров режущих кромок – лезвий. Учитывая при этом, что материалы резцов должны обеспечивать достаточные прочность и износостойкость, а геометрические параметры – допускать высокие скорости бурения.

Выбор типа резцов рекомендовано производить по данным таблицы 3.1.

Таблица 3.1 – Рекомендации по выбору типа резцов

| Резец | Машины или механизмы для бурения шпуров | Область применения |
|---------------------|--|--|
| РМС-43 | Ручные и колонковые свёрла | Калийные соли и мягкие породы с $f=1\div3$ |
| РУ-4М; РУ-6; БИ-525 | Ручные свёрла | Уголь любой крепости и породы с $f=1,5\div3$ |
| РУ-13М | Ручные и колонковые свёрла | Уголь любой крепости и породы с $f=2\div6$ |
| РП-7; БИ-741В | Колонковые свёрла и буровые каретки | Породы с $f=4\div8$ |
| РБ-42-2 | Колонковые электросвёрла и буровые каретки | Породы с $f=8\div12$ |

Бурение шпуров вращательным способом может осуществляться шнековым инструментом, при этом происходит естественная очистка шлама. При шнековом бурении используют долота со сплошными лезвиями и съёмными резцами рисунок 3.12.

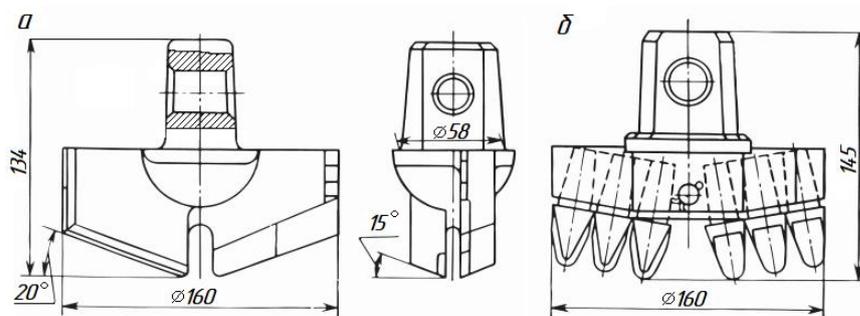


Рисунок 3.12 – Долота со сплошными лезвиями и съёмными резцами

Долота со сплошной режущей кромкой применяют при бурении пород вскрыши и по углям. Они имеют большую длину режущей кромки, что обуславливает малую величину осевого усилия, приходящегося на 1 см длины лезвия, высокую трудоёмкость армировки и значительный расход твёрдого сплава. Корпус долота СВБ-23-03М2 (рисунок 3.12, а) отливается из стали 35Л, а режущие и боковые грани долота армируют пластинками из твёрдого сплава ВК8.

С целью уменьшения энергоёмкости процесса разрушения породы целесообразно создавать разрыв сплошности забоя. В этом отношении весьма показательны долота со съёмными резцами (рисунок 3.12, б). Каждое долото армируют шестью резцами.

Шнековые штанги буровых станков передают крутящий момент на резец, осевое усилие на забой и выдают из скважины буровую мелочь. Штанга, представленная на рисунке 3.13 представляет собой металлическую трубу, на которую по винтовой линии наварены металлические полосы.

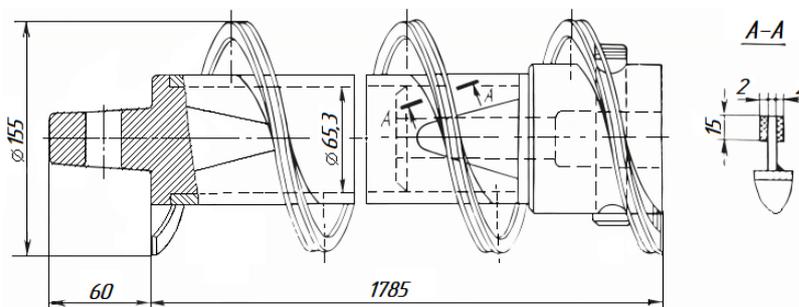


Рисунок 3.13 – Конструкция шнековой штанги

Шаг спирали шнека выбирают в зависимости от частоты вращения штанг. Для мягких и влажных пород шаг спирали $l=(0,5-0,7)D$, где D – диаметр шнека. Для сухих и крепких пород $l=(0,86-1)D$.

Буровой инструмент при работе подвергается большим знакопеременным нагрузкам, в связи с этим его изготавливают из легированных сталей. Породоразрушающие элементы (лезвия) армируют твёрдыми сплавами или алмазами. Для пород крепостью $f < 8$ применяют армирование вольфрамо-кобальтовыми сплавами марки: ВК4В, ВК6, ВК6В. Для более крепких пород $f < 18$ применяют марки сплавов: ВК8ВК, ВК8В, ВК10КС, ВК11В и др.

3.1.2. Режимы вращательного бурения

Известно, что благодаря правильной настройке на рациональные режимы работы бурильных машин при бурении мягких и средних пород с коэффициентом крепости до $f = 9$, можно существенно повысить производительность процесса бурения.

Процесс бурения – существенно статистический процесс, который вполне можно оценить эмпирическими взаимосвязями и коэффициентами, определяемыми практическим способом.

Ниже представлены основные формулы и коэффициенты для расчёта рациональных параметров вращательного бурения.

Основной параметр процесса бурения, с которого начинается расчёт режимов работы — это скорость бурения. В соответствии со спецификой процесса скорость бурения определяется весьма простой формулой:

$$v = n \cdot h,$$

где n – число оборотов бурового инструмента;

h – удельная подача бурового инструмента.

Т.е. увеличение скорости v возможно в результате увеличения удельной подачи h или частоты вращения n бурового инструмента или h и n одновременно. Однако физические явления, сопровождающие процесс

бурения, вносят ограничения как по удельной подаче, так и по частоте вращения инструмента. Помимо этого, параметры h и n – величины взаимозависимые, т.е. изменение n вызывает закономерное изменение h [2, 40].

Удельная подача бурового инструмента h можно определить следующей зависимостью:

$$h = k(P - P_o),$$

где P – осевое усилие,

P_{max} при бурении шпуров варьируется в диапазоне 1500÷2000 кгс, в зависимости от крепости буримой породы и конструктивных особенностей бурового инструмента.

P_o – минимальное осевое усилие, необходимое для объёмного разрушения горных пород

$$P_o \geq 35f,$$

f – коэффициент крепости определённой породы.

Рациональная частота вращения бурового инструмента n_p определяется следующей зависимостью:

$$n_p = \frac{2200}{f},$$

с учётом, что $f = 2 \div 4$,

$$n_p = 700 - 50 \cdot f$$

с учётом, что $f > 4$.

Общий коэффициент эффективности бурения вращательным способом, мм/кгс·об. определяется по зависимости:

$$k = k_{II} k_{\Gamma} k_B k_{II},$$

где k_{II} – коэффициент эффективности бурения, оценивающий крепость горных пород мм/кгс·об.:

$$k_{II} = (9 - 0,5 \cdot f) \cdot 10^{-3},$$

k_r – коэффициент, оценивающий геометрические параметры бурового инструмента:

$$k_r = 1,35 \div 0,75 ,$$

k_H – коэффициент, учитывающий степень износа лезвий инструмента:

$$k_H = 1,0 + 0,03(5 - F_T) ,$$

k_B – коэффициент, определяющий динамические особенности процесса:

$$k_B = k_n k_{жс} k_{ПМ} ,$$

где k_n – коэффициент, оценивающий степень соответствия действительной частоты вращения инструмента её рациональному значению (для пород с $f = 2 \div 10$). Коэффициент находится по следующей зависимости:

$$k_n = 1,3 - 0,3 \frac{n}{n_p} ;$$

$k_{жс}$ – коэффициент, учитывающий крутильную жёсткость буровых штанг (при $L=2$ м, $d=32$ мм):

$$k_{жс} = 1 ;$$

$k_{ПМ}$ – коэффициент, учитывающий инерционность винтового механизма подачи (при винте с $d=30$ мм и $l=2$ м):

$$k_{ПМ} = 1 .$$

Объёмная работа разрушения, кгс·м/см³ определяется как:

$$A_{об} = 2,8 f .$$

Осреднённая мощность приводов бурильной машины без учёта её к.п.д., кВт:

$$N = 0,0022 \cdot n_p f .$$

Рекомендуемые рациональные параметры работы бурильных машин при вращательном бурении приведены в табл.3.2 [2, 40].

Таблица 3.2 – Основные параметры вращательного бурения

| Наименование параметров | Величины параметров при коэффициенте крепости f | | | | | | | |
|-------------------------|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| | 2-3 | 3-4 | 4-5 | 5-6 | 6-7 | 7-8 | 8-9 | 9-10 |
| | | | | | | | | |

| | | | | | | | | |
|---|---------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|---------|---------|
| Частота вращения n, об/мин | 800-700 | 550-500 | 500-450 | 450-400 | 400-350 | 350-300 | 300-250 | 250-200 |
| Крутящие моменты $M_{кр}$, кгс·м | 15-20 | 15-20 | 15-20 | 20-25 | 20-25 | 25-30 | 25-30 | 25-30 |
| Удельная подача h, мм/об | 4,5-4,0 | 4,0 | 4,0-3,5 | 4,0-3,5 | 4,0-3,5 | 3,5-3,0 | 3,5-3,0 | 3,0-2,5 |
| Осевые усилия P, кгс | 500-600 | 800-1000 | 1000-1200 | 1000-1200 | 1200-1400 | 1300-1500 | ≤1500 | ≤1500 |
| Мощность привода двигателя N, кВт | 7-9 | 7-9 | 7-9 | 7-10 | 7-10 | 7-10 | 7-9 | 7-9 |
| Скорость бурения v, м/мин | ≤3,5 | ≤2,5 | ≤2,0 | ≤1,6 | ≤1,4 | ≤1,2 | ≤1,0 | ≤0,8 |

3.1.3. Станки для вращательного бурения

На сегодняшний день существует довольно большое разнообразие буровых машин для вращательного вида бурения шпуров. Они подразделяются по виду потребляемой энергии (гидравлические, пневматические, электрические и комбинированные), по типу размера (лёгкие и тяжёлые), по типу шасси или области применения (на рельсовом, гусеничном, колёсном ходу), а также по количеству манипуляторов и др. Каждая бурильная машина вращательного действия, не зависимо от выше перечисленных различий представляет собой совокупность двух механизмов – механизм вращения бурового инструмента (вращатель) и механизм подачи инструмента (податчик). В связи с существенной неоднородностью механических свойств и частотой перемежаемостью буримых горных пород потенциальные возможности бурильных машин определяются степенью эластичности (нежёсткости) используемых приводов.

Степень жёсткости привода принято оценивать коэффициентом ε , представляющим собой отношение dM/dn или dP/dv , где M или P – крутящий момент и осевое усилие соответственно, являющиеся нагружающими

ведомое звено; n или v – частота вращения или скорость поступательного перемещения ведомого звена соответственно.

Бурильную машину вращательного действия можно охарактеризовать коэффициентами жёсткости механизма вращения ε_v и механизма подачи ε_n . Жёсткость этих механизмов удобно представить графически в виде нагрузочных характеристик $n(M)$ и $v(P)$ или $h(M, P)$. Степень сложности машины и способа управления ею определяют по виду нагрузочных характеристик приводов.

В качестве примера машин, относящихся к станкам вращательного бурения, можно представить буровой станок КБ-76, разработанный институтом машиноведения, общий вид которого представлена на рисунке 3.14.



Рисунок 3.14 – Общий вид бурового станка КБ-76

Конструкция бурового комплекса КБ-76 защищена авторским свидетельством № 270845 и предназначена для бурения высокоточных прямолинейных скважин глубиной до 200 метров по горным породам различной крепости и абразивности. Используемая в комплексе новая технология бурения позволяет с одинаковым успехом осуществлять проходку высокоточных скважин как в скальных породах, так и осложненных условиях при бурении в рыхлых и неустойчивых грунтах, а также по перемежающимся породам. Бурение осуществляется вращательным способом кольцевым инструментом двойной раздельноприводной колонной буровых труб с непрерывным выносом керна и шлама обратным потоком

очистного агента (воздух, вода). Важным преимуществом предлагаемого способа является практическая непрерывность процесса бурения, высокая производительность, возможность обеспечения транспортировки керна и шлама по замкнутой системе циркуляции (при использовании промывки), что при высоком показателе выхода керна (до 100 %), существенно уменьшает расход воды и улучшает условия работы.

В состав бурового комплекса, представленного на рисунке 3.14, входят: буровой станок 1 с комплектом бурового става 2 и инструмента 3, маслостанция 4, пульт управления 5, керноприемный бункер с системой пылеулавливания и компрессор (на рисунке не показан). При бурении с водяной промывкой комплекс дополнительно оснащается буровым насосом.

Кинематическая схема бурового станка представлена на рисунке 3.15.

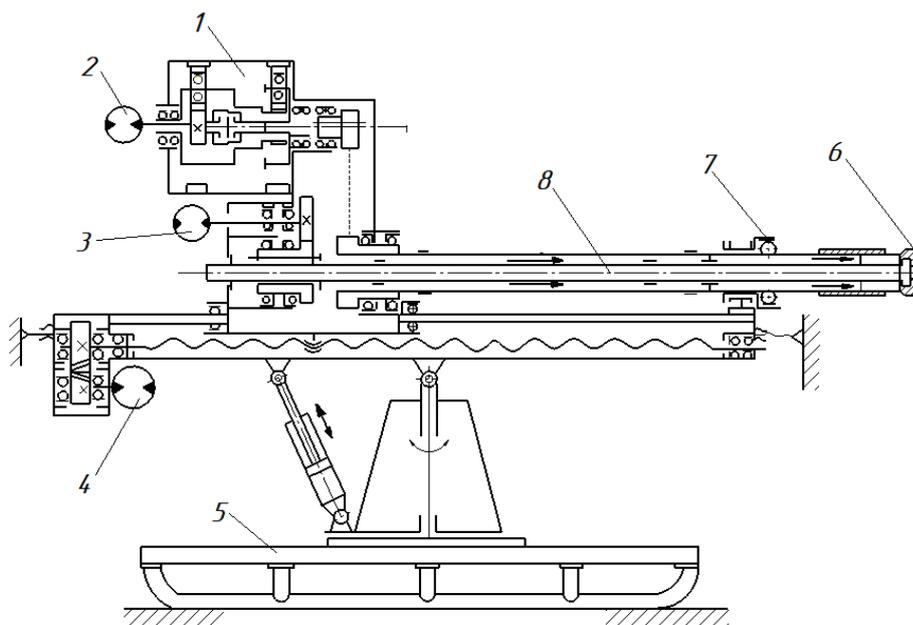


Рисунок 3.15 – Кинематическая схема бурового станка КБ-76

Буровой станок КБ-76, технические характеристики которого представлены в таблице 3.3 состоит из двухприводного бурильного механизма 1 с приводами 2 и 3, винтового подающего механизма на раме станка 5 с приводом 4, двойного бурового става 8, люнета 7 с вращающимися опорами качения, головного снаряда с коронкой 6 и установочного приспособления.

Таблица 3.3 – Техническая характеристика бурового комплекса КБ-76

| Наименование показателей | КБ -76 |
|---|------------------------|
| Рекомендуемая глубина бурения, м | 200 |
| Диаметр бурового инструмента, мм | 76 |
| Диаметр керна, мм | 32 |
| Направление бурения | любое |
| Отклонение оси скважины от заданного направления (при L=100 м), не более: (м) | 2 |
| Установленная приводная мощность, кВт | 30 |
| Привод станка | гидравлический |
| Давление в гидросистеме, МПа (кг/см ²) | 20 (200) |
| Управление станком | дистанционное с пульта |
| Усилие подачи, кН | 50 |
| Ход подачи, мм | 1500 |
| Скорость подачи: рабочая м/мин | 0...2 (0...4) |
| маневровая | 0...3 (0...6) |
| Частота вращения: бурового става об/мин: | 30...350 (700) |
| обсадной колонны | 6...8 |
| Крутящий момент при номинальном давлении: | |
| главного вращателя Н·м (кгс·м) | 684 (68,4) |
| вращателя обсадной колонны | 5200 (520) |
| Диаметр обсадной колонны, мм | 70 |
| Диаметр бурового става, мм | 45 |
| Длина секции става, мм | 1200 |
| Число обслуживающего персонала, чел. | 2 |
| Масса узлов: кг | |
| бурового станка | 700 |
| маслостанции (без масла) | 800 |
| пульта управления | 30 |
| секции става: стального | 15,5 |
| легкосплавного | 9 |
| Габаритные размеры: станка, мм | 2500 x550 x1100 |
| маслостанции | 1500 x1000 x1100 |
| пульта управления | 950 x320 x825 |

Установочное приспособление позволяет с одной точки осуществлять бурение горизонтального или конусного веера скважин (восходящих или нисходящих), в зависимости от угла наклона бурильной машины. При бурении вертикальных и крутонаклонных скважин, применяется установочное приспособление с горизонтальной компоновкой поворотной стойки. Раскрепление рамы предусматривается с помощью 4-х винтовых домкратов, закрепленных по обе стороны рамы. При необходимости вместо

них можно использовать и гидроцилиндры, что существенно снижает затраты времени на подготовительные операции. Для управления работой станка применены пропорциональные распределители типа PVG - 32, фирмы Данфосс, позволяющие плавно регулировать подачу рабочей жидкости на приводы исполнительных механизмов станка независимо от нагрузки.

3.2. Закономерности вращательно-ударного способа бурения шпуров

Эффективность бурения шпуров вращательным способом значительно увеличивается при нанесении по буровому инструменту продольных ударов с определённой частотой и энергией удара. Нанесение ударов придаёт буровому инструменту дополнительную энергию для разрушения породы, ударным способом. При совмещении вращательного и ударного бурения образуется вращательно-ударный способ бурения, применяемый для разрушения крепких пород. Исследования и испытания такого способа бурения начинали проводить ещё в конце XIX века, но по причине несовершенства ударных механизмов этот способ сразу не нашёл практического применения. В то же время, благодаря глубоким исследованиям режимов бурения, процессов разрушения горных пород удалось объективно оценить преимущества бурения вращательно-ударным способом перед другими способами. Так по результатам исследований было установлено, что в породах средней крепости при использовании рациональных режимов бурения вращательно-ударным способом можно добиться увеличения скоростей бурения шпуров в 2 – 3 раза при уменьшении энергоёмкости в 2 раза [2]. В связи с этим перед учёными исследователями была поставлена задача по усовершенствованию ударных механизмов, способных обеспечить практическое применение вращательно-ударного способа бурения. На тот момент наработанная научно-исследовательская

база знаний явилась основой для создания отечественных буровых установок вращательно-ударного действия.

Схема приложения нагрузок к буровой штанге при вращательно-ударном способе бурения представлена на рисунке 3.16.

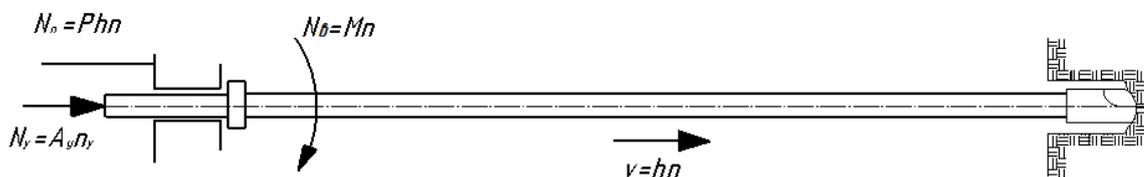


Рисунок 3.16 – Схема сил, действующих на буровой инструмент при вращательно-ударном способе бурения

Одной из главных особенностей бурения вращательно-ударным способом является постоянное прижатие бурового инструмента к забою таким усилием P , которое достаточно для разрушения горной породы вращательным способом. Такое минимальное усилие для бурения шпуров диаметром 40-45 мм. определяется по формуле:

$$P_o \geq 7 f F_y d$$

где f – коэффициент крепости горной породы;

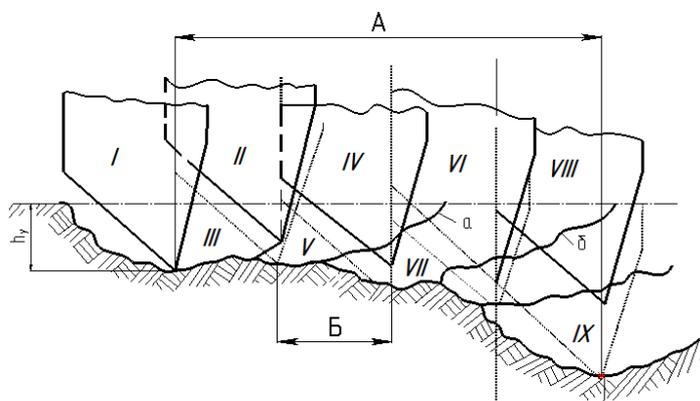
d – диаметр инструмента;

F_y – минимальная удельная площадка притупления, приходящая на 1 см. длины лезвия ($F_y = 1,2 \text{ мм}^2/\text{см}$).

Суммарная мощность, затрачиваемая на вращательно-ударное бурение, складывается из трёх видов мощностей: ударной мощности N_y , мощности вращения N_e и мощности, затрачиваемой на подачу инструмента N_n .

Описание механизма разрушения при бурении вращательно-ударным способом, выполнялись такими исследователями как Е.Ф. Эпштейн, Ф. Патцольд, Е. Инетт, Е. Пфлейдер, О.Д. Алимов, А.И. Мелекесцев и др. При этом у каждого из исследователей существует своя теория механизма разрушения породы с применением ударной силы [2, 6].

Обобщая различные представления о процессе разрушения забоя инструментом при бурении вращательно-ударным способом, можно



а – поворот между ударами; б – поворот между внедрениями на величину h_1 под действием осевого усилия P

Рисунок 3.17 – Процесс разрушения горной породы при вращательно-ударном бурении

представить этот процесс следующим образом. Под действием ударной нагрузки лезвия коронки практически мгновенно заглубляются на величину h_y (рисунок 3.17). В связи с инерционностью механизма подачи бурильной машины осевое прижатие инструмента к забою уменьшится и лезвие инструмента отойдёт от уровня первоначального

заглубления. За время этого отхода лезвие одновременно переместится из положения *I* в положение *II*. К этому времени осевое усилие возрастёт до максимального значения [2, 6].

В положении *II* лезвие, имея перед собой слой горной породы, который необходимо срезать, замедлит своё движение, а в частном случае остановится. Пока система двигатель – штанга – коронка будет упруго деформироваться, накапливая необходимый для скола породы крутящий момент, лезвие коронки под действием осевого усилия внедрится в забой (положение *III*) на величину h_1 , меньшую h_y [2, 6]. После этого под действием крутящего момента произойдёт скол горной породы по линии «а» под углом скола ω . Лезвие коронки, сминая частицы горной породы, в результате упругих деформаций штанги переместится в положение *IV*. Вновь может произойти внедрение на величину h_1 (положение *V*), скол по линии «б» и перемещение лезвия в положение *VI*. Этот процесс может происходить

многократно (положения VII, VIII), до следующего внедрения коронки от удара на величину h_y (положение XI). Далее процесс повторяется.

Для описанного процесса общее внедрение за один оборот:

$$H = h_y k_o \delta + h_1 b$$

где: k_o – коэффициент, учитывающий отскок лезвий после ударного внедрения;

δ – число ударов за один оборот;

b – число внедрений под действием осевого усилия P .

Процесс разрушения может видоизменяться в зависимости от величин осевого усилия, угла поворота между ударами и энергией единичного удара. Возможно внедрение или только после удара, или только от осевого усилия, или то и другое. При углах поворота между ударами ω , меньших некоторых критических углов $\omega_{кр}$ и значительных осевых усилиях, может произойти заклинивание инструмента в шпуре (аварийный режим). Поэтому отыскание и обеспечение рациональных сочетаний параметров процесса бурения – важная задача перед научными исследователями.

В основу поиска закономерностей процесса бурения вращательно-ударным способом может быть положено обобщение уже известных многочисленных исследований. Их обработка позволила получить данные об удельных подачах h инструмента при бурении различных горных пород (с коэффициентами крепости $f = 4 \div 21$) в зависимости от осевого усилия, частоты вращения штанг, геометрических параметров лезвий и других факторов.

Проанализируем влияние осевого усилия P на удельную подачу h инструмента по зависимостям, приведённым на рисунках 3.18. и 3.19 [2, 6].

Как видим, изменение $h(P)$ имеет характер, близкий к линейному.

Увеличение энергии и частоты ударов всегда приводит к возрастанию удельной подачи h . При осевом усилии $P = 1000$ кгс изменение энергии удара A_y с 1,2 до 3,0 кгс·м (рисунок 3.18 д)) даёт прирост удельной подачи h с 9 до 11 мм/об, т.е. на 22%.

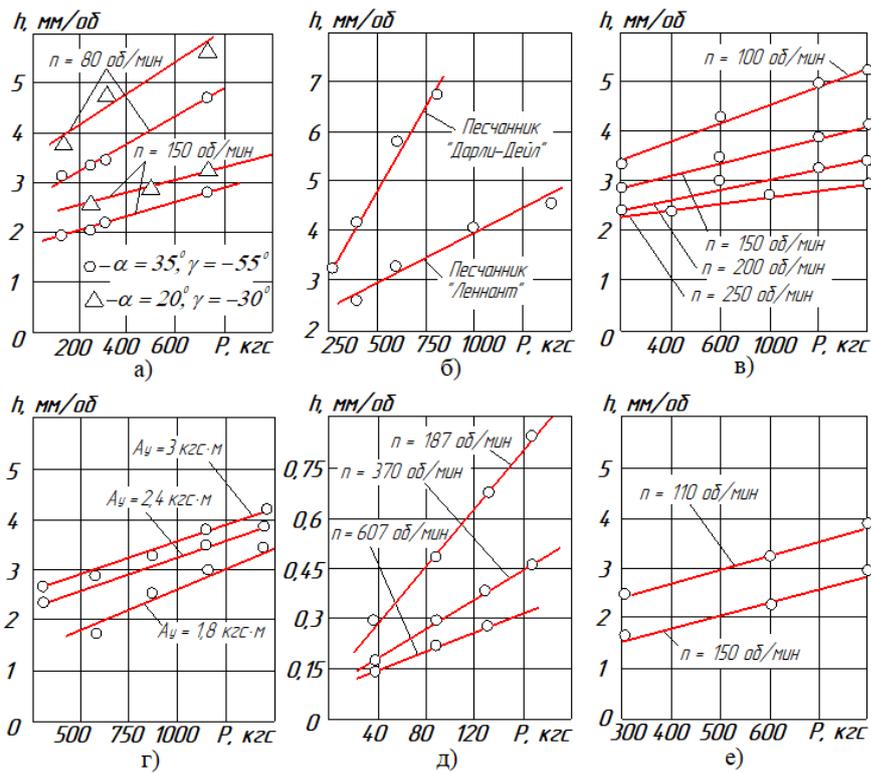


Рисунок 3.18 – Зависимости влияния осевого усилия P на удельную подачу h

Увеличение энергии удара A_y с 3,5 до 5,0 кгс·м (рисунок 3.18 б)) при одновременном повышении частоты ударов с 1850 до 3100 в минуту (ударная мощность возрастает в 2,3 раза) приводит к увеличению углубления за один оборот в 2 – 3 раза [2, 6]. При бурении вязких пород типа известняков влияние энергии удара на эффект разрушения менее существенно, чем в хрупких породах. В этом случае (рисунок 3.19 г)) разрушение в большей степени определяется величиной осевого усилия.

Значение h существенно зависит также от изменения угла заострения лезвий коронки. Так, уменьшение переднего отрицательного угла γ с -55° до -25° (рисунок 3.18 а)) приводит к увеличению удельной подачи h на 25%.

Также на удельную подачу h влияет и частота вращения n инструмента. В процессе бурения песчаника с $f = 5 \div 6$ при уменьшении частоты вращения n штанги с 300 до 100 об/мин было отмечено увеличение углубления за оборот вдвое (рисунок 3.18 в)). При этом характерно, что для меньшей частоты вращения инструмента интенсивность возрастания h в зависимости от P повышается [2, 6].

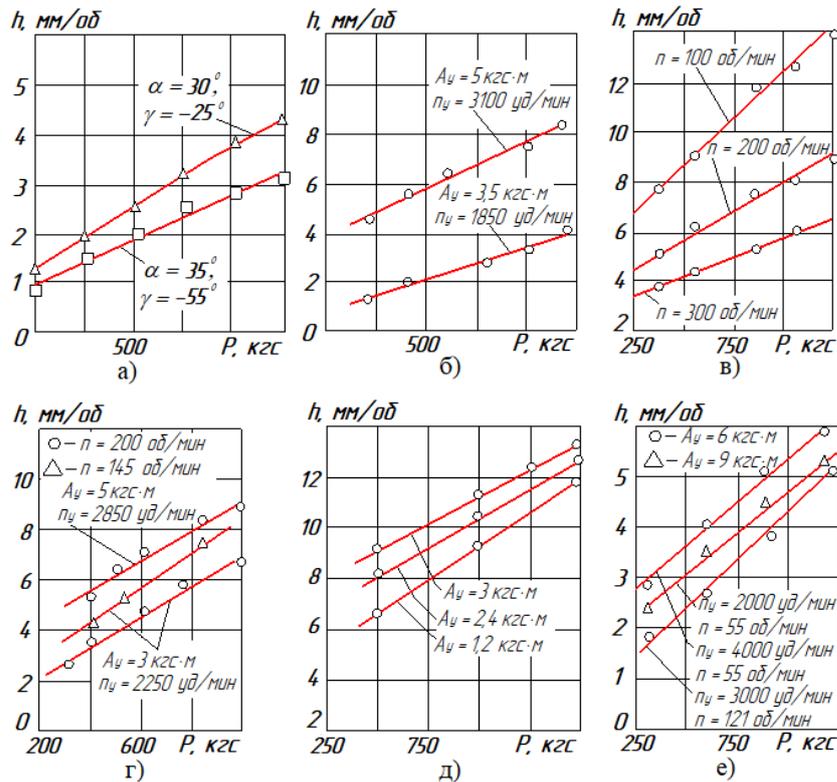


Рисунок 3.19 – Зависимости влияния осевого усилия P на удельную подачу h

Это обстоятельство можно объяснить изменением угла поворота между ударами (от 36° при 300 об/мин до 12° при 100 об/мин), а также влиянием ограниченной крутильной жёсткости штанги. Вторая из отмеченных причин может быть более существенной, так как для пород такой крепости рациональный угол поворота между ударами, равный 28° , уже ближе к граничному значению 36° . Следовательно, (рисунок 3.18 г)) при $A_y = 3$ кгс·м и $n_y = 2250$ уд/мин увеличение частоты вращения на 50 об/мин даёт уменьшение углубления за оборот, примерно равное увеличению углубления при повышении ударной мощности более чем вдвое. Зависимости (рисунок 3.18 е)) показывают, что при одинаковой мощности ($A_y = 9$ кгс·м; $n_y = 2000$ уд/мин и $A_y = 6$ кгс·м; $n_y = 3000$ уд/мин) удельное углубление инструмента выше в случае меньшей частоты вращения инструмента. Отчётливо видно влияние частоты вращения n на удельную подачу h инструмента при рассмотрении зависимостей на рисунок 3.18 а). Увеличение частоты вращения n вдвое приводит к такому же уменьшению удельной подачи h .

Анализируя выше сказанное, можно сделать вывод, что удельная подача инструмента при вращательно-ударном бурении в значительной степени зависит от частоты его вращения.

3.2.1. Режимы вращательно-ударного бурения

Режим вращательно-ударного бурения определяется следующими параметрами: осевым усилием P ; удельной подачей бурового инструмента h ; частотой вращения бурового инструмента n ; крутящим моментом $M_{кр}$; энергией единичного удара $A_{y\delta}$ и частотой ударов $n_{y\delta}$. Необходимо отметить, что наибольший эффект разрушения горной породы на забое достигается при рациональном соотношении вышеперечисленных параметров.

Одним из главных показателей эффективности бурения является скорость бурения v (мм/мин).

Скорость бурения вращательно-ударным способом, как и вращательным, определяется как произведение удельной подачи h на частоту вращения n инструмента.

$$v = n \cdot h$$

Условно можно считать, что удельная подача при бурении вращательно-ударным способом складывается из удельных подач, обусловленных, с одной стороны, только ударными нагрузками, а с другой стороны действующими осевыми усилиями и крутящим моментом. Увеличение параметров ударного воздействия и осевых усилий P приводит к росту удельных подач инструмента в соответствии с зависимостью [2]:

$$h = q_1 (h_1 + q_2 P)$$

где h_1 – начальное заглубление коронки при энергии удара A_y , числе δ ударов на оборот и объёмной работе разрушения $A_{об}$, а также площадью сечения шпура $S_{ш}$.

$$h_1 = \frac{A_y \delta}{A_{об} S_{ш}},$$

P – максимальное осевое усилие – $P_{max} = 1500 \div 2000$ кгс;

q_1 и q_2 – коэффициенты пропорциональности, учитывающие особенности данных конкретных условий бурения.

Первый коэффициент q_1 вычисляется следующей зависимостью:

$$q_1 = q_2 q_u q_\omega q_m,$$

где q_2 – коэффициент геометрических параметров инструмента,

$$q_2 = 1,30 - 0,012 \cdot \gamma,$$

при этом γ – передний угол заточки лезвия;

q_u – степень износа лезвий инструмента.

В процессе изнашивания лезвий, интенсивность которого в первую очередь определяется действующими осевыми усилиями, снижается удельная подача коронки. Фактически процесс бурения прекращается при появлении на лезвиях площадки притупления, равной 80 мм^2 и более. Среднестатистический объём бурения коронкой до полного её затупления характеризуют полученной длиной шпуров, выражаемой зависимостью вида

$$L_s = 26 - 1,5f.$$

По мере износа лезвий снижается скорость бурения, причём уменьшение удельной подачи происходит линейно в соответствии с изменением коэффициента q_u :

$$q_u = 1,1 - \frac{F_m}{80},$$

при этом F_m – площадь притупления лезвия,

технически острой при этом считается коронка, где $F_T \leq 8 \text{ мм}^2$;

q_ω – коэффициент, учитывающий угол поворота между ударами,

$$q_\omega = \frac{1,2n_y}{n_{yp}},$$

при этом n_y – действительная частота ударов,

n_{yp} – рациональная частота ударов.

Зависимость рациональной частоты ударов от энергии удара и коэффициента f :

$$n_{yp} = 2000 + \frac{3000f}{A_y^2};$$

q_m – коэффициент, оценивающий число лезвий инструмента:

$$q_m = 1,16 - 0,08m$$

где m – количество лезвий инструмента.

Следует отметить, что с увеличением числа лезвий инструмента, при тех же энергетических параметрах процесса стабильно уменьшается удельная подача, поэтому увеличение производительности бурения при этом можно ожидать при увеличении подводимой к забою мощности как в виде ударных импульсов с повышенными амплитудами, так и в виде больших осевых усилий и скоростей подачи.

Второй коэффициент пропорциональности q_2 можно вычислить следующей зависимостью:

$$q_2 = q_{II} \cdot q_n,$$

где q_{II} – коэффициент, учитывающий свойства горных пород.

Коэффициент эффективности бурения вращательно-ударным способом $q_{II} \cdot 10^{-3}$ определяется как:

$$q_{II} = (9 - 0,42f) \cdot 10^{-3},$$

где f – коэффициент крепости определённой породы.

Данная зависимость даёт предварительную количественную оценку целесообразности бурения определённой породы вращательно-ударным способом.

Наиболее существенное влияние на удельную подачу оказывают физико-механические свойства горных пород, оцениваемые через коэффициент эффективности q_n бурения вращательно-ударным способом.

q_n – коэффициент, учитывающий влияние на удельную подачу h частоты вращения n инструмента вычисляется следующей зависимостью:

$$q_n = 1,5 - \frac{n}{400},$$

где n – частота вращения инструмента.

В качестве рациональных частот вращения бурового инструмента при бурении пород с крепостью $f = 6 \div 20$, принято считать диапазон скоростей $n = 300 \div 100$ об/мин.

Осреднённый крутящий момент на буровом инструменте кгс·м находится следующим выражением:

$$M_{кр} = 50 - 2,5f.$$

Объёмная работа $A_{об}$ (кгс·м/см³) разрушения при рациональных значениях параметров бурения:

$$A_{об} = 5(f - 6)$$

Весьма важное значение для обеспечения рациональности процесса разрушения при бурении вращательно-ударным способом имеет правильный выбор угла поворота лезвий между ударами. Исходя из обработки многих рекомендаций полученных многолетним практическим опытом получены диапазоны чисел ударов на один оборот бура $\delta_p = 10 \div 50$ уд/об. и углов поворота лезвий между ударами $\omega_p = 36 \div 7^\circ$ соответственно с диапазоном крепости пород $f = 4 \div 20$ [2].

Следует отметить, что данные значения углов поворота применяются для коронок с двумя перьями.

На основании результатов проведённых исследований рекомендованы некоторые рациональные зоны значений основных параметров, определяющих процесс бурения вращательно-ударным способом (таблица 3.4) [2].

Таблица 3.4 – Основные параметры вращательно-ударного бурения

| Наименование параметров | Величины параметров при коэффициенте крепости f | | | | | |
|-------------------------|---|------|-------|-------|-------|-------|
| | 6-8 | 9-10 | 11-12 | 13-14 | 15-16 | 17-18 |
| | | | | | | |

| | | | | | | |
|---|---------|---------|---------|---------|-----------|--------|
| Частота вращения n_p , об/мин | 300 | 250 | 200 | 200 | 150 | 100 |
| Крутящий момент $M_{кр}$, кгс·м | 30-35 | 25-30 | 25-30 | 20-25 | 15-20 | 15 |
| Энергия еденичных ударов A_y , кгс·м | 4-5 | 4-5 | 5-6 | 6-8 | 8-10 | 10-12 |
| Число ударов на один оборот δ_p , уд/об. | 15-20 | 20-25 | 25-30 | 30-35 | 40-45 | до 50 |
| Осевое усилие P , кгс | до 2000 | до 2000 | до 2000 | до 1000 | 500- 1000 | до 500 |
| Мощность бурения N , кВт | 8-10 | 8-10 | 8-10 | 8-10 | 8-10 | 8-10 |
| Скорость бурения v , м/мин | до 1,5 | до 1,2 | до 1,0 | до 1,0 | до 0,8 | до 0,5 |

Параметры, представленные в таблице 3.4 были получены советскими исследователями опираясь на многолетний практический опыт буровиков и могут явиться исходными данными при проектировании и выборе бурильных машин [2].

3.2.2 Инструмент для вращательно-ударного бурения

В связи с особыми условиями работы буровых коронок при бурении вращательно-ударным способом, сопровождающейся значительными ударными нагрузками на лезвия инструмента, последние, как правило выполняются более прочными, (чем для бурения вращательным способом), главным образом увеличивая углы заточки. Причиной этому является тот факт, что при применении больших углов заточки уменьшается их возможность по проникновению в горную породу.

К буровому инструменту относятся коронки, штанги, соединительные муфты, хвостовики. На подземных рудниках используется более 30 типоразмеров коронок, 15 типоразмеров буровых штанг, 3 типоразмера соединительных муфт и 10 типоразмеров хвостовиков.

На проходческих работах для бурения шпуров применяют коронки диаметром 40-46 мм с конусным или резьбовым соединением со штангами круглого или шестигранного сечения длиной 1600-4300 мм.

Буровые коронки отличаются формой породоразрушающей головки, видом, параметрами соединения со штангой, основными размерами и геометрией твердосплавных вставок.

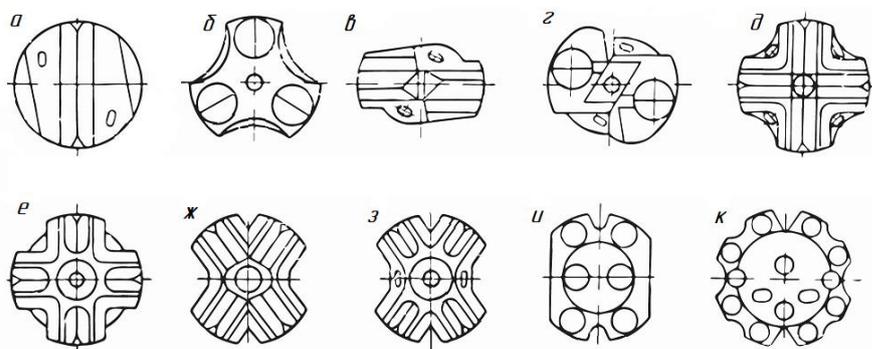
Современные твёрдые сплавы, применяемые в горном деле для армирования буровых коронок диаметром 40-46 мм, гарантируют надёжную работу машин для бурения вращательно-ударным способом при использовании осевых усилий до 1500 – 2000 кгс.

По принципу поражения забоя коронки подразделяют на лезвийные и штыревые.

На рисунке 3.20 показаны типы отечественных буровых коронок. Из лезвийных коронок наиболее широко применяют долотчатые, двухлезвийные, трех- и четырехперые. Четырехперые коронки подразделяют на крестовые и Х-образные. |

В крестовых коронках угол между, породоразрушающими лезвиями составляет 90°, а Х-образных -80 и 100 или 70 и 110°.

Для бурения шпуров и скважин диаметром до 64 мм применяют крестовые коронки, при большем диаметре -Х-образные.



а – долотчатая типа БКПМ; б- трехперая типа КТШ; в – двухлезвийная типа БУ – 1100; г – двухлезвийная типа КУВШ; д- крестовая с паяным центральным вкладышем ; е – крестовая с цельным центром; ж – Х- образная с паяным центральным вкладышем; з- Х-образная с цельным центром; и- штыревая диаметром до 45 мм; к- штыревая диаметром свыше 45мм

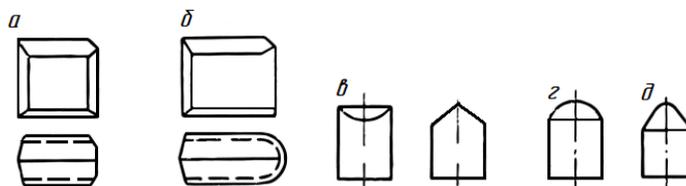
Рисунок 3.20 – Буровые коронки

Наибольшее распространение получили коронки с цилиндрической формой наружной поверхности юбки, как способствующей лучшему удалению бурового шлама.

Лезвийные коронки армируют призматическими или цилиндрическими твердосплавными вставками (рисунок 3.21) с клиновидной формой породоразрушающего лезвия и углом при вершине 110° .

Призматические твердосплавные вставки (пластины) имеют в плане либо плоский боковой торец (рисунок 3.21, а), либо скругленный с радиусом, равным половине его толщины (рисунок 3.21, б) [40].

Штыревые коронки (рисунок 3.20, и, к) армируют цилиндрическими твердосплавными вставками с полусферической (рисунок 3.21, г) или конической (рисунок 3.21, д) вершиной. Коронки типа КТШ армируют цилиндрическими вставками с клиновой формой породоразрушающего лезвия (рисунок 3.21, в) [40].



а - с плоским боковым торцом; б - с радиусным боковым торцом; в – цилиндрическая с клиновым лезвием; г – цилиндрическая с полусферической вершиной; д – цилиндрическая с конической вершиной

Рисунок 3.21 – Формы твердосплавных пластин для армирования буровых коронок

Заводы-изготовители выпускают буровые коронки с боковыми и центральными промывочными отверстиями или только с боковыми. Коронки с боковыми промывочными отверстиями предназначены для бурения вязких пород, а с центральными и боковыми отверстиями - хрупких.

Более детально с техническими характеристиками буровых коронок можно ознакомиться в источнике [40].

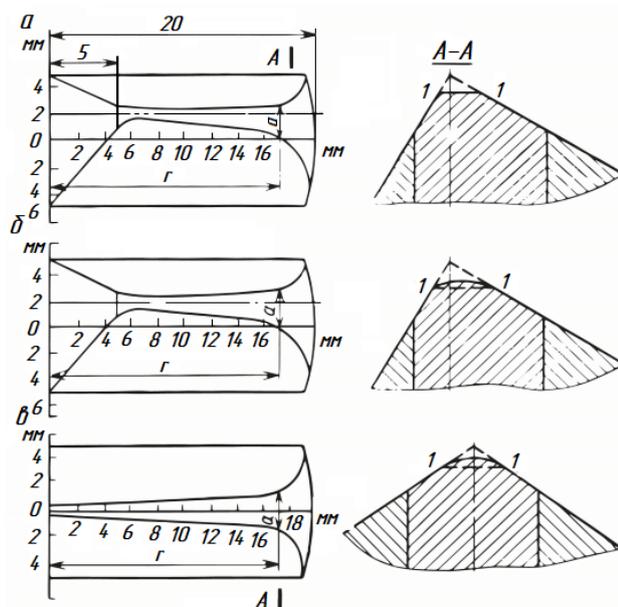
Буровые коронки для перфораторов, пневмоударников, пневматических и гидравлических буров машин вращательно-ударного действия армируют вольфрамо-кобальтовыми твердыми сплавами марки ВК с содержанием кобальта от 6 до 15%. При повышении содержания кобальта в сплаве и укрупнении зерен карбида вольфрама повышается ударная вязкость твердого сплава.

Часто для армирования буровых коронок применяют средне- и крупнозернистые твердые сплавы.

Режущие лезвия бурового инструмента при вращательно-ударном бурении работают при высоких статических и динамических нагрузках, как правило, в среде высокой абразивности. Стойкость и прочность бурового инструмента при вращательно-ударном бурении, как и при других механических способах бурения, являются факторами, ограничивающими область эффективного применения этого способа бурения, хотя силовые и энергетические параметры буровых машин могут обеспечить практически любые статические и динамические нагрузки.

Твёрдый сплав, разрушая горную породу в процессе бурения, изнашивается: на торце лезвия коронки образуется площадка затупления, величина которой определяет целесообразность продолжения работы, поскольку скорость бурения с увеличением площадки износа резко снижается. Для правильного выбора режима бурения буровой машины необходимо знать закономерности износа твёрдого сплава при разрушении горной породы и факторы, от которых он зависит.

Эффективность и характер износа режущих лезвий зависит от способа и режима бурения (рисунок 3.22). По мере удаления от оси лезвия к наружным граням величина износа возрастает, причём у рассечки на участке длиной 1-1,5 мм и особенно на концах лезвия величина износа резко возрастает. Это объясняется тем, что у рассечки и особенно по периферии коронки разрушаемые частицы породы связаны с массивом по двум плоскостям и требуют для отделения больших энергетических затрат, чем в любой другой точке забоя шпура [40].



а – при вращательном бурении; б – при вращательно-ударном бурении; в – при ударно-поворотном бурении

Рисунок 3.22 – Схема торцевого износа режущих лезвий буровой коронки

Увеличения ширины площадки износа «а» от центра коронки к периферии определяются возрастанием работы трения с удалением данной точки лезвия коронки от оси вращения.

Криволинейность торцевой поверхности износа (сечение *A–A* рисунок 3.22) увеличивается с изменением режима бурения от вращательного к ударно-поворотному, т.е. теоретически каждому сочетанию статических и ударных нагрузок соответствует свой профиль торцевого износа.

При вращательном способе бурения профиль торцевого износа плоский, радиус кривизны торцевой поверхности износа практически равен бесконечности. При ударно-поворотном способе бурения кривизна профиля торцевого износа максимальная, а радиус кривизны минимальный. При вращательно-ударном бурении профиль торцевого износа зависит от крепости и абразивности породы и соотношения величин статической и ударной нагрузок (профиль торцевого износа формируется как ударными, так и статическими нагрузками). Причём износ твёрдого сплава от ударных нагрузок должен опережать износ от статических нагрузок, действие которых на твёрдый сплав должно сводиться к выравниванию торцевой поверхности

износа за счёт истирания части твёрдого сплава, находящейся выше горизонтальной линии *1–1* (рисунок 3.22) [40].

Известно, что действие осевого и окружного усилий в системе вращательно-ударного бурения непрерывно, а действие ударной нагрузки – прерывистое. Отсюда следует, что действующие силы, которые определяют истирание режущих граней коронки при вращательно-ударном бурении, остаются теми же, что и при вращательном бурении (осевое и окружное усилия).

3.2.3 Станки для вращательно-ударного бурения

На шахтах горнорудной, угольной и строительной отраслей промышленности для проведения буровых работ различного назначения широко применяют самоходные пневматические и гидравлические буровые установки, механическая скорость и сменная производительность которых значительно выше ручных перфораторов на пневмоподдержке [40].

Одним из значительных достижений в области бурения крепких горных пород в подземных условиях является разработка и широкое промышленное внедрение на подземных рудниках именно гидравлических буровых машин вращательно-ударного действия.

В качестве примера на рисунке 3.23 представлена гидравлическая шахтная буровая установка L2 C фирмы Atlas Copco.



Рисунок 3.23 – Гидравлическая буровая установка Boomer L2 C

Буровая машина L2 C, технические характеристики которой представлены в таблице 3.5 предназначена для обуривания забоев при проходке горизонтальных горных выработок сечением 10-104 м² в породах с коэффициентом крепости $f = 8-20$ и для бурения шпуров при добыче слоевыми системами разработки со шпуровой отбойкой руды.

На установке применены стреловидные манипуляторы, имеющие гидравлический привод с гидроцилиндрами (подъёма, опускания и поворота), (вертикального поворота податчиков), цилиндром I (горизонтального поворота податчиков), с цилиндрами (надвигания и распора податчиков). В передней части рамы установлены неподвижный люнет для удержания и направления буровой штанги при забуривании шпуров, два упора, с помощью которых податчики раскрепляются в забое [40].

Таблица 3.5 – Технические характеристики буровой установки Atlas Copco Boomer L2 C

| Параметры | Boomer L2 C |
|-----------------------------|------------------------------------|
| Стрела | 2x BUT 35 |
| Переворачивание податчика | 360° |
| Угол подъёма, макс | +70°/-45° |
| Двигатель | Deutz, 4-цилиндровый, TCD 2013 L04 |
| Мощность ном. | 120 кВт при 2300 об/мин |
| Электродвигатель | 2x75 кВт |
| Система управления | RCS |
| Перфоратор | COP 1638, COP 1838ME, COP 2238 |
| Габаритные размеры | |
| Высота при поднятой крышей | 3098 мм |
| Высота при опущенной крышей | 2460 мм |
| Высота с кабиной | 3123 мм |
| Длина | 14361 мм с ВМН 6914 |
| Ширина | 2543 мм |
| Клиренс | 334 мм |

У гидравлических буровых машин энергия удара, частота ударов, частота вращения бурового инструмента и усилие подачи могут автоматически регулироваться за счёт изменения величины хода поршня-ударника, применения насосов переменной подачи или регуляторов расхода жидкости. Благодаря этому достигают оптимальных режимов бурения в зависимости от крепости, трещиноватости и абразивности горных пород.

Французской Фирмой «Секома» серийно выпускается ГБГ моделей RPH-400, RPH-230, ES-338 и RPH-200. ГБГ этой фирмы имеют автоматическое регулирование энергии удара, частоты ударов и частоты вращения буровых штанг с учётом крепости, трещиноватости и абразивности горных пород, что обеспечивает высокие скорости бурения и стойкость бурового инструмента.

На данный момент из наиболее популярных современных зарубежных разработок можно выделить буровые перфораторы вращательно-ударного действия фирмы Atlas Copco.



Рисунок 3.24 – Гидравлический перфоратор Atlas Copco Cop 1132

Так, на рисунке 3.24 представлен гидравлический перфоратор Atlas Copco Cop 1132, предназначенный для бурения пород небольшой крепости.

При частоте ударов 100 Гц и ударной мощности 11 кВт перфоратор обеспечивают высокую скорость бурения при минимальном искривлении скважины. Перфоратор также оснащён системой рассеивания ударной волны, что уменьшает нагрузки, передаваемые на буровой станок. Раздельная система смазки подвижных частей перфоратора уменьшает их износ.

В таблице 3.6 представлены основные технические характеристики перфоратора Cop 1132.

Таблица 3.6 – Технические характеристики перфоратора Cop 1132

| Технические характеристики | СОР1132 |
|----------------------------|----------------|
| Масса, кг | 75 |
| Длина, мм | 735 |
| Ударная мощность, кВт | 11 |
| Частота ударов, Гц | 100 |
| Рабочее давление мах, бар | 210 |
| Скорость вращения, об/мин | 0÷320/0÷500 |
| Крутящий момент мах, Н·м | 330/550 |
| Типоразмер хвостовика | R28, R32, SR28 |

На рисунке 3.25 показан гидравлический перфоратор Atlas Copco Cop1238ME, и в таблице 3.7 его технические характеристики. Этот



Рисунок 3.25 – Гидравлический перфоратор

Atlas Copco Cop 1238ME

перфоратор, обладая низким профилем, дает возможность осуществлять бурение шпуров, расположенных очень близко к стенкам выработки с углом наклона не более 2 градусов.

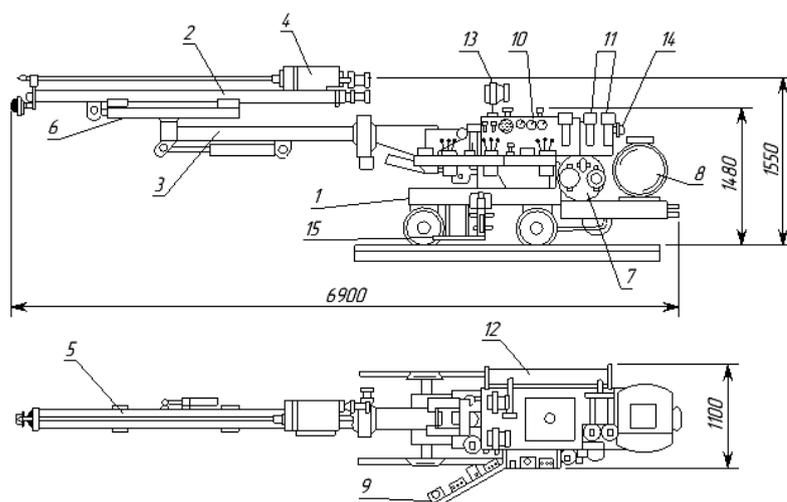
Геометрическая форма и размеры поршня-бойка обеспечивают наилучшую передачу ударной энергии на штангу без её повреждения. Независимый контур промывки скважины под высоким давлением увеличивают срок службы бурового инструмента. Наличие азотных аккумуляторов повышают надёжность гидравлической системы в целом.

Таблица 3.7 – Технические характеристики перфоратора Cop 1138ME

| Технические характеристики | СОР1238 |
|------------------------------|----------------|
| Масса, кг | 151 |
| Длина, мм | 1002 |
| Ширина, мм | 248 |
| Высота, мм | 221 |
| Высота до центра бурения, мм | 86 |
| Ударная мощность, кВт | 15 |
| Частота ударов, Гц | 40÷60 |
| Рабочее давление мах, бар | 250 |
| Скорость вращения, об/мин | 0÷300 |
| Крутящий момент мах, Н·м | 500 |
| Типоразмер хвостовика | (R32, T38) R38 |

Фирма «Атлас Копко» для бурения шпуров и скважин в крепких породах самоходными гидрофицированными установками в подземных условиях серийно выпускает ГБГ вращательно-ударного действия типа Cop 1038 HD, Cop 1038HD, Cop 1022HD [12, 19].

На рисунке 3.26 представлен электрогидравлический буровой агрегат



- 1 – шасси; 2 – бурильная машина; 3 – манипулятор; 4 – бурильный механизм; 5 – подающий механизм; 6 – компенсатор; 7 – маслостанция; 8 – магнитный пускатель; 9 – пульт управления; 10 – манометры; 11 – фильтры; 12 – теплообменник; 13 – фары; 14 – сирена; 15 - подножка

вращательно-ударного действия УБШ-215М, который принят в качестве объекта автоматизации в данной работе. Данный агрегат является одной из последних разработок буровых машин из серии «Аскатеш» института машиноведения НАН КР.

Буровой агрегат УБШ-215М имеет самоходное колёсно-рельсовое шасси, на котором расположена буровая группа и энергостанция.

Самоходное шасси 1 является основанием для размещения всех узлов и систем бурового агрегата и предназначено для его перемещения на короткие расстояния. Для удержания бурового агрегата в неподвижном состоянии во время бурения применяются рельсовые захваты.

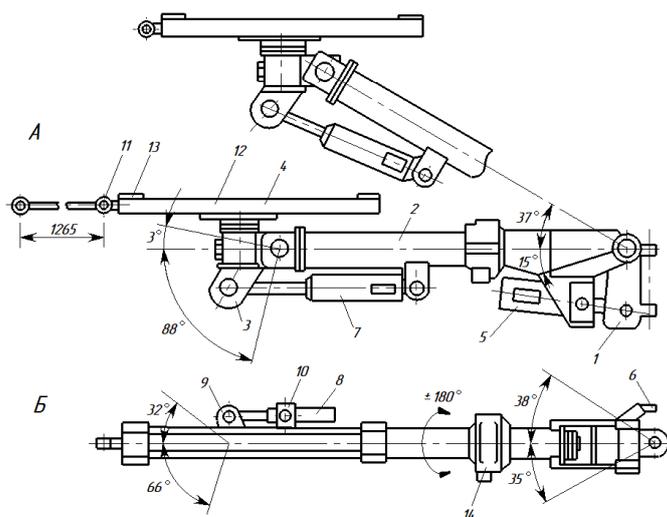
Буровой манипулятор 3 обеспечивает ориентацию в пространстве бурильной машины, её фиксацию и взаимодействие с обрабатываемой средой в процессе выполнения технологической операции – бурении шпура.

Буровой манипулятор 3 представляет собой многозвенный механизм, который имеет переменную структуру: в процессе перемещения рабочего

органа – это незамкнутая кинематическая цепь, в процессе выполнения технологической операции – замкнутая кинематическая цепь.

На буровой машине УБШ-215М установлен универсальный манипулятор (рисунок 3.27) с числом степеней подвижности $w=6$. В целях унификации в конструкции манипулятора использованы узлы подъёма, поворота и вращения стрелы.

Манипулятор УБШ-215М состоит из следующих основных узлов и звеньев



А) в вертикальной плоскости; Б) в горизонтальной плоскости

Рисунок 3.27. Общий вид манипулятора

(рисунок 3.27): опорного кронштейна 1, стрелы 2, оголовка 3, компенсирующего гидропоршневого механизма 4, гидроцилиндров подъёма и поворота стрелы 5, 6, наклона и поворота буровой машины 7, 8, кронштейнов 9, 10, гидроцилиндра компенсатора 11, опорной плиты 12, прижимов 13 и редуктора вращения стрелы 14.

Гидравлическая система бурового агрегата УБШ-215М оснащена теплообменником кожухотрубного типа, который предназначен для охлаждения рабочей жидкости с целью поддержания заданной температуры в гидравлической системе.

Буровый механизм бурового агрегата УБШ-215М конструкция, которого показана на рисунке 3.28 состоит из одноступенчатого цилиндрического редуктора с передаточным отношением 1:4 и гидравлического ударника «Импульс 9».

Гидравлический ударник «Импульс 9» разработан в Академии наук Киргизской ССР под руководством академика О.Д. Алимова.

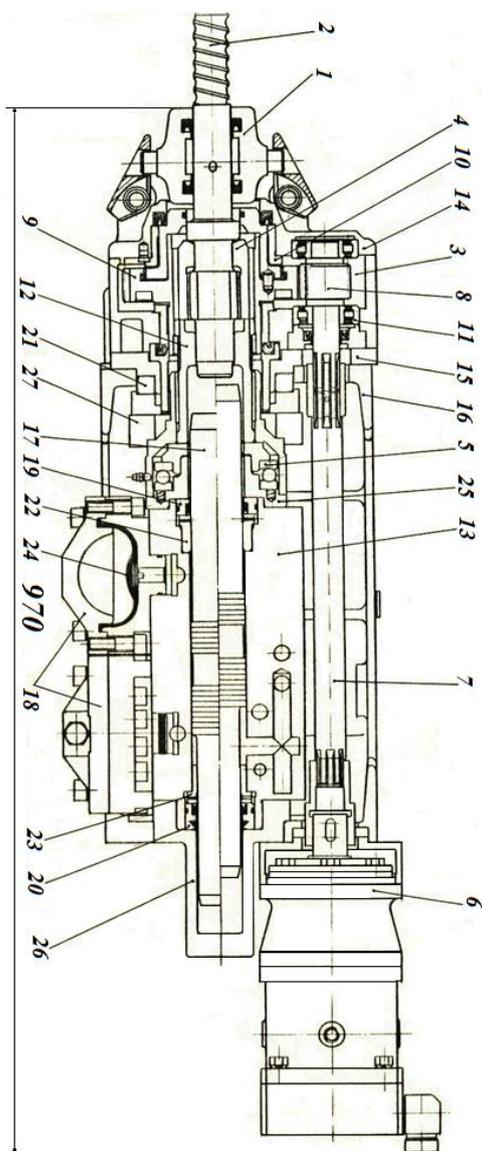


Рисунок 3.28 – Конструкция бурового механизма бурового агрегата УБШ-215М

Принципиальная схема ударного механизма Импульс 9 показана на рисунке 3.29.

Он состоит из корпуса 1, поршня 2, который совершает возвратно-поступательные движения в направляющих втулках (на схеме не показаны), наносит удары по инструменту 3. Механизм имеет несколько рабочих камер: камеру холостого хода *A*, рабочего хода *B*, и пневмокамеру *B*, заполненную воздухом или инертным газом под давлением. Эта камера создаёт дополнительное усилие, действующее на поршень, которое увеличивает движущую силу при рабочем ходе поршня (его разгоне перед ударом) и уменьшает её при холостом ходе.

Принцип действия механизма, следующий [50]. Камера холостого хода *A* (рисунок 3.29) постоянно соединена с напорной магистралью *H* и находится под давлением P_H . Камера рабочего хода *B* в зависимости от положения поршня соединяется с напорной или сливной магистралью и давление в ней соответственно равно давлению напора P_H или давлению слива P_C [50]. Соединение рабочей камеры *B* с той или иной магистралью обеспечивается золотниковым распределительным устройством 4, связанным с ударным механизмом управляющим каналом *У*. Это устройство имеет две рабочие

камеры Γ и Δ . Камера Γ постоянно соединена с напорной магистралью, а камера Δ в зависимости от положения поршня соединена с напорной или сливной магистралью через управляющий канал $У$.

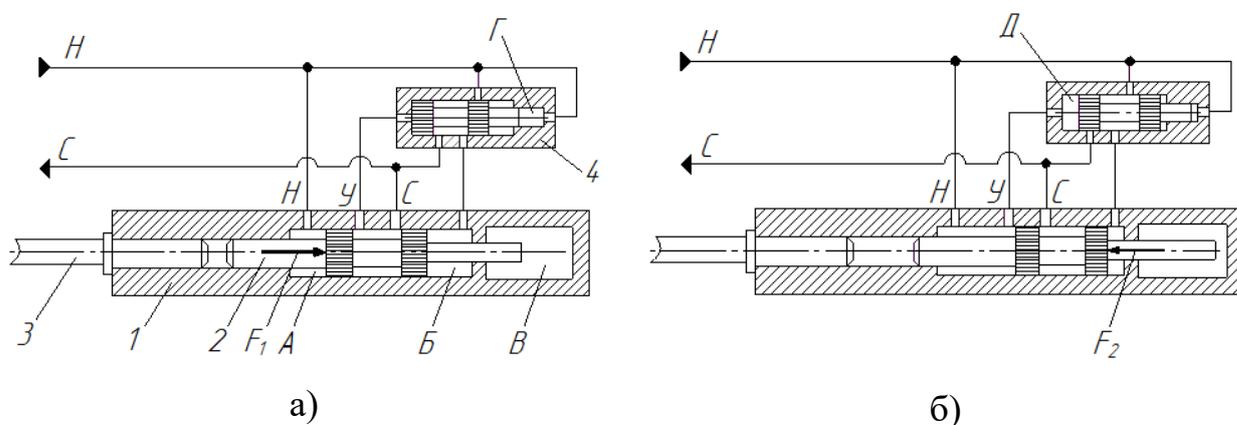


Рисунок 3.29 – Принципиальная схема гидравлического ударного механизма «Импульс»

Такие механизмы относятся к механизмам прямого действия с позиционным управлением.

При разгоне поршня, незадолго до удара по инструменту (рисунок 3.29 а)), управляющий канал $У$ через проточку на поршне соединяется со сливной магистралью $С$. При этом давление в камере Δ распределителя 4 падает и золотник перемещается в крайнее левое положение, как показано на рисунке 3.29 а), соединяя камеру рабочего хода $Б$ через проточку в золотнике со сливной магистралью. Некоторое опережение переключения сил, действующих на поршень, необходимо для того, чтобы к моменту удара золотник успел переместиться в крайнее левое положение, полностью открыв окна для выхода жидкости из камеры рабочего хода поршня $Б$ [50].

Так как камера A постоянно соединена с напорной магистралью, то после удара сила, действующая на поршень со стороны камеры A , становится больше, чем сила, действующая со стороны камер $Б$ и $В$, и поршень под действием результирующей силы F_1 начинает движение вправо, совершая холостой ход [50].

Если пренебречь силами трения между поршнем и корпусом механизма, которые обычно на два-три порядка меньше сил в рабочих камерах, то

результатирующая сила, действующая на поршень в начале холостого хода, может быть найдена как:

$$F_1 = p_H S_1 - p_C S_2 - F_k, \quad (3.28)$$

где S_1 и S_2 – соответственно площади сечений камер A и B ;

F_k – усилие, действующее на поршень со стороны пневмокамеры B :

$$F_k = p_k S_3, \quad (3.29)$$

где p_k – давление сжатого воздуха в пневмокамере, зависящее от положения поршня;

S_3 – площадь поперечного сечения штока поршня, входящего в пневмокамеру.

При холостом ходе в определённом положении поршня управляющий канал $У$ соединяется с напорной магистралью (рисунок 3.29 б)). При этом давление в камере распределительного устройства $Д$ становится равным давлению напора. Так как площадь поперечного сечения камеры $Д$ больше, чем камеры $Г$, а давление в обеих камерах одинаково, золотник перемещается в крайнее правое положение, соединяя камеру рабочего хода $Б$ с напорной магистралью. С этого момента давление в камерах A и B одинаково, но площадь поперечного сечения камеры B больше, чем камеры A . При этом результирующая сила F_2 , действующая на поршень, направлена в сторону инструмента. Её величина определяется по формуле:

$$F_2 = p_H (S_2 - S_1) + F_k. \quad (3.30)$$

Под действием этой силы скорость поршня вначале уменьшается до нуля, а затем он начинает перемещаться в сторону инструмента, совершая рабочий ход [50].

Перемещаясь влево, поршень перед ударом по инструменту проходит положение, при котором управляющий канал $У$ через проточку в поршне соединяет камеру $Д$ распределительного устройства со сливной магистралью (рисунок 3.29 а)). Золотник перемещается в крайнее левое положение и происходит переключение сил на холостой ход. При этом результирующая

сила определяется по формуле (3.28). Под действием этой силы начинается торможение поршня с последующим ударом по инструменту.

После удара поршень отскакивает от инструмента со скоростью

$$V_r = -RV_y, \quad (3.31)$$

где V_y , V_r – соответственно скорость поршня перед ударом и скорость отскока;

R – коэффициент восстановления скорости поршня при ударе.

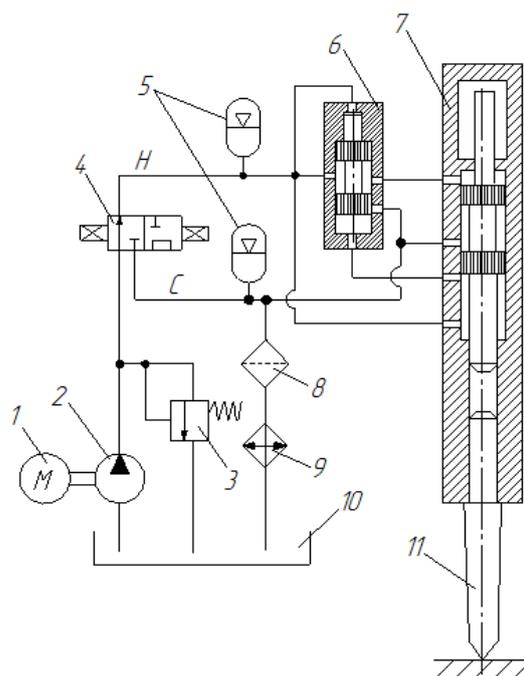


Рисунок 3.30 – Схема гидросистемы

После отскока поршня от инструмента весь цикл работы механизма повторяется [50].

Привод ударного механизма осуществляется от гидростанции базовой машины, на которую устанавливается механизм.

Гидростанция состоит из приводного двигателя 1 (рисунок 3.30), вал которого связан с валом насоса 2. Насос нагнетает жидкость из маслобака 10 в напорную магистраль системы. Для

предотвращения повышения давления в системе выше допустимого, напорная магистраль оснащена предохранительным клапаном 3, настроенным на определённое давление. При превышении давления настройки клапана его золотник перемещается в положение, при котором напорная магистраль соединяется со сливной и часть жидкости из напорной магистрали переливается в маслобак, обеспечивая тем самым снижение давления в напорной магистрали.

Включение ударного механизма осуществляется с помощью распределителя 4, в одном положении которого напорная магистраль соединяется с напорной линией H ударного механизма. При этом жидкость под рабочим давлением поступает в ударный механизм, обеспечивая его работу. Жидкость,

вытесняемая из механизма при его работе, сливается в маслобак через сливную магистраль *С*.

Так как при работе ударного механизма потребление им жидкости неравномерное в напорной и сливной магистралях возникают колебания давления. С целью их уменьшения в гидросистеме устанавливаются гидропневмоаккумуляторы *5*.

Гидропневмоаккумулятор имеет две герметичные полости, разделённые эластичной мембраной. Одна из полостей заполнена сжатым газом под определённым давлением, а другая соединена с гидравлической магистралью. При увеличении давления в магистрали эластичная мембрана деформируется, и часть жидкости поступает в аккумулятор. При падении давления эта жидкость вытесняется из аккумулятора в гидросистему. Этим обеспечивается снижение колебаний давления в напорной и сливной магистралях [50].

Для очистки жидкости в сливной магистрали устанавливается масляный фильтр *8*, а для её охлаждения – теплообменник *9*.

В другом положении распределителя *4* ударный механизм отключается от напорной магистрали, и она соединяется со сливной магистралью. При этом насос работает в холостом режиме и потребляет минимальную мощность, необходимую для преодоления сопротивлений в сливной магистрали.

Гидропневмоаккумуляторы *5*, распределительное устройство *6*, ударный механизм *7* и рабочий инструмент *11* расположены в едином корпусе. Остальные элементы входят в гидросистему базовой буровой машины.

Необходимость переключения сил, действующих на поршень, незадолго до удара связана с тем, что на переключение золотника распределительного устройства *6* требуется определённое время и к моменту удара это переключение должно быть завершено. Поэтому координату переключения сил, действующих на поршень при его рабочем ходе, выбирают таким образом, чтобы время от момента открытия управляющего канала *У* до

момента соударения поршня с инструментом было достаточным для переброски золотника распределителя б [50].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 3

1. Проведены исследования закономерностей процессов трёх способов бурения: вращательного, вращательно-ударного и ударно-вращательного, при этом определены основные параметры процесса, влияющие на производительность бурового оборудования и общую себестоимость проведения буровых работ;

2. Проведён анализ параметров, учитывая которые осуществляют выбор способа бурения и бурового оборудования, а также режимы его работы;

3. Проведённый анализ позволил расставить приоритеты эффективности влияния параметров работы буровой машины на производительность проведения буровых работ, что в свою очередь позволило определить исполнительные механизмы буровой машины для управления автоматическими системами;

4. Результаты проведённого анализа принципов работы исполнительных механизмов буровых машин, позволил подтвердить гипотезу о возможности автоматического регулирования режимов работы ударных механизмов и гидромоторов с целью автоматического перехода буровой машины с одного способа бурения на другой в зависимости от изменения крепости разрушаемой породы при бурении.

ГЛАВА 4

РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ СУ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КРЕПОСТИ ПОРОДЫ ТРИ СПОСОБА БУРЕНИЯ

В зависимости от постановки задачи СУ может обеспечить работу буровых машин во всём цикле бурения без вмешательства оператора, либо автоматизировать лишь часть операций. Полностью автоматизированная буровая машина должна включать функциональные подсистемы, блоки и узлы, выполняющие следующие операции: автоматического управления циклом бурения; защиты от работы в аварийном режиме (защита от заклинивания бурового инструмента в шпуре или скважине при перегрузке вращателя инструмента и защита при работе без промывки); стабилизации режимов работы бурильной машины; поиска оптимального режима бурения; управления забуриванием и автоматического перевода в режим бурения; управление манипулятором; смены инструмента.

С технической точки зрения создание полностью автоматизированной буровой машины встречает трудности при автоматизации операций смены инструмента (коронки или долота). Устройства для автоматизации этой операции оказываются слишком сложными и ненадёжными. В связи с этим присутствие оператора при бурении в настоящее время исключить не удаётся.

Таким образом, современные СУ служат для облегчения труда и повышения производительности буровых установок при обслуживании их одним оператором.

Присутствие при бурении бурильщика позволяет отказаться от автоматизации части операций, и возникает вопрос о целесообразности и очередности создания устройств для автоматизации отдельных операций.

В первую очередь, как показала практика, должны быть автоматизированы операции, требующие непрерывного внимания бурильщика. К ним относятся регулирование режимов бурения, посредством чего осуществляется автоматический переход с одного вида бурения на другой; контроль эффективности очистки шпура; предотвращение заклинивания бурового инструмента и, при бурении шпуров, перевод бурильной машины в режим реверса по достижению заданной глубины шпура.

Проблема заклинивания бурового инструмента является одной из наиболее распространённых в процессе бурения шпуров. Причиной этому является, во-первых, применение двухлезвийного инструмента при бурении трещиноватых пород. В этом случае у инструмента появляется возможность проникать режущими кромками вглубь образовавшейся трещины на забое и если при этом был нанесён удар по инструменту, то происходит его заклинивание. Во-вторых, причиной заклинивания является недостаточная интенсивность очистки шпура от шлама в процессе бурения. Если по первой причине заклинивание происходит моментально, то из-за второй причины это происходит за некоторое время, за которое, разрушенные частицы породы скапливаются и спрессовываются между стенками шпура и инструментом, блокируя последний.

В современном бурении первая причина встречается гораздо реже, чем вторая, в связи с применением многолезвийного инструмента.

Применение автоматических систем регулирования режимов работы бурового станка с контролем крутящего момента на инструменте позволит предотвратить развитие второй причины заклинивания инструмента. Объясняется это следующим. Начало скопления и опрессовывания разрушенных частиц внутри шпура в процессе бурения, является причиной постепенного увеличения крутящего момента на инструменте. Если в это время снизить скорость подачи и увеличить скорость вращения инструмента, то у разрушенных частиц появится время для выхода из шпура. Эту функцию выполняет автоматическая система режимами работ бурового станка.

Рекомендуется при этом повысить производительность системы очистки шпура.

Выбор объёма функций СУ зависит главным образом от горно-геологических условий бурения. Например, бурение в однородных породах не требует частой перенастройки режимов бурения, поэтому введение блока автоматического выбора режимов бурения в этих случаях, по-видимому, нецелесообразно. Система предотвращения заклинивания нужна в первую очередь при бурении трещиноватых и нарушенных пород.

Таким образом, унифицированная СУ должна позволять варьировать между заложенным в неё объёмом функций в зависимости от условий эксплуатации. Анализ параметров и способов процесса бурения шпуров позволяет определить основные технические требования, предъявляемые к разрабатываемым автоматическим системам управления режимами работ буровых машин:

1. автоматические системы должны работать с учётом минимизации затрат на бурение 1 м шпура при максимальной рейсовой скорости бурения, но без ущерба качеству пробуренных шпуров;

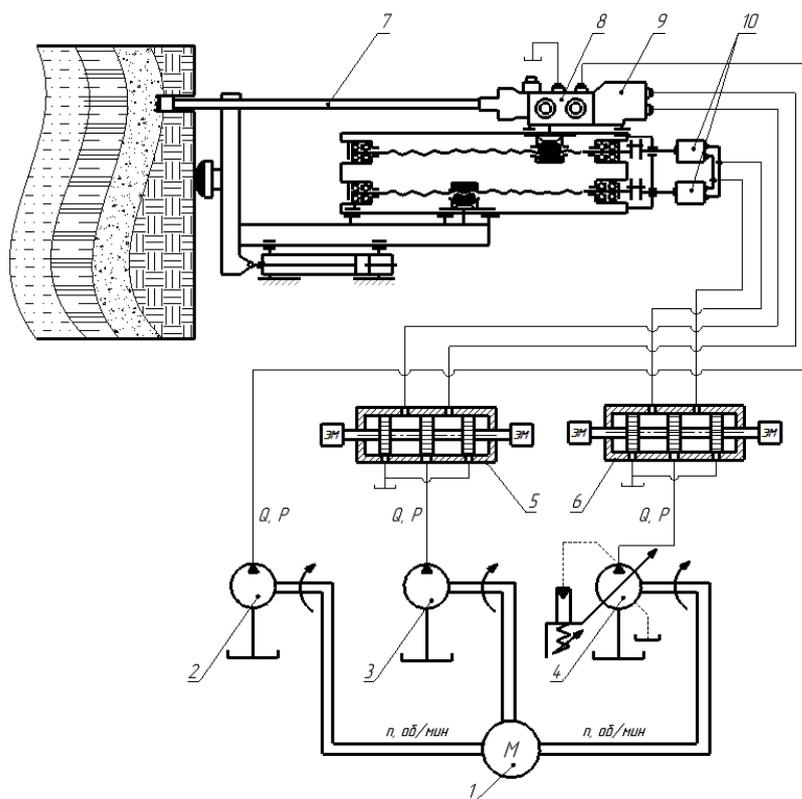
2. главными каналами управления процессом бурения следует принимать частоту вращения бурового става, осевую нагрузку и продолжительность бурения одной коронкой;

3. система должна обеспечивать плавное, бесступенчатое изменение скорости вращения и подачи бурового инструмента от нуля до максимально возможного значения.

При проектировании автоматических систем было рассмотрено пять вариантов принципиальных схем СУ с различными средствами автоматизации и порядком их компоновки, способные обеспечить ряд требований, перечисленные выше.

4.1 Разработка системы управления объёмного регулирования режимами работ буровой машины посредством регулируемых гидравлических насосов

Первым и наиболее простым вариантом исполнения САУ бурением, является схема автоматической системы, представленная на рисунке 4.1, в которой органами, регулирующими расход жидкости, являются регулируемые гидронасосы. Такой способ регулирования расходом рабочей жидкости называется «объёмным регулированием».



- 1 – электрический двигатель; 2, 3, – нерегулируемые насосы; 4 – регулируемый насос; 5, 6 – распределители жидкости; 7 – буровой инструмент; 8 – выносной гидроударник; 9 – гидромотор вращателя; 10 – гидромоторы подающего механизма

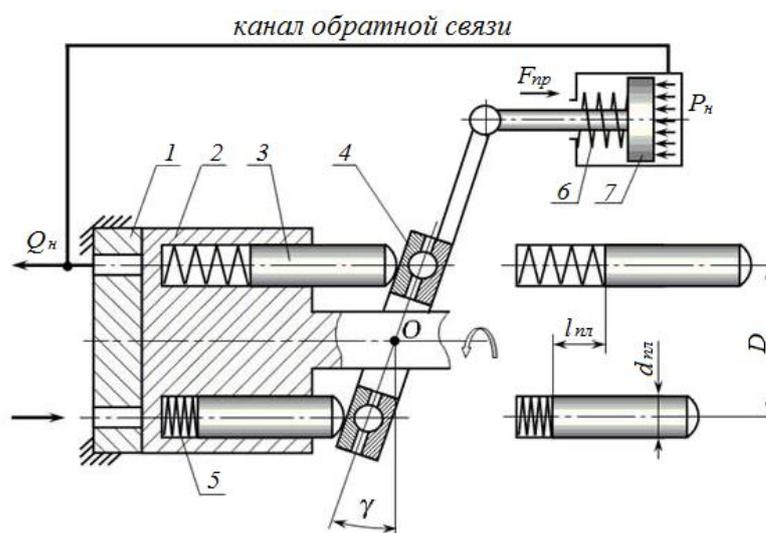
Рисунок 4.1 – Принципиальная схема САУ буровой машины с регулируемым гидронасосом

Он нашёл широкое применение в гидравлических системах машин различного назначения, благодаря своей простоте в проектировании автоматической системы, а также возможности решения задач автоматизации

без применения электронных средств автоматики, необходимые для обработки электрических сигналов обратной связи.

Регулируемые гидронасосы являются по сути готовым решением САУ для гидравлических систем, где управление расходом осуществляется посредством гидравлического давления в канале обратной связи.

Конструкция этих насосов (рисунок 4.2) построена таким образом, что при изменении давления в канале обратной связи изменяется производительность насоса, что способствует изменению режимов работы исполнительных органов, например буровой машины.



1 – распределительная шайба; 2 - блок цилиндров; 3 – плунжер; 4 – наклонный диск; 5, 6 – пружина; 7 – поршень регулятора подачи

Рисунок 4.2 – Конструктивная схема регулируемого насоса

Производительность регулируемых аксиально-поршневых насосов с наклонной шайбой зависит от рабочего объема W_n :

$$W_n = S_{пл} \cdot l_{пл} \cdot k,$$

где $S_{пл}$ – площадь плунжера;

$l_{пл}$ – ход плунжера;

k – количество плунжеров.

При изменении давления P_n в канале обратной связи, которое действует на поршень 7, (рисунок 4.2) заставляет последний перемещаться, сжимая пружину 6. В связи с тем, что шток поршня кинематически связан с

наклонной шайбой 4, это является причиной изменения её угла наклона γ вокруг точки «О» в меньшую или большую сторону. Отсюда изменяется величина хода l_{nl} плунжера 3.

Величина хода l_{nl} плунжера определяется:

$$l_{nl} = D \cdot \operatorname{tg} \gamma .$$

Т. к. ход плунжера l_{nl} зависит от угла наклона γ шайбы 4, то при изменении его рабочий объём насоса W_n также будет изменяться в сторону уменьшения или увеличения в зависимости от величины давления P_n в канале обратной связи.

Наиболее полное описание производительности регулируемых аксиально-поршневых насосов описывается следующим выражением

$$Q_n = \frac{\pi d^2}{4} D \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot nk ,$$

где d – диаметр плунжера;

n – количество оборотов ротора насоса.

Рассмотрим более подробно принцип работы САУ, представленной на рисунке 4.1.

Асинхронный мотор 1 приводит во вращение одновременно три гидравлических насоса 2, 3, 4. Насос 4 является регулируемым и обеспечивает работу гидромоторов 10, отвечающих за скорость перемещения и усилие прижатия к забою бурового инструмента. Насос 3 обеспечивает работу гидромотора 9, отвечающего за вращение бурового инструмента 7. Насос 2 предназначен для работы гидравлического ударника 8, который включается в ручном режиме по мере необходимости. Реверс вращения моторов 9 и 10 осуществляется посредством электромагнитных распределителей 5 и 6. Управляющий канал обратной связи к насосу 4 подключен от моторов 10. Таким образом, давление в канале обратной связи характеризует величину осевой нагрузки на буровом инструменте. В связи с тем, что осевая нагрузка зависит от крепости разрушаемой породы, то при её изменении, давление в канале обратной связи также изменится, что повлечёт

за собой изменение производительности насоса 4 и скорости перемещения бурового инструмента. При изменении скорости перемещения инструмента регулируются одновременно два параметра технологического процесса – крутящий момент и осевая нагрузка. Необходимо отметить, что процесс изменения производительности регулируемого насоса 4 будет продолжаться до тех пор, пока давление в канале обратной связи не примет заданное значение, отсюда можно утверждать, что предназначение представленной на рисунке 4.1 САУ, является стабилизация осевой нагрузки и крутящего момента при бурении перемежающихся по крепости пород.

Если канал обратной связи подключить от гидромотора 9, тогда величина давления в нём будет характеризовать крутящий момент на буровом инструменте.

На рисунке 4.3 представлена функциональная схема автоматической системы управления режимами работы буровой машины с объёмным регулированием гидравлической системы.

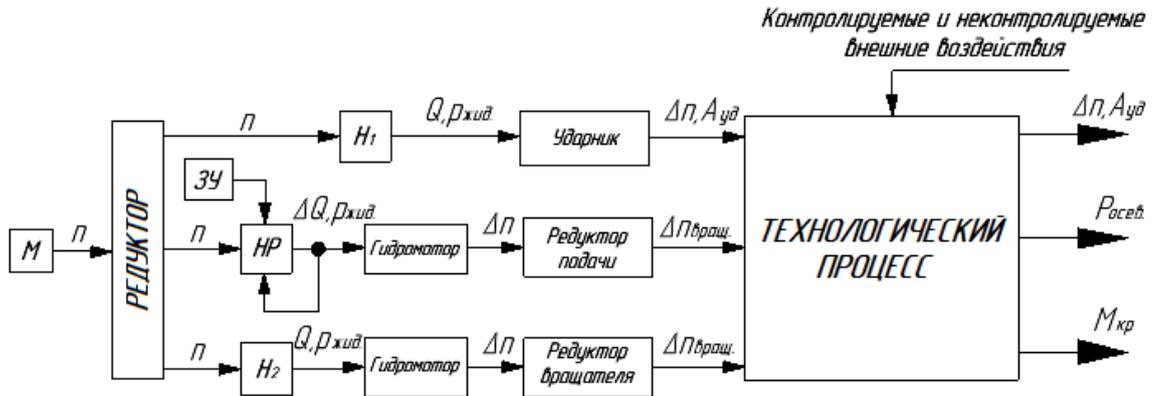


Рисунок 4.3 – Функциональная схема САУ буровой машины с регулируемым гидронасосом

Основными преимуществами таких САУ является значительное упрощение гидравлических систем, простота в переоборудовании машин и высокая надёжность, возможность проектирования САУ без применения электронных средств автоматизации.

К недостаткам таких систем САУ относится высокая стоимость регулирующих насосов, уменьшенный ресурс их работы по сравнению с

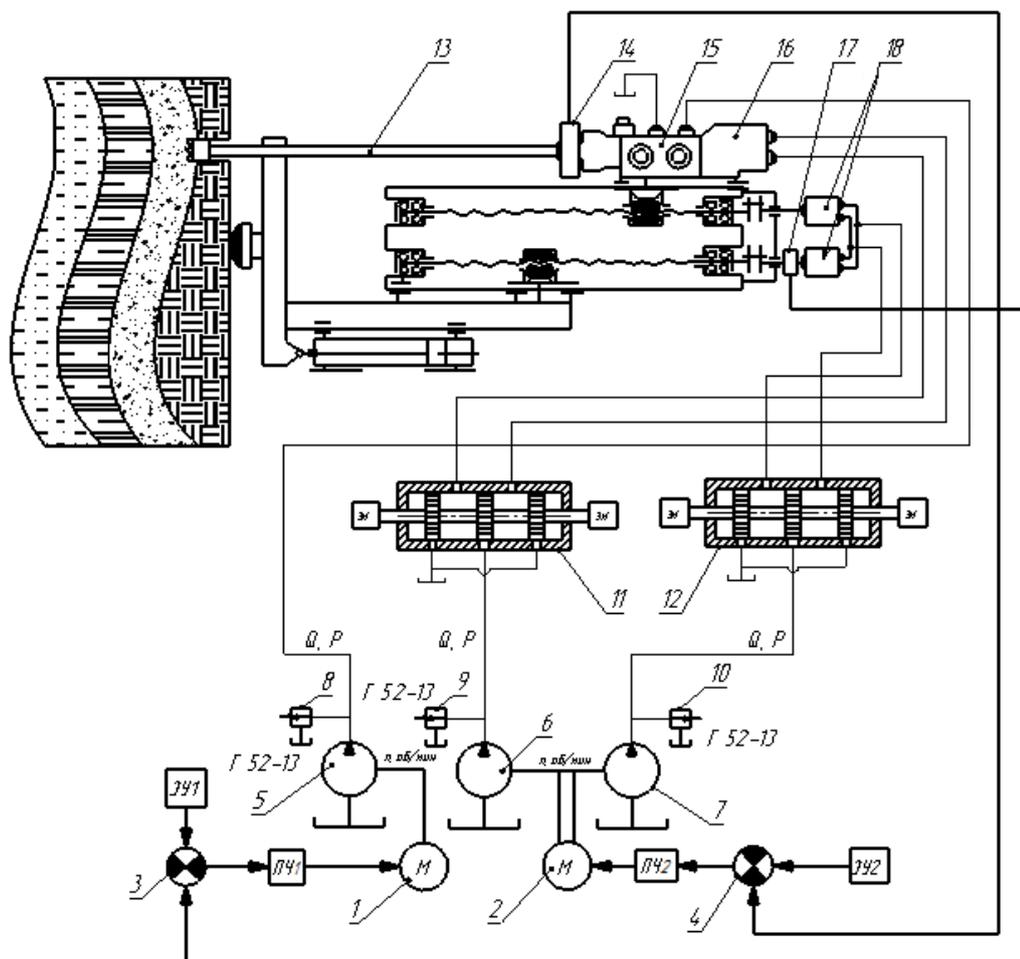
нерегулируемыми насосами, кроме того, с точки зрения автоматизации САУ, работающие по такому принципу, обладают высокой инерционностью, что является причиной замедленного срабатывания, а значит увеличенным временем переходного процесса с одного режима работы на другой.

Необходимо отметить, что на данный момент способ управления режимами работ гидравлических исполнительных механизмов с использованием регулирующих насосов применяется большинством производителей горной и строительной гидравлической техники.

4.2 Разработка автоматической системы объёмного регулирования режимами работ буровой машины посредством преобразователей частоты тока

Второй вариант рассматриваемой САУ исключает некоторые недостатки, указанные выше. Он позволяет решать полный объём задач по автоматизации режимов бурения при применении нерегулируемых насосов, но при этом регулирование остаётся объёмным. Принципиальная схема такой системы представлена на рисунке 4.4.

Здесь вращение гидравлических насосов осуществляется посредством асинхронных электродвигателей 1 и 2. Производительность нерегулируемых гидронасосов 5, 6, 7 в этом случае изменяется за счёт автоматического изменения скорости вращения электромоторов с помощью подключённых к ним преобразователей частоты тока ПЧ1 и ПЧ2. Каналы обратной связи в данной системе начинаются с магнитоупругих датчиков 14 и 17 крутящего момента. Датчик 14 установлен на шпинделе, в котором закрепляется буровой инструмент и генерирует электрический сигнал, характеризующий величину крутящего момента на инструменте.



1,2 – асинхронные электромоторы; 3,4 – сравнивающие устройства; 5,6,7 – гидравлические насосы; 8,9,10 – предохранительные клапаны; 11,12 – распределители жидкости; 13 – буровой инструмент; 14,17 – датчики крутящего момента; 15 – выносной гидроударник; 16 – гидромотор вращателя; 18 – гидромоторы податчика; ЗУ1, ЗУ2 – задающие устройства; ПЧ1, ПЧ2 – преобразователи частоты тока

Рисунок 4.4 – Принципиальная схема САУ буровой машины с преобразователями частоты тока

Датчик 17 установлен на ходовом винте подающего механизма винт-гайка и генерирует электрический сигнал, характеризующий через крутящий момент на этом механизме величину осевого усилия на буровом инструменте. Сигналы с датчиков 14 и 17 поступают в сравнивающие устройства 3 и 4, где сравниваются с задающими сигналами, генерируемыми задающими устройствами ЗУ1 и ЗУ2.

В случае разности сигналов, поступающих с датчика 14 и задающего устройства ЗУ2, сравнивающее устройство 4 начнёт генерировать электрический сигнал рассогласования, поступающий на преобразователь

частоты тока ПЧ2. Работа преобразователя ПЧ2 заключается в формировании частоты питающего тока электродвигателя 2 в зависимости от входящего сигнала рассогласования. При изменении частоты тока, скорость вращения электродвигателя изменится, что повлечёт изменение производительности гидравлических насосов. Т.к. преобразователь частоты тока ПЧ2 управляет электромотором 2, вращающий насосы 6 и 7, то при изменении крепости породы будут автоматически изменяться скорость подачи бурового инструмента и скорость его вращения.

Преобразователь частоты тока ПЧ1 запрограммирован таким образом, что при отсутствии необходимости в нанесении ударов по буровому инструменту, он выключен. Этот режим сохраняется пока величина сигнала с датчика 14 совпадает с величиной заданного сигнала, поступающего с задающего устройства ЗУ1. Работа преобразователя начнётся в том случае, когда сигнал с датчика превысит величину сигнала, поступающего с задающего устройства, при этом сравнивающее устройство 3 начнёт генерировать сигнал рассогласования и электромотор 1 начнёт вращать гидравлический насос ударника с возможностью регулирования его производительности в сторону увеличения.

На рисунке 4.5 представлена функциональная схема САУ буровой машины с преобразователями частоты тока.

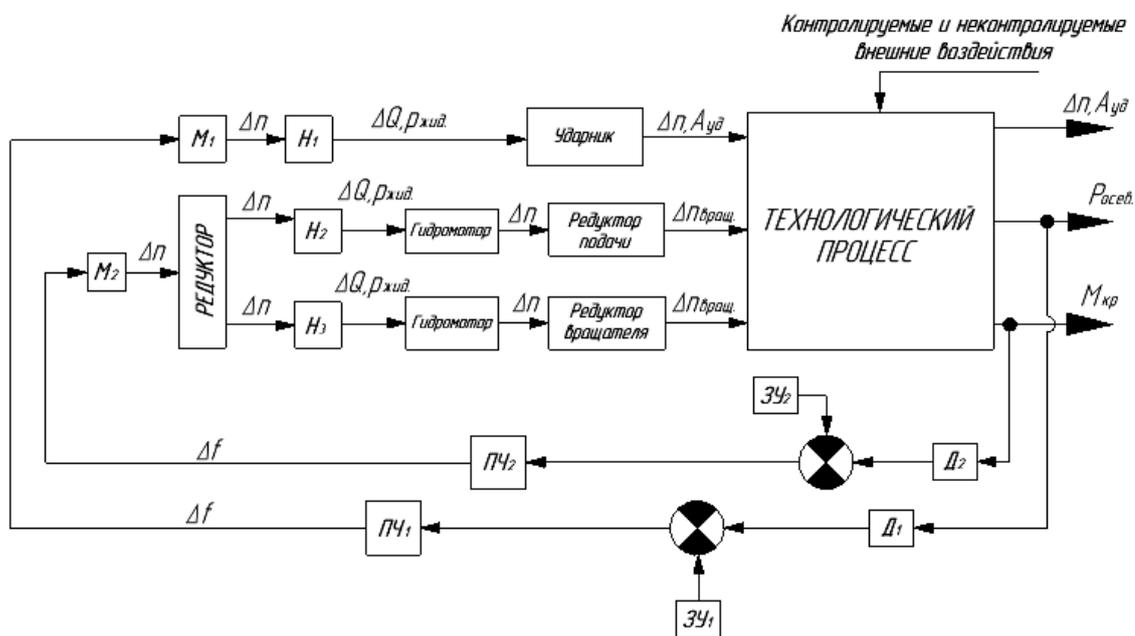


Рисунок 4.5 – Функциональная схема САУ буровой машины с преобразователями частоты тока

Преимуществом такой системы является исключение необходимости в применении регулируемых насосов.

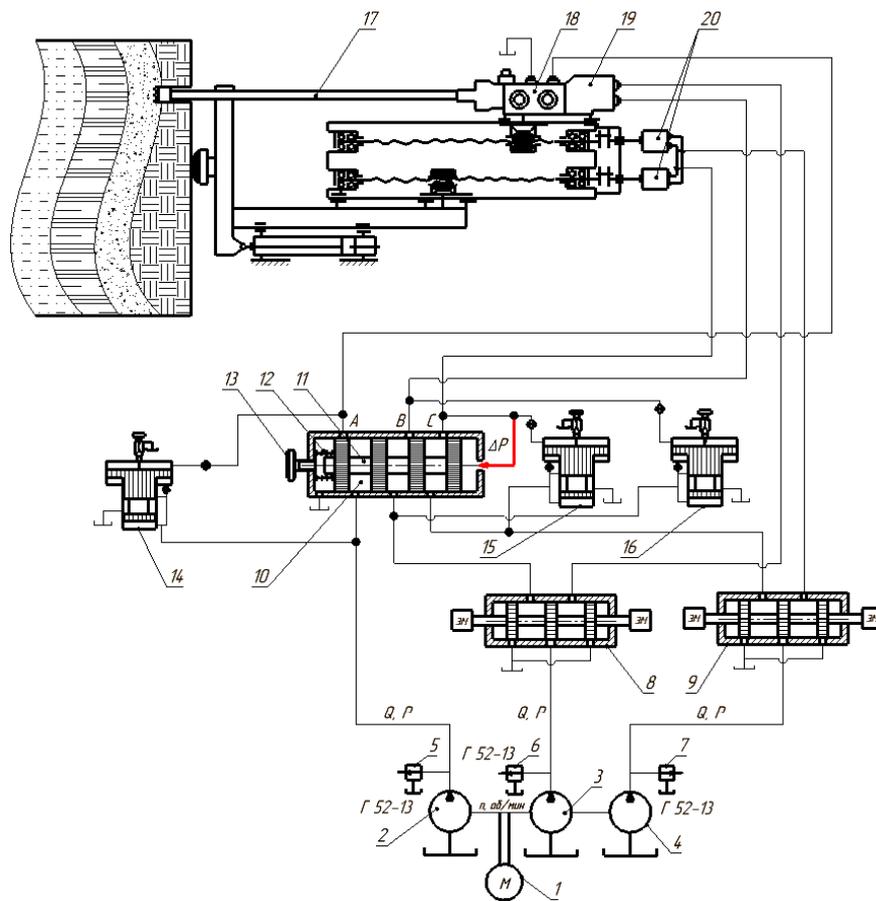
Недостатком САУ является:

1. необходимость в применении двух и более электромоторов, что увеличивает габариты и массу буровой машины;
2. относительно высокая себестоимость буровой машины за счёт затрат на автоматизацию технологического процесса;
3. возможность применения САУ только в буровых машинах, где вращение гидравлических насосов осуществляется электрическими двигателями.

Необходимо отметить, что затраты на автоматическую систему по принципиальной схеме, представленной на рисунке 4.4 окупаются за счёт экономии электроэнергии, потребляемой буровой машиной.

4.3 Разработка САУ режимами работ буровой машины с сохранением пропорционального соотношения между скоростями вращения и подачи бурового инструмента

Третий вариант САУ представляет собой принцип дроссельного регулирования расхода жидкости в гидравлической системе бурового станка. Её конструкция, представленная на рисунке 4.4, позволяет сохранять процентные соотношения распределения общей мощности, выдаваемой буровой машиной между вращением инструмента, его подачей при регулировании расхода жидкости.



- 1 – электрический двигатель; 2, 3, 4 – нерегулируемые насосы;
 5, 6, 7 – предохранительные клапаны; 8, 9 – распределители жидкости;
 10 – регулятор расхода жидкости; 11 – регулирующий золотник;
 12 – упругий элемент; 13 – установочный винт; 14, 15, 16 – редукционные клапаны; 17 – буровой инструмент; 18 – выносной гидроударник;
 19 – гидромотор вращателя; 20 – гидромоторы подающего механизма

Рисунок 4.4 – Принципиальная схема САУ режимами работ буровой машины с сохранением пропорционального соотношения между скоростью вращения и подачи бурового инструмента при регулировании

Принцип работы представленной системы регулирования заключается в следующем. Электромотор 1 (рисунок 4.4) вращает одновременно три нерегулируемых насоса 2, 3, 4. В связи с чем создаётся три потока жидкости. Один из потоков, создаваемый насосом 2 направлен для обеспечения работы ударного механизма буровой машины. Потоки, создаваемые насосами 3 и 4 обеспечивают работу соответственно гидромоторов подачи 20 и вращения инструмента 19. Потоки 3 и 4 проходят через распределители жидкости 8 и 9, обеспечивающие реверс вращения гидромоторов 19 и 20.

Выходящие с распределителей жидкости магистрали рабочих ходов гидромоторов 19, 20 направлены в регулятор расхода жидкости 10, который настроен таким образом, что положение регулирующего золотника 11 находится в точке, когда проходное отверстие полости «А» регулятора перекрыто, тогда как отверстия полостей «В» и «С» полностью открыты. Начальное положение золотника регулируется посредством винта 13. Гидравлический канал обратной связи подключается к регулятору расхода жидкости от рабочей магистрали гидромоторов 20. Давление ΔP в канале обратной связи характеризует осевое усилие на буровом инструменте и приводит, в зависимости от крепости разрушаемой породы, к линейному перемещению регулирующего золотника 11. При увеличении давления ΔP в канале обратной связи золотник 11 переместится на некоторое расстояние влево, тем самым уменьшив размеры проходных отверстий полостей «В» и «С». Таким образом, регулирующий золотник 11 оказывается в диапазоне регулирования скоростей вращения и подачи инструмента, обеспечивая при этом вращательный вид бурения. При условии дальнейшего увеличения давления ΔP в канале обратной связи, золотник 11, перемещаясь далее влево достигнет такого положения, когда проходные отверстия полостей «В» и «С» будут максимально перекрыты, но не полностью, в то время как проходное отверстие полости «А» откроется, посредством чего, включится ударный механизм, отсюда вид бурения перейдет с вращательного во вращательно-ударный.

В таком случае, вначале работы обеспечивается вращательный вид бурения, где осуществляется подача инструмента и его вращение со своим диапазоном регулирования режимов работы. По мере увеличения крепости разрушаемой породы, буровая машина автоматически переходит в режим вращательно-ударного бурения. Ввиду того, что поток жидкости с полости «А» имеет также свой диапазон изменения расхода жидкости, то при достижении критического давления в канале обратной связи, буровая машина перейдет в режим ударно-вращательного бурения.

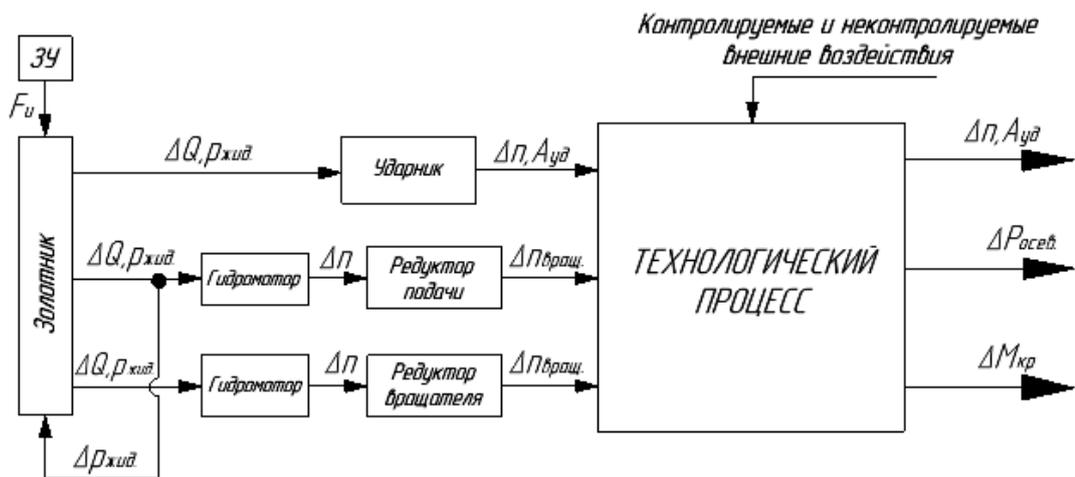


Рисунок 4.5 – Функциональная схема САУ режимами работ буровой машины с сохранением соотношения пропорции между скоростью вращения и подачи бурового инструмента при регулировании

Преимуществом применения такой САУ заключается в существенном упрощении гидравлической системы буровой машины.

С применением такой САУ появляется возможность сохранения соотношения скоростей вращения и подачи бурового инструмента при регулировании режимов. Это значительно упрощает конструкцию буровой машины, снижает её массогабаритные параметры.

Система не требует применения каких-либо электронных средств автоматизации, что обеспечивает её надёжность.

К недостаткам представленной на рисунке 4.4 САУ следует отнести сложность конструкции регулятора расхода жидкости.

Возможность контроля только одного параметра технологического процесса, т. к. при такой конструкции регулятора расхода жидкости можно подключить только один канал обратной связи.

4.4 Разработка автоматической системы дроссельного регулирования режимами работ буровой машины с гидравлическими каналами обратной связи

Четвёртый вариант построения САУ режимами работ буровой машины, по мнению автора, является более эффективным по сравнению с вышеперечисленными системами, т. к., во-первых, скорость каждого из исполнительных механизмов буровой машины регулируется независимо друг от друга. Во-вторых, САУ является двухконтурной, что позволяет контролировать одновременно два технологических параметра – крутящий момент и осевую нагрузку на буровом инструменте, при этом значительно повышается скорость работы САУ и её эффективность. Наличие такой САУ способствует работе бурового станка в трёх режимах – в режиме вращательного бурения, вращательно-ударного и ударно-вращательного. Переход с одного режима на другой происходит автоматически в зависимости от крепости породы, что обеспечивает гибкую технологию бурения. Это позволяет автоматически адаптировать режимы работы бурового станка к перемежающимся по крепости буримых пород.

Рассмотрим принцип работы автоматической системы при условии, что изначально процесс бурения планируется проводить по породе низкой крепости и с постепенным её незапланированным увеличением.

На рисунке 4.5 представлена принципиальная схема САУ, режимами работ буровой машины, где *1* – асинхронный электродвигатель; *2, 3, 4* – гидравлические насосы; *5, 6, 7* – предохранительные клапаны; *8, 9* – распределители жидкости; *10, 11, 12* – редукционные клапаны; *13, 14, 15* – регуляторы расхода жидкости; *16* – буровая штанга; *17* – выносной гидроударный механизм; *18* – гидромотор вращателя режущего инструмента; *19* – гидромоторы податчика режущего инструмента.

Электродвигатель *1* приводит во вращение гидравлические насосы *2, 3, 4* в следствие чего рабочая жидкость от насосов *3* и *4* поступает в

распределители жидкости 8 и 9, предназначенные для реверса вращения гидромоторов, соответственно вращающего и подающего механизмов бурового инструмента.

Рабочая жидкость с распределителей 8 и 9 поступает соответственно в гидромоторы 18, 19 для вращения и подачи бурового инструмента 16 через регуляторы расхода жидкости 14 и 15. Каналы обратной связи «В» и «С» для управления золотников регуляторов 14, 15 подключены к рабочей магистрали гидромотора 18 вращателя, поэтому давление в них характеризует крутящий момент на буровом инструменте.

По мере увеличения крепости буримой породы увеличивается крутящий момент, что приводит к увеличению давления в каналах обратной связи «В» и «С» регуляторов расхода жидкости 14, и 15.

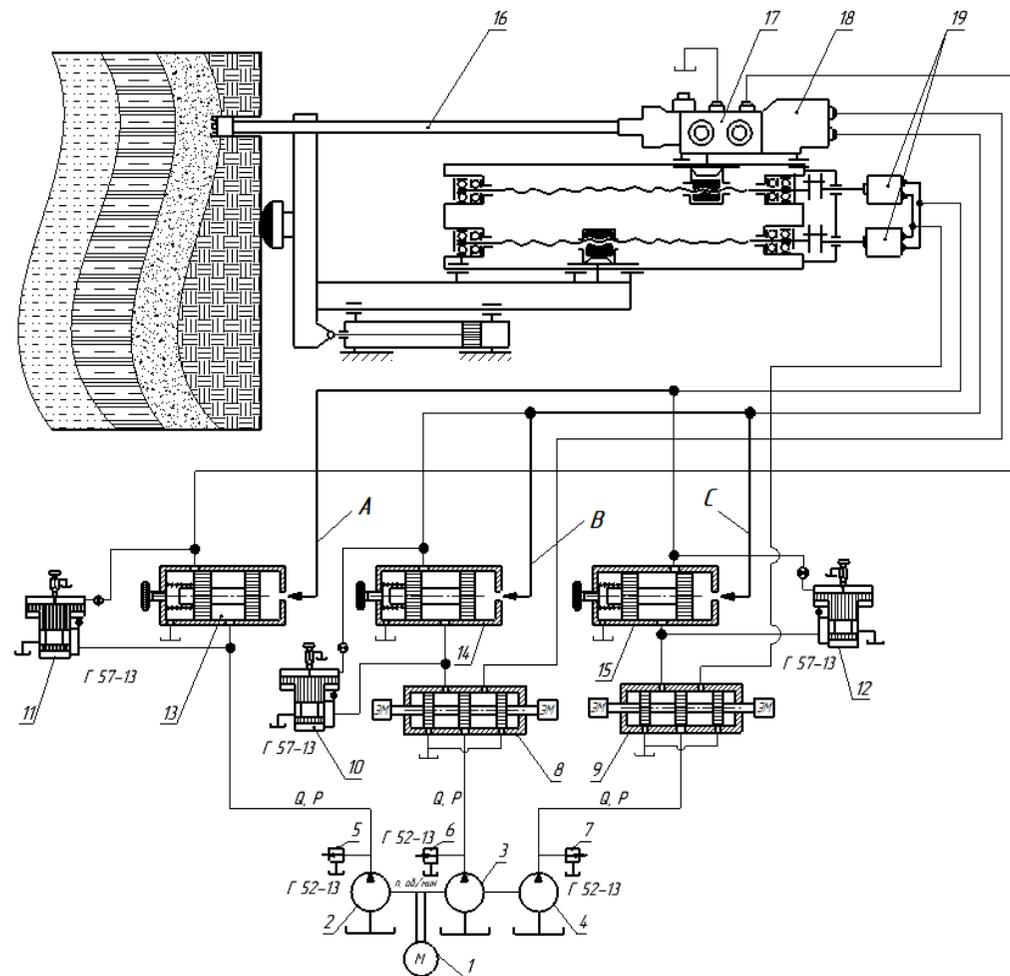
Здесь необходимо отметить, что положения всех золотников регуляторов настроены таким образом, что при повышении давления в каналах обратной связи «А», «В» и «С», они перемещаются в левую сторону, при этом регулятор 15 уменьшает расход жидкости, а регуляторы 13 и 14 увеличивают его. В связи с этим при увеличении крутящего момента скорость подачи инструмента будет уменьшаться, в то время как скорость его вращения увеличиваться. Золотник регулятора 13 останется в прежнем положении т. к. он настроен на перемещение под воздействием большего давления, чем золотники регуляторов 14 и 15.

Рабочая жидкость, нагнетаемая насосом 2, поступает в регулятор расхода жидкости 13, где, при разрушении мягкой породы, создаётся её подпор т. к., регулятор в данный момент закрыт ввиду низкого гидравлического давления в канале обратной связи «А» регулятора 13. Т. к. канал обратной связи «А» регулятора 13 подключён к рабочей магистрали гидромоторов 19 подающего механизма, то гидравлическое давление в нём характеризует осевую нагрузку на инструменте. По мере увеличения крепости породы осевая нагрузка увеличивается.

Учитывая то, что давление в рабочей магистрали гидромоторов 19 всегда соответствует давлению в канале обратной связи «А», то при достижении заданного давления золотник регулятора 13 сместится влево, открыв пропускную щель для прохода рабочей жидкости в гидравлический ударник. При этих условиях картина изменения скоростей исполнительных механизмов будет выглядеть следующим образом. При увеличении крепости породы в процессе бурения скорость подачи инструмента будет уменьшаться относительно заданных значений, а скорость его вращения увеличиваться. Такой режим работы обеспечивает вращательный вид бурения с определённым диапазоном регулирования режимов работы исполнительных механизмов и предназначен для разрушения низкой и средней крепости пород.

При разрушении высокой крепости пород золотники регуляторов сместятся влево до таких положений, когда скорость подачи инструмента будет минимальна, скорость его вращения максимальна, при этом автоматически включится гидравлический ударник и технологический процесс примет вращательно-ударный вид бурения. В случае дальнейшего увеличения крепости породы ввиду того, что регулятор 13 увеличивает расход жидкости при перемещении золотника влево, технологический процесс примет ударно-вращательный вид бурения.

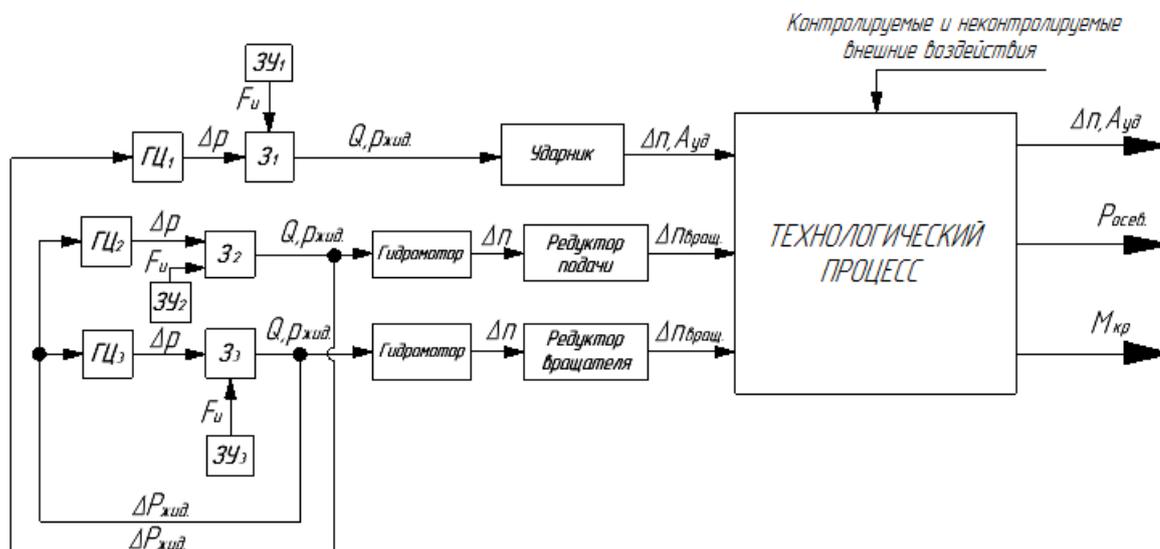
Таким образом автоматическая система обеспечивает автоматический переход буровой машины с одного вида бурения на другой, тем самым стабилизируя крутящий момент и осевую нагрузку на буровом инструменте, что повышает его стойкость и снижает риск возникновения аварийной ситуации.



- 1 – асинхронный электродвигатель; 2, 3, 4, - гидравлические насосы; 5, 6, 7 – предохранительные клапаны; 8, 9 – распределители жидкости;
 10, 11, 12 – редукционные клапаны; 13, 14, 15 – регуляторы расхода жидкости; 16 – буровая штанга; 17 – ударный механизм;
 18 – гидромотор вращателя режущего инструмента; 19 – гидромоторы податчика режущего инструмента

Рисунок 4.5 – Принципиальная схема САУ режимами работы гидравлического бурового станка

На рисунке 4.6 представлена функциональная схема автоматической системы управления режимами работы бурового станка. Представленная схема показывает из каких элементов состоит система регулирования и как они соединены между собой.



$ЗУ_1, ЗУ_2, ЗУ_3$ – задающие устройства, $З_1, З_2, З_3$ – золотники регуляторов расхода жидкости, $ГЦ_1, ГЦ_2, ГЦ_3$ – гидроцилиндры

Рисунок 4.6 – Функциональная схема САУ режимами работы гидравлического бурового станка

При этом под элементом подразумевается конструктивно обособленное устройство автоматического регулирования, выполняющее определённые самостоятельные функции.

Задающими устройствами $ЗУ_1, ЗУ_2, ЗУ_3$ являются упругие элементы регуляторов расхода жидкости с возможностью изменять коэффициент жёсткости. Коэффициент жёсткости упругих элементов изменяется специальным регулировочным винтом, что определяет положение золотников регуляторов и рабочее давление в каналах обратной связи.

Одним из главных преимуществ рассматриваемой САУ является возможность регулирования исполнительных механизмов не зависимо друг от друга.

Построение САУ выполняется без применения электронных средств автоматизации.

К недостаткам, представленной на рисунке 4.5 САУ является усложнение гидравлической системы бурового станка.

Необходимость в более частом техническом обслуживании гидравлической системы бурового станка.

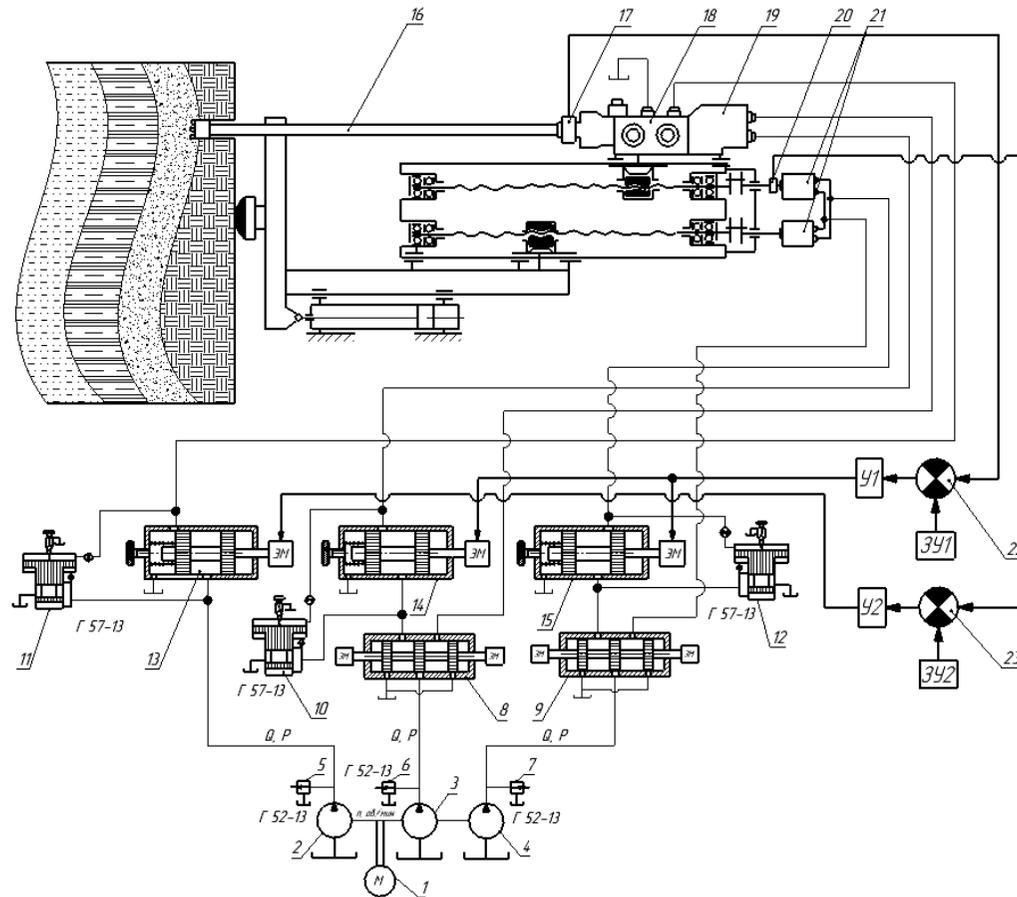
Необходимость в установке гидравлических элементов, снижающих гидравлическую вибрацию, образующуюся из-за высокого давления в каналах обратной связи.

4.5 Разработка автоматической системы управления режимами работ буровой машины с электрогидравлическими каналами обратной связи

При проектировании современных автоматических систем не всегда предоставляется возможность осуществить их без применения электронных средств автоматизации, как было выполнено в выше представленной схеме САУ управления режимами работ буровой машины. Автоматические системы, работающие под управлением электроники и электронных средств автоматизации значительно повышают эргономику машины, удобство в управлении, точность в измерении параметров, универсальность, но в большинстве случаев при этом требуют более частого обслуживания и ремонта квалифицированными специалистами в соответствующей отрасли.

Тем не менее результаты анализа существующих современных автоматических систем показывают, что большинство из них работают на базе процессорного управления с применением датчиков и соответствующих электронных блоков измерения и обработки информации.

В институте машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР нами разработана САУ режимами работ буровой машины с электрогидравлическими каналами обратной связи принципиальная схема, которой показана на рисунке 4.7.



1 – асинхронный электродвигатель; 2, 3, 4, - гидравлические насосы; 5, 6, 7 – предохранительные клапаны; 8, 9 – распределители жидкости; 10, 11, 12 – редукционные клапаны; 13, 14, 15 – регуляторы расхода жидкости; 16 – буровая штанга; 17 – датчик крутящего момента; 18 – ударный механизм; 19 – гидромотор вращателя режущего инструмента; 20 – датчик осевого усилия; 21 – гидромоторы податчика режущего инструмента; 22, 23 – сравнивающие устройства; 3У₁, 3У₂ – задающие устройства; У₁, У₂ – усилители сигналов

Рисунок 4.7 – Принципиальная схема САУ режимами работы гидравлического бурового станка с электрогидравлическими каналами обратной связи

Представленная схема САУ является двухконтурной системой т. к. обладает двумя каналами обратной связи и контролирует одновременно два параметра технологического процесса – крутящий момент и осевую нагрузку на инструменте, что существенно повышает её эффективность. Она отличается от рассмотренной выше системы наличием датчиков крутящего момента 17 и 20, сравнивающими устройствами 22 и 23, задающими устройствами $3U_1$ и $3U_2$, а также усилителями сигналов U_1 и U_2 . Отличие регуляторов расхода жидкости заключается в принципе управления перемещением регулирующих золотников. В представленной на рисунке 4.7 схеме перемещение золотников регуляторов осуществляется посредством электромагнитов постоянного тока. Здесь изменение питающего напряжения электромагнитов определяет положение золотников регуляторов.

Принцип работы САУ заключается в следующем. Датчик 17 измеряет крутящий момент на буровом инструменте. Необходимый крутящий момент для разрушения определённой породы определяется расчётным способом, после чего посредством графика выходной характеристики датчика определяется величина напряжения при данном крутящем моменте и задаётся устройством $3U_1$ сравнивающему устройству 22. Одновременно в сравнивающее устройство 22 поступает сигнал с датчика 17. При равенстве значений этих сигналов буровая машина будет работать с заданными режимами. В случае изменения породы, например, в сторону увеличения её крепости, крутящий момент на буровом инструменте увеличится и с датчика 17 начинает поступать сигнал, превышающий значение сигнала, поступающего с задающего устройства. В этот момент сравнивающее устройство 22 определяет разницу сигналов и начинает вырабатывать сигнал рассогласования, поступающий в усилитель U_1 . После усиления сигнал поступает в блок формирования величины напряжения, поступающего на электромагниты, управляющие положением золотников регуляторов расхода жидкости 15 и 14. Регулятор 14 управляет расходом жидкости на гидромоторе вращателя бурового инструмента, поэтому при увеличении

крутящего момента, скорость вращения инструмента будет увеличиваться. При увеличении скорости вращения инструмента повышается скорость резания, в связи с этим величина крутящего момента на буровом инструменте уменьшается.

Процесс увеличения скорости вращения будет продолжаться до тех пор, пока величина крутящего момента не вернётся в заданное значение. Таким образом, одновременно осуществляется стабилизация крутящего момента и осевой нагрузки на инструмент.

Регулятор 15 управляет расходом жидкости на гидромоторе механизма подачи инструмента, в связи с этим, при увеличении крутящего момента, скорость подачи инструмента будет уменьшаться. Это значительно повышает эффективность стабилизации крутящего момента и осевой нагрузки на буровом инструменте.

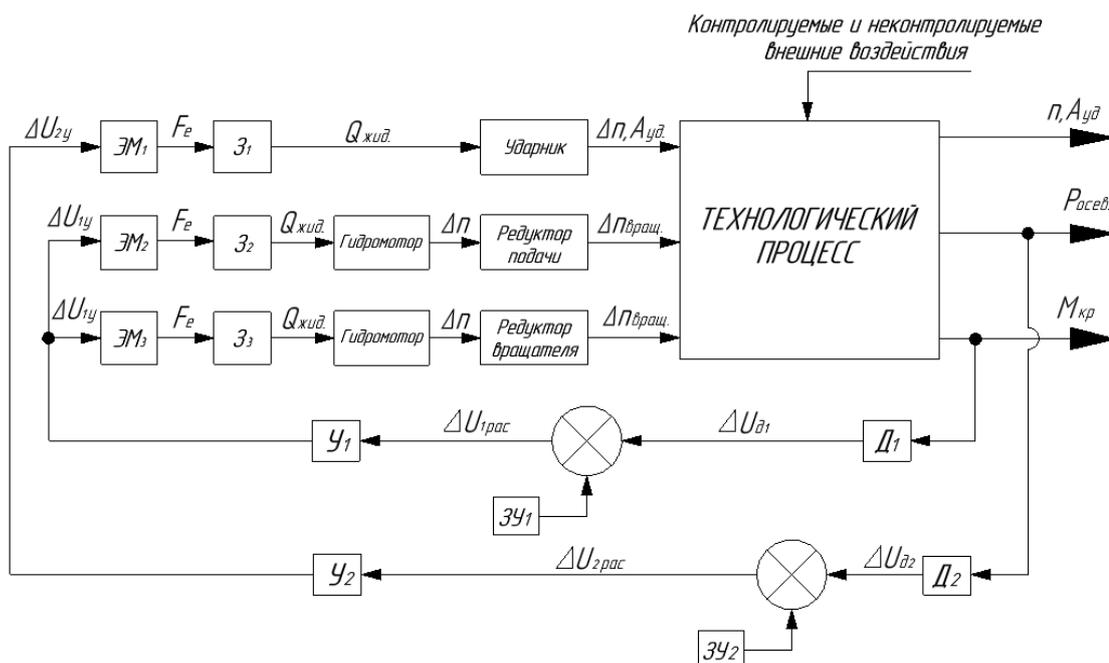
Датчик 20 измеряет крутящий момент на ходовом винте механизма подачи бурового инструмента характеризующий величину его осевой нагрузки. Исходя из предварительных расчётов по определению режимов бурения определяется необходимое осевое усилие бурового инструмента для бурения определённой породы. Используя график выходной характеристики датчика, определяется величина эталонного значения его выходного сигнала. Относительно этого сигнала будет осуществляться дальнейшее регулирование гидравлического ударника для перехода технологического процесса с вращательного вида во вращательно-ударный вид. Величина эталонного значения вводится задающим устройством $3U_2$ в сравнивающее устройство 23. Одновременно с сигналом задающего устройства $3U_2$ в сравнивающее устройство 23 поступает сигнал с датчика 20.

Во процессе бурения предполагаемой породы эти сигналы будут равны, а автоматическая система будет находиться в равновесии и работать в штатном режиме. При изменении крепости породы, осевая нагрузка на инструменте изменится, что повлечёт за собой изменение выходного сигнала датчика 20. В этот момент сравнивающее два сигнала устройство 23 начнёт генерировать

сигнал рассогласования, поступающий в дальнейшем в усилитель $У_2$. После его усиления, он поступает в блок формирования величины напряжения для управления золотником регулятора расхода жидкости 13 . В следствии чего, золотник в зависимости от величины входящего напряжения электромагнита перемещается вправо или влево, изменяя проходную щель рабочей жидкости для гидравлического ударного механизма.

В случае критических значений осевой нагрузки золотник регулятора 13 сместится в крайнее левое положение относительно корпуса регулятора, при этом проходное отверстие рабочей жидкости для гидравлического ударника полностью откроется и технологический процесс перейдет в ударно-вращательный вид бурения.

На рисунке 4.8 представлена функциональная схема САУ с электромагнитными каналами обратной связи.



$ЗУ_1, ЗУ_2$ – задающие устройства; $Д_1, Д_2$ – датчики крутящего момента;
 $У_1, У_2$ – усилители сигнала; ЭМ – электромагнит; $З_1, З_2, З_3$ – золотники регуляторов расхода жидкости

Рисунок 4.8 – Функциональная схема САУ режимами работы гидравлического бурового станка с электрогидравлическими каналами обратной связи

Преимуществом рассмотренной САУ является повышение эргономичности буровой машины, поскольку применение датчиков позволяет не только управлять исполнительными механизмами, но и одновременно выводить

значения контролируемых параметров на пульт оператора буровой машины. Кроме того, значительно упрощается процесс наладки буровой машины на бурение породы определённой крепости.

Появляется возможность сбора данных об изменении контролируемых параметров технологического процесса при бурении.

К недостаткам представленной САУ относится её усложнение и требование к более частому техническому обслуживанию буровой машины.

4.6 Разработка автоматической системы регулирования режимами работ электрифицированной буровой машины посредством преобразователя частоты тока

Электрификация процессов горного производства в значительной степени повышает их экономичность и улучшает санитарно-гигиенические условия труда рабочих.

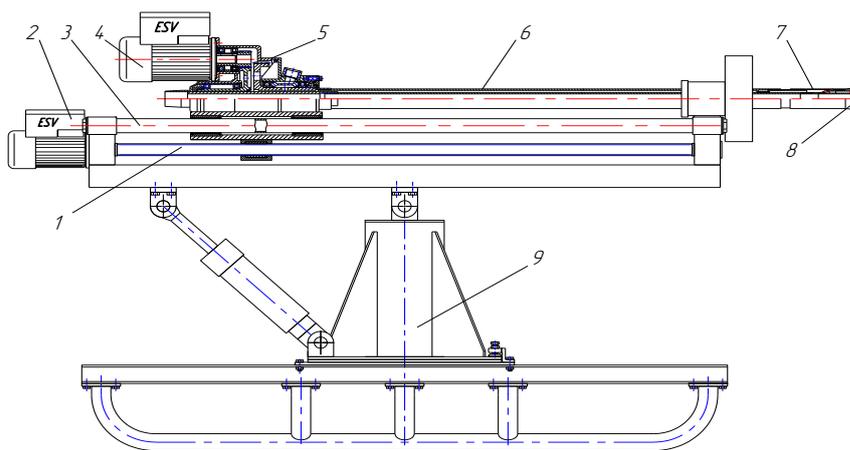
Главной задачей в проведении работ по электрификации буровых машин является разработка электрических схем управления последними, чему посвящено достаточно большое количество научных работ.

Такую систему управления имеют современные электрифицированные буровые установки. К элементам цепей электрической системы управления относятся: электрические провода и кабели, резисторы, катушки индуктивности, электрические конденсаторы, электронные преобразователи и пр. Исполнительными механизмами электрической системы управления являются различные реле и магнитные пускатели, тиристорные и транзисторные ключи, электропневматические вентили, силовые электромагниты, сельсин-приемники и множество других средств. В состав электрической системы управления относятся также подсистемы электрического питания, которые выполняются в виде отдельных блоков [1].

Для управления электрифицированными буровыми станками, разрабатываемыми в институте машиноведения и автоматики НАН КР

спроектированы две релейно-цифровые электрические схемы с функцией автоматического изменения режимами работ исполнительных органов. Отличие этих схем заключается в количестве фаз питаемого тока преобразователя частоты – схемы для однофазной и трёхфазной сети.

Схема для трёхфазной сети применяется на буровых машинах, где устанавливается исполнительный механизм мощностью свыше 1,5 кВт, например, на станке горизонтального бурения КБ-76Э (рисунок 4.9).



- 1 – винт подачи, 2 – регулируемый электропривод подающего механизма, 3 – рама из трубных направляющих, 4 - регулируемый электропривод бурильного механизма, 5 – бурильный механизм, 6 – двойная буровая колонна, 7 – головной снаряд, 8 – буровая коронка, 9 – установочное приспособление

Рисунок 4.9 – Бурильная машина с регулируемым электроприводом

Схема управления трёхфазным электроприводом состоит из преобразователя частоты тока *ПЧ*, предохранительного автомата *QF*, блока питания *БП*, сигнальной лампочки *ИЛ*, электромагнитных реле *K1*, *K2*, *K3*, *K4*, потенциометров *R1*, *R2*, *R3*, кнопок «ПУСК» *SB1*, *SB2*, *SB3*, *SB4*, кнопки «STOP» *SB5*, концевых выключателей *SB6*, *SB7*, клеммной колодки *X* (рисунок 4.10).

Работа в представленной схеме осуществляется по четырём уровням напряжения: однофазное 220V переменного тока, 24V постоянного тока, трёхфазное в 380V переменного тока и 10V постоянного тока. Питание постоянным током напряжением 24V подаётся на органы управления, чем обеспечиваются требования техники безопасности. Однофазный ток

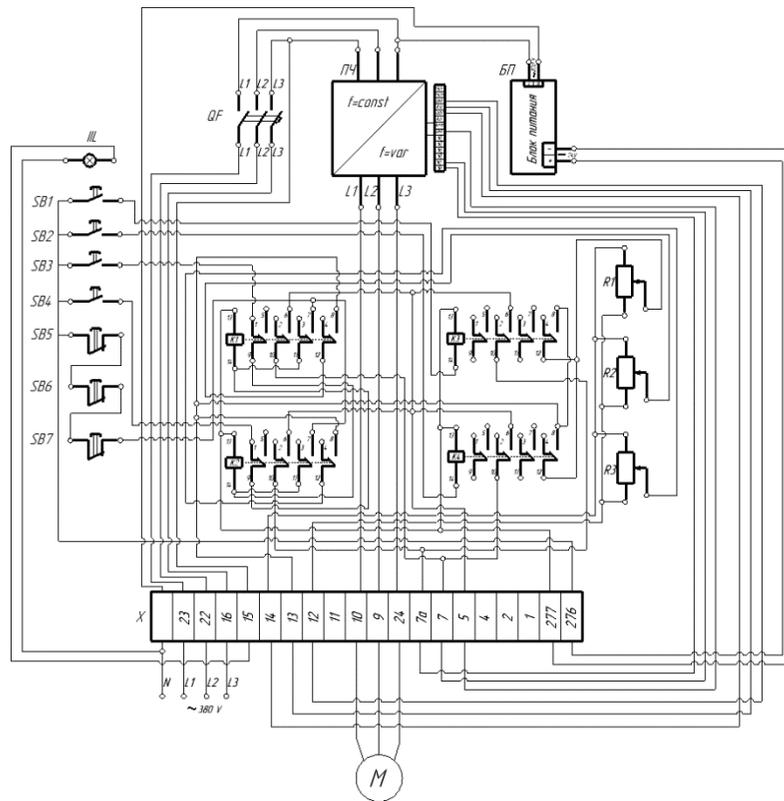
напряжением в 220V осуществляет питание всех элементов в схеме за исключением электромагнитных реле *K1*, *K2*, *K3*, *K4*, органов управления и преобразователя частоты тока. Трёхфазный ток напряжением в 380V осуществляет питание преобразователя частоты тока, а также асинхронного электродвигателя 2 (рисунок 4.9), обеспечивающего подачу бурильного механизма 5. Постоянный ток напряжением 10V обеспечивает управление преобразователем частоты тока.

Электромагнитные реле *K1* и *K2* (рисунок 4.10) подключены с функцией поддержания питания пусковой катушки реле после отпускания пусковой кнопки. Указанные реле предназначены для обеспечения рабочих режимов бурения. Отключение рабочего режима происходит автоматически по завершению заданной глубины бурения, посредством концевых выключателей *SB6* и *SB7*, или принудительно используя кнопку «STOP» - *SB5*.

Необходимо отметить, что управляющая цепь реле *K1* и *K2* в электрической схеме построена с обеспечением защиты от одновременного нажатия двух кнопок «ПУСК».

Реле *K3* и *K4* служат для вспомогательных перемещений, а именно для обеспечения кратковременного реверсивного перемещения бурильного механизма, например, для ускоренного его подвода или отвода.

При работе электромагнитных реле *K1* и *K2* предусмотрена возможность регулирования скорости перемещения бурильного механизма посредством потенциометров *R2* и *R3*. Регулирование скорости вспомогательных, кратковременных перемещений осуществляется посредством потенциометра *R1*.



| № п/п | Обозначение на схеме | Название | Тип |
|-------|----------------------|---------------------------|--------------------|
| 1 | ИЛ | Лампа сигнальная | AD16-220S |
| 2 | SB1 | Кнопка "ПУСК" | ZB2-BE101C |
| 3 | SB2 | Кнопка "ПУСК" | ZB2-BE101C |
| 4 | SB3 | Кнопка "ПУСК" | ZB2-BE101C |
| 5 | SB4 | Кнопка "ПУСК" | ZB2-BE101C |
| 6 | SB5 | Кнопка "STOP" | RAAS RB2-BE-102 |
| 7 | SB6 | Концевой выключатель | YBLX-ME/8111 |
| 8 | SB7 | Концевой выключатель | YBLX-ME/8111 |
| 9 | QF | Предохранительный автомат | NXB-63 C16 |
| 10 | ПЧ | Преобразователь частоты | DELTA VF0015M21A |
| 11 | БП | Блок питания | CPA09-002A |
| 12 | R1 | Потенциометр | ППБ-1Б 8410 |
| 13 | R2 | Потенциометр | ППБ-1Б 8410 |
| 14 | R3 | Потенциометр | ППБ-1Б 8410 |
| 15 | K1 | Реле электромагнитное | OMRON MY4N-J 24 DC |
| 16 | K2 | Реле электромагнитное | OMRON MY4N-J 24 DC |
| 17 | K3 | Реле электромагнитное | OMRON MY4N-J 24 DC |
| 18 | K4 | Реле электромагнитное | OMRON MY4N-J 24 DC |
| 19 | X | Колодка клемная | JXB |
| 20 | M | Мотор асинхронный | 4A80B4Y3 |

Рисунок 4.10 – Трёхфазная электрическая схема управления электроприводом механизма подачи буровой машины

Помимо ручного регулирования скорости перемещения бурильного механизма в схеме управления предусмотрена возможность автоматического её изменения в процессе бурения, тем самым обеспечивая постоянное осевое усилие на буровом инструменте. Реализуется это посредством обратной связи по силе входящего тока электродвигателя. Для этого необходимо правильно запрограммировать и настроить преобразователь частоты тока непосредственно к конкретному электродвигателю.

Клеммная колодка X предназначена для соединения и ответвления соединительных проводов в электрической цепи.

Схема (рисунок 4.12) для однофазной сети устанавливается на буровые станки с исполнительными механизмами мощностью до 1,5 кВт, например, станок строчечного бурения БС-32 (рисунок 7.9).

Здесь механизм подачи бурового инструмента приводится в движение посредством асинхронного электродвигателя мощностью 1,5 кВт. Питание преобразователя частоты тока, управляющего этим двигателем осуществляется однофазным переменным током, напряжением 220 V, в то время как выходной ток с него преобразуется в трёхфазный, напряжением в 220 V, на каждой фазе.

Все представленные элементы управления смонтированы на металлической монтажной пластине, которая закрепляется в пластиковом герметичном электрическом щите (рисунок 4.11).



Рисунок 4.11 – Общий вид системы управления механизмом подачи инструмента буровой машины

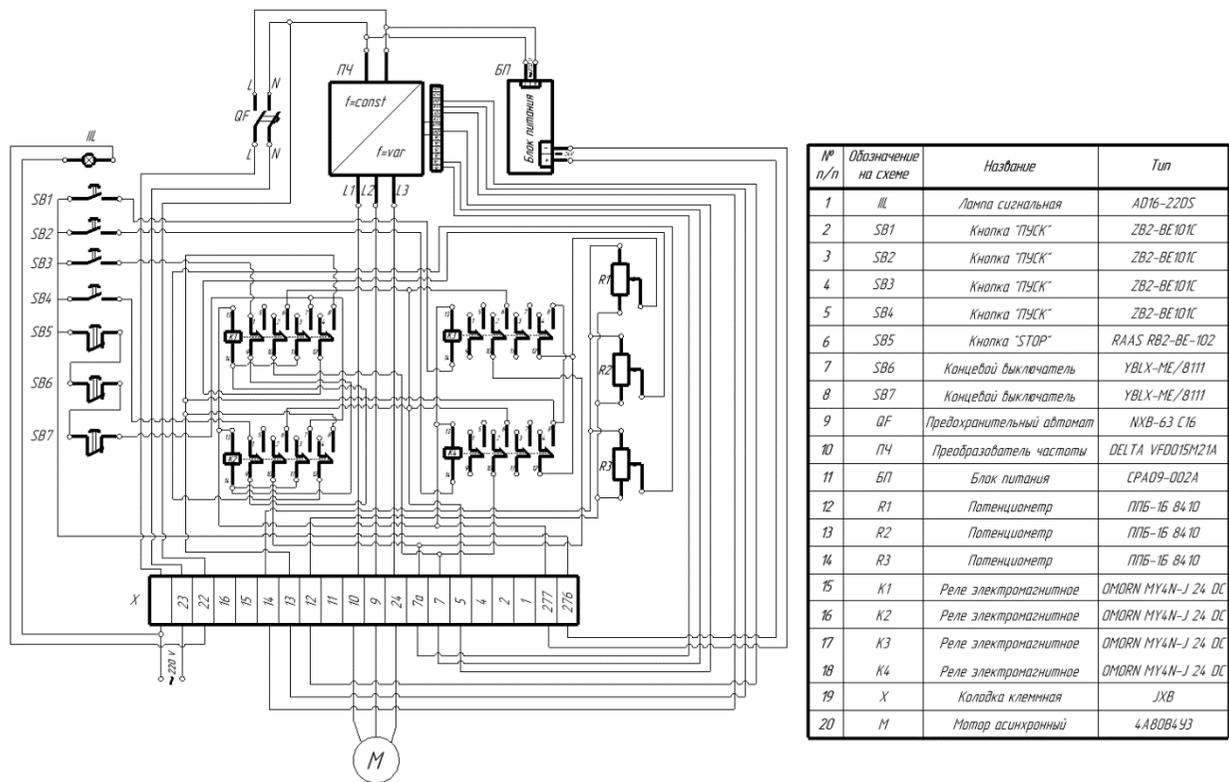


Рисунок 4.12 – Однофазная электрическая схема управления электроприводом механизма подачи буровой машины

Представленные на рисунках 4.10 и 4.12 системы управления являются стационарными и монтируются непосредственно на буровой машине.

4.7 Разработка дистанционной системы управления электрифицированной буровой машиной по каналу радиосвязи

Для обеспечения возможности обслуживания буровой машины одним оператором разработана система дистанционного управления, установленной на ней, стационарным пультом по радиоканалу. Кроме того, системы дистанционного управления необходимы для проведения буровых работ в труднодоступных или опасных местах для человека, например, при исследовании оползнеопасных горных склонов или при вскрытии и укреплении хвостохранилищных залежей.

Принципиальная схема, предлагаемой нами системы дистанционного управления буровым станком, показана на рисунке 4.13.

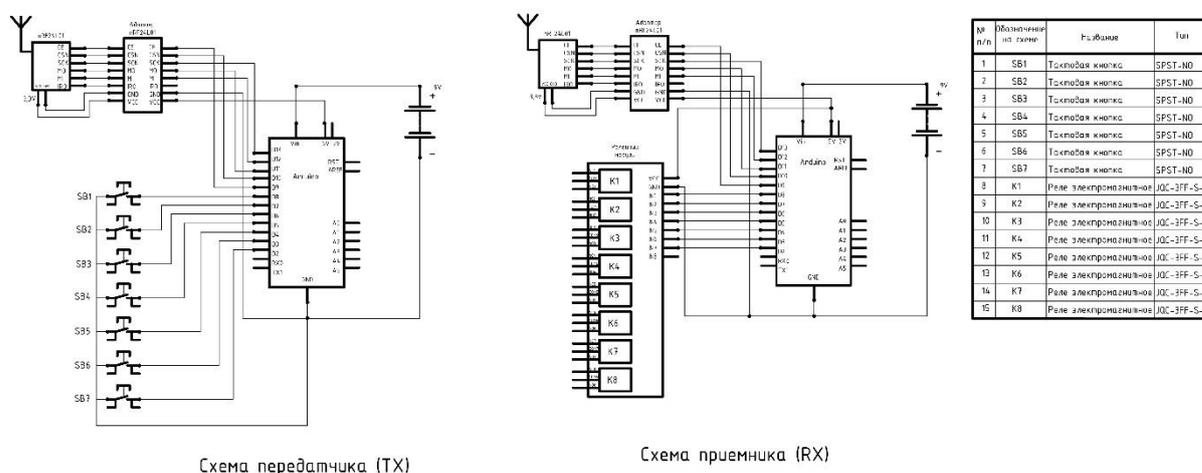


Рисунок 4.13. Принципиальная схема системы дистанционного управления буровым станком

Система состоит из передающей «TX» и принимающей «RX» информации модулей. Данная схема наглядно показывает главные элементы системы и дает понять принцип её работы. Схема передатчика включает в себя источник питания для платы, в качестве которого служит батарея на 9В,

тактовые кнопки для ввода информации, радио модуль с его адаптером, а также непосредственно плата с микропроцессором «Atmega 328P» с целью управления и обработки сигналов.

Принцип работы происходит следующим образом: при замыкании тактовой кнопки отправляется сигнал на плату модуля «TX», где обрабатывается по написанному коду, и далее по радиоканалу отсылается к модулю «RX». Далее модулем «RX» происходит считывание и обработка полученной информации. Согласно написанному коду плата, отправляет сигнал на необходимое реле, которое произведёт замыкание силовой цепи.

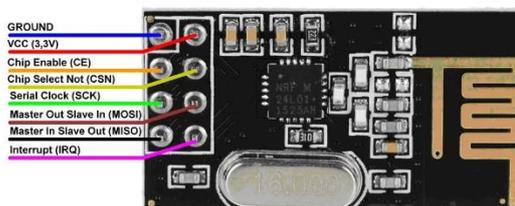


Рисунок 4.14 – Общий вид модуля NRF24L01

В качестве передающего и приёмного устройств был выбран радио модуль модели NRF 24L01 (рисунок 4.14.), который обладает пониженным потреблением энергии для диапазона 2,4 ГГц, и дешевой стоимостью.

Принципиальная схема радио модуля NRF 24L01 представлена на рисунке 4.15.

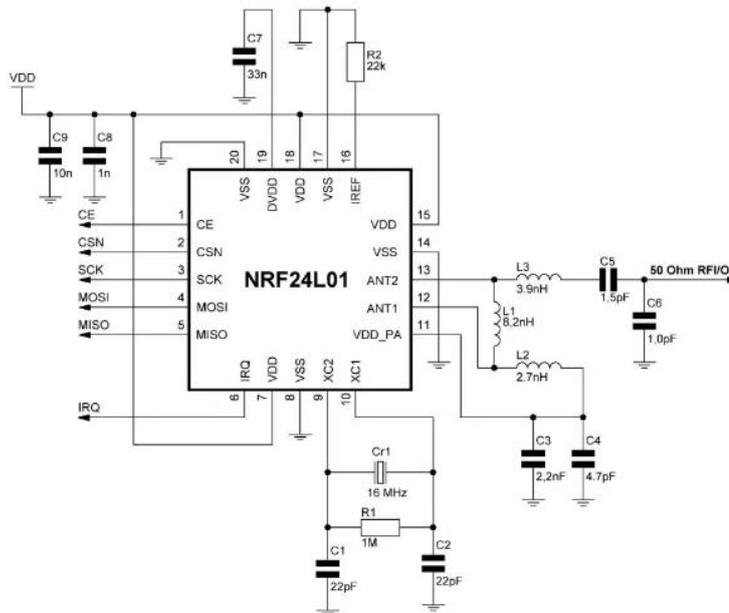


Рисунок 4.15 – Принципиальная схема модуля NRF24L01

В качестве ключей, управляющих силовым блоком управления исполнительными механизмами буровой машины принят восьмиканальный релейный модуль.

Каждое из восьми реле модуля содержит нормально замкнутые и разомкнутые контакты, поэтому его можно применять в качестве ключей «пуск» и «стоп». Реле способно управлять максимальным током 10 А напряжением до 250 В.

Максимальную дальность связи, без применения антенны, разработанная дистанционная система управления обеспечивает до 100 м, с применением антенны дальность связи увеличивается до 2 км.

Программные обеспечения для передающего и принимающего модулей представлены в приложение 1.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 4

1. Определены основные технические требования к разрабатываемым автоматическим системам управления режимами работ буровых машин.

2. Разработаны шесть вариантов систем автоматического регулирования режимами работ гидравлических буровых машин, определены их достоинства и недостатки.

3. Из пяти вариантов принципиальных схем САУ выбраны три наиболее предпочтительных варианта для дальнейшей их реализации и исследований: САУ с гидравлическими каналами обратной связи, представленная на рисунке 4.5, САУ с электрогидравлическими каналами обратной связи, представленная на рисунке 4.7, а также система управления электрифицированными буровыми машинами, на рисунке 4.12.

4. С применением таких САУ в буровых машинах значительно повышается качество проводимых работ: снижается себестоимость

технологического процесса, повышается стойкость инструмента, снижается риск возникновения аварий и др.

5. Разработаны две схемы управления для электроприводных бурильных машин различной мощности. Представленные схемы являются релейно-цифровыми, обладают функцией автоматизации и могут быть применены для управления любой бурильной машины с частотно регулируемым асинхронным электроприводом.

6. Разработана и реализована дистанционная система управления буровой машиной по радиоканалу, позволяющая проводить обслуживание буровой машины одним оператором.

ГЛАВА 5

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ УНИВЕРСАЛЬНЫХ САУ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ТРИ СПОСОБА БУРЕНИЯ

В настоящее время теория автоматического регулирования интенсивно развивается. При этом она обогащается не только новыми теоретическими исследованиями, но и новыми прикладными методами инженерного расчёта и настройки, которые находят всё более широкое применение в повседневной и практической деятельности инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, наладкой и эксплуатацией средств автоматизации.

Системы автоматического регулирования в большинстве случаев являются сложными устройствами, динамика которых описывается совокупностью дифференциальных уравнений. Для получения этой совокупности необходимо составить дифференциальное уравнение для каждого элемента автоматической системы так, чтобы общее число уравнений было не меньше, чем число независимых обобщённых координат, определяющих состояние системы.

Известно, что любой технологический процесс характеризуется определёнными физическими величинами. Для обеспечения требуемого режима работы эти величины необходимо поддерживать постоянными или изменять по тому или иному закону. Поэтому, при составлении дифференциального уравнения каждого элемента необходимо прежде всего выявить физический закон, определяющий его поведение.

Математическое выражение соответствующего физического закона и является исходным дифференциальным уравнением данного элемента автоматической системы.

После составления дифференциального уравнения необходимо определить факторы, от которых зависят переменные, входящие в это уравнение.

Аксиально-поршневой исполнительный механизм

Аксиально-поршневые машины в гидравлических системах могут работать в качестве мотора и в качестве насоса. Они нашли широкое применение в машинах горной промышленности благодаря высокой производительности при значительных давлениях и весьма малых собственных размерах, а также относительно малой инерцией вращающихся деталей и высокой точностью регулирования. Чаще такие машины применяются в качестве насосов.

Существует большое разнообразие конструкций аксиально-поршневых машин. Их главной особенностью является круговое пространственное расположение цилиндров параллельно оси ротора и перемещение этих цилиндров пространственными механизмами. Классификация этих машин подразделяется по следующим признакам:

конструктивным – машины с наклонным диском или с наклонным блоком цилиндров;

кинематическим – машины с вращающимся блоком цилиндров или с вращающимся диском;

способу регулирования – с поворотным диском или с поворотным блоком цилиндров;

способу распределения жидкости – с плоским, или сферическим распределением и с клапанным распределением.

Наиболее распространённой схемой аксиально-поршневой машины является схема с наклонным диском.

5.1 Расчёт гидропривода

Статика гидромотора

Под статикой гидромотора следует понимать его равномерное вращение, когда силы, действующие на вал гидромотора, являются постоянными, отсутствуют силы инерции и скорость вращения постоянная.

Структурная схема, показывающая зависимость момента нагрузки от давления в рабочей полости гидромотора представлена на рисунке 5.1.

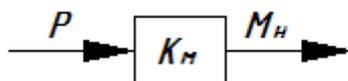


Рисунок 5.1 – Структурная схема, показывающая зависимость момента нагрузки от давления в рабочей полости гидромотора

где K_m – передаточное отношение и определяется

$$K_m = \frac{M_n}{p},$$

где M_n – момент нагрузки на валу гидромотора,
 p – давление в рабочей полости гидромотора.

Уравнение статики, описывающее скорость вращения гидромотора от нагрузки

$$\omega = \frac{Q}{q_r} - r_o \cdot \frac{M_n}{K_m q_r} \quad (5.1)$$

где ω – угловая скорость вала гидромотора,
 Q – расход жидкости, поступающей в рабочую полость гидромотора,
 q_r – объём жидкости, необходимый для поворота вала гидромотора на один радиан,

r_o – коэффициент утечек гидромотора, зависящий от точности изготовления и сборки его элементов.

На рисунке 5.2 показаны передаточные отношения между входными и выходными параметрами гидромотора и регулятора расхода жидкости.

А)

Б)



А) – гидромотора; Б) – регулятора расхода жидкости

Рисунок 5.2 – Передаточные отношения

При этом

$$K_3 = \frac{Q}{h}$$

где Q – расход жидкости, поступающий в гидромотор, определяется формулой 5.2.

$$Q = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p} \cdot h \quad (5.2)$$

где μ – коэффициент расхода равный 0,65, зависящий от качества изготовления рабочих элементов регулятора расхода жидкости;

d – диаметр золотника регулятора;

g – ускорение свободного падения;

γ – удельный вес рабочей жидкости;

Δp – перепад давления на регуляторе расхода жидкости;

h – величина открытия рабочей щели регулятора.

Отсюда

$$K_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}$$

В связи с тем, что к регулятору расхода жидкости параллельно подключён редукционный клапан

$$\Delta p = p_H - p = const.$$

Уравнение скорости вращения гидромотора без обратной связи будет (5.3), а с обратной связью (5.4).

$$\omega = \frac{K_3 h}{q_r} - r_\delta \cdot \frac{M_H}{K_M q_r}. \quad (5.3)$$

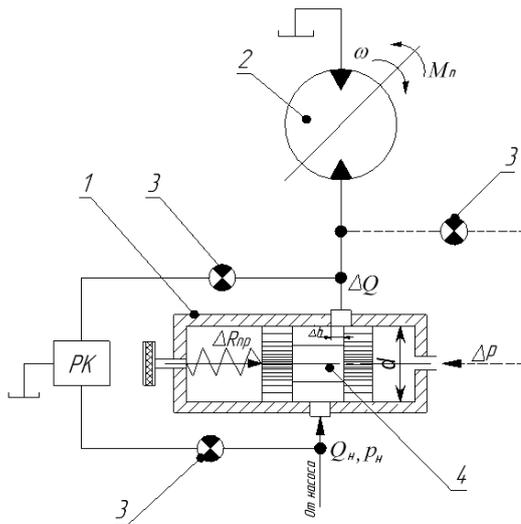
$$\omega = \frac{1}{q_r} K_3 h \mp r_\delta \cdot \frac{M_H \pm \Delta M_H}{K_M q_r} \pm \frac{K_3 \Delta h}{q_r}, \quad (5.4)$$

где ΔM – величина изменения момента нагрузки,

Δh – величина изменения рабочей щели регулятора расхода.

При увеличении нагрузки на ΔM второй член уравнения 5.4 следует брать со знаком « \rightarrow », а третий член со знаком « $+$ », тогда как при уменьшении момента ΔM – наоборот.

Схема подключения регулятора расхода жидкости к гидромотору представлена на рисунке 5.3.



1 – регулятор расхода жидкости; 2 – гидромотор; 3 – демпфер; 4 – золотник регулятора; PK – редукционный клапан

Рисунок 5.3 – Схема подключения

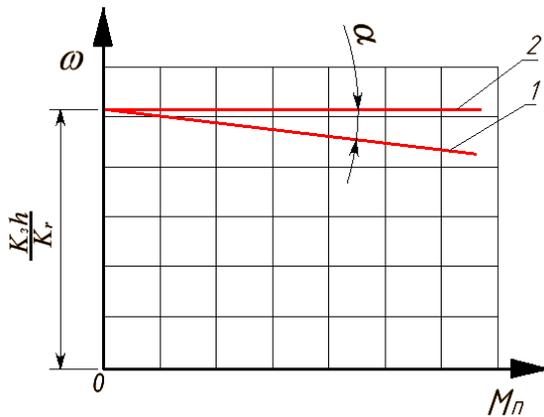
Регулятор расхода жидкости 1 встраивается в гидравлической системе бурового станка между исполнительным механизмом 2 и гидравлическим насосом.

Рабочая жидкость с гидравлического насоса поступает в регулятор расхода 1. Выход жидкости из регулятора расхода осуществляется через регулируемый золотником 4 проходной зазор h . Управление перемещением золотника 4

осуществляет гидравлический канал обратной связи, показанный на рисунке 5.3 пунктирной линией. Канал обратной связи подключён к рабочей магистрали гидромотора 2, в связи с чем изменение давления в нём прямо пропорционально изменению нагрузки гидромотора. Отсюда, изменяющееся давление в канале обратной связи определяет положение золотника регулятора, имеющего возможность перемещаться относительно корпуса последнего, при этом изменяя величину проходной щели h .

С целью снижения гидравлических вибраций, в систему встроены демпферы 3.

Для исключения перепада гидравлического давления в момент перемещения золотника, к регулятору расхода жидкости параллельно подключён редуциционный клапан *РК*.



1 – без обратной связи; 2 – с обратной связью

Рисунок 5.4 – График статической

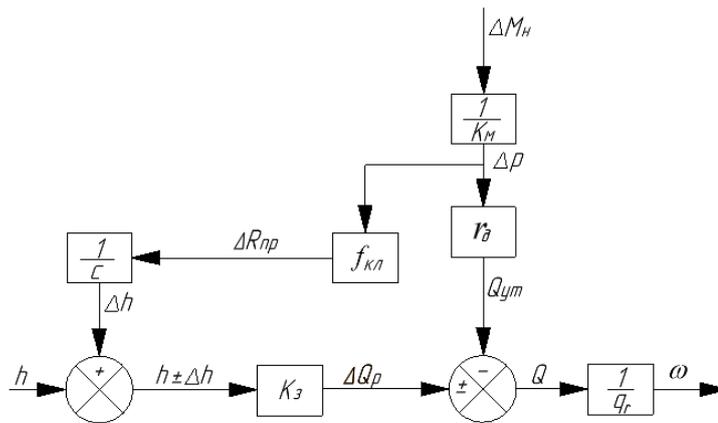
характеристики гидромотора. В идеальном случае (точном изготовлении элементов регулятора расхода и его сборки, а также точного подбора коэффициента жёсткости пружины) скорость вращения гидромотора будет постоянной не зависимо от нагрузки.

На рисунке 5.4 представлены графики статической характеристики гидромотора.

В идеальном случае (точном изготовлении элементов регулятора расхода и его сборки,

а также точного подбора коэффициента жёсткости пружины) скорость вращения гидромотора будет постоянной не зависимо от нагрузки.

На рисунке 5.5 представлена Структурная схема гидропривода с обратной гидравлической связью



P – давление жидкости; K_M – коэффициент момента; M_n – момент нагрузки;

Q – расход жидкости; q_r – объём рабочей камеры гидромотора;

ω – угловая скорость вала гидромотора; K_3 – коэффициент усиления регулятора расхода; h – величина открытия рабочей щели регулятора расхода; r_d – коэффициент утечек в гидромоторе; $f_{кл}$ – площадь торца золотника; ΔM_n , Δh – приращения в соответствующих параметрах

Рисунок 5.5 – Структурная схема гидропривода с обратной гидравлической связью

Динамика гидропривода

А) с учётом сжимаемости рабочей жидкости

При разработке математической модели гидропривода необходимо составить принципиальную его расчётную схему и провести обоснование учёта и пренебрежения факторов, присутствующих при его работе.

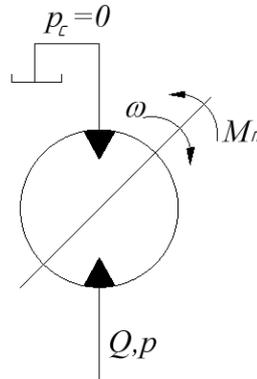


Рисунок 5.6 – Расчётная схема гидромотора

В связи с тем, что нагрузка на гидромоторе меняется в широких пределах, необходимо учесть следующие факторы: момент инерции, сжимаемость рабочей жидкости и внутренние утечки.

Пренебрегаем изменением вязкости рабочей жидкости в зависимости от температуры (с допущением, что объём масляного бака достаточный для эффективного отвода тепла), в магистрали слива давление небольшое по сравнению с рабочим давлением, а также пренебрегаем деформацией труб и элементов гидромотора.

Уравнение моментов гидромотора, составленное на основании принципа Д'Аламбера имеет вид:

$$P \cdot K_m = I_{np} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \sum M_{mp} + M_n \quad (5.5)$$

где $I_{np} = I_{zm} + I_p \cdot \frac{1}{i^2}$

φ – угол поворота вала гидромотора;

I_{np} – приведённый момент инерции системы к валу гидромотора;

I_{zm} – момент инерции гидромотора;

I_p – момент инерции вращающихся частей элементов системы.

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости представляется в виде:

$$Q = \frac{d\varphi}{dt} \cdot q_r + \frac{d(\varphi_{жс} - \varphi)}{dt} \cdot q_r + r_\partial p \quad (5.6)$$

$$P \cdot K_M = K_{жс} (\varphi_{жс} - \varphi) \quad (5.7)$$

где $\varphi_{жс}$ – координата жидкости;

φ – координата угла поворота вала гидромотора.

$K_{жс}$ – коэффициент жёсткости гидравлической пружины.

Решая совместно уравнения (5.3), (5.4) и (5.5), а также делая соответствующие преобразования, получим:

$$\frac{d(\varphi_{жс} - \varphi)}{dt} = \frac{K_M}{K_{жс}} \frac{dp}{dt}$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{I_{np}}{K_M} \cdot \frac{d^3\varphi}{dt^3} + \frac{d(\sum M_{mp} + M_n)}{dt} \cdot \frac{1}{K_M}$$

$$Q = \frac{d\varphi}{dt} \cdot q_r + q_r \cdot \frac{K_M}{K_{жс}} \cdot \frac{dp}{dt} + r_\partial p$$

получим

$$Q = q_r \frac{d\varphi}{dt} + \frac{q_r K_M}{K_{жс}} \left(\frac{I_{np}}{K_M} \cdot \frac{d^3\varphi}{dt^3} + \frac{1}{K_M} \cdot \frac{d(\sum M_{mp} + M_n)}{dt} \right) +$$

$$+ \frac{r_\partial}{q_r} \left(\frac{I_{np}}{K_M} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{(\sum M_{mp} + M_n)}{K_M} \right) \quad (5.8)$$

Делим каждый член уравнения (5.8) на q_r

Если $(\sum M_{mp} + M_n) = const$, то $\frac{d(\sum M_{mp} + M_n)}{dt} = 0$ и вводя следующее

обозначение:

$$\frac{(\sum M_{mp} + M_n)}{K_M} \cdot \frac{r_\partial}{q_r^2} = \alpha_0,$$

получим:

$$\frac{Q}{q_r} = \frac{d\varphi}{dt} + \frac{I_{np}}{K_{жс}} \cdot \frac{d^3\varphi}{dt^3} + \frac{r_\partial I_{np}}{q_r^2 K_M} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \alpha_0 = 0 \quad (5.9)$$

Учитывая, что нас интересует угловая скорость гидромотора, тогда имея ввиду что:

$$\frac{Q}{q_r} = \omega_0$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega,$$

получим:

$$\frac{I_{np}}{K_{жс}} \cdot \frac{d^2\omega}{dt^2} + \frac{r_0 I_{np}}{q_r^2 K_m} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega = (\omega_0 - \alpha_0) \frac{1}{q_r}.$$

Обозначая:

$$K_2 = \frac{1}{q_r}; T_k = \sqrt{\frac{I_{np}}{K_{жс}}}; T_\delta = \frac{r_0 I_{np}}{q_r^2 K_m},$$

получим математическую модель гидромотора:

$$T_k^2 \cdot \frac{d^2\omega}{dt^2} + T_\delta \frac{d\omega}{dt} + \omega = (\omega_0 - \alpha_0) \cdot K_2 \quad (5.10)$$

где ω_0 – установившееся значение угловой скорости;

α_0 – падение угловой скорости гидромотора под действием ΣM_{mp} и M_n ;

K_2 – коэффициент усиления гидромотора;

$K_{жс}$ – коэффициент жёсткости рабочей жидкости;

T_k – постоянная времени, способствующая колебаниям при переходном режиме;

T_δ – постоянная времени, от которой зависит демпфирующая способность в переходном режиме.

Введём обозначения: $T_k^2 = T_3 T_4$ и $T_\delta = T_3 + T_4$, тогда уравнение (5.10) примет вид:

$$T_3 T_4 \frac{d^2\omega}{dt^2} + (T_3 + T_4) \frac{d\omega}{dt} + \omega = \omega_0 - \alpha_0 \quad (5.11)$$

Характеристическое уравнение при этом имеет вид:

$$T_3 T_4 p^2 + (T_3 + T_4) p + 1 \quad (5.12)$$

его корни:

$$p_1 = \frac{-(T_3 + T_4) + \sqrt{(T_3 + T_4)^2 - 4T_3 T_4}}{2T_3 T_4} = -\frac{1}{T_3}$$

$$p_2 = \frac{-(T_3 + T_4) - \sqrt{(T_3 + T_4)^2 - 4T_3 T_4}}{2T_3 T_4} = -\frac{1}{T_4};$$

В этом случае решение уравнения (5.11) будет выглядеть следующим образом: [??]

$$\omega = (\omega_0 - \alpha_0) \left[1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_3}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_4}} \right] \quad (5.13)$$

При $T_\delta > 2T_k$, то корни характеристического уравнения являются вещественные и отрицательные. В этом случае график переходного процесса имеет вид, представленный на рисунке 5.7. [??]

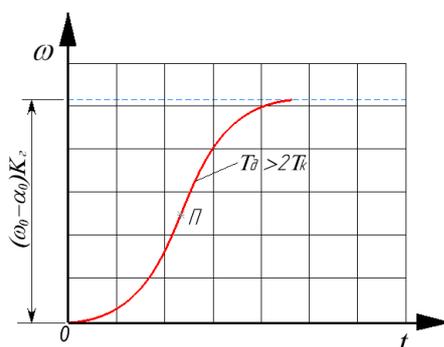


Рисунок 5.7 – График переходного процесса при $T_\delta > 2T_k$

Если $T_\delta < 2T_k$, то корни характеристического уравнения (5.12) будут комплексными и сопряженными.

$$p_{1,2} = -\frac{1}{T} \pm j\omega,$$

где $T = \frac{2T_k^2}{T_\delta}$; $\omega = \frac{\sqrt{4T_k^2 - T_\delta^2}}{2T_k^2}$; $j = \sqrt{-1}$.

Решение уравнения (5.11) при таких значениях корней характеристического уравнения будет иметь вид: [??]

$$\omega = (\omega_0 - \alpha_0) \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \left(\cos \omega' t + \frac{1}{T \omega'} \sin \omega' t \right) \right] \quad (5.14)$$

где T – постоянная времени затухания амплитуды колебания переходного режима,

ω' – частота колебаний.

Графически переходной процесс для этого случая представлен на рисунке 5.8.

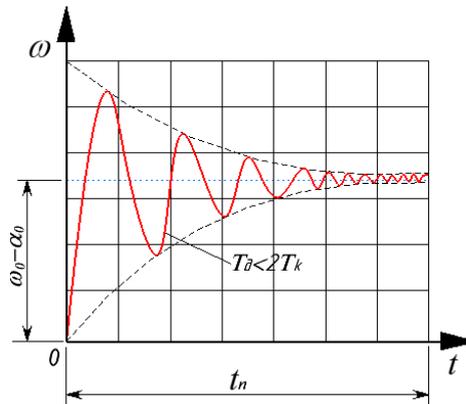


Рисунок 5.8 – График переходного процесса при $T_d < 2T_k$

Б) Математическая модель гидропривода без учёта сжимаемости рабочей жидкости (при бурении мягкой породы)

В этом случае пренебрегаем сжимаемостью рабочей жидкостью, тогда имеем следующие уравнения:

$$P \cdot K_m = I_{np} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \sum M_{mp} + M_n, \quad (5.15)$$

$$Q = q_r \frac{d\varphi}{dt} + r_d p. \quad (5.16)$$

Решая совместно уравнения (5.15) и (5.16), получим:

$$Q = q_r \frac{d\varphi}{dt} + \frac{r_d}{q_r} \left(\frac{I_{np}}{K_m} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{(\sum M_{mp} + M_n)}{K_m} \right), \quad (5.17)$$

делим каждый член уравнения (5.17) на q_r

$$\frac{I_{np} r_d}{q_r^2 K_m} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{d\varphi}{dt} + \frac{r_d}{q_r} \cdot \frac{(\sum M_{mp} + M_n)}{K_m} = \frac{Q}{q_r} \quad (5.18)$$

Введём следующие обозначения:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega,$$

$$K_z = \frac{1}{q_r}$$

$$\frac{(\sum M_{mp} + M_n)r_\delta}{q_r^2 K_m} = \alpha_0,$$

$$T_{mex} = \frac{I_{np} r_\delta}{q_r^2 K_m},$$

тогда уравнение примет вид:

$$T_{mex} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega = (\omega_0 - \alpha_0) K_y \quad (5.19)$$

Решение дифференциального уравнения (5.10).

Составляем характеристическое уравнение:

$$T_k^2 p^2 + T_\delta p + 1 = 0 \quad (5.20)$$

его корни

$$p_{1,2} = \frac{-T_\delta \pm \sqrt{T_\delta^2 - 4T_k^2}}{2T_k^2} \quad (5.21)$$

Переходной процесс гидромотора при бурении относительно мягких пород без учёта сжимаемости рабочей жидкости (5.19), его характеристическое уравнение:

$$T_{mex} p + 1 = 0,$$

где корень уравнения будет: $p = -\frac{1}{T_{mex}}$ – вещественный и отрицательный

решение уравнения (5.19) будет: [???

$$\omega = (\omega_0 - \alpha_0) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{mex}}} \right) \quad (5.22)$$

Графически переходной процесс при бурении относительно мягких пород представлен на рисунке 5.9.

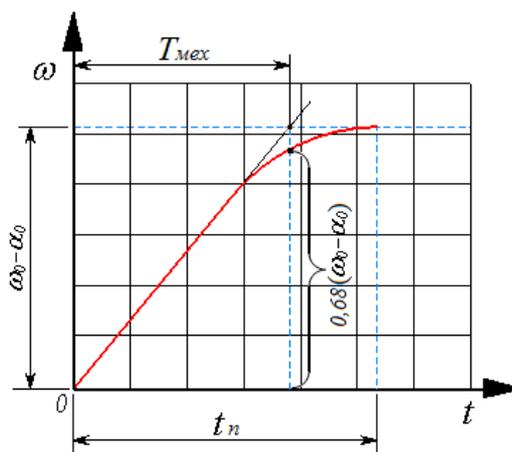


Рисунок 5.9 – График переходного процесса при бурении мягких пород

Из представленного рисунка 5.9 определяется постоянная времени T_{mex} . Отсюда, без решения дифференциального уравнения 5.19 можно время переходного процесса t_n определить следующим образом

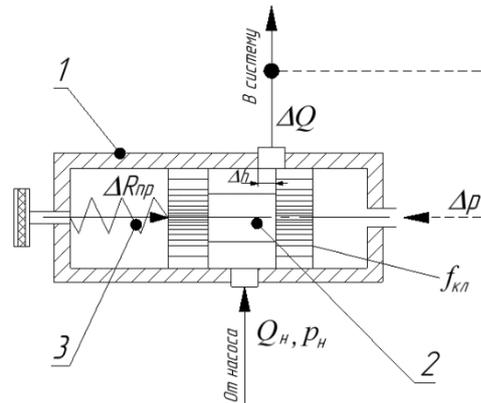
$$t_n \approx 3T_{mex}.$$

5.2 Математическая модель регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением

В гидравлических буровых машинах вращательно-ударного действия установлены три исполнительных механизма (за исключением системы очистки шпуров от шлама), которые участвуют в строительстве шпуров и требующие изменения их режимов работы для стабилизации таких параметров бурения, как крутящий момент и осевая нагрузка на буровом инструменте. К ним относится гидромотор механизма вращения инструмента, исполнительный механизм подачи инструмента и гидравлический ударный механизм.

В случае, например увеличения крепости буримой породы, крутящий момент на инструменте начнёт увеличиваться и для того, чтобы его стабилизировать необходимо скорость подачи инструмента уменьшить, тогда регулятор

расхода жидкости должен соответствовать схеме, представленной на рисунке 5.10.



1 – корпус регулятора расхода жидкости; 2 – регулирующий золотник; 3 – пружина;
 ΔP – приращение давления по каналу обратной связи; Δh – приращение величины рабочей щели регулятора; $f_{кл}$ – площадь торца золотника; $\Delta R_{пр}$ – сила реакции пружины

Рисунок 5.10 – Расчётная схема регулятора, уменьшающего расход жидкости

В том случае, когда скорость вращения инструмента n , согласно выражению

$$M_{кр} = \frac{N}{n},$$

где N – мощность;

n – скорость вращения,

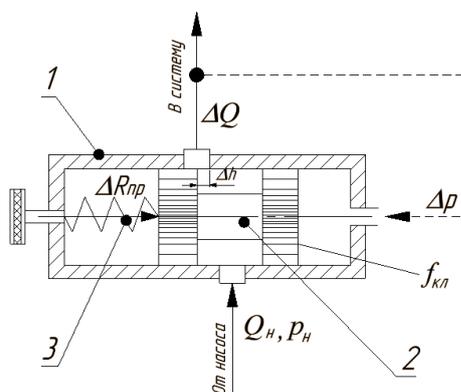
необходимо увеличить, и, по необходимости включить ударный механизм, тогда регулятор расхода жидкости должен соответствовать схеме, представленной на рисунке 5.11.

В связи с этим в разрабатываемых автоматических системах управления режимами работ гидравлического бурового станка регуляторы расхода выполняют одновременно несколько разных задач:

- повышение жёсткости выходной характеристики исполнительного механизма (при малых изменениях давления Δp в рабочей полости исполнительного механизма и канале обратной связи);
- изменение расхода жидкости в сторону уменьшения при повышении давления Δp в рабочей полости исполнительного механизма;

- изменение расхода жидкости в сторону увеличения при повышении давления Δp в рабочей полости исполнительного механизма; Рассмотрим более подробно регулятор расхода жидкости, увеличивающий производительность исполнительного механизма при увеличении давления Δp в канале обратной связи.

В связи с тем, что регулятор расхода связан с гидромотором обратной гидравлической связью, целесообразно рассматривать его работу в динамике при малых отклонениях от рабочей точки, т.е. приращениями по параметрам. На рисунке 5.11 представлена расчётная схема регулятора расхода жидкости, увеличивающий производительность исполнительного механизма при увеличении давления Δp в канале обратной связи.



1 – корпус регулятора расхода жидкости; 2 – регулирующий золотник; 3 – пружина; ΔP – приращение давления по каналу обратной связи; Δh – приращение величины рабочей щели регулятора; $f_{кл}$ – площадь торца золотника; $\Delta R_{пр}$ – сила реакции пружины

Рисунок 5.11 – Расчётная схема регулятора, увеличивающего расход жидкости

При повышении крутящего момента в гидромоторе на величину ΔM возрастает давление в его рабочей полости Δp . Т. к. рабочая полость гидромотора связана с регулятором расхода жидкости каналом обратной связи, возросшее давление ΔP создаёт усилие, посредством которого регулирующий золотник 2 (рисунок 5.11) перемещается относительно корпуса 1 регулятора на некоторую величину влево, при этом сжимая пружину 3 и увеличивая проходное отверстие Δh рабочей жидкости, что

приводит к её увеличению расхода, вследствие чего увеличивается скорость вращения гидромотора.

На основании принципа Даламбера составляем уравнение динамики регулятора расхода жидкости:

$$\Delta p \cdot f_{кл} = m \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \alpha \frac{d\Delta h}{dt} + \Delta h c \quad (5.23)$$

где: m – масса золотника;

α – коэффициент вязкости трения;

c – коэффициент жёсткости пружины;

$f_{кл}$ – площадь торца золотника.

Делим на «с» каждый член уравнения:

$$\frac{m}{c} \cdot \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \frac{\alpha}{c} \cdot \frac{d\Delta h}{dt} + \Delta h = \frac{f_{кл}}{c} \Delta p$$

Вводим обозначения:

$$T_{кр} = \sqrt{\frac{m}{c}}; T_{др} = \frac{\alpha}{c}; K_p = \frac{f_{кл}}{c},$$

где: $T_{кр}, T_{др}$ – соответствующие постоянные времени регулятора расхода;

K_p – коэффициент усиления регулятора.

С учётом этих обозначений получаем математическую модель регулятора расхода:

$$T_{кр}^2 \cdot \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + T_{др} \frac{d\Delta h}{dt} + \Delta h = K_p \Delta p \quad (5.24)$$

Уравнение (5.24) – это линейное дифференциальное уравнение второго порядка, решается таким же способом как в случае с гидромотором.

При $T_{др} > 2T_{кр}$ имеем:

$$\Delta h = K_p \Delta p \left[1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_4}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_3}} \right], \quad (5.25)$$

где $T_{кр}^2 = T_3 T_4$; $T_{др} = T_3 + T_4$.

На рисунке 5.12 показан график переходного процесса в регуляторе расхода при $T_{др} > 2T_{кр}$.

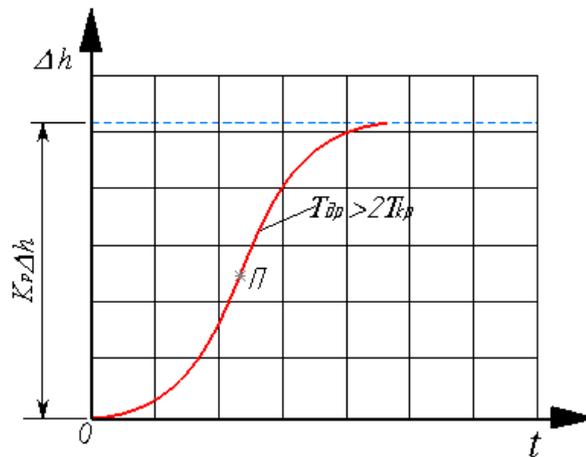


Рисунок 5.12 – График переходного процесса в регуляторе расхода при $T_{dp} > 2T_{kp}$

При $T_{dp} < 2T_{kp}$ решение уравнения (5.24) будет:

$$\Delta h = K_p \Delta h \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \left(\cos \omega t + \frac{1}{T\omega} \sin \omega t \right) \right] \quad (5.26)$$

где $T = \frac{2T_{kp}^2}{T_{dp}}$; $\omega = \frac{\sqrt{4T_{kp}^2 - T_{dp}^2}}{2T_{kp}^2}$.

График переходного процесса регулятора расхода жидкости представлен на рисунке 5.13.

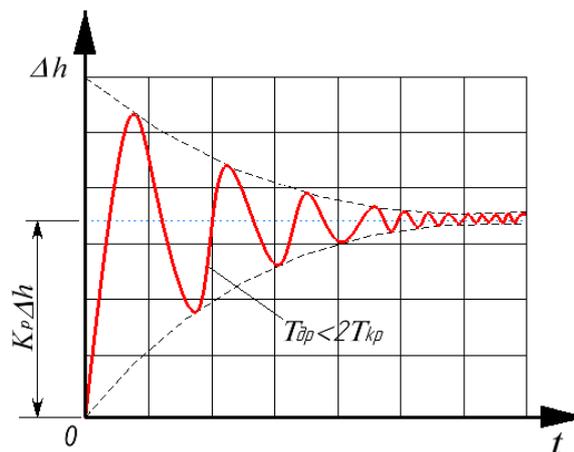


Рисунок 5.13 – График переходного процесса регулятора расхода жидкости при $T_{dp} < 2T_{kp}$

5.3 Математическая модель регулятора расхода жидкости с электрогидравлическим управлением

В представленной САУ режимами работы буровой машины применён золотниковый регулятор расхода рабочей жидкости, в котором изменяющаяся по величине пропускная щель обладает острыми кромками. Выходная характеристика такого регулятора – зависимость расхода жидкости от величины пропускной щели является прямолинейной при условии параллельного подключения к нему редукционного клапана.

Математическую модель регулятора расхода жидкости легко получить по трём составляющим – гидравлическую (щель регулятора) электромагнитную (электромагнит) и механическую (перемещение золотника).

Для гидравлической части золотника (щели регулятора) его расход Q зависит:

$$Q = \mu \pi d \cdot m_3 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5.27)$$

где $\mu = 0,62 \dots 0,65$ – коэффициент расхода регулятора;

d – диаметр плунжера золотника;

ρ – плотность масла;

$\Delta p = p_o - p_l$ – перепад давления на регуляторе, $\Delta p = const$, поскольку к нему параллельно подключён редукционный клапан.

Математическая модель данного звена будет:

$$Q = m_3 k_3, \quad (5.28)$$

где
$$k_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}.$$

Передаточная функция щели:

$$W_{щ}(p) = \frac{Q(p)}{m_3(p)};$$

Согласно математической модели очевидно, что зависимость расхода жидкости от величины пропускной щели линейная (рисунок 5.14).

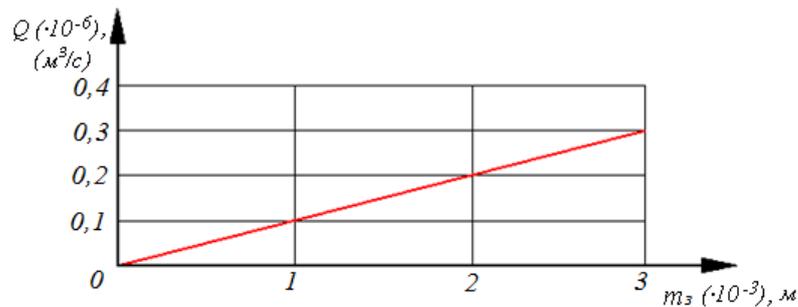


Рисунок 5.14 – График зависимости расхода жидкости от изменения размера щели

В системе используется стандартный электрогидравлический регулятор. В электрической части схемы электромагнита предусмотрена система стабилизации напряжения.

Электрическая часть золотника.

Изменение расхода жидкости Q зависит от величины перемещения регулирующего золотника, т.к. перемещение его изменяет величину проходного отверстия для рабочей жидкости. Перемещения золотника обеспечивает якорь электромагнита.

Параметры электромагнита [??]:

Число витков катушки: $W_k = 115$

Магнитная постоянная: $\mu = 1,25 \cdot 10^{-6}$

Расчётное сечение воздушного зазора:

$$S_{\delta l} = 4,11 \cdot 10^{-4} \text{ для } \delta = 1 \text{ мм.}$$

Проводимость рабочего воздушного зазора:

$$A_{\delta} = 1,79 \cdot 10^{-5}$$

Магнитный поток, выходящий из поверхности якоря, в рабочий воздушный зазор определяется:

$$\Phi_{\delta}(i) = i \cdot W_k \cdot A_{\delta} \quad \Phi_{\delta}(0,14) = 2,882 \cdot 10^{-4}$$

Сила, действующая на якорь электромагнита: $F_e = \frac{\Phi_{\delta}(i)^2}{2 \cdot \mu \cdot S_{\delta z}}$.

$$F_{эм} = K_{эм} I^2$$

Выводя коэффициент усиления, можно получить математическую модель звена:

$$\Delta F_e = 2K_{e0} \cdot i_0 \cdot \Delta i = K_e \cdot \Delta i, \quad (5.29)$$

где $K_e = 2K_{e0} \cdot i_0$;

i_0 – значение тока в рабочей точке.

$$K_{e0} = \frac{(W_k \cdot \Lambda_\delta)^2}{2 \cdot \mu \cdot S_{\delta_3}} \quad K_{e0} = 3,914 \cdot 10^3.$$

Передаточная функция: $W_\circ(p) = \frac{\Delta F_e(p)}{\Delta i(p)}$

Зависимость силы электромагнита от тока представлена на рисунке 5.15.

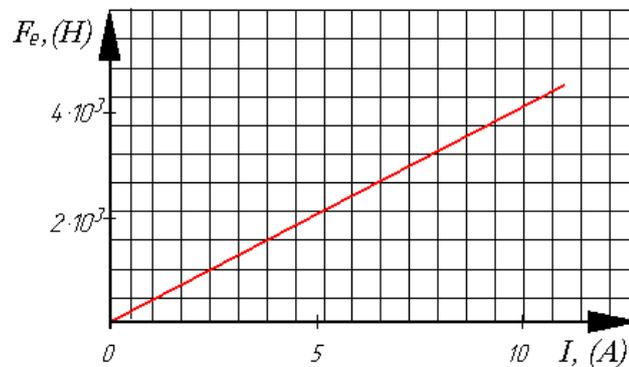


Рисунок 5.15 – Зависимость силы якоря от подводимого тока электромагнита

Механическая часть золотникового регулятора.

На рисунке 5.16 представлена расчётная схема регулятора расхода жидкости, где обозначены силы, действующие на его золотник.

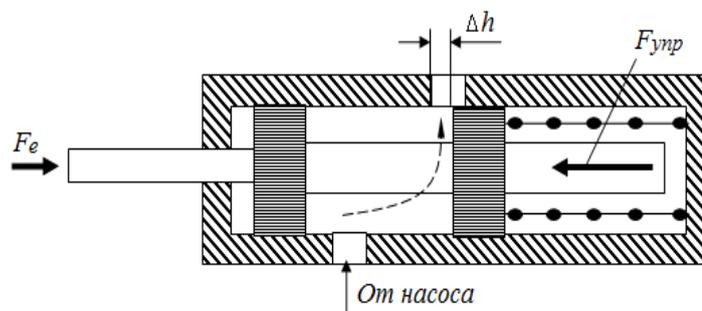


Рисунок 5.16 – Силы, действующие на золотник регулятора

Уравнение динамического равновесия золотника регулятора расхода, имеет вид:

$$M \frac{dh_p^2}{dt^2} + F_v + F_{yn} + F_{зид} = F_e, \quad (5.30)$$

где M – масса якоря и золотника;

F_v – сила вязкого трения между золотником и корпусом регулятора.

$$F_v = 6\pi \eta R V,$$

R – радиус золотника;

V – скорость движения золотника (или того же, якоря ЭМ), в данном

случае:

$$V = 0,1 \dots 0,5 \text{ м/с};$$

$\eta = 0,01 \text{ Па}\cdot\text{с}$ – коэффициент динамической вязкости масла;

F_{yn} – сила упругости пружины регулятора,

$$F_{yn} = c \cdot h_p$$

где c – коэффициент жёсткости пружины;

h_p – величина открытия щели;

$F_{зид}$ – осевая составляющая гидродинамической силы потока масла, проходящего через регулятор:

$$F_{зид} = 2\mu \cdot x \cdot h_p \cdot \Delta p \cdot \cos 69^\circ,$$

где $\mu = 0,65$ – коэффициент расхода;

x – периметр пропускной щели, в данном случае:

$$x = \pi \cdot d,$$

d – диаметр пропускной щели.

Подставляя вышеуказанные формулы в уравнение равновесия, получим:

$$M \frac{dh_p^2}{dt^2} + 6\pi\eta \cdot R \cdot V \cdot \frac{dh_p}{dt} + ch_p + 2\mu \cdot x h_p \cdot \Delta p \cos 69^\circ = F_e,$$

или поделив каждый член уравнения на $(c + 2\mu \cdot x \cdot \Delta p \cos 69^\circ)$, получим:

$$(T_z^2 p^2 + 2\xi T_z p + 1) \cdot h_p = k_p F_e, \quad (5.31)$$

где T_z – постоянная времени золотника:

$$T_z = \sqrt{\frac{M}{c + 2\mu x \Delta p \cos 69^\circ}},$$

ξ – коэффициент относительного демпфирования:

$$\xi = \frac{3\mu\eta R}{T_0(c + 2\mu x \Delta p \cos 69^\circ)},$$

k_p – коэффициент усиления регулятора:

$$k_p = \frac{1}{c + 2\mu x \Delta p \cos 69^\circ}.$$

Золотник является одним из сложных динамических звеньев, в связи с тем, что на его работу влияют различные силовые факторы. Данное звено является колебательным, поэтому математическая модель данного звена имеет сложный вид.

Данные регулятора расхода масла:

масса золотника регулятора:

$$M = 0,0256 \text{ kg};$$

сила, действующая на золотник:

$$F_e = 85,84 \text{ N};$$

постоянная времени регулятора:

$$T_3 = 0,005 \text{ с};$$

коэффициент усиления золотника:

$$k_p = 0,000003056 \text{ с}^2 \cdot \text{kg}^{-1};$$

Математическая модель регулятора в преобразовании Лапласа имеет вид:

$$(T_3^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_3 \cdot p + 1) \cdot h_p(p) = k_p \cdot F_e(p)$$

Передаточная функция:

$$W_M(p) = \frac{k_p}{T_3^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_3 \cdot p + 1} \quad (5.32)$$

Коэффициент относительного демпфирования: $\xi = 0,3$.

Обозначим: $q = \frac{1}{T_3} \quad q = 200 \text{ с}^{-1}$

Декремент затухания: $\gamma = \xi \cdot q$ $\gamma = 60 \text{ c}^{-1}$

Собственная частота колебания:

$$\lambda = q \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad \lambda = 190,788 \text{ c}^{-1}$$

Решение уравнения (5.31) динамики золотника регулятора [??]:

$$h_p(t) = k_p \cdot F_e \left[1 - e^{-\gamma t} \cdot \left(\cos(\lambda \cdot t) + \frac{\gamma}{\lambda} \cdot \sin(\lambda \cdot t) \right) \right] \quad (5.33)$$

Установившееся значение: $h_{py} = 2,623 \cdot 10^{-4} \text{ м}$.

График переходного процесса золотника регулятора расхода показан на рисунке 5.17.

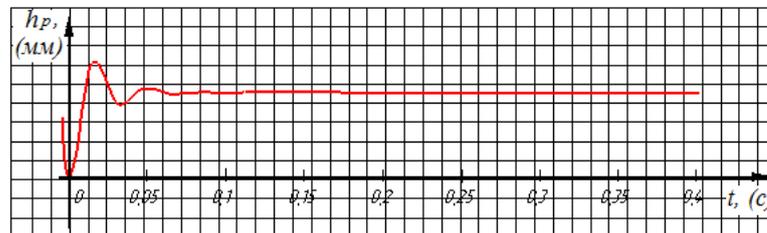


Рисунок 5.17 – График переходного процесса золотника регулятора расхода жидкости

Объединив гидравлическую, электрическую и электромеханическую и части регулятора, получим его передаточную функцию:

$$W_3(p) = W_{\text{гид}}(p) \cdot W_{\text{эл}}(p) \cdot W_{\text{мех}}(p) = \frac{k_3 \cdot k_e \cdot k_p}{T_3^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_3 \cdot p + 1}$$

5.4 Передаточные функции элементов системы

Передаточная функция гидромотора с учётом сжимаемости рабочей жидкости есть отношение выходного параметра гидромотора (угловой скорости гидромотора) в изображениях Лапласа к входному параметру, представленному также в изображениях Лапласа:

$$T_k^2 \frac{d^2 \omega}{dt^2} + T_\theta \frac{d\omega}{dt} + \omega = K_r Q \quad (5.34)$$

$$\omega(p) (T_k^2 p^2 + T_\theta p + 1) = K_r Q(p).$$

Передаточная функция гидромотора составляется при нулевых начальных условиях из уравнения (5.34), подставив в правую часть значение расхода, поступающего в рабочую полость гидромотора и коэффициента усиления.

$$W_r(p) = \frac{\omega(p)}{Q(p)} \quad (5.35)$$

следовательно

$$W_r(p) = \frac{K_r}{T_k^2 p^2 + T_{\partial} p + 1} \quad (5.36)$$

Коэффициент усиления регулятора по расходу жидкости в форме передаточной функции:

$$K_3 = \frac{\Delta Q(p)}{\Delta h(p)}, \quad (5.37)$$

где $K_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \Delta p = const$, т. к. к регулятору расхода жидкости параллельно подключён редукционный клапан, обеспечивающий постоянный перепад давления на нём не зависимо от нагрузки.

На рисунке 5.18 представлена структурная схема регулятора расхода жидкости.

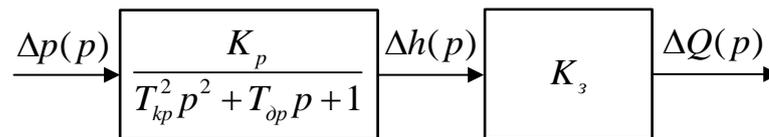


Рисунок 5.18 – Структурная схема регулятора расхода жидкости

Структурная схема регулирования режимами работ гидромотора представляется в следующем виде (рисунок 5.19)

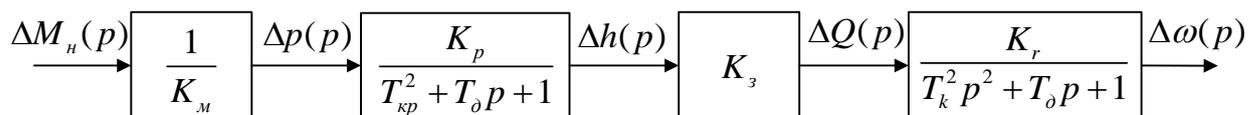


Рисунок 5.19 – Структурная схема системы регулирования режима работы гидромотора

Динамические процессы целесообразно рассмотреть в соответствующих приращениях параметров системы.

Передачная функция обратной связи представляется в виде:

$$W_{oc}(p) = \frac{\Delta\omega(p)}{\Delta M_n(p)} = \frac{\frac{1}{K_m} \cdot K_p \cdot K_z \cdot K_r}{(T_{kp}^2 p^2 + T_{op} p + 1)(T_k^2 p^2 + T_\delta p + 1)} \quad (5.38)$$

Динамика процесса описывается дифференциальным уравнением четвёртого порядка, что видно из передаточной функции (5.38), его характеристическое уравнение будет:

$$T_{kp}^2 T_k^2 p^4 + (T_{kp}^2 T_\delta + T_k^2 T_{op}) p^3 + (T_{kp}^2 + T_{op} T_\delta + T_k^2) p^2 + (T_{op} + T_\delta) p + 1 = 0 \quad (5.39)$$

5.5 Расчёт системы на устойчивость

Любая система автоматического регулирования должна быть прежде всего работоспособной, т.е. должна нормально функционировать и быть нечувствительной к внешним возмущениям различного рода (скачкам нагрузки, регулирующих параметров и т.д.). Работоспособность системы выявляется на основании одной из основных динамических характеристик системы управления – её *устойчивости* (или неустойчивости). Для выполнения любых практических задач управления по изменению режимов работ исполнительных органов система должна быть устойчивой. Устойчивость – свойство системы возвращаться в исходный или близкий к нему установившийся режим после выхода из него в результате какого-либо воздействия. Неустойчивая работа может возникнуть во всякой САУ с обратной связью, в этом случае система не может выполнять задачи управления. Неустойчивая система не возвращается к состоянию равновесия, из которого она по тем или иным причинам вышла, а непрерывно удаляется от него или совершает около него недопустимо большие колебания.

Для определения устойчивости системы воспользуемся критерием Рауса-Гурвица [?].

А) положительность всех коэффициентов при переменных, т.е.

$a_0 > 0, a_1 > 0, a_2 > 0, a_3 > 0,$ и $a_4 > 0,$ т.е.

$$\underbrace{T_{kp}^2 T_k^2}_{a_0} > 0; \underbrace{(T_{kp}^2 T_\delta + T_k^2 T_{dp})}_{a_1} > 0; \underbrace{(T_{kp}^2 + T_{dp} T_\delta + T_k^2)}_{a_2} > 0; \underbrace{(T_{dp} + T_\delta)}_{a_3} > 0; 1 > 0; \quad (5.40)$$

Б) выполнение неравенства:

$$a_3(a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_1^2 a_4 > 0 \quad (5.41)$$

При применении графического критерия устойчивости Михайлова необходимо в уравнение (5.39) подставить $p = j\omega$, где $j = \sqrt{-1}$

$$L(j\omega) = a_0 \omega^4 - ja_1 \omega^3 - a_2 \omega^2 + ja_3 \omega + a_4 \quad (5.42)$$

Выделяем из уравнения (5.42) вещественную и мнимую части:

$$\left. \begin{aligned} L(j\omega) &= X(\omega) + jY(\omega) \\ X &= a_0 \omega^4 - a_2 \omega^2 + a_4 \\ Y &= -a_1 \omega^3 + a_3 \omega \end{aligned} \right\} \quad (5.43)$$

Для устойчивости автоматической системы требуется, чтобы кривая Михайлова проходила последовательно столько квадрантов, какова степень характеристического уравнения (5.39) при изменении ω от 0 до ∞ (рисунок 5.20).

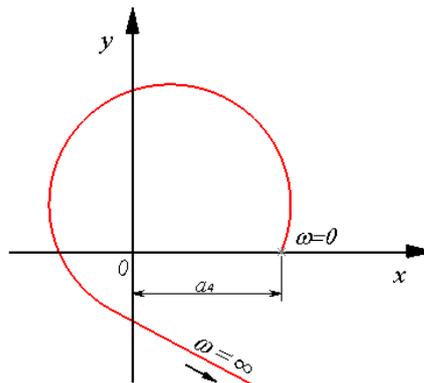


Рисунок 5.20 – Кривая Михайлова, определяющая устойчивость системы

Передаточная функция гидромотора без учёта сжимаемости рабочей жидкости (при бурении мягких пород)

$$W_r(p) = \frac{\omega(p)}{Q(p)} \quad (5.44)$$

Она определяется из уравнения (5.45):

$$T_{\text{мех}} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega = K_r Q \quad (5.45)$$

$$W_r(p) = \frac{K_r}{T_{\text{мех}} p + 1} \quad (5.46)$$

Структурная схема, показывающая связь параметров элементов обратной связи в приращениях, представлена на рисунке 5.21.

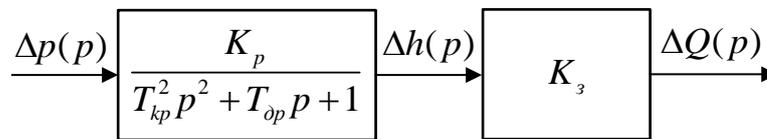


Рисунок 5.21 – Структурная схема обратной связи в приращениях

Структурная схема гидромотора с обратной гидравлической связью представлена на рисунке 5.22.

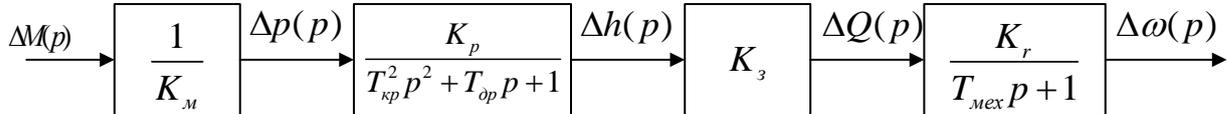


Рисунок 5.22 – Структурная схема обратной связи с гидроприводом

Передаточная функция системы с обратной гидравлической связью имеет вид:

$$W_{oc}(p) = \frac{\Delta\omega(p)}{\Delta M_H(p)} = \frac{\frac{1}{K_m} K_p K_3 K_r}{(T_{kp}^2 p^2 + T_{оп} p + 1)(T_{мех} p + 1)} \quad (5.47)$$

Из уравнения (5.47) видно, что математическая модель при бурении мягких пород представляется в виде дифференциального уравнения третьего порядка и его характеристическое уравнение имеет следующий вид:

$$\underbrace{T_{kp}^2 T_{мех}}_{a_0} p^3 + \underbrace{T_{kp}^2 + T_{оп} T_{мех}}_{a_1} p^2 + \underbrace{T_{оп} + T_{мех}}_{a_2} p + 1 = 0 \quad (5.48)$$

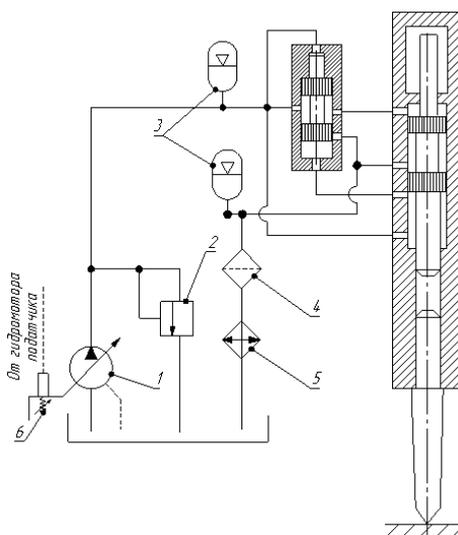
Критерий устойчивости системы обеспечивается по Раусу-Гурвица следующим образом [??]:

$$\left. \begin{array}{l} \text{а) } a_0 > 0, a_1 > 1, a_2 > 0, a_3 > 0 \\ \text{б) } a_1 a_2 > a_0 a_3 \end{array} \right\} \quad (5.49)$$

В обоих случаях (с учётом сжимаемости жидкости – при бурении крепких пород и без учёта сжимаемости жидкости – при бурении мягких пород) для обеспечения устойчивой работы системы необходимо подобрать массо-геометрические параметры элементов системы, входящие в соответствующие значения постоянных времени таким образом, чтобы выполнялись условия (5.40), (5.41), а также (5.49).

5.6 Математическая модель объёмного регулирования гидравлического ударного механизма

При объёмном регулировании режимов работы ударного механизма энергия и частота, создаваемого им ударов зависит от производительности регулируемого насоса. Схема гидравлической системы ударного механизма с объёмным регулированием показана на рисунке 5.23.



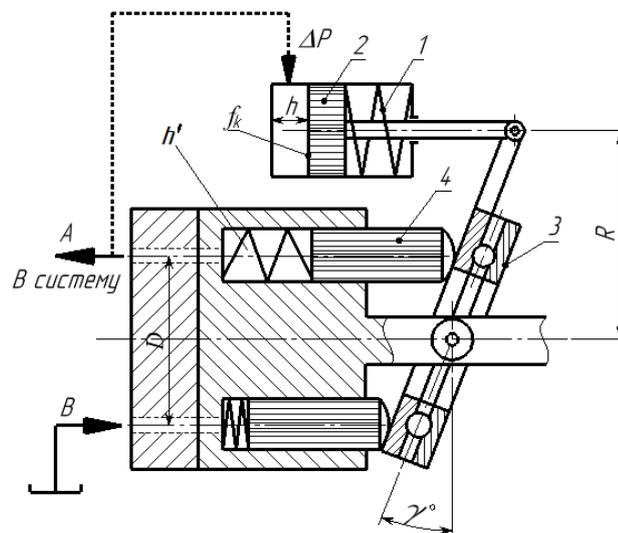
1 – насос регулируемый, 2 – предохранительный клапан, 3 – аккумуляторы, 4 – масляный фильтр, 5 – теплообменник, 6 – механизм, управляющий производительностью насоса

Рисунок 5.23 – Гидравлическая схема ударного механизма с объёмным регулированием расхода жидкости

В представленной схеме установлен регулируемый насос 1 с механизмом, регулирующим производительность насоса 6, посредством изменения угла наклона регулировочной шайбы, от которого зависит производительность насоса.

Регулируемый механизм 6 является своего рода задающим устройством в автоматической системе.

Рассмотрим математическую модель регулируемого гидравлического насоса, расчётная схема которого представлена на рисунке 5.24.



1 – пружина регулирующего механизма; 2 – золотник регулирующего механизма; 3 – наклонная шайба; 4 – рабочий поршень; ΔP – приращение давления по каналу обратной связи; h – величина перемещения золотника регулирующего механизма; D – диаметр окружности, по которой расположены поршни; γ – угол наклона шайбы; A – напорный канал; B – всасывающий канал; f_k – площадь торца золотника регулирующего механизма; R – радиус поворота регулировочной шайбы

Рисунок 5.24 – Расчётная схема регулируемого гидравлического насоса

Производительность поршневых гидравлических насосов определяется следующей зависимостью: [??]

$$Q_H = \frac{\pi d^2}{4} D \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot z \cdot n, \quad (5.50)$$

где: d – диаметр поршня 4;

D – диаметр окружности, по которой расположены поршни;

γ – угол наклона шайбы 3;

z – количество поршней;

n – частота вращения вала.

Общая производительность нерегулируемого насоса с учётом внутренних утечек будет равна

$$Q_H = \frac{\pi d^2}{4} D \cdot n \cdot z \cdot \operatorname{tg} \gamma - r_n \frac{M}{K_M}, \quad (5.50)$$

или

$$Q_H = K_n + \operatorname{tg} \gamma - r_n \frac{M}{K_M},$$

где K_n – коэффициент усиления насоса по расходу;

r_n – коэффициент утечек.

$$K_n = \frac{\pi d^2}{4} n \cdot D$$

Здесь $\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{const}$, поэтому производительность таких насосов можно изменить только путём изменения числа оборотов n .

В конструкции регулируемых аксиально-поршневых насосов предусмотрена возможность изменения угла γ наклона шайбы 3, в связи с этим их производительность Q_H будет равна

$$Q_H = K_n \cdot \operatorname{tg} \gamma \mp r_n \frac{M}{K_M} \pm K_n \Delta \gamma \quad (5.51)$$

Из формулы (5.51) видно, что в регулируемых поршневых насосах производительность изменяется посредством угла наклона γ шайбы 3.

Математическая модель регулирующего механизма:

На основании принципа Даламбера составляем уравнение сил в регулирующем механизме:

$$\Delta P \cdot f_k = m \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \eta \frac{d \Delta h}{dt} + c \Delta h + F_{mp}, \quad (5.52)$$

где: ΔP – приращение давления в силовом канале из-за возрастания нагрузки при бурении;

f_k – площадь торца поршня регулирующего механизма;

m – масса подвижных элементов механизма;

η – коэффициент вязкого трения;

c – коэффициент жёсткости пружины l (рисунок 5.24);

h – величина перемещения поршня регулирующего механизма,

$$h' = R \cdot \operatorname{tg} \gamma$$

где h' – величина перемещения рабочего поршня насоса;

R – радиус поворота регулировочной шайбы 3 (рисунок 5.24);

F_{mp} – усилие, необходимое для поворота шайбы 3,

$$F_{mp} = \frac{M_{TP}}{R} = \operatorname{const}.$$

Преобразуем уравнение (5.52), разделив каждый его член на «с»:

$$\frac{m}{c} \cdot \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \frac{\eta}{c} \cdot \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h = \frac{1}{c} (\Delta p \cdot f_k - F_{mp}) \quad (5.53)$$

Вводим обозначения:

$$T_k = \sqrt{\frac{m}{c}}; T_d = \frac{\eta}{c}; K_p = \frac{1}{c},$$

уравнение примет вид:

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + T_d \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h = K_p (\Delta p \cdot f_k - F_{mp}) \quad (5.54)$$

Уравнение (5.54) является линейным дифференциальным уравнением второго порядка регулирующего механизма. Алгоритм его решения будет аналогичным алгоритму решения уравнения (5.11).

Характеристическое уравнение при этом имеет вид:

$$T_3 T_4 p^2 + (T_3 + T_4) p + 1 \quad (5.55)$$

его корни:

$$p_1 = \frac{-(T_3 + T_4) + \sqrt{(T_3 + T_4)^2 - 4T_3 T_4}}{2T_3 T_4} = -\frac{1}{T_3}$$

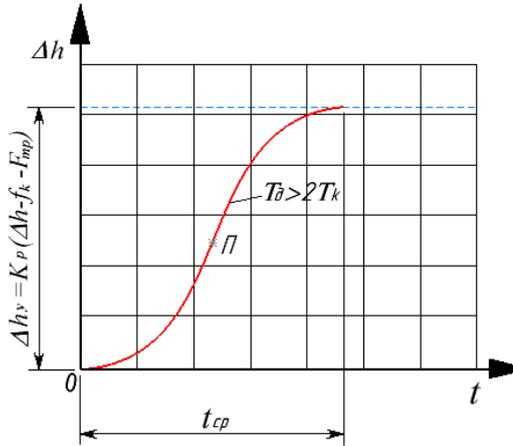


Рисунок 5.25 – График переходного процесса при $T_d > 2T_k$

$$p_2 = \frac{-(T_3 + T_4) - \sqrt{(T_3 + T_4)^2 - 4T_3T_4}}{2T_3T_4} = -\frac{1}{T_4}$$

В случае, когда $T_d > 2T_k$, корни характеристического уравнения являются вещественные и отрицательные. Тогда график переходного процесса имеет вид, представленный на рисунке 5.25. [??]

Если $T_d < 2T_k$, то корни характеристического уравнения будут комплексными и сопряженными.

$$p_{1,2} = -\frac{1}{T} \pm j\omega,$$

где $T = \frac{2T_k^2}{T_d}$; $\omega = \frac{\sqrt{4T_k^2 - T_d^2}}{2T_k^2}$; $j = \sqrt{-1}$.

Решение уравнения (5.54) при таких значениях корней характеристического уравнения будет иметь вид: [??]

$$\omega = (\omega_0 - \alpha_0) \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \left(\cos \omega' t + \frac{1}{T\omega'} \sin \omega' t \right) \right] \quad (5.56)$$

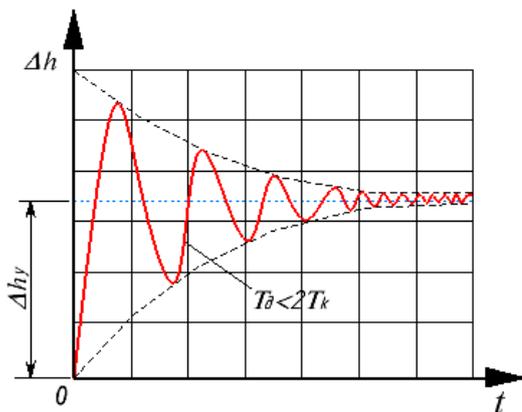


Рисунок 5.26 – График переходного процесса при $T_d < 2T_k$

где T – постоянная времени затухания амплитуды колебания переходного режима, ω' – частота колебаний.

Графически переходной процесс для этого случая представлен на рисунке 5.26.

5.7 Математическая модель дроссельного регулирования гидравлического ударного механизма

Принцип дроссельного регулирования заключается в том, что часть расхода нерегулируемого насоса отводится предохранительный клапан с переливным золотником Г-52.

При дроссельном регулировании возможны два принципиально разных способа включения регулирующего дросселя: последовательно с гидродвигателем и параллельно гидродвигателю.

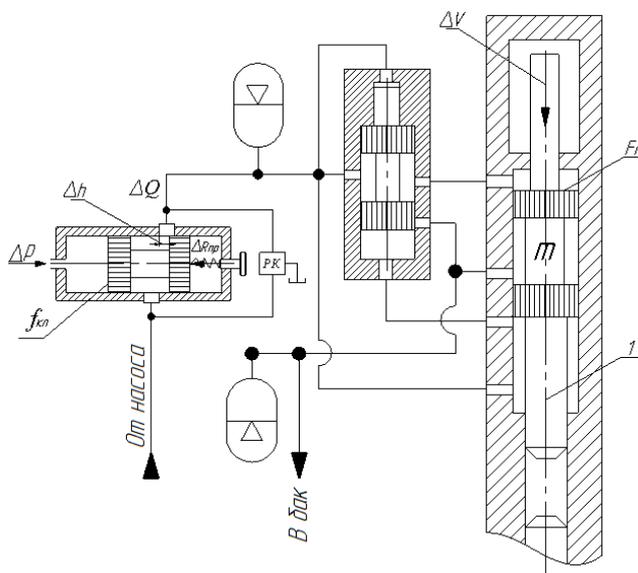


Рисунок 5.27 – Расчётная схема гидравлического ударника при дроссельном регулировании расхода жидкости

В данной работе мы предлагаем два варианта дроссельного регулирования последовательного подключения: с электромагнитным управлением расхода через дроссель и гидравлическим – по давлению. На рисунке 5.27 показана гидравлическая схема ударного механизма с дроссельным регулированием расхода жидкости и гидравлическим управлением золотника

регулятора расхода жидкости.

В представленной схеме обратная связь осуществляется по гидравлическому каналу от напорной магистрали гидромотора подающего механизма бурового инструмента.

Математическая модель регулятора расхода жидкости представляется в виде дифференциального уравнения второго порядка:

$$\Delta P \cdot f_{кр} = m_3 \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \eta \frac{d \cdot \Delta h}{dt} + c \cdot \Delta h, \quad (5.57)$$

где ΔP – приращение давления в канале обратной связи;

$f_{кл}$ – площадь торца золотника;

m_3 – масса золотника регулятора;

Δh – величина проходной щели;

η – коэффициент вязкого трения;

c – коэффициент жёсткости пружины.

После соответствующих преобразований уравнения (5.57) по той же методике получим:

$$T_{k3}^2 \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + T_{\partial 3} \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h = K_{pn} \Delta P, \quad (5.58)$$

где

$$T_{k3}^2 = \sqrt{\frac{m_3}{c}}; \quad T_{\partial 3} = \frac{\eta}{c}; \quad K_{pn} = \frac{f_{кл}}{c}.$$

Передаточная функция регулятора расхода жидкости будет:

$$W_{pez}(p) = \frac{\Delta h(p)}{\Delta p(p)} = \frac{K_{pn}}{T_{k3}^2 \cdot p^2 + T_{\partial 3} p + 1} \quad (5.59)$$

Передаточная функция изменения расхода жидкости на выходе регулятора от величины щели представляется в виде безынерционного звена, т.е.

$$W_{pa}(p) = \frac{\Delta Q(p)}{\Delta h(p)} = K_3, \quad (5.60)$$

где K_3 – коэффициент усиления по расходу, который равен:

$$K_3 = \eta \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_H - p)} = const,$$

поскольку к регулятору расхода жидкости параллельно подключён редуцирующий клапан.

Здесь η – коэффициент расхода, $\eta = 0,65$;

d – диаметр золотника регулятора;

g – ускорение свободного падения;

γ – удельный вес жидкости;

p_H – давление насоса;

p – рабочее давление в системе.

Структурно переходной процесс регулятора расхода жидкости представляется в виде (рисунок 5.28).

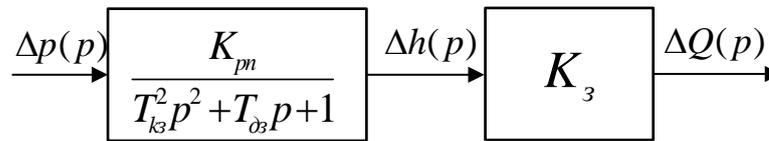


Рисунок 5.28 – Структурная схема регулятора расхода жидкости

Зная приращение расхода за счёт обратной гидравлической связи, можно определить величину возрастания скорости движения ударника:

$$\Delta v = \frac{\Delta Q}{F_n}, \quad (5.61)$$

где F_n – эффективная площадь ударника.

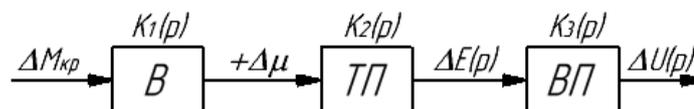
При этом приращение энергии будет [???]:

$$\Delta E = \frac{m \Delta v^2}{2} = \frac{m}{2} \left(\frac{\Delta Q}{F_n} \right)^2, \quad (5.62)$$

где m – масса ударника.

5.8 Математическая модель датчика крутящего момента

На рисунке 5.29 показана структурная схема датчика, из которой видно, что он состоит из множества звеньев, соединённых между собой последовательно.



В – измеряемый вал; ТП – трансформаторный преобразователь; ВП – полупроводниковый выпрямитель

Рисунок 5.29 – Структурная схема МДМ датчика

Все звенья датчика считаем безынерционными по сравнению с другими инерционными элементами автоматической системы: регуляторов, объектов управления.

Передаточная функция датчика с учётом последовательного соединения его звеньев:

$$W_{\delta}(p) = \frac{\Delta U}{M_{кр}} = K_{\delta},$$

где K_{δ} – коэффициент усиления датчика;

$$K_{\delta} = K_1 K_2 K_3,$$

где K_1 – передаточное отношение, зависящее от загруженности измеряемого вала. Так как вал работает в упругой зоне деформации, то здесь, согласно закону Гука, справедливо линейная зависимость передаточного отношения.

$$K_1 = \frac{\Delta \beta}{\Delta M_0} = \varepsilon,$$

где $\Delta \beta$ – упругая деформация вала;

ε – модуль упругости вала, зависящая от его материала.

K_2 – передаточное отношение трансформаторного преобразователя при условии, что частота тока возбуждения значительно больше частоты изменения преобразуемой входной величины, можно считать безынерционным усилителем [104]. Его передаточная функция:

$$K_2 = \frac{\Delta E}{\Delta \mu_0},$$

он равен [?]

$$K_2 = \frac{16 \mu_0^2 \omega_B \omega_{II} P_B S_B S_{II} u_D f I_B}{\mu^2 h \delta^2},$$

где: μ_0 – магнитная постоянная;

ω_B, ω_{II} – число витков катушек возбуждения и измерения;

P_B – число пар полюсов возбуждения;

S_B, S_{II} – площади проекции на поверхность вала полюсов возбуждения и измерения соответственно;

I_B – действующее значение тока в полюсной катушке обмотки возбуждения;

h – некоторая средняя глубина проникновения магнитного потока в поверхность вала.

K_3 – передаточная функция выпрямителя, которая также является безынерционным звеном,

$$K_3 = \frac{\Delta U}{\Delta E}$$

значение
$$K_3 = \frac{2\sqrt{2r \cdot r_H}}{(r + r_H)\sqrt{r^2 + x_{II}^2}}, [?]$$

где: r – сопротивление измерительной схемы дифдуктора;

r_H – активное сопротивление нагрузки;

x_{II} – индуктивное сопротивление измерительной обмотки.

Таким образом, можно считать, выходную характеристику датчика линейной и его математическая модель имеет вид:

$$\Delta U = \Delta M_{кр} \cdot K_D \tag{5.63}$$

где: ΔU – изменение выходного напряжения датчика;

$\Delta M_{кр}$ – изменение крутящего момента;

K_D – коэффициент усиления датчика.

График выходной характеристики датчика крутящего момента представлен на рисунке 5.30.

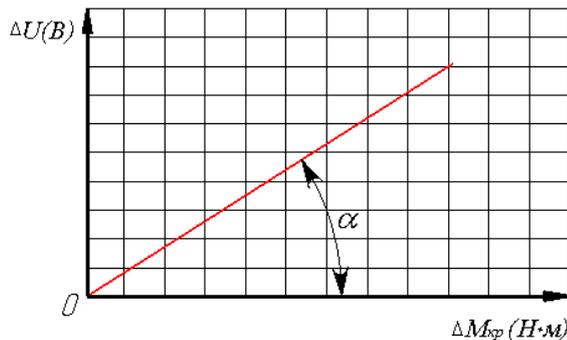


Рисунок 5.30 – Зависимость выходного сигнала от крутящего момента

Коэффициент усиления датчика:

$$K_D = tg \cdot \alpha$$

5.9 Математическая модель усилителя электрических сигналов

Усилитель напряжения в предлагаемой автоматической системе предназначен для усиления сигнала и является четырёхканальным типа УТ4-1.

В приборе используется принцип усиления полезного сигнала на несущей частоте, он включает в себя задающий генератор и четыре самостоятельных канальных усилителя.

Блок-схема прибора приведена на рис. 5.31.

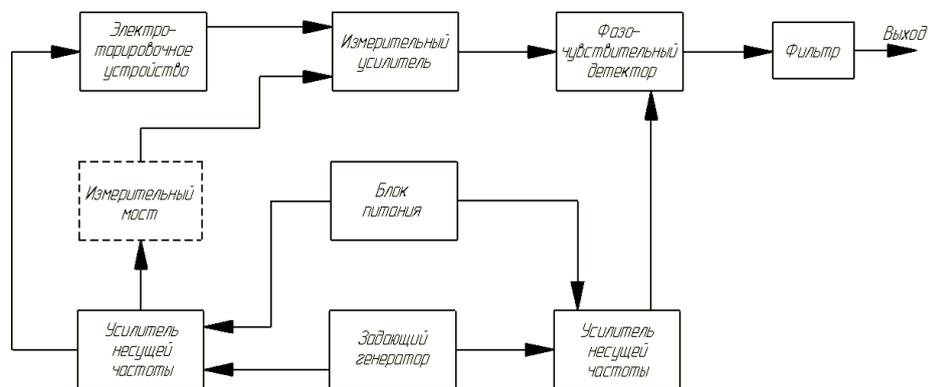


Рисунок 5.31 – Блок-схема одного канала усилителя

Математическая модель усилителя имеет вид:

$$\Delta U_y = \Delta U \cdot K_y \quad (5.64)$$

где ΔU_y – усиленное напряжение;

ΔU – напряжение датчика;

K_y – коэффициент усиления усилителя.

$$K_y = \frac{\Delta U_y}{\Delta U} \quad (5.65)$$

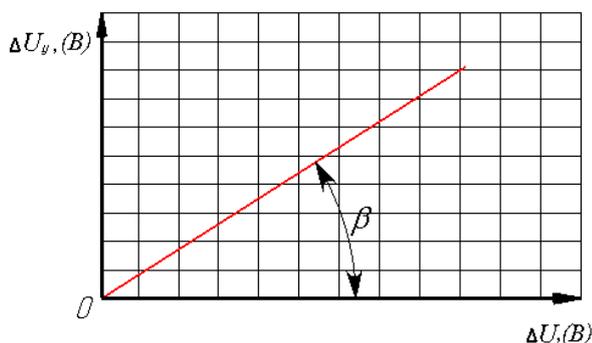


Рисунок 5.32 – Зависимость выходного напряжения от сигнала датчика

Коэффициент усиления сигнала равен:

$$K_y = \operatorname{tg} \beta = 333$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 5

1. Разработаны структурные схемы автоматических систем и их отдельных элементов регулирования режимами работ гидравлического бурового станка.

2. Разработаны математические модели, как отдельных элементов (регуляторов расхода жидкости, гидромоторов), так и в целом всей системы автоматического регулирования режимами работ гидравлического бурового станка.

3. Разработанные математические модели, а также алгоритм расчёта САУ позволяет произвести полный расчёт их параметров: вид переходного процесса, его длительность и устойчивость их работ, что даёт возможность проектировать их применительно к любым гидравлическим буровым станкам.

ГЛАВА 6

РАЗРАБОТКА ОРИГИНАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ УНИВЕРСАЛЬНОГО БУРИЛЬНОГО АГРЕГАТА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ИХ ПРОВЕРКА

Автоматизация производственных процессов и контроля технологических параметров, а также усовершенствование техники научных экспериментов требуют создания совершенных первичных преобразователей – датчиков.

Датчиком, или первичным преобразователем, называют устройство, осуществляющее восприятие контролируемой величины и преобразование её в величину, удобную для передачи по линиям связи и дальнейшего преобразования.

В зависимости от конкретных условий применения датчиков к ним предъявляются самые различные требования. Ниже приведён общий перечень требований, которые необходимо учитывать при проектировании информационных устройств:

1. Однозначная зависимость выходной величины от входной (отсутствие гистерезиса);
2. Высокая избирательность (датчик должен реагировать только на изменения той величины, для которой он предназначен);
3. Минимальное изменение характеристик под влиянием внешних факторов (температуры, угла наклона, вибраций и т.п.);
4. Определённый вид зависимости между выходной и входной величинами (обычно линейной);
5. Высокая чувствительность (отношение приращения выходной величины к приращению входной);
6. Стабильность характеристик во времени;

7. Направленность действия (отсутствие влияния нагрузки в выходной цепи датчика на режим входной цепи);
8. Определённые динамические характеристики (обычно требуется минимальная постоянная времени);
9. Высокая перегрузочная способность (отношение предельно допустимого значения выходной величины к номинальному её значению);
10. Устойчивость к химическим воздействиям измеряемой и окружающей сред;
11. Взрывобезопасность;
12. Устойчивость против механических, термических, электрических и т.п. перегрузок;
13. Простота и технологичность конструкции;
14. Повторяемость характеристик (взаимозаменяемость);
15. Удобство монтажа и обслуживания.

6.1 Разработка датчика линейной скорости

Датчик измерения линейной скорости необходим для измерения скорости подачи бурового инструмента. При бурении пород различной крепости планируется зафиксировать величину изменения скорости подачи инструмента. С этой целью планируется применить датчик скорости индукционного типа.

Принцип действия датчиков этого типа основано на использовании закона электромагнитной индукции

$$e = -Blv ,$$

где B – магнитная индукция в $тл$;

l – длина проводника в $м$;

v – скорость перемещения проводника в $м/сек$;

e – наводимая в проводнике э.д.с.

Представленная формула справедлива для взаимно перпендикулярных направлений B , и v . Если это не имеет места, то следует брать проекции этих величин на взаимно перпендикулярные оси.

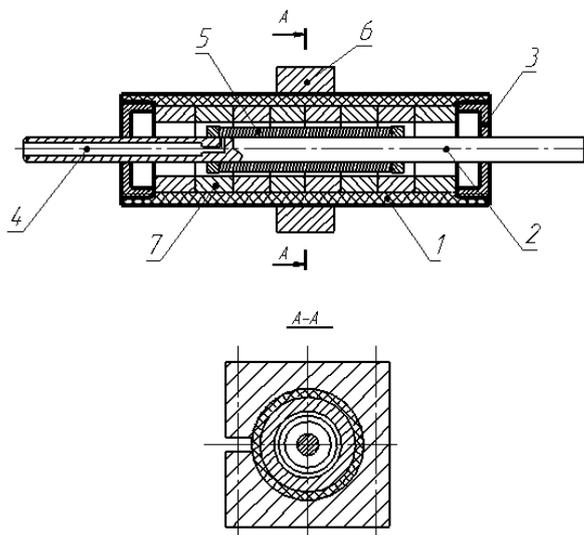


Рисунок 6.1 – Конструкция индукционного датчика скорости

Конструкция индукционного датчика скорости представлена на рисунке 6.1, а на рисунке 6.2 его общий вид.

Датчик состоит из корпуса 1, оси 2, двух крышек 3, индуктивной катушки 5, кронштейна 6 и постоянных магнитов 7.

Магниты 7 выполнены в форме кольца и concentрично размещаются в корпусе 1 по всей его длине.

На оси 2 по центру располагается индуктивная катушка, вывод проводов которой осуществляется через отверстие 4. Ось совместно с катушкой устанавливается concentрично с корпусом, при этом между магнитами и катушкой имеется воздушный зазор,



Рисунок 6.2 – Общий вид датчика

позволяющий корпусу с магнитами перемещаться вдоль оси с индуктивной катушкой. Роль линейных подшипников скольжения, а также сохранения concentричности корпуса датчика относительно оси, выполняют две крышки 3, установленные по торцам датчика.

Кронштейн 6 выполнен в виде хомута, который устанавливается concentрично с корпусом 1 датчика и жёстко закрепляется на нём по центру

длины корпуса. Кронштейн служит для соединения подвижного корпуса датчика с подвижным объектом, скорость которого необходимо измерить.

В целом датчик устанавливается на собственной оси параллельно направляющим, по которым перемещается измеряемый объект, в нашем случае каретка, на которой закреплена буровая головка с разрушающим инструментом.

При перемещении корпуса датчика вместе с магнитами относительно оси с катушкой, в последней наводится э.д.с., пропорциональная скорости

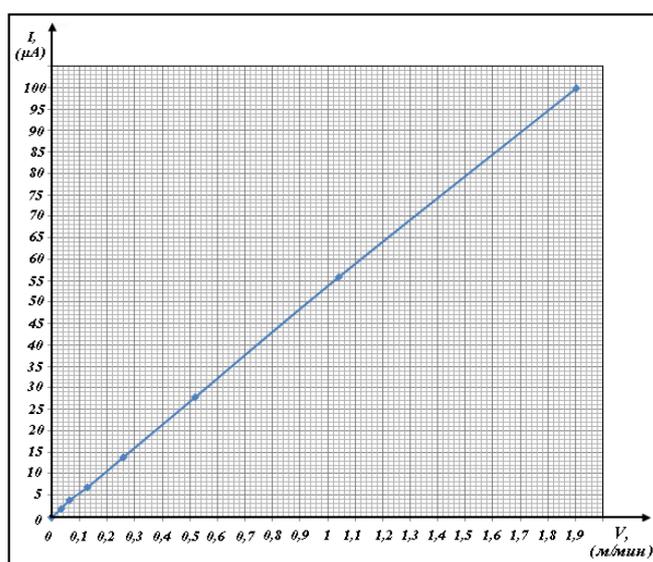


Рисунок 6.3 – Зависимость выходного тока датчика от скорости перемещения суппорта

перемещения измеряемого объекта. Силу тока при этом, генерирующую датчиком можно зафиксировать амперметром или другим измерительным прибором. Зная выходящую силу тока датчика, посредством тарировочного графика (рисунок 6.3) можно вычислить скорость перемещения измеряемого объекта.

Из графика, представленного на рисунке 6.3 видно, что зависимость силы тока датчика от скорости перемещения измеряемого объекта идеально прямолинейная, а мощность сигнала высокая, не требующая усиления.

Технические характеристики датчика приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Технические характеристики датчика скорости

| | |
|----------------------------------|--------|
| Диапазон измерения, м/мин | 0,03÷5 |
| Число витков катушки возбуждения | 2000 |
| Выходное напряжение, мВ | 1÷100 |
| Габаритные размеры: | |
| Длина, мм | 1000 |

| | |
|---------------------|-----|
| Диаметр корпуса, мм | 60 |
| Вес, кг | 4,7 |

Главные достоинства датчика заключаются в прямолинейности, высокой чувствительности и мощности выходного сигнала. Кроме того, по показаниям измерительного прибора можно фиксировать не только величину скорости, но и направление перемещения измеряемого объекта.

Недостаток представленного датчика заключается в его больших габаритных размерах и массе.

6.2 Разработка бесконтактного датчика для измерения крутящего момента на буровом инструменте

Известно, что на оптимальность процесса бурения влияет множество физических параметров, наиболее влиятельными из которых является крутящий момент и осевое усилие на буровом инструменте.

За более чем двухсотлетний период развития устройств измерения крутящего момента на вращающихся валах разработаны различные способы и устройства, классификация которых, представлена на рисунке 6.4. Многие из приведённых в квалификации способов измерения крутящего момента на сегодняшний день считаются устаревшими и не применяются или применяются в особых случаях. Наиболее популярными устройствами для измерения крутящего момента сегодня являются электрические датчики, работающие на различных принципах измерения, получившие в последнее время большой прогресс в развитии. Тем не менее задача по разработке и усовершенствованию этих устройств не потеряла своей актуальности и в настоящее время.

Стремительное развитие электроники и вычислительной техники оказалось предпосылкой для расширения автоматизации самых разнообразных процессов в промышленности, в научных исследованиях и в быту. Однако реализация этой предпосылки в значительной мере

определяется возможностями устройств для получения информации о регулируемом параметре или процессе.

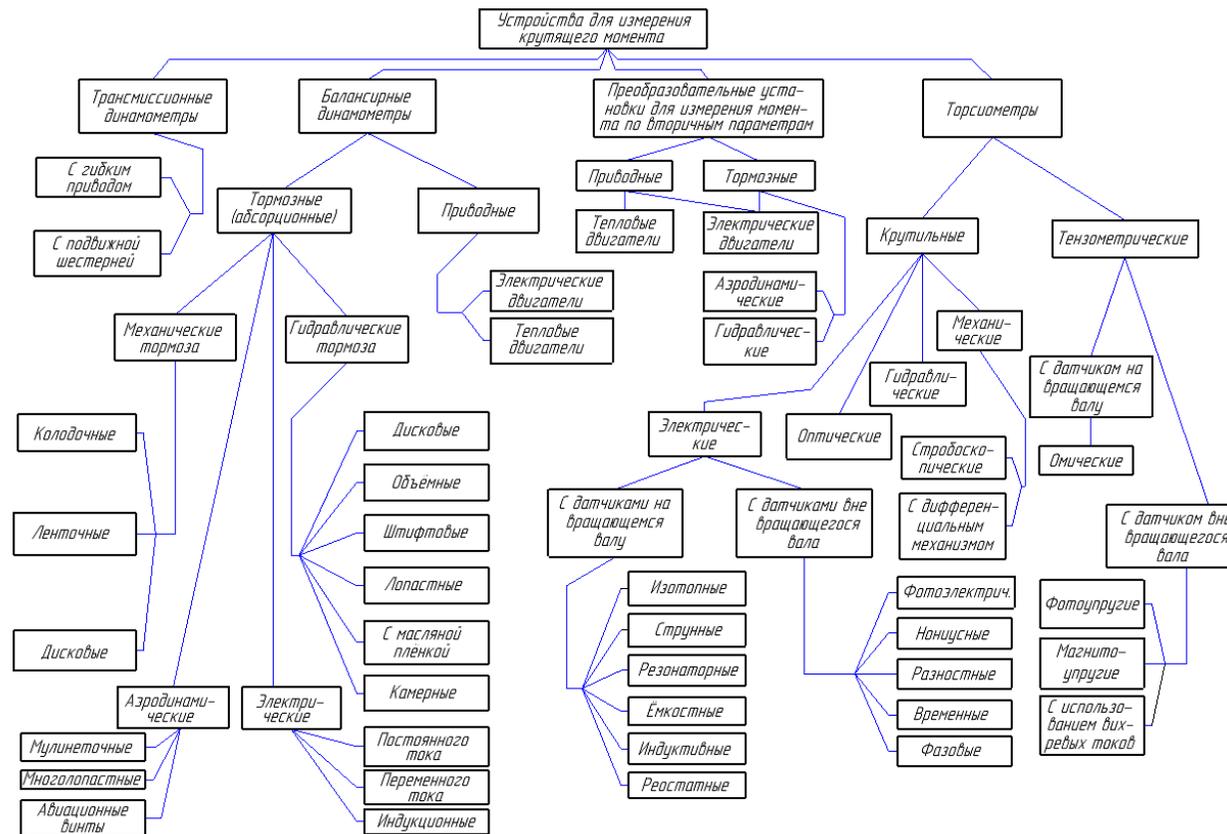


Рисунок 6.4 – Классификация устройств для измерения крутящего момента

Разумеется, применение датчиков не ограничивается только автоматизированными системами управления, поскольку они могут выполнять также функции элементов для измерительных систем, где работа их ограничивается выводом информации о измеряемом параметре технологического процесса на пульт управления оператора машины.

Для восприятия момента вращения и преобразования его в выходной сигнал используются различные явления, сопровождающие передачу момента через элементы механической связи. В зависимости от характера этих явлений различают следующие виды датчиков:

1. Датчики момента вращения, использующие закручивание участка упругого вала на угол φ (рад), пропорциональный моменту вращения M (кГ·см),

$$\varphi = \frac{l}{GJ_p} M ,$$

где l – длина участка вала (база) в см;

G – модуль скольжения в кГ/см²;

J_p – полярный момент инерции. Для круглого сечения диаметром D

$$J_p = \frac{\pi D^4}{32} = 0,1D^4 .$$

Для вала полого сечения с диаметрами D и d

$$J_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) .$$

Максимальный допустимый момент вращения для сплошного вала равен:

$$M_{\text{дон}} = \frac{\pi D^3}{16} \cdot \tau_{\text{дон}} ,$$

где $\tau_{\text{дон}}$ – допускаемое касательное напряжение (кГ/см²).

Допустимый угол закручивания вала составляет:

$$\varphi_{\text{max}} = \frac{21}{GD} \cdot \tau_{\text{дон}} .$$

Практически для стальных валов $\varphi_{\max} = 0,5 \frac{l}{D}$ град. Наибольший интерес представляют датчики, не требующие проводников для подвода тока к вращающимся частям. К ним, в частности, относятся:

Фотоэлектрический датчик момента, индуктивный датчик с неподвижными обмотками, импульсный датчик момента.

2. Датчики момента вращения, использующие закручивание упругих элементов, связывающих ступицу с ободом колеса. В качестве выходного преобразователя применён индуктивный датчик.

3. Датчики момента вращения основанные на измерении силы, развиваемой на заданном плече. Выходным преобразователем силы служит комплект магнитоупругих датчиков.

4. Датчики момента вращения, основанные на измерении деформаций закручиваемого вала. Для измерения деформаций применяют омические тензодатчики и магнитоупругие датчики.

С развитием электроники, широкую популярность стали получать электронные аналоговые датчики, а позже и цифровые.

Тензометрические датчики крутящего момента

На сегодняшний день наиболее популярными и доступными датчиками крутящего момента являются датчики, работающие на основе тензометрических сопротивлений – тензометрические датчики. Такие датчики сегодня изготавливаются серийно в широком спектре модификаций.

Ввиду того, что с помощью тензометрических сопротивлений можно измерить большинство физических параметров, тензометрия хорошо известна и достаточно освоена.

Обычно для измерения крутящего момента используется мостовая схема с четырьмя тензодатчиками, которые наклеиваются на вал под углом 45° к его оси. Применение мостовой схемы увеличивает чувствительность, улучшает линейность выходной характеристики и, что наиболее важно, позволяет снизить чувствительность преобразователя к изгибным

деформациям, а также напряжениям, возникающим при сжатии или растяжении вала.

Мостовая схема позволяет значительно уменьшить влияние температуры на величину выходного сигнала, изменение модуля упругости, вызванное изменением температуры, компенсируя с помощью термокомпенсационного сопротивления, включённого последовательно с мостовой схемой.

Преимущества тензометрических преобразователей очевидны – малые размеры, отсутствие сложных механических конструкций, небольшая база измерений и т.п.

Основными недостатками тензометрических датчиков является:

- Наличие в них токоизмерительных щёток, в которых осуществляется основная потеря полезного сигнала и создаются дополнительные помехи при измерении.
- Низкий уровень полезного сигнала таких датчиков требует наличие усилителя (при том условии, когда датчик выполняет работу канала обратной связи в автоматической системе).
- Большое время переходного процесса, является значительным недостатком в работе автоматической системы.
- Непосредственно для вращательно-ударного процесса бурения тензометрические датчики обладают низким ресурсом работы ввиду своих конструктивных особенностей.

Дополнительный недостаток тензометрических преобразователей при измерении крутящего момента является влияние изгибных деформаций вала, полной компенсации которых мостовая схема не обеспечивает.

Отсюда возникает необходимость в изготовлении и применении бесконтактного с измеряемым валом датчика, основанном на отличительном от тензометрии принципом работы.

Магнитоупругие датчики крутящего момента

В магнитоупругих преобразователях используется измерение магнитной проницаемости ферромагнитных тел в зависимости от механических напряжений, возникающих под действием приложенных сил. В качестве чувствительного элемента для измерения крутящего момента используется участок вала, выполненный из обычной конструкционной стали [142, 144].

При скручивании вала магнитная проницаемость увеличивается в направлении 45° к оси и уменьшается в перпендикулярном направлении, пропорционально приложенному моменту. Это связано с появлением растягивающих σ_p и сжимающих σ_c усилий, направленных по этим осям.

Широкое распространение получили магнитоупругие приборы в виде кольцевых торсиометров, предложенных О. Дахлем. Магнитоупругий преобразователь кольцевого типа, показанный на рисунке 6.5, состоит из трёх колец: на среднем расположены обмотки, создающие магнитный поток, на крайних – измерительные обмотки. Среднее кольцо наполовину шага сдвинуто по отношению к крайним.

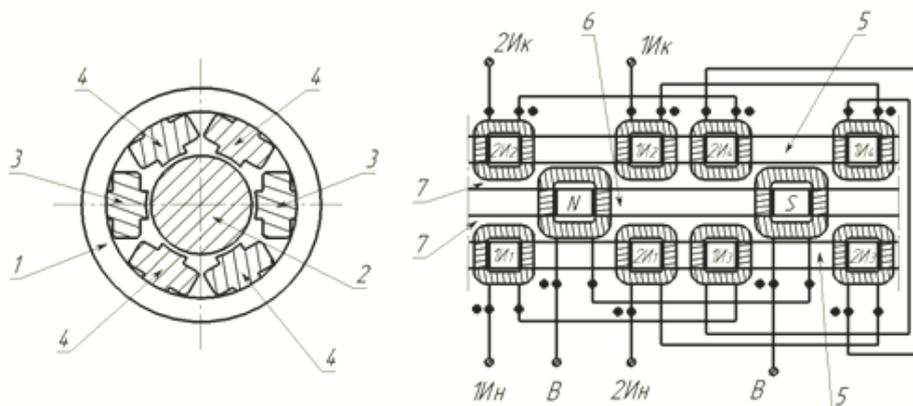


Рисунок 6.5 – Расположение полюсов в магнитоупругом торсиометре кольцевого типа

В ненагруженном положении поле, создаваемое двумя соседними полюсами S и N , симметрично и суммарный поток, наводимый в катушках A и B крайних колец, равен нулю. При нагружении вала магнитная проводимость его участков в различных направлениях изменяется,

симметрия нарушается, магнитное сопротивление AS и BN увеличивается, в то время как сопротивление участков AN и BS уменьшается. Эффект получается такой же, как если бы все полюсы A переместились по направлению к N , а полюсы B стали ближе к S т.е. крайние кольца сместились бы тангенциально в двух противоположных направлениях. В результате на выходных концах измерительных катушек, соединённых последовательно, появляется сигнал достаточной величины до 10 В (1 мА) для непосредственного измерения аналоговым прибором [142, 144].

У кольцевого торсиометра пульсации выходного напряжения при медленном вращении вала, вызванные анизотропией, могут быть сделаны менее $0,5\%$. Это объясняется тем, что у кольцевого торсиометра измерение механического напряжения проводится одновременно по всей окружности вала, что делает возможным калибровку кольцевых торсиометров на неподвижном валу. Показания кольцевых торсиометров значительно меньше изменяются при повышении скорости вращения вала. Одним из средств дальнейшего уменьшения влияния скорости вращения является повышение частоты намагничивающего тока.

Основные преимущества кольцевых магнитоупругих приборов – простота его установки на свободные участки вала без внесения изменений в конструкцию машины, небольшая измерительная база, отсутствие скользящих контактов, значительная мощность выходного сигнала при малом внутреннем сопротивлении, что облегчает проблему защиты от помех и наводок силового оборудования и даёт возможность снятия показаний без дополнительного усиления.

Благодаря вышеуказанным характеристикам магнитоупругих датчиков, они по мнению автора, являются наиболее подходящими для измерения крутящего момента применительно к технологическому процессу бурения.

На рисунке 6.6 показана принципиальная схема датчика МДМ-50,

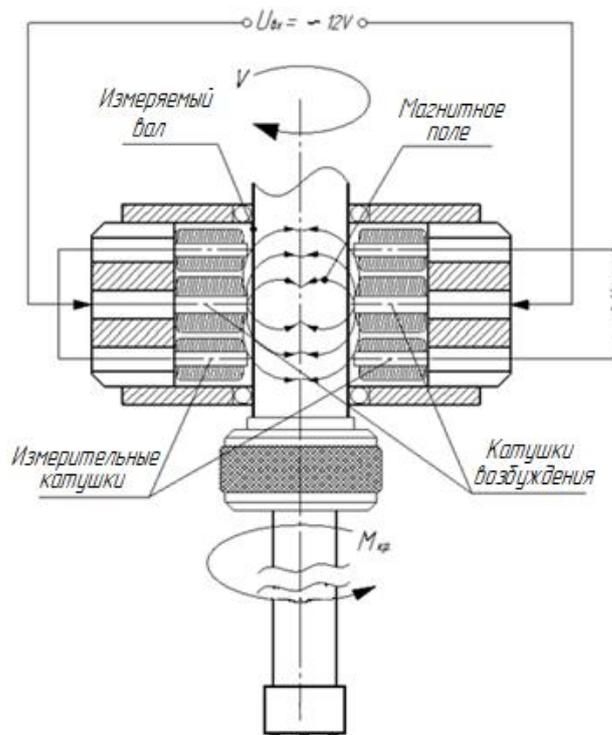


Рисунок 6.6. Схема датчика МДМ-50

катушек датчика.

Необходимо отметить, что величина воздушного зазора в значительной степени влияет на чувствительность и мощность выходного сигнала датчика. Поэтому величину зазора следует выполнять как можно меньшей по величине.

Все параметры составляющих деталей датчика (число витков и габариты катушек, их количество, размеры магнитопроводов и т.д.) рассчитываются. Кроме того, по результатам расчёта определяются габаритные размеры датчика в целом, мощность его выходного сигнала и пр. Методика расчёта подробно приведена и принята из источника [142].

Конструкция датчика приведена на рисунке 6.7. Согласно рисунку, датчик состоит из корпуса 1, крышек корпуса 2, крышек подшипников 3, подшипников 4, измерительных магнитопроводов 5, магнитопровода возбуждения 6, дистанционных колец 7.

закреплённого на шпиндельном валу бурового станка.

Из рисунка видно, как магнитное поле, создаваемое катушками возбуждения, распространяется через весь вал от одного полюса возбуждения к противоположному. Для правильного, равномерного его распространения, а также для возможности вращения вала относительно датчика, необходимо обеспечить воздушный зазор между валом и сердечниками всех

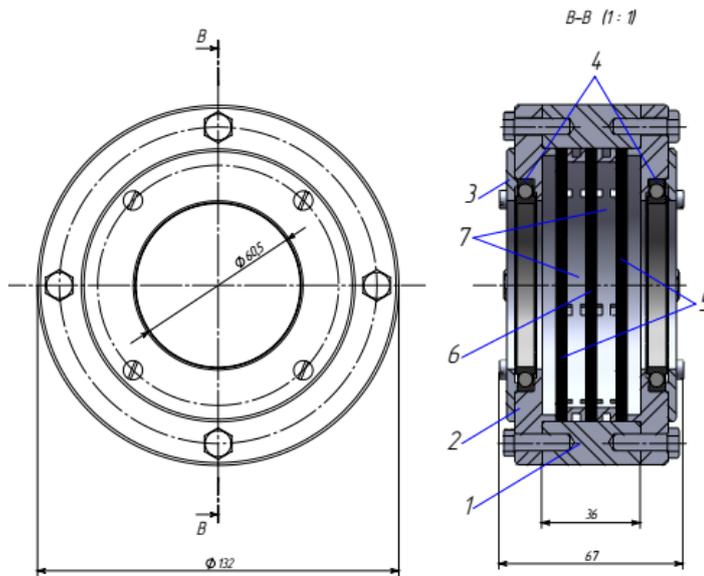


Рисунок 6.7 – Конструкция датчика МДМ-50

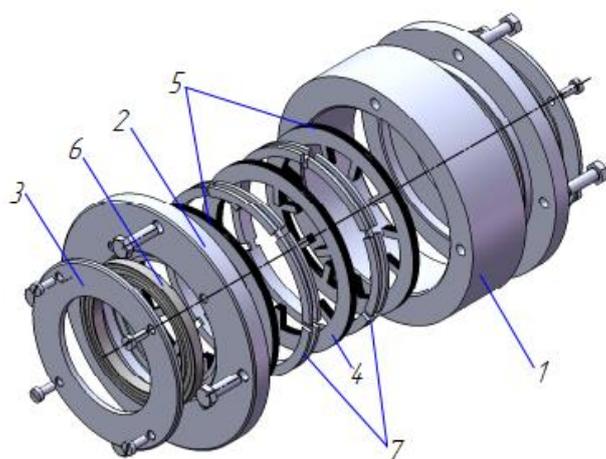
Корпус и крышки датчика выполнены из алюминиевого сплава, магнитопроводы из электротехнической стали Э21.

Для более наглядного представления сборки датчика МДМ-50, на рисунке 6.8 представлена его взрыв-схема.

Катушки возбуждения датчика соединены последовательно и подключаются к 12 вольтовому источнику переменного тока. Частота питаемого тока в нашем случае составляет 50 Гц.

Стоит отметить, что величина частоты тока зависит от частоты вращения измеряемого вала. При бурении шпуров частота вращения

бурового инструмента не превышает 500 об/мин. Здесь можно утверждать, что при такой частоте вращения 50 Гц частоты тока питания катушек возбуждения вполне достаточно.



- 1-корпус датчика; 2-крышка корпуса; 3-подшипника; 4-магнитопровод возбуждения;
- 5- измерительные магнитопроводы;

Измерительные катушки также соединены между собой последовательно. Выходы измерительных катушек подключаются к измерительной схеме (рисунок 6.9 б), которые

состоят из выпрямительных мостов и переменных резисторов.

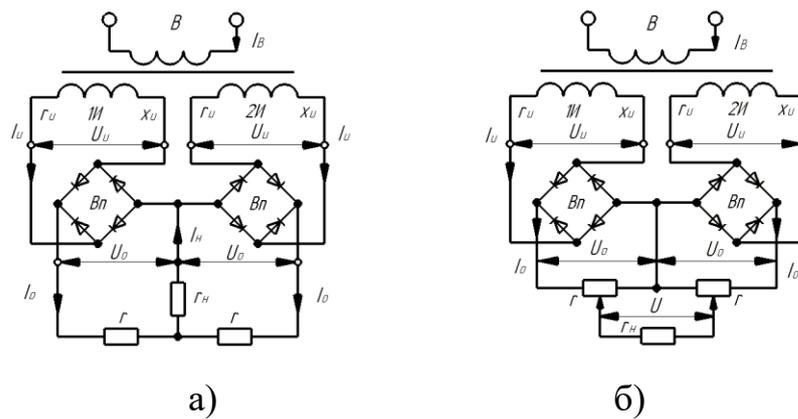


Рисунок 6.9 – Измерительные схемы датчика МДМ-50

С помощью переменных резисторов в обеих схемах можно

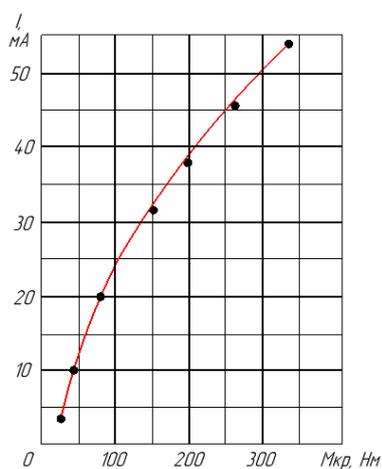


Рисунок 6.10 – Теоретическая зависимость выходного сигнала датчика МДМ-50 от момента

осуществлять настройку чувствительности датчика и нулевой точки, относительно которой необходимо осуществлять измерение.

На рисунке 6.10 показана теоретическая выходная характеристика датчика МДМ-50. Из которой видно, что зависимость силы тока датчика от величины крутящего момента линейна.

Общий вид датчика МДМ-50 представлен на рисунке 6.11, в таблице 6.2 его технические характеристики.



Рисунок 6.11 – Общий вид датчика МДМ-50

Таблица 6.2 – Технические характеристики датчика МДМ-50

| Наименование параметра | Значение |
|---|----------|
| Диаметр измеряемого вала, мм | 50 |
| Частота вращения вала, об/мин | 50÷1000 |
| Номинальный крутящий момент, Н·м | 250 |
| Пределы измерения крутящего момента, Н·м | 1÷400 |
| Напряжение питания обмотки возбуждения, В | 12 |
| Частота тока возбуждения, Гц | 50 |
| Количество полюсов возбуждения, шт | 6 |
| Количество измерительных полюсов, шт | 24 |
| Вес, кг | 2,5 |

6.3 Разработка датчика осевой нагрузки бурового инструмента

Механическая скорость бурения в значительной степени зависит от нагрузки на забой. Уменьшение осевой нагрузки приводит к снижению производительности буровой машины, чрезмерное увеличение – к поломке бурильных труб или долота т.е. к возникновению аварии. Поэтому, для каждой конкретной крепости породы, при определённом инструменте и с учётом требования к механической скорости должна быть правильно подобрана осевая нагрузка.

В связи с этим, для контроля осевой нагрузки и обеспечения обратной связи по этому параметру в автоматических системах, нами разработано информационное устройство ДОС-1, основанное на тензометрическом принципе работы.

В качестве чувствительного элемента датчика используется металлический брус (рисунок 6.12), выполненный из дюралевого сплава и



обладающий специальной формой, позволяющей ему, при приложении осевой нагрузки деформироваться в нужном направлении.

Рисунок 6.12 – Чувствительный элемент тензометрического датчика ДОС-1

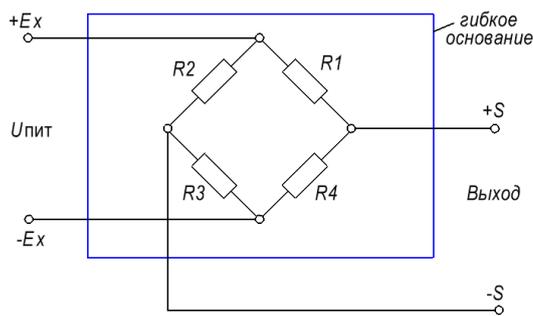


Рисунок 6.13 – Мостовая схема подключения тензометрического датчика ДОС-1

При этом, под деформацией чувствительного элемента следует понимать отдельные, наиболее слабые, искусственно созданные участки бруса, на поверхности которых, наклеиваются пластины тензорезисторов, которые в дальнейшем соединяются по мостовой схеме (рисунок 6.13).

Согласно схеме R1-R4 – тензорезисторы, выводы +Ex и -Ex – питание тензорезисторов постоянным током и напряжением 5В, +S и -S – выводы, которые подключаются к усилителю сигналов (рисунок 6.14). Усилитель выполняет основную первичную обработку аналогового сигнала, поступившего с тензометрического моста: усиление, коэффициент которого можно изменять и установка нуля.

В качестве усилителя сигналов используется высокоточный модуль

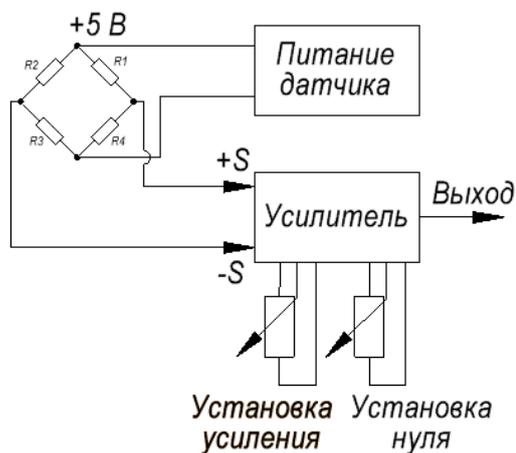


Рисунок 6.14 – Принципиальная схема тензометрического датчика ДОС-1

AD620, требующий биполярное питание. В связи с этим, на плате модуля предусмотрено наличие вспомогательных микросхем ICL7660 и LM358 (рисунок 6.15), являющихся генераторами отрицательного напряжения и, таким образом, обеспечивающих биполярное питание. Общее же питание модуля необходимо применять однополярным, напряжением от 3 до 12В. Работа

данного модуля рассчитана на усиление входящих сигналов мощностью от 100 мкВ до 300 мВ, при этом коэффициент усиления варьируется от 1,5 до 1000 единиц.

На рисунке 6.15 представлена общая электрическая принципиальная схема модуля усиления AD620.

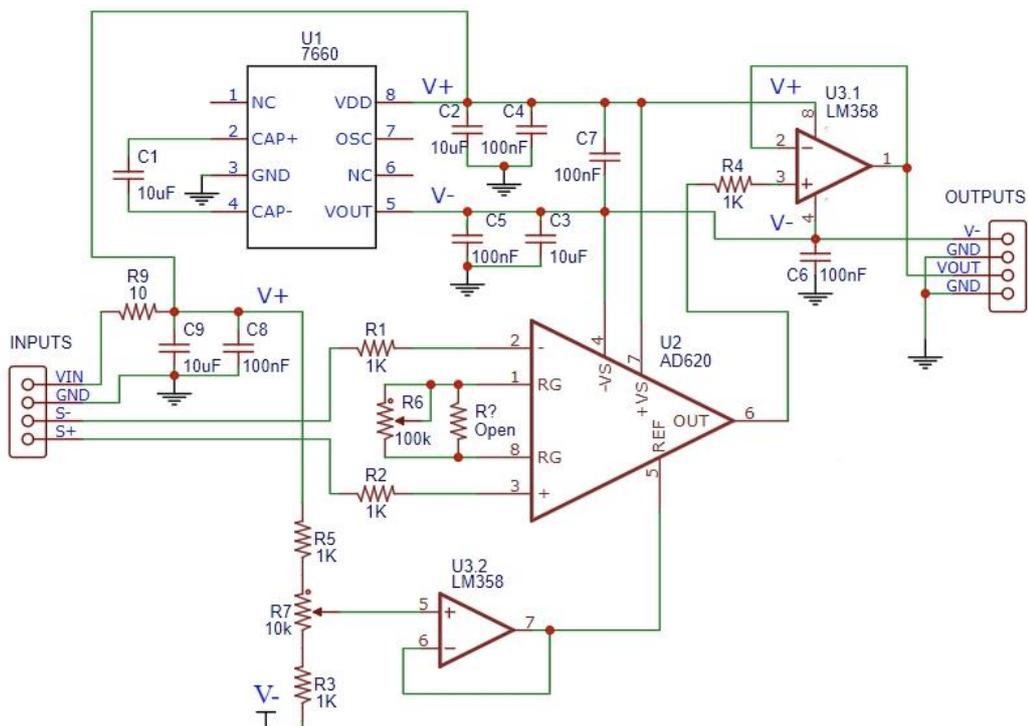


Рисунок 6.15 – Электрическая принципиальная схема модуля AD620

Общий вид модуля AD620 показан на рисунке 6.16.



Рисунок 6.16 – Общий вид модуля усиления AD620

Чувствительный элемент, все модули обработки сигналов и элементы, необходимые для работы датчика помещены в корпус, заимствованный от крановых весов. С целью применения датчика в процессе бурения, его корпус подвергся доработке в направлении обеспечения влаго и пыли защищённости.



Рисунок 6.17 – Общий вид датчика осевой нагрузки ДОС-1

Необходимо отметить, что датчик ДОС-1 встраивается в цепь подающего механизма буровой машины. Такой способ установки тензометрического датчика допускает его использование на буровой машине, вращательно-ударного или ударно-поворотного действия, поскольку цепь механизма несколько компенсирует вибрацию и ударные нагрузки, возникающие при работе перфоратора.

Общий вид датчика осевой нагрузки ДОС-1 представлен на рисунке 6.17, а его технические характеристики в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Технические характеристики датчика ДОС-1

| Наименование параметра | Значение |
|--|---------------|
| Чувствительный элемент | тензорезистор |
| Напряжение питания, В | 5 |
| Максимальная нагрузка, кг | 1000 |
| Количество измерительных мостов, шт | 1 |
| Погрешность измерения, % (свыше 10 кг) | $\pm 0,5$ |
| Вес, кг | 2,2 |

6.4 Разработка автоматического регулятора расхода жидкости для гидравлической системы буровой машины

Устройство, автоматически решающее задачу регулирования в каком-либо объекте, называется автоматическим регулятором. Несмотря на большое разнообразие используемых в современной технике регуляторов, все они строятся на базе одного из двух основных принципов регулирования: по возмущению (по внешнему воздействию) и по отклонению (по ошибке).

В гидравлических системах регулирование режимов работы исполнительных органов обеспечивается посредством регуляторов расхода жидкости. Применение регуляторов расхода во многих случаях позволяет заменить сложные регулируемые насосы более простыми и дешёвыми нерегулируемыми.

Регуляторы расхода работают на принципе дросселирования жидкости, при этом под дросселированием понимается процесс снижения давления в потоке рабочей жидкости при её движении через местное гидравлическое сопротивление.

По способу управления все гидравлические регуляторы подразделяются на устройства с ручным, электромагнитным и гидравлическим управлением.

Наиболее распространёнными являются регуляторы с ручным управлением, которые способны пропускать через себя определённый, заданный объём жидкости в не зависимо от нагрузки.

Регуляторы с электромагнитным и гидравлическим управлением относятся к автоматическим, поскольку работой электромагнита, определяющего положение золотника, управляет канал обратной связи. Регуляторы такого типа способны изменять расход жидкости в зависимости от нагрузки.

При регулировании режимов бурения необходим регулятор, способный автоматически изменять расход жидкости в зависимости от изменения внешних факторов. В мировой практике конструкций автоматических регуляторов существует ничтожно малое количество, с довольно сложной системой управления и высокой стоимостью.

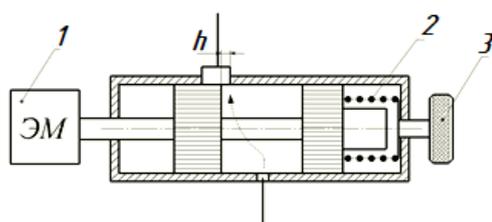


Рисунок 6.18 – Схема автоматического регулятора расхода жидкости

Исследованием и разработкой автоматических регуляторов расхода жидкости занимаются исследователи кафедры «Автоматизация робототехника и мехатроника КГТУ

им. И. Раззакова», а также научные сотрудники института машиноведения, автоматике и геомеханики НАН КР.

Так, на рисунке 6.18 представлена схема автоматического регулятора расхода жидкости, разработанного в институте машиноведения, автоматике и геомеханики НАН КР.

Под воздействием электромагнита *1* на золотник, который преодолевая усилие пружины *2*, перемещается вправо и уменьшает зазор *h* пропускной щели рабочей жидкости, посредством чего уменьшается её расход.

При увеличении входного напряжения катушки электромагнита, сила магнитного поля увеличивается, и золотник изменяет своё положение пропорционально этому изменению. Когда сила магнитного поля уменьшается, возврат золотника в сторону увеличения щели происходит под действием пружины *2*. Винт *3* предназначен для установления нужной жёсткости пружины, в зависимости от необходимого давления в рабочей магистрали гидравлической системе.

На рисунке 6.19 представлена конструкция регулятора расхода жидкости с электромагнитным управлением.

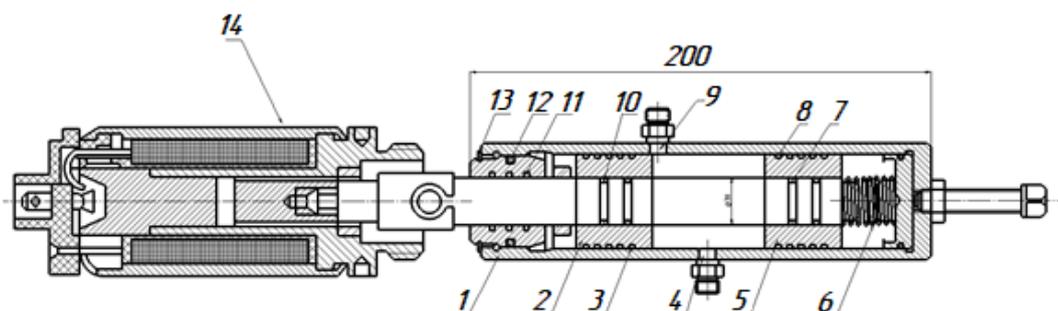


Рисунок 6.19 – Конструкция регулятора расхода жидкости с электромагнитным управлением

Регулятор состоит из корпуса *1* (рисунок 6.19), золотника с поршнями *2*, *5*, на которых выполнены проточки *3*, *8* для уменьшения коэффициента утечек масла, пружины *6*, крышки с уплотнениями *11*, *12*, *13*, электромагнита *14*. Ось золотника имеет проточки *7*, *10* для резиновых уплотнительных

колец, входного и выходного отверстий 4 и 9 соответственно, для прохода рабочей жидкости.

Управление положением золотника осуществляется электромагнитом 14 (рисунок 6.19), посредством изменения силы электромагнитного поля.

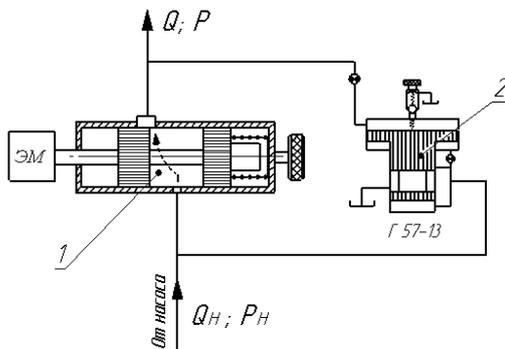


Рисунок 6.20 – Схема подключения редукционного клапана к регулятору расхода жидкости

С целью исключения колебаний золотника, получения прямолинейной выходной характеристики регулятора, а также для исключения перепада давления между входной и выходной его магистралями подключается редукционный клапан Г-57-13 2 (рисунок 6.20).

При этом обеспечивается условие:

$$P_H - P = const, \text{ независимо от нагрузки,}$$

тогда расход Q жидкости будет равен:

$$Q = K_3 \cdot h,$$

$$\text{где } K_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \Delta P = const, \quad \Delta P = P_H - P,$$

где: P_H – давление от насоса;

μ – коэффициент расхода, равен 0,65;

d – диаметр золотника;

P – давление в выходной магистрали регулятора (рисунок 6.20).

Общий вид регулятора представлен на рисунке 6.21.



Рисунок 6.21 – Общий вид регулятора расхода жидкости с

Конструкция регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением, разработанная в институте машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР представлена на рисунке 6.22.

Регулятор состоит из гидравлического распределителя жидкости *1* марки Р-102, стакана *2*, двух крышек *3*, штуцера *4*, регулирующего золотника *5*, индикатора часового типа *6*, гайки-фиксатора *7*, винта положения *8*, поршня *9*, толкателя *10*, пружины толкателя *11*, гайки толкателя *12*, манометра *13* и пружины золотника *14*.

Принцип изменения расхода жидкости в напорной магистрали осуществляется аналогично, как и в регуляторе расхода с электромагнитным управлением. Рассмотрим более подробно принцип управления положением золотника посредством гидравлического канала обратной связи.

Рабочая жидкость от насоса поступает в напорный канал регулятора и проходя через регулируемый зазор поступает в исполнительный механизм – гидроцилиндр или мотор. В то же время, от выходящего канала регулятора отводится канал обратной связи и подключается к штуцеру *4* (рисунок 6.22). Давление жидкости в канале обратной связи соответствует действующему давлению на исполнительном механизме и зависит от внешней нагрузки. Отсюда, давление в обратном канале зависит от внешней нагрузки и будет изменяться при её изменении.

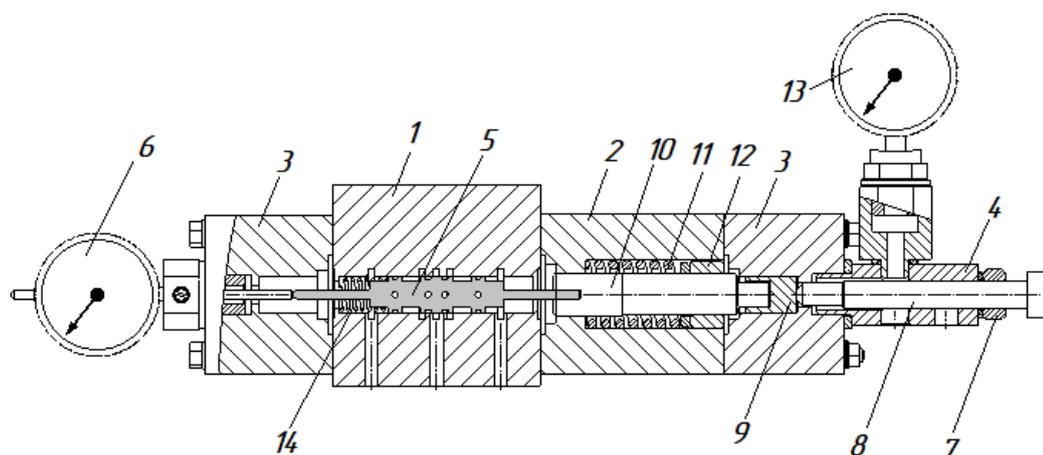


Рисунок 6.22 – Конструкция регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением

Давление жидкости в канале обратной связи воздействует на поршень *9*, который начнёт перемещаться влево, заставляя перемещаться толкатель *10*, при этом сжимая пружину *11*. Толкатель контактирует с регулирующим

золотником 5, заставляет его перемещаться также влево, сжимая пружину 14, при этом изменяя проходной зазор рабочей жидкости.

В случае уменьшения давления в канале обратной связи, усилие пружины 11 заставит толкатель перемещаться вправо, возвращая поршень 9 в начальное положение. Регулирующий золотник 5 при этом, также начнёт перемещаться вправо под действием пружины 14.

Первоначальное положение всей вышеописанной конструкции обеспечивает винт положения 8. Величину необходимого давления для перемещения толкателя 10 и золотника 5, также можно регулировать, это обеспечивается регулировочной гайкой 12. Таким образом, осуществляется настройка автоматической системы при изменении условий работы технологического процесса, например внешней нагрузки.

Манометр 13 необходим для настройки регулятора, он определяет давление жидкости в канале обратной связи.

Индикатор 6 определяет величину смещения регулирующего золотника 5, с его помощью можно вычислить величину проходного зазора рабочей жидкости и правильно настроить его первоначальное положение.

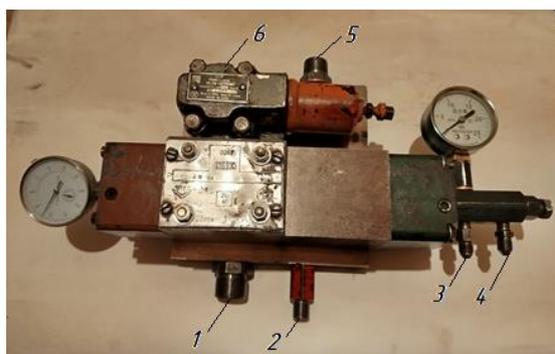


Рисунок 6.23 – Общий вид регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением

На рисунке 6.23 показан общий вид регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением и параллельно подключенному к нему редукционным клапаном 6.

Согласно рисунку 6.17 1-входящее отверстие напорной магистрали, 2-канал утечек, 3-входящее отверстие канала обратной связи, 4-канал утечек, 5-выходное отверстие напорной магистрали, 6-редукционный клапан.

Все гидравлические элементы закрепляются на монтажной плите.

6.5 Разработка ленточно-поршневого механизма подачи инструмента применимо к системе автоматического регулирования режимов работы буровой машины

Одним из наиболее ответственных узлов любой буровой установки, отвечающий за скорость и усилие подачи бурового инструмента во время бурения, является механизм подачи. Это звено сложной системы: станок – бурильная колонна – ствол скважины – забой. Подающий механизм непосредственно связан, в зависимости от типа вращателя, со шпинделем, ведущей трубой или прямо с подвижным вращателем. Поэтому конструкция механизма подачи и вид потребляемой им энергии в значительной степени влияет на производительность, экономичность и надёжность бурового станка в целом. В связи с этим разработано большое разнообразие различных конструкций механизмов подачи.

По виду потребляемой энергии механизмы подачи разделяются на пневматические, электрические и гидравлические.

По разновидности конструктивных решений можно выделить пять основных типов механизмов подачи: реечно-шестеренчатый; винтовой; гидравлический поршневой и его разновидности; канатный или цепной; рычажно-шарнирный.

По типу автоматизации механизмы подачи можно разделить на механизмы, поддерживающие постоянное усилие подачи и на механизмы, поддерживающие заданное значение скорости подачи инструмента.

Подробно ознакомиться с конструкциями вышеперечисленных подающих устройств можно в источнике [31].

Результаты анализа проведённого с точки зрения автоматизации механизмов подачи позволяют сделать вывод, что в зависимости от типа в целом существуют механизмы подачи, позволяющие регулировать и

поддерживать постоянным или усилие подачи при переменной скорости бурильной колонны, или скорость движения при переменном усилии, что и определяет их характеристику.

Под характеристикой подающего механизма можно понимать зависимость изменения скорости перемещения бурового инструмента во времени при постоянном значении начальной заданной величины усилия подачи и переменной буримости горных пород. Характеристика подачи включает соответствующее изменение текущего значения усилия подачи в зависимости от скорости подачи (рисунок 6.24).

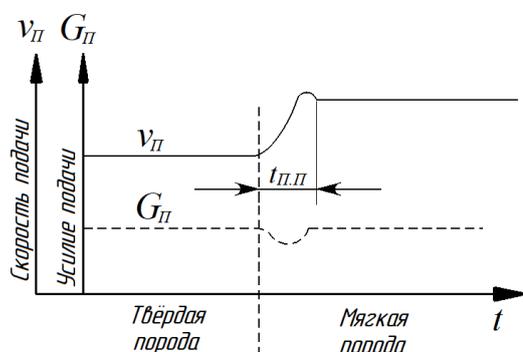


Рисунок 6.24 – Характеристика механизма

На рисунке 6.24 показана характеристика механизма подачи, автоматически поддерживающего заданное осевое усилие на буровом инструменте при бурении перемежающихся по крепости пород.

Необходимо отметить, что данная характеристика относится к автоматическим подающим механизмам, эффективность которых определяется из формы и времени переходного процесса $t_{п.п.}$. Чем прямолинейней форма и меньше время $t_{п.п.}$ переходного процесса, тем эффективней работа подающего механизма. Эти параметры в большей степени зависят от инерционности и конструктивных особенностей подающего механизма. Следовательно, при проектировании механизма подачи необходимо принимать конструктивные решения и исполнительные механизмы таким образом, чтобы параметр величины времени переходного процесса был минимальным, а его форма – максимально прямолинейной.

Среди вышеперечисленных механизмов, именно гидравлические поршневые механизмы наиболее полно отвечают требованиям, предъявляемым к механизмам подачи буровых станков. Они обеспечивают возможность создания дополнительной нагрузки и разгрузки бурового

инструмента, независимо от частоты вращения инструмента, плавность и достаточно высокую точность регулирования нагрузки, позволяют осуществлять реверс, просты и удобны в управлении, надёжны и долговечны. Кроме того, поршневые механизмы позволяют значительной степени снизить расход рабочей жидкости в гидравлической системе бурового станка, что сильно упрощает конструкцию и стоимость регуляторов расхода жидкости. Поэтому большинство отечественных и зарубежных буровых машин со шпиндельными и подвижными вращателями, а также лёгкие установки с роторными вращателями имеют гидравлическую поршневую подачу.

Такие механизмы в основном работают в совокупности с передающим усилие от двигателя к перемещающейся буровой каретке звеном – канатом или цепью, что требует частого технического обслуживания подающих механизмов. Эта необходимость диктуется свойством растяжения канатов и цепей, что является значимым их недостатком.

Необходимостью в разработке механизма подачи бурового инструмента является максимальное исключение недостатков выше описанных подающих устройств.

Проведённый анализ существующих механизмов подачи бурового инструмента позволяет сделать вывод, что наиболее предпочтительными подающими устройствами являются поршневые гидравлические устройства. Такие механизмы обладают наименьшим временем переходного процесса и высокой точностью при регулировании скорости перемещения бурового инструмента. Именно по этой причине за основу разрабатываемого подающего механизма был принят гидро-поршневой принцип действия.

С целью исключения свойства растяжения цепи или каната поршневых механизмов, в разрабатываемом подающем устройстве применяется металлическая прецизионная лента из пружинной стали, с обработанными кромками, что несколько облегчает процесс уплотнения от гидравлических утечек масла. Промышленностью изготавливается лента по ГОСТ 21996-76 с

подразделением по прочности, марки стали, точности и размерам (таблица. 6.4 и 6.5) [123].

Таблица – 6.4 Размеры, серийно изготавливаемой ленты

| Толщина | Ширина | Толщина | Ширина |
|-----------|--------|----------|--------|
| 0,20-0,40 | 5-100 | 0,63-0,8 | 8-100 |
| 0,45-0,50 | 6-100 | 0,90-1,0 | 9-100 |
| 0,55-0,60 | 7-100 | 1,1-1,3 | 10-100 |

Таблица – 6.5 Временное сопротивление разрыву и твёрдость ленты

| Группы прочности ленты | Временное сопротивление разрыву, кгс/мм ² | Твёрдость по Виккерсу HV |
|------------------------|--|--------------------------|
| 1П | 130-160 | 375-485 |
| 2П | 161-190 | 486-600 |
| 3П | Св. 190 | Св. 600 |

Толщина ленты может составлять $0,2 \div 1,3$ мм, в зависимости от длины хода буровой каретки и необходимого усилия подачи, а её ширина также в

зависимости от необходимого усилия подачи и диаметра гидроцилиндра.

На рисунке 6.25 представлена принципиальная схема ленточно-поршневого механизма подачи бурового инструмента.

Принцип работы механизма заключается в следующем. При подаче рабочей жидкости в нижнюю полость гидроцилиндра 7 поршень 8 под воздействием гидравлического давления начинает перемещаться в верх по цилиндру и тянет за собой

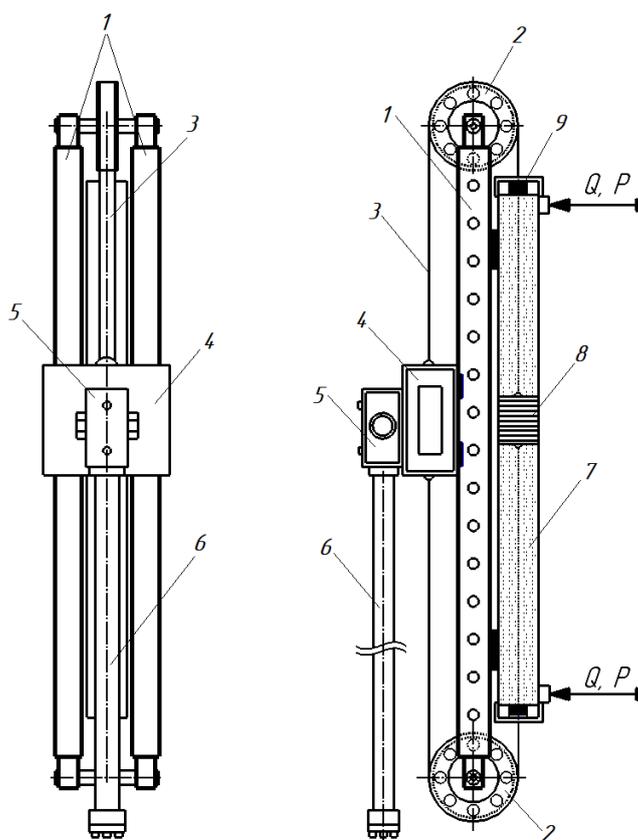


Рисунок 6.25 – Схема ленточно-поршневого подающего механизма

1 – направляющие каретки; 2 – ролик;

3 – металлическая лента; 4 – каретка;

ленту 3, которая через нижний ролик 2 заставляет перемещаться каретку 4 с вращателем 5 вниз, осуществляя рабочий ход бурового инструмента 6.

При подаче рабочей жидкости в верхнюю полость гидроцилиндра 7 поршень 8 перемещается вниз, при этом лента 3 через верхний ролик 2 заставляет каретку 4 с вращателем 5 перемещаться вверх для установки очередного инструмента.

Одним из наиболее сложных узлов, представленного механизма подачи является уплотнительное устройство, состоящее из нескольких клипс (рисунок 6.26), выполненных из фторопласта.

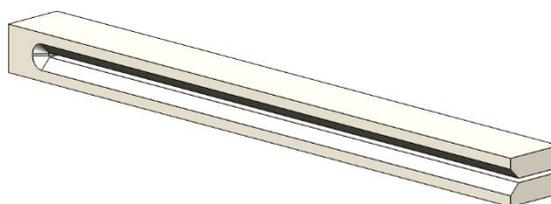
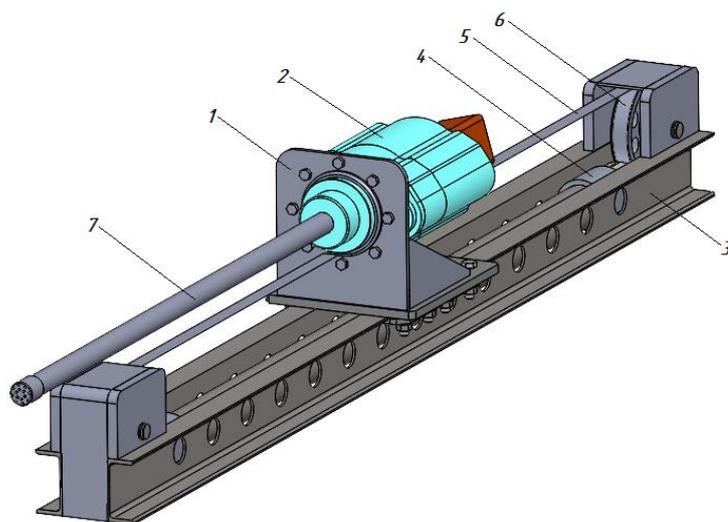


Рисунок 6.26 – Уплотнительная клипса

В одной из боковых поверхностей клипсы выполнена фаска для прохода гидравлических утечек.

Преимущества ленточно-поршневого подающего механизма, общий вид которого представлен на рисунке 6.27 состоят в том, что металлическая лента после определённого срока службы не имеет свойств растягиваться в отличие от цепи или металлического троса.

Габаритные размеры такого механизма значительно уменьшаются, сохраняя при этом величину передаваемой силы.



1- каретка; 2-бурильный механизм; 3-направляющая; 4-гидроцилиндр; 5- металлическая лента; 6-ролик; 7-инструмент

Рисунок 6.27 – Общий вид подающего механизма

Для работы ленточно-поршневого подающего механизма требуется низкий расход рабочей жидкости по сравнению с податчиками, исполнительным механизмом, которых является гидромотор.

Недостатком ленточно-поршневого подающего механизма является сложность в конструкции и изготовлении уплотнительных устройств прямоугольной формы, необходимых для уплотнения ленты.

6.6 Выбор и исследование преобразователя частоты тока для автоматической системы управления электрифицированным буровым станком

Целесообразность перевода горных работ на электрическую энергию объясняется улучшением санитарно-гигиенических условий труда рабочих, снижением стоимости 1 м выработки и облегчением автоматизации работ проходческого оборудования. Главным же при выборе исполнительных механизмов бурового станка является то, насколько параметры, создаваемых им режимов бурения, соответствуют необходимым данным. Учитывая, что практически любой действующий карьер или шахта являются электрифицированными объектами, можно утверждать, что применение электрических исполнительных механизмов буровых станков является наиболее рациональным. Это обосновывается высоким КПД электрических исполнительных механизмов и низкой стоимостью электроэнергии.

Возможность плавного регулирования скорости привода механизма подачи бурового инструмента обеспечивает преобразователь частоты тока. При этом крутящий момент электродвигателя в диапазоне от 30 до 70 Гц остается постоянным.

Помимо изменения скорости электродвигателя, преобразователь частоты тока обеспечивает следующие функции: плавный пуск буровой машины, при этом снижая большой пусковой ток и момент, что исключает

механические удары и повышенные нагрузки в приводе машины; снижает потребление электроэнергии на 20-30%; защищает электродвигатель при коротком замыкании и др. Таким образом, преобразователь частоты обеспечивает более длительный ресурс работы привода и удешевляет процесс бурения.

Правильный выбор частотного преобразователя имеет ключевое значение для обеспечения поставленных задач при работе механизма подачи буровой машины.

Проведённый анализ наиболее популярных моделей преобразователей частоты тока на рынке Кыргызстана выявил довольно большой объём разновидностей этих приборов, главным отличием которых, является номинальная мощность, способ управления – «векторное» и «скалярное», а также количество фаз питания преобразователя – однофазные и трехфазные.

При управлении любой модели преобразователя частоты тока диапазон регулирования частоты тока довольно широкий и составляет от 1 до 400 Гц. Причём при наличии такой возможности существуют определенные ограничения по скорости. Например, снижение частоты входящего тока электродвигателя ниже 30 Гц не рекомендуется из-за риска его перегрева. В случае, если возникает необходимость в снижении частоты менее 30 Гц, то на электродвигатель необходимо устанавливать дополнительное принудительное охлаждение. Повышение частоты тока выше 70 Гц также не рекомендуется по причине уменьшения жёсткости выходной характеристики электродвигателя, т. е. при увеличении скорости крутящий момент уменьшается, здесь важно учесть, что при увеличении частоты выше номинальной момент (M) уменьшается пропорционально квадрату отношения напряжение/частота. При частоте $f = 70$ Гц момент на валу уменьшается в 2 раза $M = 0,5 \times M_{ном}$; при частоте $f = 100$ Гц момент уменьшается в 4 раза $M = 0,25 \times M_{ном}$. Следовательно, увеличивается риск перегрузки двигателя. Второй причиной ограничения по скорости в большую сторону

является ограничение скорости вращения подшипниковых опор роторного вала электродвигателя.



Рисунок 6.28 – Общий вид преобразователя частоты тока фирмы TOSHIBA

На рисунке 6.28 показан общий вид преобразователя частоты тока, выпускаемый фирмой TOSHIBA. Такие преобразователи предназначены для управления электродвигателями, работающими в вентиляционных системах, насосных и компрессорных установках. В их программную базу возможностей входит только основной набор функций по изменению скорости электродвигателя, поэтому структура автоматической системы, составленная на базе

этих преобразователей, получится сложной.

Необходимо отметить, что фирма TOSHIBA выпускает линейку преобразователей частоты тока, которые отличаются по мощности электродвигателя и работают от трёхфазной цепи. В случае трехфазного питания при увеличении частоты тока жёсткость выходной характеристики электродвигателя изменяться будет значительно меньше, чем при однофазном питании.



Рисунок 6.29 – Общий вид преобразователя

К достоинствам этих преобразователей частоты можно отнести меньшую их стоимость из-за уменьшенного программного обеспечения.

Несколько большим программным обеспечением обладают преобразователи фирмы ENC (рисунок 6.29). Необходимо отметить, что у этих преобразователей частоты гораздо больший диапазон области применения. Они могут применяться также в компрессорных установках, насосных станциях, в системах вытяжки и на

конвейерных линиях. Эти преобразователи частоты обладают дополнительным каналом обратной связи, к которому можно подключать различные информационные устройства – датчики. Благодаря чему на базе этих преобразователей можно строить простейшие автоматические системы для управления электродвигателями большой мощности.

Одна из самых полезных функций, необходимой для потребления в бытовых условиях, это функция преобразования одной фазы в три. А именно входное питание преобразователя мощностью до 2,2 кВт включительно может осуществляться одной фазой напряжением 220 В, т. е. от обычной сети, а выходное напряжение состоит из трёх фаз в 380 В. Это значительно повышает КПД электромотора, особенно при повышенных скоростях вращения – до 400 Гц. В преобразователях свыше 2,2 кВт такой функции нет, они изначально питаются от трёхфазной сети напряжением в 380 В.



Рисунок 6.30 – Общий вид преобразователя

Для горной промышленности, в частности буровых машин, наиболее приемлемыми являются преобразователи, выпускаемые фирмой DELTA (рисунок 6.30). Они обладают максимальным набором программного функционала и имеют все возможности, которые перечислены выше. Благодаря этому стоимость таких преобразователей значительно выше.

Данные преобразователи предназначены для управления скоростью вращения трехфазных, асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором мощностью от 0,4 до 75 кВт, обладают малыми габаритными размерами приемлемой стоимостью, а также имеет ряд преимуществ и встроенных функций, что значительно упрощает автоматическую систему:

- широкие возможности задания характеристики U/F при частотном способе управления (пять точек характеристики, задаваемых пользователем);

- возможность работы в режиме скалярного и векторного управления;
- стабилизация напряжения на двигателе (функция AVR) при изменении напряжения питающей сети;
- встроенный ПИД-регулятор для эффективной работы привода в замкнутой системе автоматического регулирования;
- 1 аналоговый выход (0...10 В) с сигналом пропорциональным выходному току, частоте, напряжению и другим текущим параметрам.

Принципиальная схема, преобразователя показана на рисунке 6.31, структура которой разделяется на три основных контура: выпрямитель, промежуточный контур и инвертор.

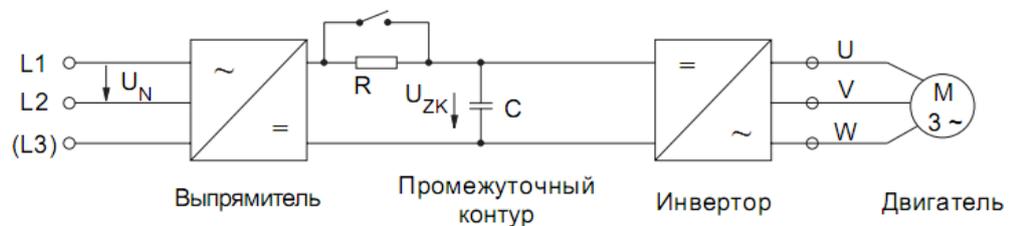


Рисунок 6.31 – Принципиальная схема преобразователя частоты тока

Электрический ток сначала поступает в выпрямитель, где преобразуется из переменного в постоянный для последующего изменения его формы. Далее статическими ключами двухстороннего действия, способными включаться и отключаться в любой желаемый момент времени в промежуточном контуре происходит формирование импульсов по времени и величине, за счёт чего формируется форма кривой напряжения. Инвертор служит для преобразования, поступающего в него постоянного тока в переменный с изменённой формой, далее который поступает на вход электродвигателя.

Основные характеристики преобразователей VFD-V представлены в таблице 6.6.

У преобразователей «DELTA» в программный пакет входит функция, управления скоростью вращения электродвигателя по обратной связи,

которая заключается в силе потребляемого электродвигателем тока, а также имеется отдельный канал для подключения информационных устройств.

Таблица 6.6 - Технические характеристики преобразователей частоты тока VFD-V

| Модель VFD_V43A | 007 | 015 | 022 | 037 | 055 | 075 | 110 | 150 | 185 | 220 | 300 | 370 | 450 | 550 | 750 | |
|-----------------------------------|--|-----|-----|-----|------|------|-----|-----|------|-----|------|------|------|-----|-----|--|
| Ном. мощность двигателя, кВт | 0.75 | 1.5 | 2.2 | 3.7 | 5.5 | 7.5 | 11 | 15 | 18.5 | 22 | 30 | 37 | 45 | 55 | 75 | |
| Полная выходная мощность, кВт | 2.3 | 3.2 | 4.6 | 6.5 | 9.9 | 13.7 | 18 | 24 | 29 | 34 | 45.7 | 55.6 | 69.3 | 84 | 114 | |
| Ном. вых. ток, А, при M-const | 3 | 4.2 | 6 | 8.5 | 13 | 18 | 24 | 32 | 38 | 45 | 60 | 75 | 91 | 110 | 150 | |
| Ном. вых. ток, А, при M-var | 3.8 | 5.3 | 7.5 | 10 | 16 | 22 | 30 | 40 | 47 | 56 | 75 | 91 | 113 | 138 | 188 | |
| Диапазон регулировки | вых. частоты от 0.1 до 400 Гц, с дискретностью 0,01 Гц, $U_{\text{вых}}$ - от 0 до $U_{\text{сети}}$ | | | | | | | | | | | | | | | |
| Перегрузочная способность | 150% от номинального тока в течение 60 сек | | | | | | | | | | | | | | | |
| Параметры питающей сети | ~ 3 x (380 - 460) В $\pm 10\%$, частотой 50/60Гц $\pm 5\%$ | | | | | | | | | | | | | | | |
| Потребл. от сети ток, А, не более | 4 | 5.7 | 7.3 | 9.9 | 12.2 | 17.2 | 23 | 38 | 55 | 56 | 60 | 73 | 91 | 130 | 175 | |
| Габариты (шир/выс/глуб.), мм | 150 | | 150 | | 200 | | 250 | | 370 | | 425 | | 260 | | 264 | |
| | 260 | | 272 | | 323 | | 404 | | 589 | | 660 | | 160 | | 184 | |
| | 160 | | 184 | | 183 | | 205 | | 260 | | 264 | | | | | |

Здесь необходимо отметить, что применение информационных устройств на буровых машинах значительно снижает их надёжность, этому способствуют неблагоприятные условия внешней среды при бурении, что отрицательно сказывается на работу электроники. К неблагоприятным условиям внешней среды относятся повышенная влажность, запылённость и др. Кроме того, процесс бурения, особенно вращательно-ударный, сопровождается сильной вибрацией, что отрицательно сказывается на электронных устройствах. Поэтому при составлении структуры автоматических систем для буровых машин необходимо по возможности сокращать в них количество электронных средств автоматизации. При этом,

составление автоматической системы с обратной связью по силе тока значительно упрощает её структуру, повышает надёжность работы всей системы и снижает её себестоимость.

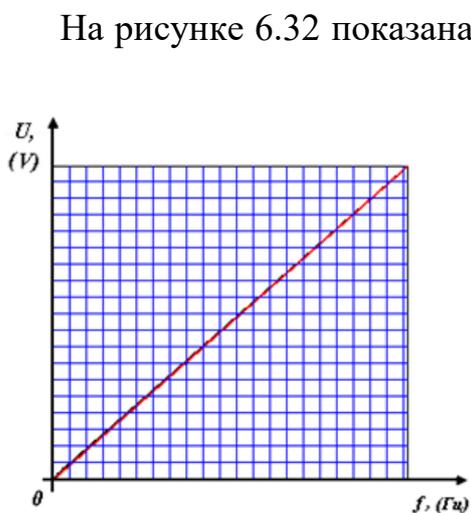


Рисунок 6.32 – Зависимость величины напряжения питания от

преобразователя частоты тока DELTA – зависимость изменения выходного напряжения от изменения частоты тока, при «векторном» управлении [28].

При «векторном» управлении крутящий момент электродвигателя при изменении его скорости меняется значительно меньше, чем при «скалярном».

Из рисунка 6.32 видно, что изменение выходного напряжения прямо пропорционально изменению частоты тока, что делает выходную характеристику электродвигателя при управлении преобразователем максимально жёсткой. Здесь необходимо отметить, что идеально прямолинейная характеристика обеспечивается только при работе электродвигателя в холостом режиме (без нагрузки).

С общими рекомендациями по применению преобразователей частоты тока можно ознакомиться на официальных сайтах завода-изготовителя этих устройств. Ниже приведены основные рекомендации по выбору и использованию преобразователя частоты тока применимо к буровым машинам.

1. Мощность преобразователя частоты тока необходимо принимать равной, либо на порядок выше мощности подключаемого электродвигателя.

2. На буровых машинах ударно-вращательного действия блок управления электродвигателем необходимо устанавливать вне буровой машины либо на ней, но с креплением, основанным на вибропоглощающих опорах.

3. Преобразователь частоты тока должен монтироваться в герметичном ящике с циркуляционными воздушными каналами для охлаждения.

4. Преобразователи частоты тока для процесса бурения необходимо принимать с «векторным» управлением и с функцией измерения силы тока электродвигателя.

5. Для буровых машин шахтного применения преобразователи частоты тока должны быть установлены во взрывозащищённом корпусе.

6. При монтаже преобразователя частоты тока, все подключаемые к нему провода рекомендуется применять экранированного типа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 6

1. Разработана и изготовлена конструкция датчика скорости линейного перемещения применительно к бурильной машине, проведена апробация его работоспособности, при этом получена выходная характеристика датчика.

2. Разработана и изготовлена конструкция магнитоупругого датчика крутящего момента МДМ-50 применительно к шпиндельному узлу бурового станка.

3. Разработана и изготовлена конструкция тензометрического датчика осевой нагрузки применительно к подающему механизму бурового инструмента.

4. Разработана и изготовлена конструкция гидравлического регулятора расхода жидкости применительно к гидравлической системе бурового станка.

5. Исследованы функционалы и принципы работы наиболее популярных преобразователей частоты тока, разработаны рекомендации по их выбору применительно к электрифицированным буровым станкам.

6. Доказана целесообразность электрификации лёгких буровых станков.

ГЛАВА 7

РАЗРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ СТЕНДОВ И МЕТОДИК ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТОВ (ОБРАБОТКА ИХ РЕЗУЛЬТАТОВ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ЕГО В ПРОИЗВОДСТВЕ)

7.1 Постановка задач по проведению экспериментальных исследований

Каждая научная работа начинается с теоретических исследований, которые в основном складываются из математических расчётов при проектировании, где определяются необходимые параметры разрабатываемых устройств или систем для правильной их работы. Но, не смотря на точность математических расчётов и эффективность теоретических методов исследования, конкретных разрабатываемых объектов, всегда при проведении экспериментальных исследований выявляются непредвиденные их недоработки. Поэтому целью проведения экспериментов является выявление практического характера работы того или иного разработанного устройства или системы. Иными словами, по результатам экспериментальных исследований судят корректность работы разработанных устройств. Кроме того, если работа исследуемого устройства не корректна, по результатам экспериментов определяется направление, в котором следует вносить изменение при его доработке. Поэтому проведение экспериментов по работоспособности разработанных устройств является неотъемлемой частью любой научной работы.

В нашем случае основными задачами в процессе проведения практических экспериментов являются определение выходных характеристик

разработанных устройств автоматизации при различных параметрах технологического процесса:

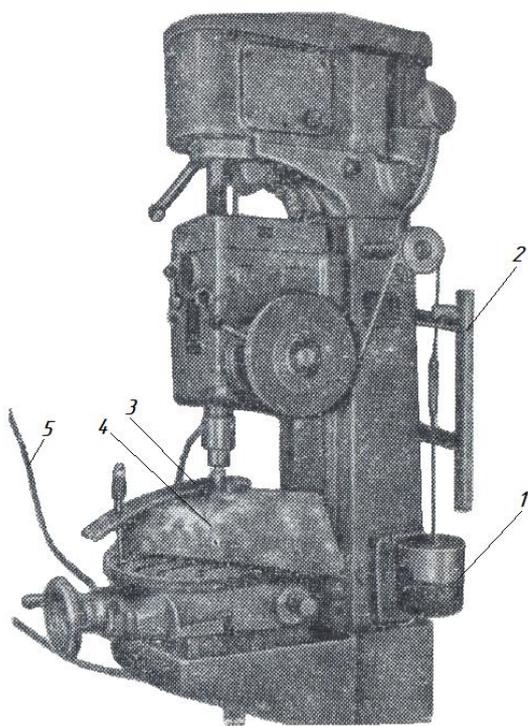
1. Получение выходной характеристики регулятора расхода жидкости, получение зависимостей скорости вращения гидромотора и скорости перемещения штока гидроцилиндра при различных значениях расхода жидкости;
2. Получение выходной характеристики датчика крутящего момента – зависимость показаний датчика при различных значениях крутящего момента;
3. Получение выходной характеристики преобразователя частоты тока;
4. Проверка работоспособности автоматических систем в целом.

7.2. Разработка экспериментального стенда по исследованию регулятора расхода жидкости и автоматической системы в целом

Результаты анализа по существующим разработкам стендов для исследования процессов бурения и его основных параметров как крутящий момент, осевая нагрузка и др. показывает, что этому направлению посвящено достаточно большое количество патентов на изобретения, статей и других научных работ. Конструктивные разновидности стендов можно разделить на два вида – стенды для исследования основных параметров процесса бурения при разрушении различных по крепости горных пород. Здесь производится поиск оптимальных сил резания, исследуется стойкость инструмента, поиск наиболее эффективного типа инструмента и его геометрии режущих кромок при обработке различных пород. И стенды, позволяющие исследовать параметры разработанных устройств автоматизации, а также механизмов буровых машин. Такие стенды позволяют определить выходные параметры датчиков, измеряющих основные параметры процесса бурения, а также различных регуляторов, способные изменять эти параметры процесса и др. Ниже, в качестве примера рассмотрим схемы известных стендов,

конструкции которых приняты за основу при проектировании нового универсального стенда для исследования устройств автоматизации буровых машин.

Для исследования основных параметров процесса бурения и бурового инструмента при разрушении различных по крепости горных пород относятся следующие варианты конструктивных компоновок стендовых устройств.



1 – груз, 2 – мерительная линейка,
3 – инструмент, 4 – порода,
5 – шланг подачи воды

Рисунок 7.1 – Общий вид

На рисунке 7.1 представлен экспериментальный стенд для моделирования процесса бурения, спроектированный во Фрунзенском политехническом институте с целью изучения основных закономерностей бурения вращательным способом. Стенд позволяет бурить как с постоянным осевым усилием, так и постоянной удельной подачей инструмента.

За основу экспериментального стенда принят сверлильный станок модели 2Н135 и закреплённого на нём поворотного стола, на котором устанавливается блок горной породы 5 для бурения.

Сверлильный станок модернизировался полиспастным механизмом, позволяющим обеспечивать постоянное осевое усилие и удельную подачу бурового инструмента.

Применение различных моделей инструмента позволяет провести на данном стенде большое количество экспериментов при бурении различных по крепости горных пород. Основные закономерности вращательного бурения были исследованы при обработке одиннадцати различных по свойствам

горных пород. При этом были получены такие зависимости как изменение скорости бурения v от частоты вращения n инструмента, осевого усилия P и удельной подачи h при бурении различных по крепости горных пород. Также конструкция представленного стенда позволила исследовать стойкость бурового инструмента при бурении различных по крепости пород. Результаты проведённых экспериментов на данном стенде подробно представлены и описаны в источнике [2].

Результаты этих исследований позволяют убедительно утверждать о существенной зависимости удельной подачи инструмента от частоты его вращения. Увеличение частоты вращения инструмента при бурении вращательным способом, как правило, приводит к уменьшению удельной подачи. Используя установленные критерии подобия и коэффициенты моделирования, можно по данным моделирования прогнозировать эффективность бурения в реальных условиях. Поэтому метод моделирования можно рекомендовать для практического использования при изучении и совершенствовании процессов бурения.

Вышеописанный стенд позволяет исследовать параметры процесса только вращательного бурения. Известны также универсальные стенды, которые включают в себя механизмы, позволяющие исследовать параметры вращательного, вращательно-ударного и ударно-вращательного процессов бурения. Основные цели проведения экспериментальных исследований бурения на таких стендах заключаются в проверке закономерностей процессов бурения, вскрытых при обобщениях; в установлении численных значений коэффициентов, характеризующих процесс; в поиске рациональных форм и геометрических параметров бурового инструмента.

Экспериментальные исследования в этом направлении производили на стенде БУС-1 (рисунок 7.2), созданным сотрудниками Института автоматики АН Кыргызской ССР совместно с сотрудниками Фрунзенского политехнического

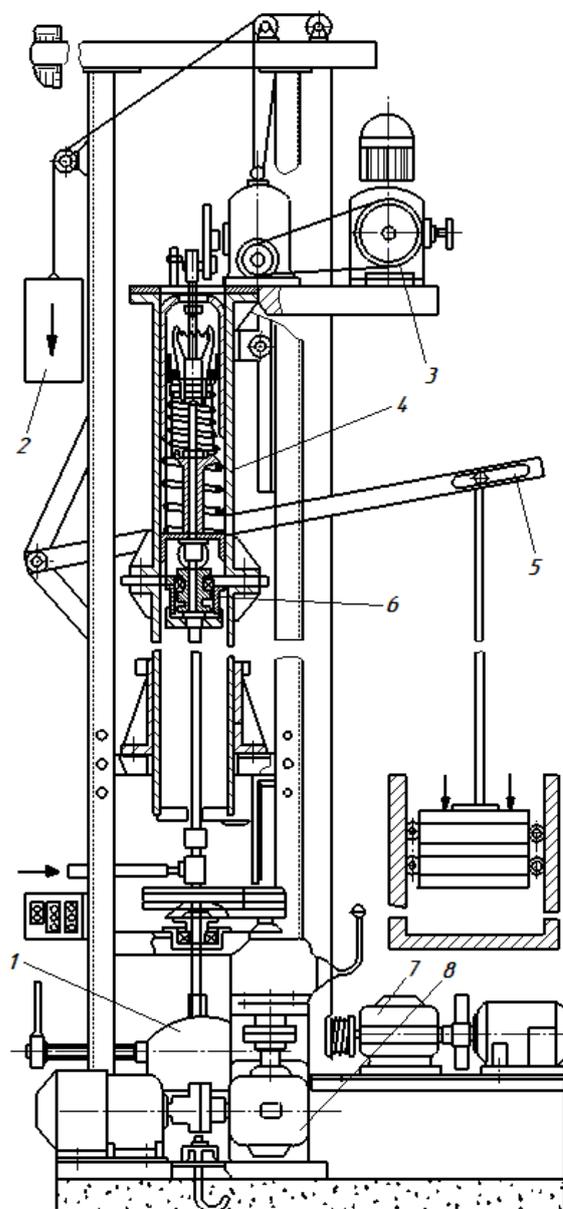


Рисунок 7.2 – Схема бурового универсального стенда БУС-1

- 1 – горная порода, 2 – противовес,
3 – привод ударного узла, 4 – ударный узел, 5 – нагрузочное устройство,

института [2]. Представленный стенд позволяет проводить эксперименты при бурении шпуров с широкой вариацией осевых усилий, частот вращения инструмента, энергией и частотой ударов ударного механизма.

Стенд БУС-1 (рисунок 7.2) снабжён ударником, вращателем и механизмом подачи с собственными приводами. Для вращения бура применена трансмиссия, состоящая из асинхронного электродвигателя мощностью $N = 4,5$ кВт и $n_H = 700$ об/мин с короткозамкнутым ротором, червячного редуктора с передаточным отношением $i = 30$, пятискоростной коробки скоростей от автомобиля ГАЗ-51 и клиноременной передачи. Стенд позволяет изменять частоты вращения бура $n = 2,2 \div 50$ об/мин.

Ударные импульсы в буровой штанге генерирует электромеханический ударный механизм, выполненный по схеме, предложенной и исследованной

П.М. Алабужевым. Работа ударного механизма осуществляется посредством электродвигателя через клиновой вариатор и ременную передачу. Этот механизм обеспечивает энергию ударов $A_y = 3,5; 7,0; 9,0$ и $11,0$ кгс·м при

числе ударов $7,6 \div 75,0$ уд/мин. Полный диапазон чисел ударов в минуту составляет $4 \div 400$ уд/мин. Осевое усилие на данном стенде обеспечивается грузами через рычажную систему и составляет $P = 100 \div 2000$ кгс.

Конструкция данного стенда позволяет бурить шпуры глубиной до $L = 400$ мм и при этом одновременно измерять удельную подачу h (мм/об), объёмную работу разрушения $A_{об}$ (кгс·м/см³) при изменяющихся осевых усилиях P , числах ударов δ за оборот бура и частотах вращения бура n [2].

Проверка отдельных средств автоматизации на соответствие ряду технических требований и их выходных параметров производится на их заводе-изготовителе, т. е. после их изготовления, а также после их ремонта или технического обслуживания. Для этого существуют специальные стенды, имитирующие различные технологические процессы, при этом наблюдают за работой тех или иных устройств, определяют их выходные параметры и соответствие заданным техническим требованиям.

Для исследования отдельных средств автоматизации известны следующие варианты конструктивных компоновок стендов.

На рисунке 7.3 представлен общий вид универсального стенда конструкции

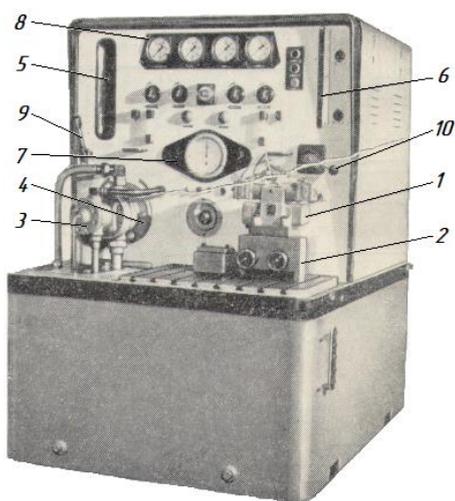


Рисунок 7.3 – Общий вид универсального гидравлического

НИИТАвтопрома, предназначенного для проверки работоспособности и основных параметров гидроаппаратов и насосов перед их монтажом в гидросистемы.

Испытываемые гидравлические элементы 1 (рис. 7.3) устанавливаются на подставке 2, испытываемые гидронасосы 3 крепятся к фланцу 4. Стенд оснащён двумя мерными баками: для больших расходов масла – бак 5 и для малых расходов масла – бак 6, электрический секундомер 7, манометры 8, распределительные золотники 9 и 10 и другая измерительная аппаратура [86].

Представленный стенд позволяет измерять количество утечек с различных гидравлических устройств, и определить их выходные характеристики при различных параметрах рабочего давления и температуры масла.

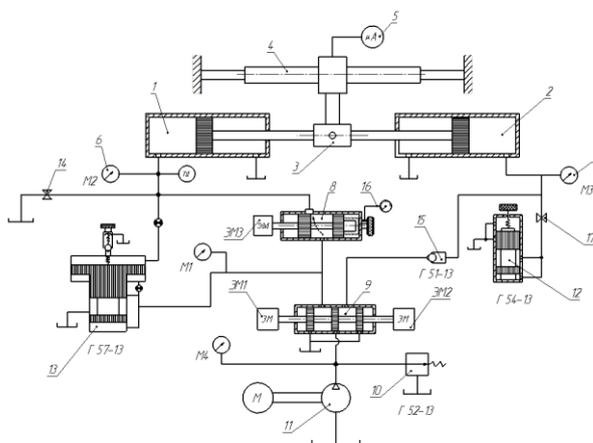


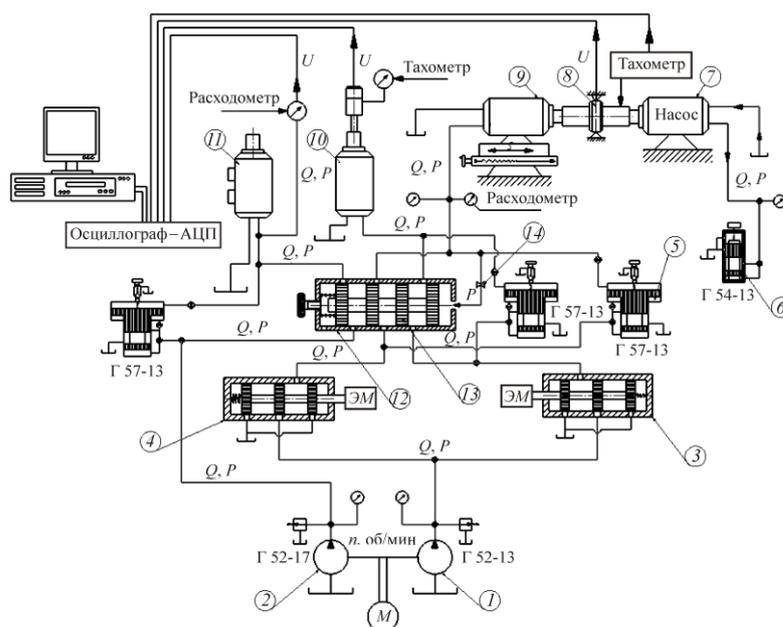
Рисунок 7.4 – Схема стенда для исследования гидроаппаратуры

Для проведения экспериментов по исследованию регуляторов расхода жидкости известен гидравлический универсальный стенд, спроектированный в КГТУ им. И. Раззакова (рисунок 7.4). Данный стенд предназначен для исследования регуляторов расхода жидкости, работающие при малых величинах расхода, например, на

нем получены осциллограммы изменения расхода до 8 л/мин. (рис.???)
 Расхода такой величины достаточно для управления гидроцилиндром.

При управлении гидромотором величина расхода может достигать 80 л/мин и более, поэтому для исследования гидромоторов и других средств автоматизации на базе представленного на рисунке 7.4 стенда спроектирован и изготовлен гидравлический стенд, предназначенный для исследований гидравлических элементов, работающих при более высоких величинах расхода рисунок 7.5.

Стенд состоит из следующих узлов и элементов автоматики: двух гидравлических насосов 1 и 2, вращающихся посредством электродвигателя М, предохранительных клапанов Г-52-13, измерительных манометров образцового типа, распределителей жидкости 3, 4, трех редукционных клапанов 5 типа Г-57-13, нагрузочного клапана 6 типа Г-54-13, исследуемого насоса 7, датчика крутящего момента 8, двух исследуемых гидромоторов 9 и 10, ударного механизма 11, регулятора расхода жидкости 12, клапана, перекрывающего канал обратной связи 14, компьютера и осциллографа-самописца.



M — мотор; 1, 2 — масляные насосы; 3, 4 — распределители жидкости;
 5 — редукционный клапан; 6 — нагрузочный клапан; 7 — нагрузочный насос;
 8 — датчик крутящего момента; 9 — гидромотор вращения бурового инструмента;
 10 — гидромотор податчика инструмента; 11 — ударный механизм; 12 — регулятор
 расхода жидкости; 13 — золотник регулятора

Рисунок 7.5 – Схема универсального стенда

Возможности представленного стенда позволяют проводить исследования двух направлений: 1) анализировать работу спроектированных регуляторов расхода жидкости, информационных устройств осевой нагрузки и крутящего момента, осуществлять их настройку и получать выходные характеристики; 2) отслеживать состояние работы автоматических систем в целом. Гидравлический клапан 14, включающий и отключающий канал обратной связи обеспечивает переключение между двумя направлениями работы стенда.

Принцип работы стенда сводится к следующему. От вращения гидронасосов 1 и 2 посредством электродвигателя рабочая жидкость поступает в гидросистему стенда. Насос 1 обеспечивает работу гидромоторов 9 и 10 через гидравлические распределители жидкости 3 и 4. Насосом 2 обеспечивается работа гидравлического ударника 11.

Режимы работы всех исполнительных механизмов стенда изменяются посредством регулятора расхода жидкости 12. Перемещение золотника регулятора расхода жидкости осуществляется гидравлическим давлением в

канале обратной связи, подключенном к напорной магистрали гидромотора 9. Давление в канале обратной связи создает крутящий момент, соответствующий моменту при реальном бурении, измеряемый магнитоупругим датчиком 8. На стенде величину момента можно изменять клапаном 6 посредством создаваемого сопротивления при стравливании масла в бак от насоса 7, за счет чего золотник регулятора переместится влево и уменьшит проходной зазор рабочей жидкости, при этом уменьшится скорость вращения гидромоторов 9 и 10.

Допуская, что вращение бурового инструмента обеспечивается гидромотором 9, а его подача гидромотором 10, работа автоматической системы при реальном бурении будет рассматриваться следующим образом: перед началом бурения положение золотника 13 регулятора 12 настраивается для бурения породы определенной крепости. Если в процессе бурения крепость породы, например, увеличивается, что влечет за собой увеличение осевой нагрузки и крутящего момента на инструменте, то гидравлическое давление в канале обратной связи также увеличится так как при этом возрастут силы, необходимые для разрушения породы. Золотник в это время переместится влево, вследствие чего уменьшится скорость вращения инструмента и скорость его подачи в забой. Таким образом, если продолжать увеличивать давление в канале обратной связи, то золотник регулятора примет положение, когда скорость вращения и подачи инструмента будет минимальной и в то же время откроется проходной канал для рабочей жидкости гидравлического ударника 11. После уменьшения крепости породы

давление в канале обратной связи уменьшится и золотник начнет перемещаться вправо под действием пружины, установленной в регуляторе расхода.

С целью измерения скоростей вращения гидромоторов к ним подключены



Рисунок 7.6 – Общий вид универсального гидростенда

тахогенераторы, электрические сигналы с которых поступают через USB-осциллограф в компьютер, где происходит их обработка и результаты выводятся на монитор в виде осциллограмм.

Общий вид стенда показан на рисунке 7.6, технические характеристики его основных гидравлических устройств — в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Технические характеристики стенда и отдельных его гидравлических элементов

| | | | | |
|---------------------------------|--|--|------------------------------|--------------------------------|
| Цилиндры | Диаметр $D_{\text{вн}} = 61 \text{ мм}$ | Длина 350 мм | Рабочий ход штока 160 мм | Диаметр штока, 28 мм |
| Гидромоторы | Тип гироторный | Модель OMS 100 | Q_{max} 75 л/мин | $n_{\text{ном}}$ 750 об/мин |
| Насос | Тип шестеренный | $P_{\text{ном}}$ 50 кгс/см ² | $Q_{\text{ном}}$ 40 л/мин | Марка масла И-20 |
| Габаритные размеры стенда | Длина 1300 мм | Ширина 680 мм | Высота 1500 мм | Вес не более 140 кг |
| Клапан Г54, клапан Г57 | Q_{max} 35 л/мин | Q_{min} 3 л/мин | P_{max} 20 МПа | P_{min} 3 МПа |

7.3. Разработка стенда для исследования датчика крутящего момента МДМ-50

Для исследования работоспособности магнитоупругого датчика крутящего момента, его тарирования и получения выходной характеристики в статическом состоянии измеряемого вала, разработана специальная установка, схема которой представлена на рисунке 7.7.

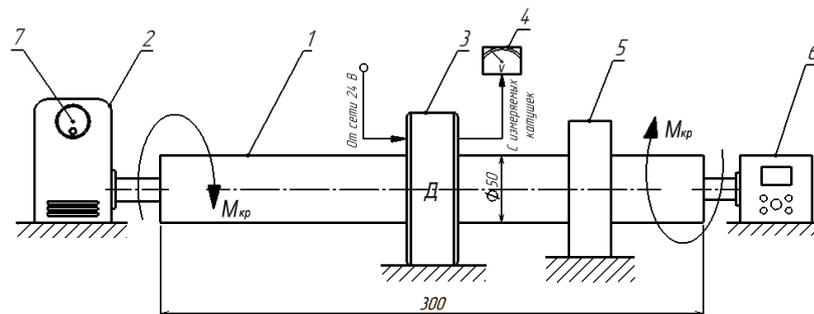


Рисунок 7.7 – Схема установки для тарирования датчика крутящего момента

Данная установка состоит из экспериментального вала 1 (рисунок 7.7), червячного редуктора 2 с передаточным отношением 1:100, датчика крутящего момента 3, амперметра образцового типа 4, подшипниковой опоры 5, электронного динамометрического ключа 6. Все вышеперечисленные устройства монтируются на пластине, закреплённой на металлической станине.

В связи с тем, что на точность измерения крутящего момента магнитоупругим датчиком значительно влияют материал вала и воздушный зазор между валом и датчиком, геометрические размеры и марка стали экспериментального вала 1 максимально приближены к размерам и марки стали шпиндельного вала бурового станка УБШ-215М. На экспериментальной установке вал 1 закрепляется между червячным редуктором 2 и подшипниковой опорой 5. К правому торцу вала присоединён (без возможности вращения) электронный динамометрический ключ 6, питание, которого обеспечивается встроенным в него аккумулятором. По центру вала концентрично закреплён магнитоупругий датчик крутящего момента 3. Питание датчика обеспечивается блоком питания (на схеме не показан). Для определения величины выходного тока датчика применяется амперметр образцового типа 4. Левый торец экспериментального вала закреплён в червячном редукторе 2 шпоночным соединением, что обеспечивает возможность, при поворачивании редуктора, придания некоторого крутящего момента на экспериментальном валу.



Рисунок 7.8 – Общий вид экспериментальной установки для тарирования датчика крутящего

Общий вид экспериментальной установки показан на рис. 7.8

Все показания амперметра записываются в экспериментальную таблицу, по которой в дальнейшем можно получить выходную характеристику датчика крутящего момента в виде графика, а именно

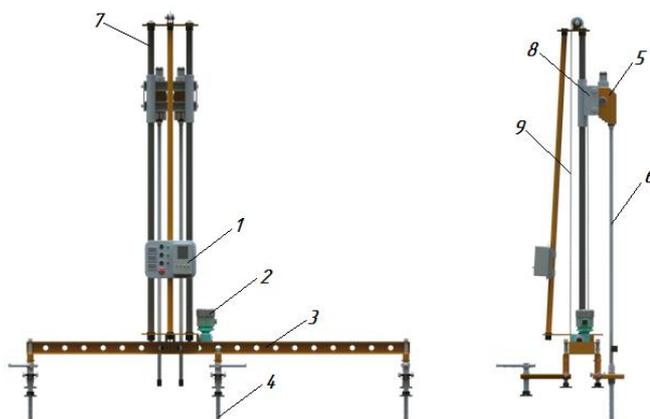
зависимость выходного напряжения датчика от крутящего момента.

7.4 Разработка бурового станка для исследования САУ электрифицированными механизмами подачи бурового инструмента в целом

С целью исследования САУ электрифицированными буровыми станками в условиях реального бурения применялся станок строчечного бурения БС-32, предназначенный для добычи природного камня с применением буроклиновой технологии отделения блоков от массива.

Станок БС-32 разработан и изготовлен в институте машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР в рамках коммерческого договора.

В процессе разработки учитывались такие параметры как технологичность изготовления, универсальность и возможность автоматизации, эргономические качества и массовые характеристики, опираясь на которые, разработана и реализована конструкция бурового станка общий вид, которой представлен на рисунке 7.9.



1 - пульт управления; 2 – подающий механизм; 3 – рама станка; 4 - анкер; 5 - перфоратор; 6 - штанга; 7 - направляющая буровой каретки

Рисунок 7.9 – Общий вид бурового станка строчечного бурения БС-32

Рама станка 3 рисунок 7.9 состоит из двух направляющих швеллеров для возможности перемещения мачты на заданное расстояние. Вся конструкция

устанавливается на ножках с возможностью регулирования по высоте неровностей поверхности блока и складывания их при транспортировке.

Перед началом бурения станок закрепляется к каменному массиву анкерами 4 (рисунок 7.9).

Мачта станка, состоит из двух трубных направляющих 7 длиной 2500 мм, по которым перемещается каретка 8 с двумя перфораторами 5 и закреплёнными в них штангами 6. Перемещение каретки 8 осуществляется посредством цепной передачи 9 и червячного мотор-редуктора 2. Питание мотор-редуктора обеспечивается от преобразователя частоты тока фирмы DELTA VFD-M, установленного на пульте 1. Он необходим для регулирования оптимальной скорости подачи инструмента на забой при бурении различных по крепости горных пород. В штатном режиме бурения одинаковых по крепости пород скорость подачи устанавливается вручную в фиксированное положение.

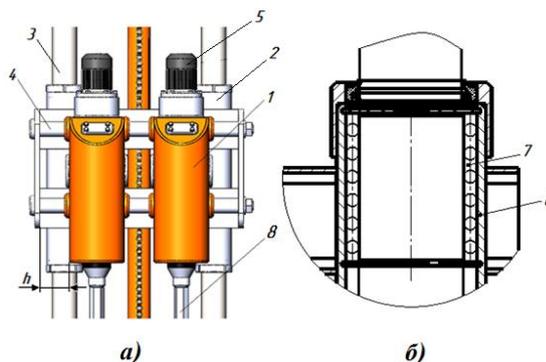
Известно, что расстояние между шпурами S зависит от коэффициента крепости отделяемой породы и влияет на качество получаемых блоков. Поэтому возможность изменения расстояния между шпурами значительно расширяет возможности в применении той или иной буровой машины.

Универсальность разрабатываемого станка БС-32 заключается в присутствии возможности изменения расстояния между шпурами и их диаметра. Это обеспечивается посредством регулируемого механизма крепления перфораторов на кронштейнах каретки, представленных на рисунке 7.10. Наиболее распространённый диапазон расстояния между шпурами равняется 150-250 мм.

Перфоратор 1, (рисунок 7.10 а) обладает возможностью перемещаться вдоль кронштейна 4, посредством чего изменяется размер h и соответственно расстояние между инструментами 8.

Особенность станка заключается в том, что буровая каретка 2 с перфораторами центрируется с цилиндрическими направляющими 3 мачты посредством подшипников линейного перемещения 7 рисунок 7.10 б, что

значительно снижает силы трения и даёт возможность свободного перемещения каретки вдоль направляющих 3 (рисунок 7.10 а).

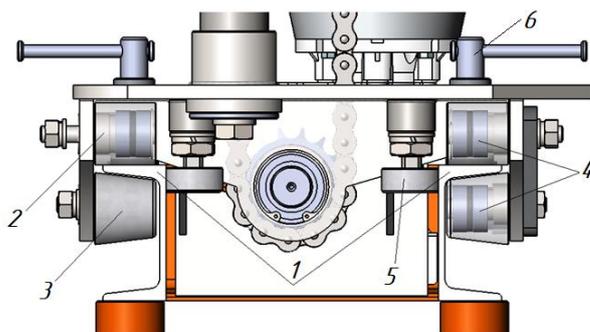


1 – перфоратор; 2 – каретка; 3 – направляющая; 4 – кронштейн перфоратора;
5 – электродвигатель; 6 – стакан подшипника; 7 – подшипник линейного перемещения;
8 – буровая штанга; h – регулируемый размер строчки шпуров

Рисунок 7.10 – Механизм крепления перфораторов

Кроме того, в конструкции механизма крепления перфораторов предусмотрена возможность смены типа перфоратора, в зависимости от доступности вида потребляемой энергии, что значительно снижает себестоимость процесса бурения.

Главным же при выборе исполнительных механизмов бурового станка является то, насколько параметры, создаваемых им режимов бурения, соответствуют необходимым данным. Ещё одним не маловажным параметром исполнительных механизмов, при их выборе, является вид потребляемой энергии. Учитывая, что практически любой действующий карьер электрифицирован, можно утверждать, что в нашем случае применение электрических исполнительных механизмов является наиболее рациональным. Это обосновывается высоким КПД электрических исполнительных механизмов и низкой стоимости электроэнергии. Так в качестве бурильного механизма на станке БС-32 может применяться разработанный в институте машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР электромеханический перфоратор, работающий на основе механизма переменной структуры. Кроме того, на станке присутствует возможность применения (по необходимости) пневматического перфоратора ПП-63.



1 – направляющие швеллеры; 2 – верхний ролик; 3 – нижний ролик; 4 – шариковые подшипники роликов; 5 – боковой ролик;

6 - прижим

Рисунок 7.11 – Роликовый механизм перемещения буровой мачты

Перемещение мачты вдоль рамы станка со всеми исполнительными механизмами обеспечивается посредством роликов 2, 3 и роликовых направляющих 1 (рисунок 7.11).

Ролики вращаются на радиальных подшипниках 4, что обеспечивает перемещение мачты без особых усилий. Боковые ролики 5, также вращаются на подшипниках качения и обеспечивают прямолинейность перемещения

мачты. При установке мачты в нужном положении, она фиксируется специальными зажимами 6.

Общие технические характеристики бурового станка БС-32 представлены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Технические параметры бурового станка БС-32

| № п/п | Наименование | Ед. изм. | Значение |
|-------|------------------------------|---------------------|----------|
| 1 | Диаметр бурения | мм | 36 |
| 2 | Глубина бурения | мм | 2300 |
| 3 | Крепость породы | f | до 6 |
| 4 | Потребляемая мощность, общая | кВт | 4,5 |
| 5 | Количество инструментов | шт. | 2 |
| 6 | Расстояние между шпурами | мм | 150-300 |
| 7 | Скорость бурения | м/мин | 1,5 |
| 8 | Масса | кг | 320 |
| 9 | Способ крепления | Анкерование | |
| 10 | Вид бурения | Ударно-вращательный | |
| 11 | Способ очистки | Продувка воздухом | |
| 12 | Буровой инструмент | Твёрдосплавный | |

Возможность автоматизации бурового станка заключается в том, что преобразователь частоты тока, можно запрограммировать таким образом, что при бурении будет поддерживаться постоянная осевая нагрузка на буровом инструменте независимо от изменяемой крепости буримой породы. Это обеспечивается посредством автоматического изменения режимов бурения в случае изменения крепости буримой породы.

Эта функция обеспечивает гибкую технологию бурения посредством автоматического изменения частоты тока, питающего электродвигатель мотор-редуктора. Таким образом, станок можно обеспечивается функцией автоматического регулирования режимами бурения, обратная связь при этом берётся либо по силе тока, питающего мотор-редуктор, либо с датчика усилия или крутящего момента на инструменте.

7.5 Разработка методик проведения экспериментов по работоспособности элементов автоматики и автоматической системы в целом

Подготовка к проведению экспериментальных работ является важным этапом в исследовательской работе. Потому что планирование и разработка методики проведения экспериментов способствует определению необходимой измерительной аппаратуры, значительному сокращению времени на проведение экспериментальных работ, повышению точности полученных результатов, снижению себестоимости работы, а также повышению безопасности при проведении экспериментов.

7.5.1 Методика проведения экспериментов по работоспособности датчика крутящего момента МДМ-50 в статике

Целями в проведение эксперимента по работоспособности датчика МДМ-50 являются: настройка датчика на нужную чувствительность при измерении крутящего момента; получение выходной характеристики датчика при статическом состоянии измеряемого вала; получение выходной характеристики датчика при динамическом состоянии измеряемого вала.

Для получения выходной характеристики датчика крутящего момента МДМ-50 в статике применялся экспериментальный стенд, представленный на рисунке 7.8, при этом необходимо выполнить следующий порядок действий:

1. Поворачивать рукоятку шкива 7 (рисунок 7.7), закреплённого на входящем валу редуктора 2, до тех пор, пока показания на динамометрическом ключе не достигнут значения в 50 Н·м.
2. При таком значении крутящего момента зафиксировать показания амперметра 4.
3. Повернуть рукоятку шкива 7 до установления показаний динамометрического ключа в 100 Н·м.
4. Зафиксировать показания амперметра 4 при приложенном крутящем моменте в 100 Н·м.
5. Повторять вышперечисленные циклы до 300 Н·м, увеличивая крутящий момент каждый раз на 50 Н·м, фиксируя при определённых значениях крутящего момента показания амперметра.

7.5.2 Методика проведения экспериментов по работоспособности датчика крутящего момента МДМ-50 в динамике

Эксперименты, с целью получения выходной характеристики датчика МДМ-50 в динамике проводились на гидравлическом универсальном стенде, схема которого показана на рисунке 7.5.

Исследуемый датчик 8 закреплён концентрично с измеряемым валом, закреплённым между насосом 7 и гидромотором 9. Гидромотор 9 приводит во вращение измеряемый вал со скоростью 200 об/мин. и в то же время приводит во вращение насос 7, который при этом выполняет забор масла из бака и через нагрузочный клапан 6 возвращает его обратно в бак. Клапан 6 является регулируемым и создаёт давление, измеряемое манометром в сливной магистрали, посредством чего на измеряемом валу возникает крутящий момент, прямопропорциональный изменению давления, создаваемого клапаном 6.

Посредством ранее полученной зависимости крутящего момента от давления в сливной магистрали (рисунок 7.12), клапаном 6 можно устанавливать на измеряемом валу необходимую известную величину крутящего момента. На выходе датчика при этом возникнет ток, который фиксируется амперметром.

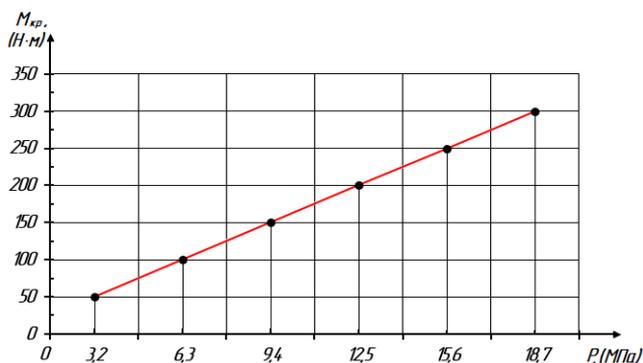


Рисунок 7.12 – Зависимость крутящего момента от давления в сливной магистрали универсального стенда

Таким образом, для тарирования датчика необходимо:

1. клапаном 6 установить в сливной магистрали величину давления равную – 3,2 МПа. При таком значении давления крутящий момент на измеряемом валу при его вращение будет равняться 50 Н·м;
2. зафиксировать показания амперметра;
3. установить величину давления равную – 6,3 МПа. При таком значении давления крутящий момент на измеряемом валу при его вращение будет равняться 100 Н·м;
4. зафиксировать показания амперметра;

5. установить величину давления равную – 9,4 МПа. При таком значении давления крутящий момент на измеряемом валу при его вращение будет равняться 150 Н·м;
6. зафиксировать показания амперметра;
7. повторять вышеописанный цикл работ со значениями давления 12,5; 15,6 и 18,7 МПа.

Полученные результаты вносятся в экспериментальную таблицу, по которой строится график выходной характеристики датчика МДМ-50 в динамике.

7.5.3 Методика проведения экспериментов по работоспособности регуляторов расхода жидкости и автоматической системы в целом

В связи с тем, что в данной работе разработано два типа регуляторов расхода жидкости – с электромагнитным и гидравлическим управлением, эксперименты необходимо проводить в два отдельных этапа по исследованию каждого из них.

Целями проведения данного эксперимента являются:

1. Проверка работоспособности регулятора расхода;
2. Получение выходной характеристики регулятора расхода, а именно зависимости величины расхода жидкости Q от величины открытия пропускной щели h ;
3. Получение зависимости величины открытия пропускной щели h от давления жидкости в управляющем гидравлическом канале для перемещения регулирующего золотника;
4. Получение зависимости величины открытия пропускной щели h от входящего напряжения на электромагнит регулятора расхода;
5. Испытание работоспособности автоматических систем в целом, а именно определение времени переходных процессов датчика крутящего

момента и регуляторов расхода жидкости при автоматическом режиме работы САУ.

Исследование регулятора расхода жидкости, получение его выходной характеристики, а также автоматической системы в целом осуществлялось на экспериментальном гидравлическом стенде, схема которого представлена на рисунке 7.5.

7.5.4 Методика проведения экспериментов по работоспособности САУ электрифицированными буровыми машинами

Процесс исследования САУ в целом, проводился в условиях максимально приближённым к реальному бурению шпуров. При этом применялся буровой станок строчечного бурения БС-32 (рисунок 7.9).

Процесс проведения данного эксперимента необходим для достижения ряда целей:

1. Получение выходной характеристики электродвигателя при изменении частоты тока в холостом режиме его работы;
2. Получение выходной характеристики электродвигателя при изменении частоты тока, когда двигатель работает под нагрузкой;
3. Получение зависимости изменения скорости перемещения бурового инструмента от изменения крепости буримой породы без работы САУ в процессе бурения;
4. Получение зависимости изменения скорости бурового инструмента от изменения крепости буримой породы при работе САУ в процессе бурения.

Схема экспериментальной установки показана на рисунке 7.15.

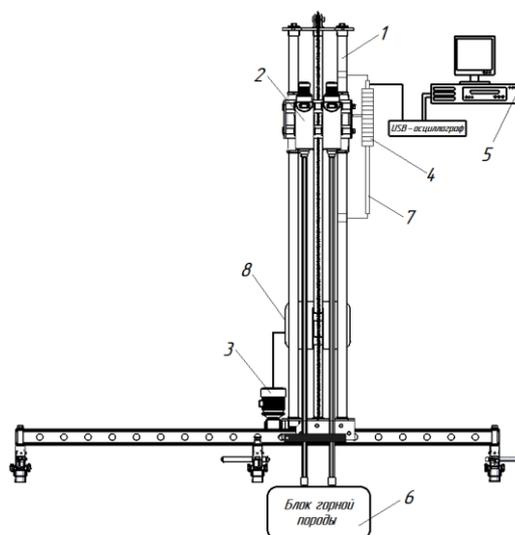


Рисунок 7.15 – Общий вид экспериментальной установки

Экспериментальная установка состоит из бурового станка БС-32 1, на котором установлен датчик скорости 2, фиксирующий скорость перемещения буровой каретки 3 с буровым инструментом 4, воздушного компрессора ПКС-3,5А 5, блоков природного камня различной крепости 6 (рисунок 7.15).

Для достижения поставленных целей необходимо провести следующий порядок работ:

1. Подключить электродвигатель к частотному преобразователю тока без нагрузки и установить значение частоты тока на 30 Гц;
2. включить электродвигатель и тахометром часового типа измерить количество оборотов шпинделя мотора;
3. далее установить значение частоты тока на 40 Гц;
4. включить электродвигатель и тахометром часового типа измерить количество оборотов шпинделя мотора;
5. повторять вышеописанный цикл работ изменяя частоту тока со значениями в 50, 60 и 70 Гц.

Полученные значения записываются в экспериментальную таблицу, по которым выводится зависимость скорости вращения шпинделя электродвигателя от изменения частоты тока в холостом режиме.

Аналогичный цикл работ следует провести с подключенной к электродвигателю нагрузкой, с целью получения выходной его

характеристики, а именно зависимости скорости вращения шпинделя электромотора от изменения частоты питаемого тока под нагрузкой.

Следующим этапом эксперимента является исследование работы автоматической системы в целом в условиях реального бурения шпуров.

При проведении экспериментов по работоспособности САУ режимами работы электрической буровой машины планируется провести бурение шпуров диаметром 32 мм в трёх разных по крепости блоков природного камня, с установленным на буровой машине пневматическим перфоратором ПП-63. Бурение планируется осуществлять четырёхпёрой коронкой с твёрдосплавными напайками ВК6.

В качестве разрушаемой породы применяются образцы блоков размером 400x400x300 мм. Экспериментальные блоки состоят из трёх разных по крепости пород: партии блоков из пяти шт. **мрамора** (крепостью...), другой партии из пяти шт. из **известняка** (крепостью...) и партии такого же количества блоков **гранита** (крепостью...). Количество экспериментальных образцов позволяет проведение бурения каждой породы с одними и теми же параметрами работы буровой машины минимум пять раз, что необходимо для получения наиболее достоверных экспериментальных результатов.

Для получения зависимости изменения скорости перемещения бурового инструмента от изменения крепости буримой породы без работы САУ в процессе бурения необходимо провести следующий порядок работ:

1. Настроить буровой станок на режимы бурения наиболее низкой по крепости выбранных пород, в нашем случае на бурение блоков из известняка;
2. Пробурить минимум пять шпуров в блоках из известняка, при этом каждый раз фиксировать показания датчика скорости перемещения бурового инструмента;
3. Полученные значения усреднить и занести в экспериментальную таблицу;
4. Провести замену буровой коронки на новую, аналогичную;

5. Не нарушая настройки бурового станка пробурить минимум пять шпуров в блоках из мрамора т.е. при тех же режимах бурения, при которых бурились блоки из известняка, при этом каждый раз фиксировать показания датчика скорости перемещения бурового инструмента;

6. Полученные значения усреднить и занести в экспериментальную таблицу;

7. Провести замену буровой коронки на новую, аналогичную и не изменяя режимов работы бурового станка пробурить шпур в блоках гранита, при этом также фиксировать скорость перемещения инструмента в процессе бурения;

8. Полученные значения усреднить и занести в экспериментальную таблицу;

9. По данным таблицы вывести зависимость изменения скорости перемещения бурового инструмента от изменения крепости буримой породы без работы САУ.

Следующим этапом в проведении данного эксперимента является выполнение аналогичного порядка работ, но с работой САУ. При этом следует учитывать, что после окончания бурения блоков определённой породы, буровая коронка подлежит замене на новую, аналогичную.

После обработки полученных результатов следует вывести графическую зависимость изменения скорости бурового инструмента от изменения крепости буримой породы при работе САУ в процессе бурения.

Таким образом, после сравнения двух полученных зависимостей, планируется, оценить работу САУ режимами работ бурового станка.

7.6. Результаты экспериментальных исследований работоспособности автоматической системы и отдельных её элементов

7.6.1. Результаты экспериментальных исследований работоспособности датчика крутящего момента МДМ-50

Таблица 7.3 – Выходные показатели датчика МДМ-50 в статике

| № п/п | M _{кр.} , (Н·м) | U _{д.} (В) | | | | | Среднее значение, U _{д.} |
|-------|--------------------------|----------------------|-------|-------|-------|-------|-----------------------------------|
| | | Количество измерений | | | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| 1 | 50 | 32,5 | 32,5 | 32,2 | 32,3 | 32,3 | 32,3 |
| 2 | 100 | 63,9 | 63,8 | 63,7 | 63,8 | 63,7 | 63,8 |
| 3 | 150 | 96,1 | 96 | 96 | 96 | 96 | 96 |
| 4 | 200 | 129,3 | 129,2 | 129 | 128,8 | 128,9 | 129,2 |
| 5 | 250 | 161,3 | 161 | 161 | 160,8 | 160,9 | 161 |
| 6 | 300 | 194 | 193,8 | 193,9 | 193,7 | 193,7 | 193,7 |

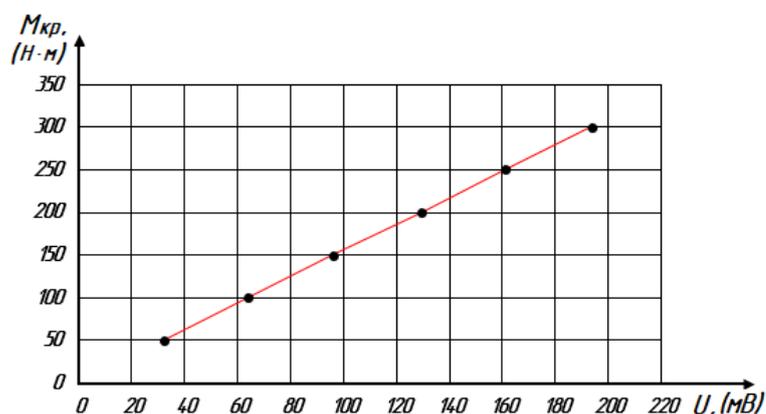


Рисунок 7.16 – Выходная характеристика датчика крутящего момента МДМ-50 в статике

Таблица 7.3 – Выходные показатели датчика МДМ-50 в динамике

| № п/п | M _{кр.} , (Н·м) | U _{д.} (В) | | | | | Среднее значение, U _{д.} |
|-------|--------------------------|----------------------|-------|-------|-------|-------|-----------------------------------|
| | | Количество измерений | | | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| 1 | 50 | 35,2 | 35,5 | 35,7 | 35,9 | 35,8 | 35,6 |
| 2 | 100 | 58 | 58,2 | 58,1 | 58,2 | 58 | 58,1 |
| 3 | 150 | 96 | 96,2 | 96,5 | 96,5 | 96,3 | 96,3 |
| 4 | 200 | 120,5 | 120,4 | 120,7 | 120,6 | 120,7 | 120,6 |
| 5 | 250 | 164,2 | 164 | 164 | 164,5 | 164,3 | 164,2 |
| 6 | 300 | 192,3 | 192 | 192 | 192,2 | 192,1 | 192,1 |

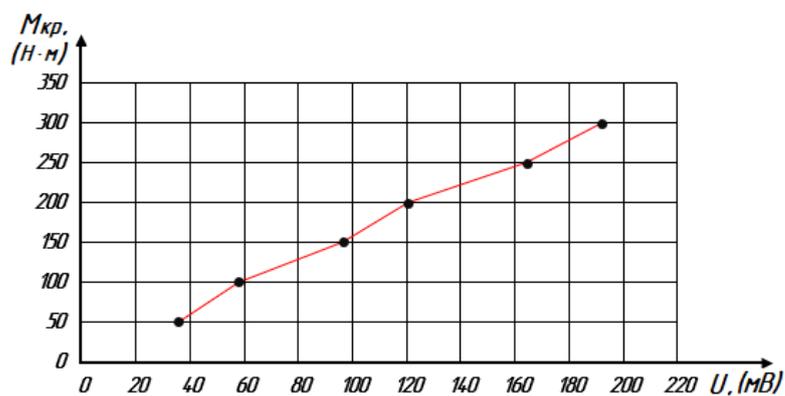
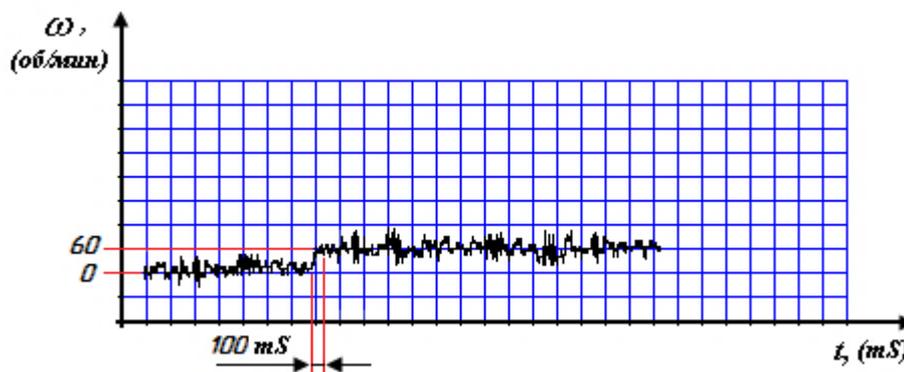


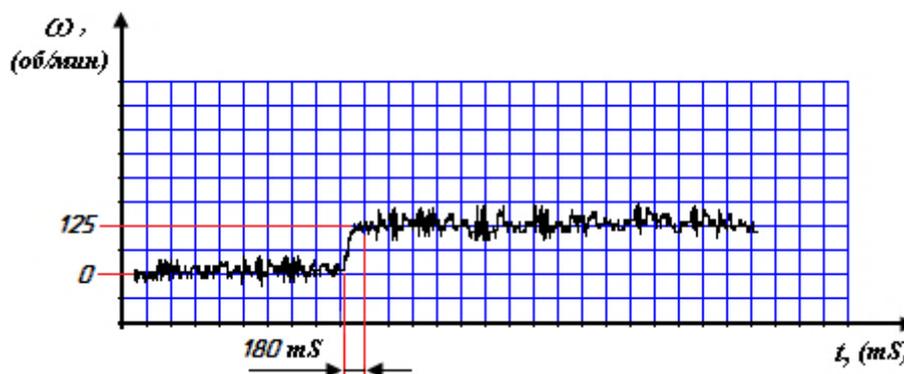
Рисунок 7.17 – Выходная характеристика датчика крутящего момента МДМ-50 в динамике

7.6.2. Результаты экспериментальных исследований работоспособности регулятора расхода жидкости

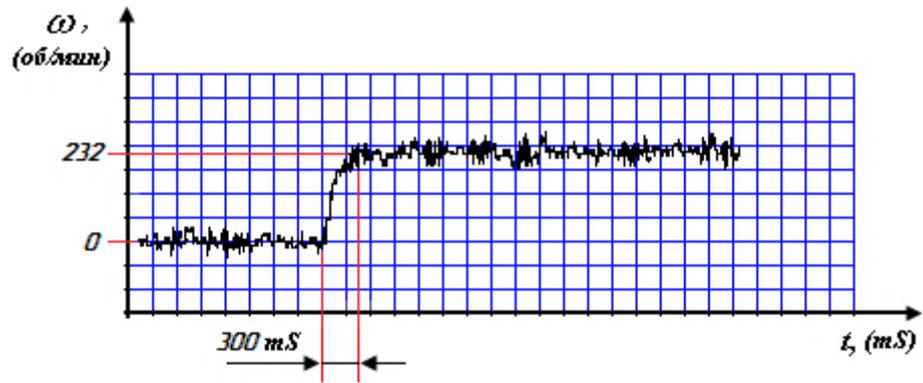
Открытие щели на 0,4 мм



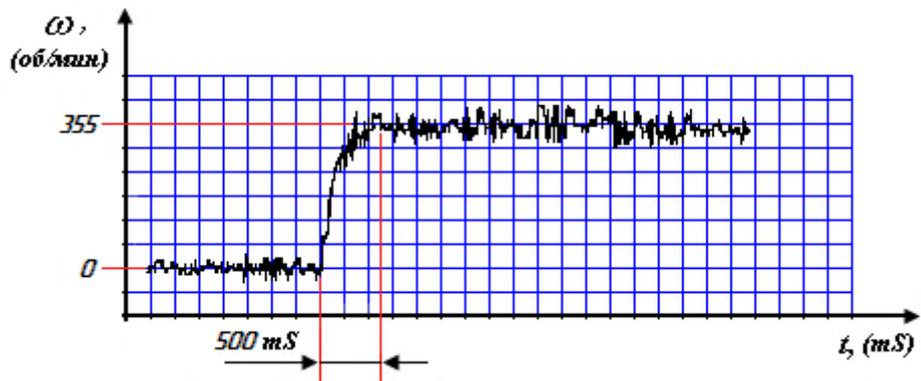
Открытие щели на 0,8 мм



Открытие щели на 1,2 мм



Открытие щели на 1,6 мм



Открытие щели на 2 мм

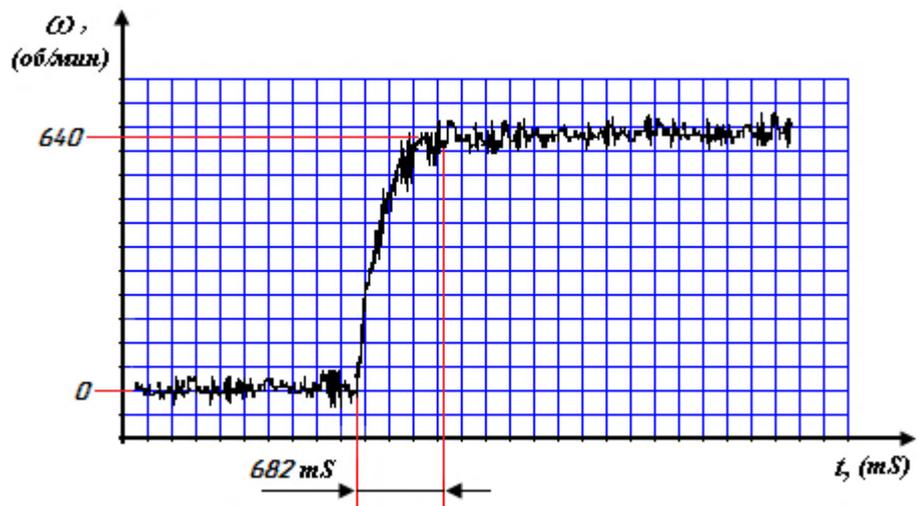
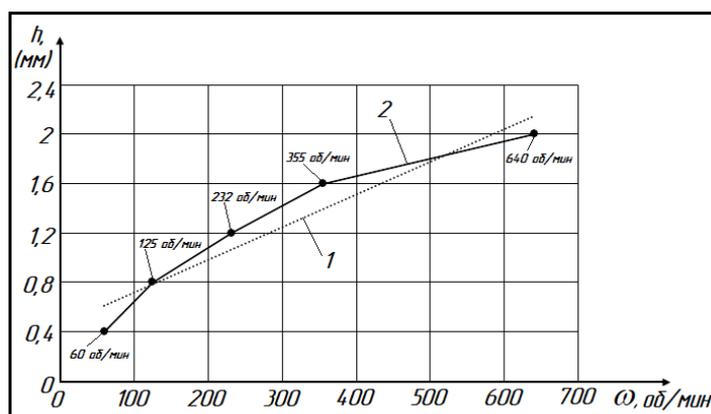


Рисунок 7.18. Осциллограммы зависимости расхода жидкости от изменения размера щели

На рисунке 7.19 представлены теоретическая и экспериментальная зависимости изменения скорости гидравлического мотора от величины щели регулятора, построенного по данным таблицы 7.2.

Таблица 7.2 – Выходные показатели регулятора расхода жидкости

| № п/п | h, (мм) | ω , (об/мин) | | | | | Среднее значение, ω |
|----------|---------|----------------------|-------|------|-------|-------|----------------------------------|
| | | Количество измерений | | | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| 1 | 0,4 | 60,3 | 60,1 | 59,7 | 59,9 | 60 | 60 |
| 2 | 0,8 | 125 | 124,7 | 125 | 125 | 124,9 | 125 |
| 3 | 1,2 | 231,8 | 232 | 232 | 232,1 | 232 | 232 |
| 4 | 1,6 | 355,5 | 355,5 | 355 | 354,9 | 355 | 355 |
| 5 | 2 | 641 | 638 | 641 | 640 | 640 | 640 |



1 – теоретическая характеристика; 2 – экспериментальная характеристика

Рисунок 7.19 – Зависимость скорости вращения гидромотора от величины пропускной щели h регулятора

7.6.3. Результаты экспериментальных исследований по работоспособности САУ электрифицированными буровыми машинами

Таблица 7.2 – Результаты измерений скорости электродвигателя при различных частотах входящего тока

| № п/п | Частота тока, Гц | Обороты двигателя, n | | | | | Среднее значение, n |
|----------|---------------------|----------------------|------|------|------|------|---------------------------|
| | | Количество измерений | | | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| 1 | 30 | 880 | 910 | 890 | 910 | 900 | 898 |
| 2 | 40 | 1200 | 1200 | 1200 | 1200 | 1200 | 1200 |

| | | | | | | | |
|----------|----|------|------|------|------|------|------|
| 3 | 50 | 1490 | 1490 | 1500 | 1510 | 1505 | 1499 |
| 4 | 60 | 1800 | 1810 | 1800 | 1805 | 1800 | 1803 |
| 5 | 70 | 2110 | 2100 | 2190 | 2100 | 2110 | 2122 |
| 6 | 80 | 2400 | 2400 | 2400 | 2400 | 2400 | 2400 |

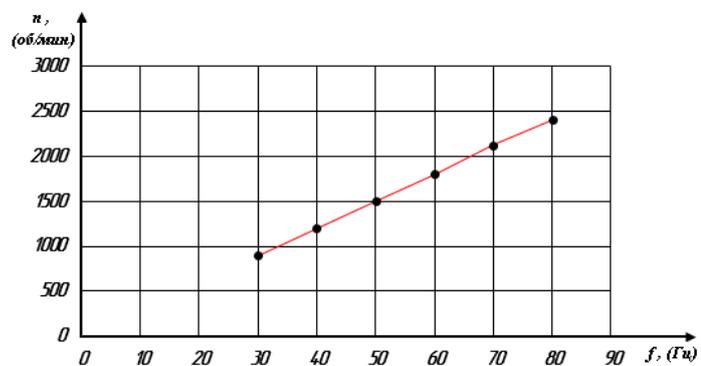


Рисунок 7.20 – Зависимость скорости вращения электродвигателя от частоты тока без нагрузки

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО ГЛАВЕ 7

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертационная работа посвящена решению актуальной задачи – снижению себестоимости, повышению качества и производительности процесса бурения шпуров посредством систем управления с функцией автоматического изменения режимов работы буровой машины.

Основные научные и практические результаты исследований состоят в следующем:

1. Проведён обзор и анализ научно-технической и патентной литературы по автоматическому управлению режимами работ буровых машин. Выявлен ряд недостатков рассмотренных систем управления режимами работ буровых машин.

2. С учётом выявленных недостатков существующих систем разработаны принципиально новые схемы систем управления с функцией автоматического изменения режимами работ гидравлических и электрифицированных буровых машин.

3. Разработаны основы теории, методы построения универсальных автоматических систем управления режимами работ различных буровых машин с разработкой математических моделей элементов и всей системы в целом.

4. Разработаны конструкции информационно-измерительных устройств – датчика крутящего момента и осевой нагрузки на буровом инструменте, а также датчика скорости перемещения буровой каретки и практически определены их выходные характеристики.

5. Разработаны и изготовлены экспериментальные стенды для проведения испытаний разработанных систем управления и регулирующих элементов автоматики, для контроля крутящего момента и осевой нагрузки при бурении шпуров.

6. Разработана конструкция ленточно-поршневого подающего устройства, обеспечивающего подачу бурового инструмента.

7. Полученные экспериментальные результаты удовлетворительно совпадают с теоретическими данными, что подтверждает эффективную работоспособность разработанных систем и даёт возможность применения их в горной, промышленности.

Настоящая диссертационная работа представляет собой вполне завершённый этап научных исследований, её результаты могут служить необходимой базой и исходными позициями для проведения дальнейших исследований и разработок новых систем управления и современных средств автоматизации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. **Абатуров, В.Г.** Физико-механические свойства горных пород и породоразрушающий буровой инструмент [Текст]: Учебное пособие / В.Г. Абатуров. – Тюмень: Изд-во «Нефтегазовый университет», 2007. – 238 с.
2. **Алимов, О. Д.** Бурильные машины [Текст] / О.Д. Алимов, Л. Т. Дворников. – Москва: «Машиностроение», 1976. – 295 с.
3. **Алимов, О.Д.** Некоторые результаты экспериментальных исследований основных характеристик позиционно-управляемого гидравлического ударного механизма бурильных машин [Текст]: В кн.: Механизация буровых и отбойных работ при проведении горных выработок / О.Д. Алимов, С.А. Басов, С.С. Искенов. – Фрунзе: Илим, 1981. – 41 с.
4. **Алимов, О.Д.** Научно-методические основы синтеза параметров привода буровых машин [Текст] / О.Д. Алимов, А.В. Фролов – Фрунзе: Илим, 1981. – 63 с.
5. **Алимов, О.Д.** К созданию многофункционального агрегата [Текст] / О.Д. Алимов, А. Аширалиев, В.Л. Герцев, С.С. Искенов. – Фрунзе.: Илим, 1985. – 25 с.
6. **Алимов, О.Д.** Исследование процессов разрушения горных пород при бурении шпуров [Текст] / О.Д. Алимов. – Издательство Томского университета, 1960. – 87 с.
7. **Алимов, О.Д.** Комплексная механизация проведения выработок в крепких горных породах [Текст] / О.Д. Алимов, А.Н. Волков, В.В. Волосков. – Фрунзе изд. «Илим», 1974. – 123 с.
8. **Аширалиев, А.** Методические основы выбора параметров подающих механизмов буровых агрегатов [Текст] / А. Аширалиев. – Бишкек: Издательство «Илим», 2002. – 52 с.

9. **Балденко, Ф.Д.** Расчёты бурового оборудования [Текст]: Учебное пособие / Ф.Д. Балденко. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2012. – 428 с.
10. **Басов, С.А.** Основные показатели гидравлических вращательно-ударных механизмов бурильных машин [Текст] / С.А. Басов. – Фрунзе: Илим, 1986. – 123 с.
11. **Башкатов, Д.Н.** Прогрессивная технология бурения гидрогеологических скважин [Текст] / Д.Н. Башкатов, А.В. Панков, А.М. Коломиец. – Москва: «Недра», 1992. – 286 с.
12. **Бегагоен, И.А.** Бурильные машины [Текст] / И.А. Бегагоен, А.Г. Дядюра, А.И. Бажал. – М.: Недра, 1972. – 368 с.
13. **Бродов, Г.С.** Технологические измерения и автоматизация процесса бурения [Текст] / Г.С. Бродов, И.Г. Шелковников, Э.К. Егоров. – СПб., ФГУ НПП «Геологоразведка», 2004. – 105 с.
14. **Брюховецкий, О.С.** Основы горного дела [Текст] / О.С. Брюховецкий, С.В. Иляхин, А.П. Карпиков, В.П. Яшин. – Санкт-Петербург: «Лань», 2017. – 352 с.
15. **Воздвиженский, Б.И.** Современные способы бурения скважин [Текст] / Б.И. Воздвиженский, А.К. Сидоренко, А.Л. Скорняков. – М.: «Недра», 1970. – 351 с.
16. **Волков, А.Н.** Специализированные бурильные машины для добычи блоков строительного камня [Текст] / А.Н. Волков, В.В. Волосков, Ю.М. Сосновский. – изд. «Илим», Фрунзе, 1980. – 127 с.
17. **Володин, Ю.И.** Основы бурения [Текст]: учеб. для техникумов 3-е изд. перераб. / Ю.И. Володин. – М.: «Недра», 1986. – 360 с.
18. **Вудс, Г.** Искривление скважин при бурении [Текст] / Г. Вудс, А. Лубинский. – М.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1960. – 161 с.

19. **Габов, В.В.** Горные машины и оборудование. Конструкции буровых машин для подземных работ [Текст] учебное пособие / В.В. Габов, Ю.В. Лыков, А.Ю. Кузькин. – СПб., 2010. – 118 с.
20. **Гафиятуллин, Р.Х.** Режимы и автоматизация процесса ударно-вращательного бурения [Текст] / Р.Х. Гафиятуллин, О.В. Игнатъев, И.М. Кузнецов и др. – М.: «Недра», 1978. – 152 с.
21. **Гилёв, А.В.** Повышение эффективности эксплуатации буровой техники на горных предприятиях [Текст]: монография / А.В. Гилёв, А.О. Шигин, В.Т. Чесноков, И.Р. Белозёров. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2013. – 372 с.
22. **Гусман, А.М.** Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование [Текст]: Научное издание / А.М. Гусман, К.П. Порожский. – Екатеринбург: УГГА, 2002. – 592 с., ил.
23. **Дворников, Л.Т.** Надёжность буровых агрегатов [Текст] / Л.Т. Дворников, В.А. Туров. – М.: «Недра», 1990. – 166 с.
24. **Жернаков, А.П.** Экономия топливно-энергетических ресурсов при проведении геологоразведочных работ [Текст] / А.П. Жернаков, В.В. Алексеев, А.М. Лимитовский, М.В. Меркулов и др. – Москва: Издательский дом «Ин-Фолио», 2011. – 351 с.
25. **Завацки, С.** Прецизионное управление режимами бурения скважин [Текст] / С. Завацки, В.В. Куликов. – Mauritius: LAP LAMBERT, 2017. -108 с.
26. **Закарян, П.П.** Исследование гидравлического устройства автоматического предупреждения и ликвидации заклинивания инструмента при бурении шпуров гидрофицированными машинами [Текст]: дис. на соискание кандидата тех. наук: 05.05.06 / П.П. Закарян. – Фрунзе, 1981 – 192 с.
27. **Загороднюк, В.Т.** Автоматизация бурения шпуров. Автоматическое регулирование режимов бурения [Текст]: учебное

пособие / В.Т. Загороднюк, В.А. Яцкевич. – Новочеркасск, изд. НПИ, 1981. – 88 с.

28. **Загороднюк, В. Т.** Автоматизация самоходных бурильных установок [Текст] / В. Т. Загороднюк. – Издательство Ростовского университета, 1975. – 208 с.

29. **Иванов, К.И.** Техника бурения [Текст]: изд. 3-е, перераб. и дополн. / К.И. Иванов, В.А. Латышев, В.Д. Андреев. – М.: «Недра», 1987. – 271 с.

30. **Калинин, А.Г.** Справочник инженера-технолога по бурению глубоких скважин [Текст] / А.Г. Калинин, Р.А. Ганджумян, А.Г. Мессер. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2005. – 808 с.: ил.

31. **Кирсанов, А.Н.** Буровые машины и механизмы [Текст] / А.Н. Кирсанов, В.П. Зиненко, В.Г. Кардыш. – М.: «Недра», 1981. – 448 с.

32. **Козловский, Е.А.** Справочник инженера по бурению геологоразведочных скважин [Текст]: в 2-х т. / Е.А. Козловский, В.Г. Кардыш, Б.В. Мурзаков и др. - М.: «Недра», 1984. – Т. 1: – 508 с.

33. **Козловский, Е.А.** Справочник инженера по бурению геологоразведочных скважин [Текст]: в 2-х т. / Е.А. Козловский, В.Г. Кардыш, Б.В. Мурзаков и др. - М.: «Недра», 1984. – Т. 2: – 437 с.

34. **Кривенко, А.Е.** Основы проектирования горных машин и оборудования [Текст]: Учебное пособие / А.Е. Кривенко. – М.: Изд-во «Горная книга», 2010. – 105 с.

35. **Киселёв, А.Т.** Вращательно-ударное бурение геологоразведочных скважин [Текст] / А.Т. Киселёв, И.Н. Крусир. – М.: «Недра», 1982. – 103 с.

36. **Колчерин, В.Г.** Новое поколение буровых установок завода Уралмаш в Западной Сибири [Текст]: Справочное пособие / В.Г. Колчерин, А.И. Ильиных, В.Н. Грамолин. – Сургут: Рекламно-издательский информационный центр «Нефть Приобья», 2002. – 285 с.

37. **Котляров, А.М.** Автоматизация буровых агрегатов [Текст] / А.М. Котляров. – М.: изд. «Недра», 1971. – 168 с.
38. **Ломакин, М.С.** Автоматическое управление технологическими процессами карьеров [Текст] / М.С. Ломакин. – М.: «Недра», 1978. – 280 с.
39. **Лукьянов, Э.Е.** Геолого-технологические исследования в процессе бурения [Текст] / Э.Е. Лукьянов, В.В. Стрельченко. – М.: «Нефть и газ», 1997. – 688 с.
40. **Медведев, И.Ф.** Режимы бурения и выбор буровых машин [Текст]: изд. 2-е, перераб. и доп. / И.Ф. Медведев. – М.: Недра, 1986. – 223 с.
41. **Назаров, Л.В.** Электровращательное бурение шпуров при горно-разведочных работах [Текст] / Л.В. Назаров. – Изд-во «Фан» УзССР, 1974. – 208 с.
42. **Нескоромных, В.В.** Бурение скважин [Текст]: учебное пособие / В.В. Нескоромных. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2014. – 400 с.
43. **Нескоромных, В.В.** Современные технологии бурения на твердые полезные ископаемые [Текст] / В.В. Нескоромных, М.С. Попова, П.Г. Петенев, А.Л. Неверов, А.Е. Головченко. – Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2020. – 340 с.
44. **Пупшев, А.В.** Бурение структурно-поисковых скважин [Текст] / А.В. Пупшев. – М.: «Недра», 1971. – 390 с.
45. **Соловьёв, Н.В.** Бурение разведочных скважин [Текст]: учебник для вузов / Н.В. Соловьёв, В.В. Кривошеев, Д.Н. Башкатов и др. – М.: Высш. шк., 2007. – 904 с.; ил.
46. **Солод, В.И.** Горные машины и автоматизированные комплексы [Текст] / В.И. Солод, В.И. Зайков, К.М. Петров. – М.: «Недра», 1981. – 327 с.

47. **Спивак, А.И.** Механика горных пород [Текст] / А.И. Спивак. – М.: «Недра», 1967. – 192 с.
48. **Сулакшин, С.С.** Разрушение горных пород при бурении скважин [Текст]: учебное пособие / С.С. Сулакшин. – Томск: Изд-во ТПУ, 2004. – 136 с.
49. **Терехов, Н.И.** Регулирование и управление режимами бурения взрывных скважин [Текст] / Н.И. Терехов, И.С. Авраамов, П.Д. Гаврилов, П.Н. Кунинин. – Л.: «Недра», 1980. – 223 с.
50. **Ураимов, М.** Гидравлические молоты [Текст] / М. Ураимов, Б.С. Султаналиев. – Издательство «Илим», Бишкек, 2003. – 240 с.
51. **Федоров, В.С.** Научные основы режимов бурения [Текст] / В.С. Федоров. – Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, М.: «Красный Печатник», 1951. – 248 с.
52. **Фельдман, В.Я.** Автоматизированные шахтные бурильные установки – буровые работы [Текст] / В.Я. Фельдман, Л.Б. Файнер. – М.: Недрa, 1989. – 191 с.
53. **Храменков, В.Г.** Автоматизация и управление технологическими процессами бурения нефтегазовых скважин [Текст] / В.Г. Храменков. – Томск: изд-во Томского политехнического университета, 2012. – 416 с.
54. **Антонов, В.Н.** Адаптивное управление в технических системах [Текст]: учеб. пособие / В.Н. Антонов, В.А. Терехов, И. Ю. Тюкин. – СПб.: Издательство С.-Петербургского университета, 2001. – 244 с.
55. **Балакшин, Б.С.** Адаптивное управление станками [Текст] / Б.С. Балакшин. – М.: Машиностроение, 1976. – 680 с.
56. **Балакшин, Б.С.** Самоподнастраивающиеся станки [Текст] / Б.С. Балакшин. – М.: Машиностроение, 1970. – 407 с.

57. **Бобцов, А.А.** Линейные системы автоматического управления [Текст] / А.А. Бобцов, И.В. Мирошник. – СПб.: СПбГИТМО (ТУ), 2001. – 245 с.
58. **Бесекерский, В.А.** Теория систем автоматического регулирования [Текст] / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. – М.: Наука, 1996. – 992 с.
59. **Бесекерский, В.А.** Теория систем автоматического управления [Текст]: 4-е изд., перераб. и доп. / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. – СПб. Изд-во «Профессия», 2003. – 752 с.
60. **Братченко, Б.Ф.** Автоматизация и автоматизированные системы управления в угольной промышленности [Текст]: Справочник / Б.Ф. Братченко. – М.: «Недра», 1976. – 250с.
61. **Васильев, К.К.** Теория автоматического управления (следающие системы) [Текст]: учебное пособие – 2-е изд. / К.К. Васильев. – Ульяновск, 2001. – 98 с.
62. **Востриков, А.С.** Теория автоматического регулирования [Текст]: учебное пособие для вузов / А.С. Востриков, Г.А. Французова. – М.: Высш. Шк., 2004. – 365 с.
63. **Григорьев, В.В.** Анализ систем автоматического управления [Текст] / В.В. Григорьев, Г.В. Лукьянова, К.А. Сергеев. – Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, 2009. – 105 с.
64. **Громов, Ю.Ю.** Специальные разделы теории управления. Оптимальное управление динамическими системами [Текст] / Ю.Ю. Громов, Н.А. Земской, А.В. Лагутин, О.Г. Иванова, В.М. Тютюнник. – Изд. ТГТУ 2007. – 108 с.
65. **Гудвин, Г.К.** Проектирование систем управления [Текст] / Г.К. Гудвин, С.Ф. Греббе, М.Э. Сальгадо. – М.: Бином, 2004. – 911 с.
66. **Дорф, Р.** Современные системы управления [Текст] / Р. Дорф, Р.

Бишоп. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2002. – 832 с.

67. **Клавдиев, А.А.** Теория автоматического управления в примерах и задачах [Текст]: Ч.1, учеб. пособие / А.А. Клавдиев. – СПб: СЗТУ, 2005. – 74 с.

68. **Клюев, А.С.** Автоматическое регулирование [Текст]: изд. 2-е, перераб. и доп. / А.С. Клюев. – М.: Энергия, 1973. – 392 с.

69. **Лямин, А.В.** Исследование моделей объектов управления и среды функционирования [Текст] / А.В. Лямин, С.В. Михайлов, В.О. Никифоров, В.Ю. Рюхин, М.С. Чежин. – СПб.: СПГИТМО (ТУ), 2000. – 89 с.

70. **Мирошник, И.В.** Теория автоматического управления. Линейные системы [Текст] / И.В. Мирошник. – СПб. Питер, 2005. – 336 с.

71. **Мирский, М.И.** Рудничная автоматика [Текст]: Учеб. для учащихся профтех-образования и рабочих на производстве, изд. 2-е, перераб. и доп. / М.И. Мирский. – М.: «Недра», 1992. – 159 с.: ил.

72. **Михеев, Ю.Е.** Системы автоматического управления станками [Текст] / Ю. Е. Михеев, В. Л. Сосонкин. – М.: Машиностроение, 1978. – 262 с.

73. **Олссан, Г.** Цифровые системы автоматизации и управления [Текст] / Г. Олссан, Дж. Пьяни. – СПб., 2001. – 577 с.

74. **Поляков, К.Ю.** Основы теории цифровых систем управления [Текст]: учеб. пособие СПбГМТУ / К.Ю. Поляков. – СПб.: 2006. – 161 с.

75. **Рубанов, В.Г.** Математические модели элементов систем управления [Текст]: учеб. пособие. / В.Г. Рубанов. – Харьков: Харьковский авиационный институт, 1980. – 92 с.

76. **Сенигов, П.Н.** Теория автоматического управления [Текст]: конспект лекций / П.Н. Сенигов. – Челябинск: ЮУрГУ,

2000. – 93 с.

77. **Скляревич, А.М.** Линейные системы с возможными нарушениями [Текст] / А.М. Скляревич. – М.: Наука, 1975. – 352 с.

78. **Смилянский, Г.Л.** Справочник проектировщика АСУ ТП [Текст] / Г.Л. Смилянский, Л.З. Амлинский, В.Я. Баранов; под ред. Г.Л. Смилянского. – М.: Машиностроение, 1983. – 527 с.

79. **Тищенко, Н.М.** Введение в проектирование систем управления [Текст] / Н.М. Тищенко – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 248 с., ил.

80. **Топчеев, Ю.И.** Атлас для проектирования систем автоматического регулирования [Текст] / Ю.И. Топчеев. – М.: Машиностроение, 1989. – 752 с.

81. **Филлипс, Ч.** Системы управления с обратной связью [Текст] / Ч. Филлипс, Р.М. Харбор. – Лаборатория базовых знаний, 2001. – 616 с.

82. **Арно Шмитт.** Учебный курс по гидравлике Том 4 [Текст] / Арно Шмитт. – Маннесман Рексрот ГмбХ, 1989 – 145 с.

83. **Башта, Т.М.** Объемные гидравлические приводы [Текст] / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.В. Ермаков, Е.Н. Хаймович. – М.: Машиностроение, 1971. – 382 с.

84. **Башта, Т.М.** Машиностроительная гидравлика [Текст]: Справочное пособие / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 482 с.

85. **Башта, Т.М.** Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы [Текст] / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.В. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. – М.: Машиностроение, 1969. – 628 с.

86. **Брон, Л.С.** Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий [Текст] / Л.С. Брон, Ж.Э. Тартаковский. – М.: Изд. «Машиностроение» 1962. – 355с.
87. **Винников, В.А.** Гидромеханика [Текст]: учебник для вузов. / В.А. Винников, Г.Г. Каркашадзе. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2003. – 302 с., ил.
88. **Денисов, А.А.** Пневматические и гидравлические устройства автоматики [Текст] / А.А. Денисов, В.С. Нагорный. – М.: ВШ, 1978. – 214 с.
89. **Коваль, П.В.** Гидропривод горных машин [Текст] / П.В. Коваль. – Изд-во «Недра», М.: 1967 – 387 с.
90. **Орлов, Ю.М.** Механика жидкости, гидравлические машины и основы гидропривода агрегатов ракетных комплексов [Текст]: учебное пособие / Ю.М. Орлов. – М: ООО «Пресс-мастер», 2001. – 379 с.
91. **Столбов, Л.С.** Основы гидравлики и гидропривод станков [Текст]/ Л.С. Столбов, А.Д. Перова, О.В. Ложкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
92. **Свешников, В.К.** Станочные гидроприводы [Текст] / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 1995. – 447 с.
93. **Схиртладзе, А.Г.** Гидравлические и пневматические системы [Текст] / А.Г. Схиртладзе, В.И. Иванов, В.Н. Кареев. – М.: ИЦ МГТУ «Станкин», Янус-К, 2003. – 544 с.
94. **Чупраков, Ю.И.** Гидропривод и средства гидроавтоматики [Текст] / Ю.И. Чупраков. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
95. **Шейпак, А.А.** Гидравлика и гидропневмопривод [Текст]: учебное пособие Ч.1. Основы механики жидкости и газа. 2-е изд. перераб. и доп. / А.А. Шейпак. – М.: МГИУ, 2003. – 192 с.

96. **Алексеев, В.В.** Автоматизированный электропривод станков шарошечного бурения [Текст]: учебное пособие / В.В. Алексеев, А.С. Соловьёв. – СПб., 1997. – 49 с.
97. **Белов, М.П.** Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов [Текст] / М.П. Белов, В.А. Новиков, Л.Н. Рассудов. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 576 с.
98. **Горбань, Р.Н.** Совершенный частотно-регулируемый электропривод [Текст] / Р.Н. Горбань, А.Т. Янукович; под редакцией А.В. Гаврилова. – С.-Петербург, СПЭК 2001. – 315 с.
99. **Иванов-Смоленский, А.В.** Электрические машины [Текст]: В 2-х т. / А.В. Иванов-Смоленский: учебник для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2004. Т.1 – 656 с., ил.
100. **Козярук, А.Е.** Современное и перспективное алгоритмическое обеспечение частотно-регулируемых электроприводов [Текст] / А.Е. Козярук, В.В. Рудаков. – Санкт-Петербургская Электротехническая компания: С-Петербург, 2004. – 127 с.
101. **Колпаков, А.** Перспективы развития электропривода. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://power-e.ru/electrodrives/razvitiye-elektroprivoda/>. Дата обращения 05.02.2021 г.
102. **Лихачёв, В. Л.** Электродвигатели асинхронные [Текст] / В. Л. Лихачёв. – М.: СОЛОН-Р, 2002. – 304 с.
103. **Москаленко, В.В.** Электрический привод [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.В. Москаленко. – М.: Издательский центр «Академия» 2007. – 368 с.
104. **Онищенко, Г.Б.** Электрический привод [Текст]: учебник для вузов / Г.Б. Онищенко. – М.: РАСХН. 2003. – 320 с.
105. **Особенности развития современного электрического привода** [Электронный ресурс]. Режим доступа:

<http://electricalschool.info/elprivod/1238-osobennosti-razvitija-ovremennogo.html>.

Дата обращения 01.02.2021 г.

106. **Регулируемые электроприводы**
[Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://se33.ru/frequency-converters/13-frequency-converters/271-frecuency-electric-drives.html>. Дата обращения: 17.02.2021 г.

107. **Соловьёв, А. М.** Повышение энергетических параметров буровых работ на твердые полезные ископаемые путем освоения и модернизации частотно-регулируемого привода [Текст]: дис. канд. техн. наук: 25.00.14 /А. М. Соловьёв. – Москва, 2016. – 115 с. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://mgri.ru/science/protection/pdf/Solovyev/dissertation.pdf>. Дата обращения: 11.04.2022 г.

108. **Соколовский, Г.Г.** Электроприводы переменного тока с частотным регулированием [Текст] / Г.Г. Соколовский. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 265 с.

109. **Терехов, В.М.** Система управления электроприводов [Текст] / В.М. Терехов, О.И. Осипов. – Издательский центр «Академия», 2005. – 299 с.

110. **Фёдоров, О. В.** Оценки эффективности частотно-регулируемых электроприводов [Текст]: монография / О. В. Фёдоров. – М.: ИНФРА-М, 2011. – 144 с.

111. **Фираго, Б.И.** Регулируемые электроприводы переменного тока [Текст] / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик. – Мн.: «Техноперспектива», 2006. – 363 с.

112. **Хапаев, А. Б.** Разработка структуры управления энергосберегающим электроприводом буровых станков типа СБШ [Текст]: автореф. дисс. ...канд. техн. наук: 05.09.03 / А. Б. Хапаев. – Москва, 2004.

113. **Деденко, Л.Г.** Математическая обработка и

оформление результатов эксперимента [Текст] / Л.Г. Деденко, В.В. Керженцев. – М.: МГУ, 1977. – 112 с.

114. **Иродов, И.Е.** Основные законы электромагнетизма [Текст]: учебное пособие / И.Е. Иродов. – М.: ВШ, 1991. – 288 с.

115. **Куприянов, М.С.** Техническое обеспечение цифровой обработки сигналов [Текст] / М.С. Куприянов. – СПб.: Наука и техника, 2000. – 248 с.

116. **Потапов, В.И.** Как выполнить научное исследование, написать, оформить и защитить магистерскую диссертацию [Текст]: учебное пособие / В.И. Потапов, Д.В. Постников. – Омск: изд. ОмГТУ, 2013. – 121 с.

117. **Реброва, И.А.** Теория планирования эксперимента [Электронный ресурс]: учебное пособие / И.А. Реброва. – Омск: СибАди, 2016. – Режим доступа: <http://bek.sibadi.org/fulltext/esd104.pdf>.

118. **Рогов, В.А.** Методика и практика технических экспериментов [Текст]: учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений / В.А. Рогов, Г.Г. Позняк. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 288 с.

119. **Солони́на, А.И.** Алгоритмы и процессоры цифровой обработки сигналов [Текст] / А.И. Солони́на, Д.А. Улахович, Л.А. Яковлев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2002. – 464 с.

120. **Спирин, Н.А.** Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента [Текст]: конспект лекций / Н.А. Спирин, В.В. Лавров. – Екатеринбург: ГОУ УГТУ-УПИ, 2004. – 257 с.

121. **Анурьев, В.И.** Справочник конструктора машиностроителя [Текст]: в 3-х т., изд. 9-е перераб. и доп. / В.И. Анурьев. – М.: «Машиностроение», 2006. – Т. 1: – 928 с.

122. **Анурьев, В.И.** Справочник конструктора машиностроителя [Текст]: в 3-х т., изд. 9-е перераб. и доп. / В.И. Анурьев. –

М.: «Машиностроение», 2006. – Т. 2: – 960 с.

123. **Анурьев, В.И.** Справочник конструктора машиностроителя [Текст]: в 3-х т., изд. 9-е перераб. и доп. / В.И. Анурьев. – М.: «Машиностроение», 2006. – Т. 3: – 935 с.

124. **Вильке, В.Г.** Теоретическая механика [Текст]: учебник / В.Г. Вильке. – СПб.: Издательство «Лань», 2003. – 304 с.

125. **Кривенко, А.Е.** Основы проектирования горных машин и оборудования [Текст]: учебное пособие. А.Е. Кривенко. – М.: изд. «Горная книга», 2006. – 105 с.

126. **Маркеев, А.П.** Теоретическая механика [Текст]: учебник для университетов / А.П. Маркеев. – Москва: ЧеРо, 1999. – 572 с.

127. **Никитин, Ю.Ф.** Конструирование и расчет исполнительных устройств [Текст] / Ю.Ф. Никитин. – М.: Наука, 1980. – 54 с.

128. **Абдрахманов, Г.С.** Контроль технологических процессов в бурении [Текст] / Г.С. Абдрахманов. – М.: Недра, 1974.– 376 с.

129. **Агейкин, Д.И.** Датчики контроля и регулирования [Текст]: изд. 2-е доп. и перераб. / Д.И. Агейкин, Е.Н. Костина, Н.Н. Кузнецова. – М.: «Машиностроение», 1965. – 928 с.

130. **Акбулатов, Т.О.** Информационное обеспечение процесса бурения [Текст]: Учебное пособие / Т.О. Акбулатов, Х.И. Акчурин, Л.М. Левинсон, В.Х. Самигуллин. – Уфа: изд-во УГНТУ, 2008. – 55 с.

131. **Бражников, В.А.** Информационное обеспечение оптимального управления бурением скважин [Текст] / В.А. Бражников, А.А. Фурнэ. – М.: «Недра», 1989. – 207 с.

132. **Виглеб, Г.** Датчики. Устройство и применение [Текст] / Г. Виглеб. – Москва «Мир», 1989. – 196 с.

133. **Воротников, С.А.** Информационные

устройства робототехнических систем [Текст]: учебное пособие / С.А. Воротников. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 384 с.; ил.

134. **Гинзбург, В.Б.** Магнитоупругие датчики [Текст] / В.Б. Гинзбург. – М.: «Энергия», 1970. – 72 с.

135. **Демихов, В.И.** Средства измерения параметров бурения скважин [Текст]: Справочное пособие / В.И. Демихов. – М.: Недра, 1990.– 269 с.

136. **Демихов, В.И.** Метрологическое обеспечение процессов бурения скважин [Текст] / В.И. Демихов. – М.: «Недра», 1984.– 112 с.

137. **Демихов, В.И.** Контрольно-измерительные приборы при бурении скважин [Текст] / В.И. Демихов, А.И. Леонов. – М.: «Недра», 1980. – 304 с.

138. **Дубинин, А.Е.** Магнито-анизотропные преобразователи силы [Текст] / А.Е. Дубинин. – М.: «Энергоатомиздат», 1991. – 112 с., ил.

139. **Колчин, А.В.** Датчики средств диагностирования машин [Текст]: учебное пособие / А.В. Колчин. – М.: «Машиностроение», 1984. – 119 с.

140. **Мальцев, А.В.** Приборы и средства контроля процессов бурения [Текст]: Справочное пособие / Л.М. Дюков. – М.: Недра, 1989.– 253 с.

141. **Одинец, С.С.** Средства измерения крутящего момента [Текст] / С.С. Одинец, Г.Е. Топилин. – М.: Машиностроение, 1977. – 158 с.

142. **Рыбальченко, Ю.И.** Магнитоупругие датчики крутящего момента [Текст] / Ю.И. Рыбальченко. – М.: Машиностроение, 1981. – 128 с.

143. **Смирнов, В.И.** Методы и средства функциональной диагностики и контроля технологических процессов на

основе электромагнитных датчиков [Текст]: Монография / В.И. Смирнов. – Ульяновск: УлГТУ, 2001. – 190 с.

144. **Фролов, Л.Б.** Измерение крутящего момента [Текст] / Л.Б. Фролов. – М.: «Энергия», 1967. – 120 с.

145. **Храменков, В.Г.** Контроль технологических процессов при бурении разведочных скважин [Текст]: Учебное пособие / В.Г. Храменков. – Томск: Изд. ТПУ, 1994. – 92 с.

146. **Храменков, В.Г.** Контроль и автоматизация технологических процессов при бурении геологоразведочных, нефтяных и газовых скважин [Текст]: Учебное пособие / В.Г. Храменков – Томск: Изд-во ТПУ, 2005.– 300 с.

147. **Шевченко, Г.И.** Магнитоанизотропные датчики [Текст] / Г.И. Шевченко. – М.: «Энергия», 1967. – 72 с., ил.

148. **Шишмарёв, В.Ю.** Технические измерения и приборы [Текст]: учебник для студентов учреждений высш. проф. образования / В.Ю. Шишмарёв. – М.: Издательский центр «Академия», 2010. – 384 с.

149. **Якушев, А. И.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст] / А. И. Якушев. – М.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

150. **Самсалиев, А.А.** Организация и управление производством [Текст]: методические указания для выполнения дипломной работы по расчёту экономической эффективности проекта для студентов специальности 05.13.06 «Автоматизация технологических процессов и производств» (по отраслям) / А.А. Самсалиев, Н.М. Молдахметова. – Кыргыз. гос. техн. ун-т. им. И. Раззакова., Бишкек: ИЦ «Текник», 2009. – 16 с.

151. Авторское свидетельство № 112899.

152. Авторское свидетельство № 237425.

153. Авторское свидетельство № 614343.

ПРИЛОЖЕНИЯ