

**Институт машиноведения, автоматики и геомеханики
Национальной академии наук Кыргызской Республики
Кыргызский государственный технический университет
им. И. Раззакова**

Диссертационный совет Д 05.24.703

На правах рукописи
УДК: 622.232.8:622.242(575.2)(043)

Васильев Валентин Борисович

**Разработка основ теории, методов и устройств универсальной
автоматической системы управления режимами работ бурильного
агрегата**

05.05.06 – горные машины

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Бишкек 2025

Диссертационная выполнена в лаборатории «Бурильные машины» Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики.

**Научный
консультант:
Официальные
оппоненты:**

**Ведущая
организация:**

Защита состоится в 16:00 часов 05 марта 2025 года на заседании диссертационного совета Д 05.24.703 по защите диссертаций на соискание ученой степени кандидата технических наук при Институте машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики Кыргызском Государственном техническом университете им. И. Раззакова Министерства образования и науки Кыргызской Республики по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23.

Идентификационный код онлайн трансляции защиты <https://vc.vak.kg/b/052-xlj-xui-jwa>.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеках Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики (720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23) и Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова (720044, г. Бишкек, ул. проспект Ч. Айтматова, 66) и на сайте Национальной аттестационной комиссии при Президенте Кыргызской Республики https://stepen.vak.kg/diss_sovety/d-05-24-703.

Автореферат разослан «29» января 2025 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д.05.24.703, к.т.н., с.н.с



Эликбаев К.Т.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. 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.

Также стоит отметить, что 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 усовершенствованию способов 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 диссертационной работы является повышение производительности, стойкости инструмента и снижение себестоимости процесса бурения шпуров.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Проведение анализа закономерностей процессов при вращательном, вращательно-ударном и ударно-вращательном видов бурения;
2. Анализ существующих систем управления (СУ), обеспечивающих регулирование режимов работ буровых станков. Определение их преимуществ и недостатков;
3. Разработка многоконтурных систем управления режимами работ гидравлических и электрических буровых станков в виде принципиальных и структурно-функциональных схем;
4. Разработка элементов теории применительно к разработанным системам управления в виде математических моделей элементов и всей системы в целом,

расчёт массо-геометрических и режимных параметров, необходимых для их проектирования и изготовления;

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

6. Разработка и изготовление экспериментальных стендов для исследования как отдельных элементов системы, так и систем управления в целом с целью доказательства их работоспособности;

7. Разработка методик проведения экспериментальных работ и их выполнение, обработка результатов экспериментов;

8. Разработка рекомендаций для практического применения предлагаемых систем управления.

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

1. Разработанные методы многоконтурного управления процессом бурения отличаются от известных тем, что обеспечивают автоматический переход режима работы буровой машины с вращательного на вращательно-ударный или ударно-вращательный.

2. Впервые разработаны математические модели элементов и систем, учитывающие взаимосвязь крутящего момента при бурении с режимами работ бурильной машины в условиях многоконтурного управления.

3. Разработаны универсальные системы управления гидравлическими и электрифицированными буровыми машинами, которые позволяют контролировать крутящий момент и осевую нагрузку на буровом инструменте и регулировать скорость вращения, подачу бурового инструмента, частоту, и энергию ударов ударного механизма.

4. Разработан регулятор расхода жидкости с гидравлическим управлением, новизна которого заключается в способности автоматически изменять расход жидкости в зависимости от изменения крепости породы.

5. Впервые получены экспериментальные выходные характеристики датчиков крутящего момента и осевой нагрузки и регулятора расхода жидкости, а также экспериментальные зависимости выходных параметров бурильного механизма от крепости разрушаемой породы при бурении с использованием многоконтурных систем управления.

Практическая значимость полученных результатов.

1. Предложенные методы многоконтурного управления обеспечивают стабилизацию силы резания при бурении перемежающихся пород, увеличение ресурса бурового оборудования и снижение рисков аварийных ситуаций.

2. Математические модели элементов и систем позволили обосновать и определить основные массо-геометрические параметры элементов систем управления для разработки их конструкций.

3. Универсальные системы управления режимами работ электрифицированных и гидравлических буровых машин позволили получить зависимости крутящего момента и осевой нагрузки на буровом инструменте от крепости буримой породы, стабилизировать силу резания при бурении перемежающихся пород. Системы апробированы и внедрены в конструкцию бурового станка БС-32 и кернарезного станка АКС-350-76, что подтверждено актами внедрения.

4. Разработанный регулятор расхода жидкости используется в гидравлическом стенде для проведения лабораторных работ по направлению «Автоматизация технологических процессов и производств» в КГТУ им. И. Раззакова, что подтверждается актом внедрения стенда в учебный процесс.

5. Выходные характеристики датчиков крутящего момента и осевой нагрузки позволяют настраивать системы управления для бурения пород определённой крепости и предназначены для инженерных расчётов при проектировании систем управления для обоснования и выбора стандартных элементов.

6. Усовершенствованный гидравлический универсальный стенд обеспечивает получение тарировочных характеристик датчиков крутящего момента и осевой нагрузки, выходных характеристик регулятора расхода жидкости.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту.

1. Разработаны методы многоконтурного управления процессом бурения, базирующиеся на контроле и регулировании двух и более параметров работы буровой машины.

2. Предложена теория многоконтурного управления процессом бурения в виде математических моделей, описывающих элементы и системы, функционирование которых основано на увеличении скорости вращения бурового инструмента при одновременном снижении скорости его подачи в условиях повышения крепости породы.

3. Создан комплекс универсальных систем управления гидравлическими и электрифицированными буровыми машинами, обеспечивающих одновременный контроль и регулирование нескольких параметров процесса бурения.

4. Разработана принципиальная схема регулятора расхода жидкости для управления режимами работ гидравлических буровых машин.

5. Получены экспериментальные зависимости характеристик бурильного механизма, датчиков крутящего момента и осевой нагрузки, а также регулятора расхода жидкости от крепости разрушаемой породы.

Личный вклад соискателя:

1. Проведение обзора и анализа существующих систем управления с функцией автоматического изменения режимов работы буровых машин в зависимости от изменения породы и постановка задач исследования;

2. Разработка элементов теории, методов управления и универсальных систем управления режимами работ буровых машин с разработкой математических моделей элементов и всей системы в целом;

3. Разработка, изготовление и испытание новых систем управления режимами работ гидравлических и электрифицированных буровых машин;

4. Разработка системы дистанционного управления по радиоканалу, для гидравлических и электрифицированных буровых машин;

5. Проектирование и изготовление магнитоупругого и тензометрического датчиков соответственно для измерения крутящего момента и осевой нагрузки на буровом инструменте, стендов для исследования средств автоматизации и систем управления в целом, регуляторов расхода жидкости с гидравлическим и электромагнитным каналами обратной связи, а также 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 28 научных трудах, в том числе 2 патента Кыргызской Республики, 25 научных статей, из которых 4, входящих в базу данных SCOPUS и 1 классический учебник с грифом МОиН КР.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, общих выводов и рекомендаций, списка использованной литературы и приложения. Содержание диссертации изложено на 212 страницах, содержит 127 рисунков, 18 таблиц, библиографию из 101 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика диссертационной работы, включая актуальность темы, цель и задачи исследований, сформулированы основные положения диссертации.

В первой главе представлены результаты обзора и анализа научно-технической литературы по теме диссертационной работы. Обобщён анализ процесса бурения, где кратко рассмотрены способы бурения шпуров и скважин, общие сведения о режимах бурения, также физико-механические свойства горных пород. Проведён анализ оценки сопротивляемости разрушению горных пород, в зависимости от которой выбираются способ и режимы бурения. Рассмотрена классификация приводов бурильных машин. Проведён анализ существующих систем управления (СУ) режимами работ бурильных машин и выявлен ряд их недостатков.

Учитывая выявленные недостатки рассмотренных систем управления, сформулирована постановка задач исследований, решение которых позволяет достичь поставленной цели – создание высокоэффективных систем управления режимами работ буровых машин, обеспечивающие переход с одного вида бурения к другому при разрушении перемежающихся по крепости горных пород.

Вторая глава посвящена описанию методологии и методов, применяемых при проведении исследований в данной диссертационной работе. Определены объект и предмет исследования:

Объектом исследования настоящей работы является процесс бурения шпуров.

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

Рассмотрены основные аспекты, входящие в методологию исследования. Перечислены основные методы исследования, применяемые при выполнении диссертационной работы. Приведены описания измерительных приборов, применяемых при проведении экспериментов по оценки работоспособности спроектированных устройств и систем управления режимами работ буровых станков.

Третья глава посвящена разработке принципиальных и функциональных схем, разработанных систем управления буровыми станками. В рамках данного автореферата представлены схемы изготовленных и практически исследованных СУ.

На рисунке 1 представлена принципиальная схема СУ режимами работ буровой машины, обладающая рядом преимуществ перед другими СУ, разработанными в рамках данной научной работы: во-первых, скорость каждого из исполнительных механизмов буровой машины регулируется независимо друг от друга. Во-вторых, СУ является двухконтурной, что позволяет контролировать одновременно два технологических параметра – крутящий момент и осевую

нагрузку на буровом инструменте, благодаря чему значительно повышается скорость работы СУ и её эффективность. Наличие такой СУ 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 буримым породам.

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

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.

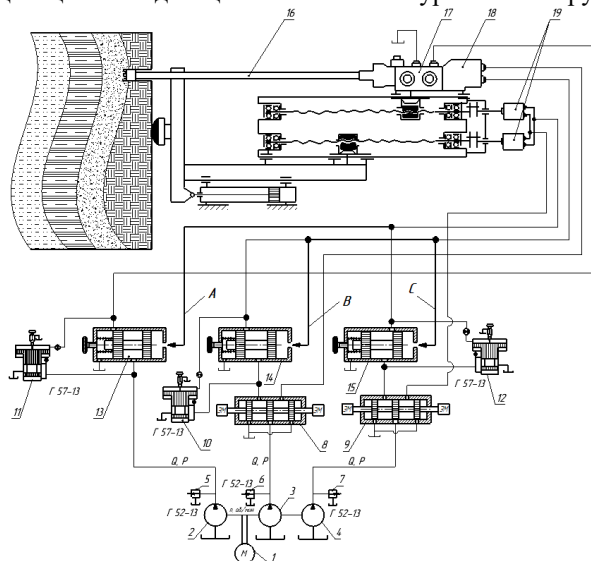


Рисунок 1 – Принципиальная схема САУ режимами работы гидравлического бурового станка

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 настроен на перемещение под воздействием большего давления в канале обратной связи, 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.

Задающими устройствами $3V_1$, $3V_2$, $3V_3$ являются упругие элементы (пружины) регуляторов расхода жидкости с механизмом, позволяющим изменять их

коэффициент упругости, что определяет положение золотников регуляторов и рабочее давление в каналах обратной связи.

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

Построение СУ выполняется без применения электронных средств автоматизации.

Принципиальная схема СУ с электрогидравлическими каналами обратной связи представлена на рисунке 2.

Согласно рисунку, 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 буровом инструменте при бурении перемежающихся по крепости буримых пород. 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 при бурении определённой породы. Относительно этого сигнала будет осуществляться дальнейшее регулирование гидравлического ударника для перехода с вращательного к вращательно-ударному виду бурения. 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.

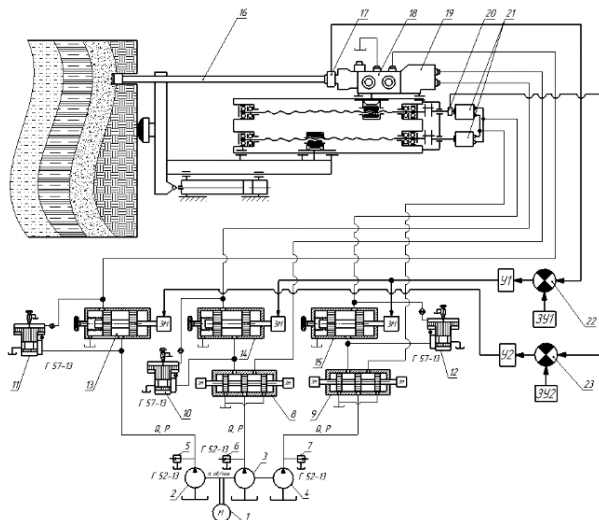


Рисунок 2 – Принципиальная схема СУ режимами работы гидравлического бурового станка с электрогидравлическими каналами обратной связи

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 U_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 перейдёт к ударно-вращательному виду бурения.

Преимуществом рассмотренной СУ 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 и передачи данных об изменении контролируемых параметров технологического процесса при бурении.

Электрификация процессов горного производства в значительной степени повышает их экономичность и улучшает санитарно-гигиенические условия труда рабочих. В связи с этим в данной работе разработана система управления механизмом подачи инструмента электрифицированного бурового станка (рисунок 3).

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, конечных выключателей SB6, SB7, клеммной колодки X (рисунок 3).

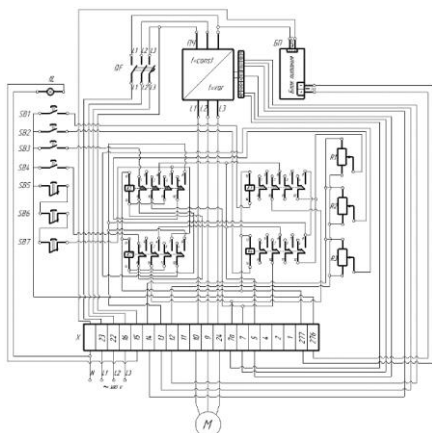


Рисунок 3 – Трёхфазная электрическая схема управления электроприводом механизма подачи буровой машины

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, обеспечивающего подачу бурильного механизма. Постоянный ток напряжением 10V обеспечивает управление преобразователем частоты тока.

Электромагнитные реле $K1$ и $K2$ (рисунок 3) 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» - $SB5$.

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 $R1$.

Автоматическое регулирование скорости перемещения бурильного механизма, обеспечивая постоянное осевое усилие на буровом инструменте реализуется посредством обратной связи по силе входящего тока электродвигателя.

В четвёртой главе приведены математические расчёты параметров элементов и систем управления, составлены их математические модели и структурные схемы, а также проведён расчёт систем управления на устойчивость.

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.

Уравнение статики, описывающее скорость вращения гидромотора от нагрузки

$$\omega = \frac{Q}{q_r} - r_\partial \cdot \frac{M_n}{K_M q_r}, \quad (1)$$

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,

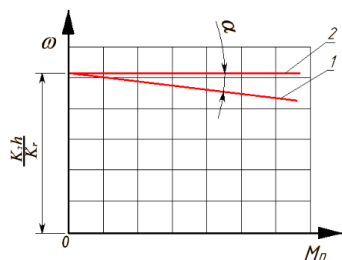
r_∂ – коэффициент утечек гидромотора, зависящий от точности изготовления и сборки его элементов.

Уравнение скорости вращения гидромотора без обратной связи будет (2), а с обратной связью (3)

$$\omega = \frac{K_3 h}{q_r} - r_\partial \cdot \frac{M_n}{K_M q_r}. \quad (2)$$

$$\omega = \frac{1}{q_r} K_3 h \mp r_\partial \cdot \frac{M_n \pm \Delta M_n}{K_M q_r} \pm \frac{K_3 \Delta h}{q_r}, \quad (3)$$

где ΔM – величина изменения момента нагрузки,



1 – без обратной связи;
2 – с обратной связью

Рисунок 4 – График статической характеристики гидромотора

Δh – величина изменения рабочей щели регулятора расхода.

При увеличении нагрузки на ΔM второй член уравнения (3) следует брать со знаком «–», а третий член со знаком «+», тогда как при уменьшении момента ΔM – наоборот.

На рисунке 4 представлены графики статической характеристики гидромотора с обратной и без обратной связи.

На рисунке 5 представлена структурная схема гидропривода с обратной гидравлической связью, где P – давление жидкости;

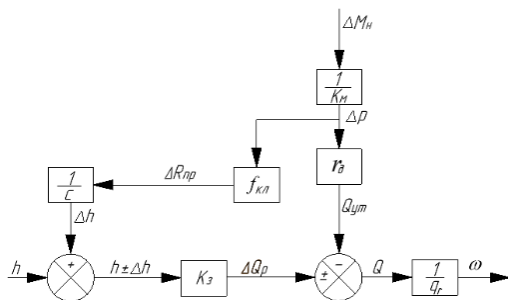


Рисунок 5 – Структурная схема гидропривода с обратной гидравлической связью

K_M – коэффициент момента;
 M_H – момент нагрузки;
 Q – расход жидкости; q_r – объём рабочей камеры гидромотора;
 ω – угловая скорость вала гидромотора; K_z – коэффициент усиления регулятора расхода;
 h – величина открытия рабочей щели регулятора расхода;
 r_δ – коэффициент утечек в гидромоторе; $f_{кл}$ – площадь торца золотника;
 ΔM_H , Δh – приращения в соответствующих параметрах

Динамика гидропривода

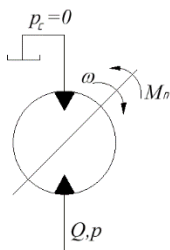


Рисунок 6 – Расчётная схема гидромотора

А) с учётом сжимаемости рабочей жидкости

При разработке математической модели гидропривода составлена принципиальная его расчётная схема (рисунок 6) и проведено обоснование учёта и пренебрежения факторов, присутствующих при его работе.

Уравнение моментов гидромотора, составленное на основании принципа Д'Аламбера имеет вид:

$$P \cdot K_M = I_{np} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \sum M_{mp} + M_n, \quad (4)$$

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

i – передаточное отношение редуктора.

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости представляется в виде:

$$Q = \frac{d\varphi}{dt} \cdot q_r + \frac{d(\varphi_{жс} - \varphi)}{dt} \cdot q_r + r_o p, \quad (5)$$

Уравнение связи:

$$P \cdot K_M = K_{жс} (\varphi_{жс} - \varphi), \quad (6)$$

где $\varphi_{жс}$ – координата жидкости;

φ – координата угла поворота вала гидромотора;

$K_{жс}$ – коэффициент жёсткости рабочей жидкости.

Решая совместно уравнения (2), (3) и (4), а также делая соответствующие преобразования, получим:

$$K_z = \frac{1}{q_r}; \quad T_k = \sqrt{\frac{I_{np}}{K_{жс}}}; \quad T_o = \frac{r_o I_{np}}{q_r^2 K_M}.$$

При этом математическая модель гидромотора будет:

$$T_k^2 \cdot \frac{d^2 \omega}{dt^2} + T_o \frac{d\omega}{dt} + \omega = (\omega_0 - \alpha_0) \cdot K_z, \quad (7)$$

где ω_0 – установившееся значение угловой скорости;

α_0 – падение угловой скорости гидромотора под действием $\sum M_{mp}$ и M_n ;

K_z – коэффициент усиления гидромотора;

T_k – постоянная времени, способствующая колебаниям при переходном режиме;

T_o – постоянная времени, от которой зависит демпфирующая способность в переходном режиме.

Введём обозначения: $T_k^2 = T_3 T_4$ и $T_o = T_3 + T_4$, тогда уравнение (7) примет вид:

$$T_3 T_4 \frac{d^2 \omega}{dt^2} + (T_3 + T_4) \frac{d\omega}{dt} + \omega = \omega_0 - \alpha_0 \quad (8)$$

Характеристическое уравнение при этом имеет вид:

$$T_3 T_4 p^2 + (T_3 + T_4) p + 1 = 0 \quad (9)$$

его корни:

$$p_1 = \frac{-(T_3 + T_4) + \sqrt{(T_3 + T_4)^2 - 4T_3T_4}}{2T_3T_4} = -\frac{1}{T_3}$$

$$p_2 = \frac{-(T_3 + T_4) - \sqrt{(T_3 + T_4)^2 - 4T_3T_4}}{2T_3T_4} = -\frac{1}{T_4};$$

В этом случае решение уравнения (8) будет выглядеть следующим образом:

$$\omega = (\omega_0 - \alpha_0) \left[1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_3}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_4}} \right] \quad (10)$$

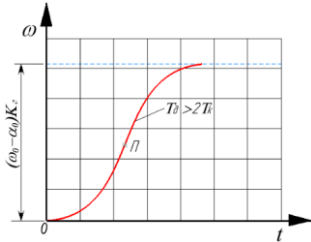


Рисунок 7 – График переходного процесса при $T_d > 2T_k$

При $T_d > 2T_k$, то корни характеристического уравнения являются вещественными и отрицательными. В этом случае график переходного процесса имеет вид, представленный на рисунке 7.

Если $T_d < 2T_k$, то корни характеристического уравнения (9) будут комплексными и сопряженными.

$$p_{1,2} = -\frac{1}{T} \pm j\omega,$$

$$\text{где } T = \frac{2T_k^2}{T_d}; \quad \omega = \frac{\sqrt{4T_k^2 - T_d^2}}{2T_k^2}; \quad j = \sqrt{-1}.$$

Графически переходной процесс для этого случая представлен на рисунке 8.

Б) Математическая модель гидропривода без учёта сжимаемости рабочей жидкости (при бурении мягкой породы)

В этом случае пренебрегаем сжимаемостью рабочей жидкостью, тогда имеем следующие уравнения:

$$P \cdot K_m = I_{np} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \sum M_{mp} + M_n, \quad (11)$$

$$Q = q_r \frac{d\varphi}{dt} + r_d p. \quad (12)$$

Решение этих уравнений приводит к общему виду уравнения:

$$T_{мех} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega = (\omega_0 - \alpha_0) K_y. \quad (13)$$

Решение уравнения (13) будет

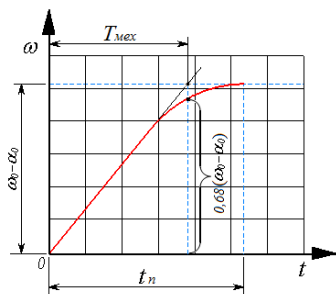


Рисунок 9 – График переходного процесса при бурении мягких пород

$$\omega = (\omega_0 - \alpha_0) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \right). \quad (14)$$

Графически переходной процесс при бурении относительно мягких пород представлен на рисунке 9.

Из представленного рисунка 9 определяется постоянная времени $T_{\text{мех}}$. Отсюда, без решения дифференциального уравнения (13) можно определить время переходного процесса t_n следующим образом:

$$t_n \approx 3T_{\text{мех}}.$$

Математическая модель регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением

В случае, 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 10.

На основании принципа Д'Аламбера составим уравнение динамики регулятора расхода жидкости:

$$\Delta p \cdot f_{\text{кл}} = m \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \alpha \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h c, \quad (15)$$

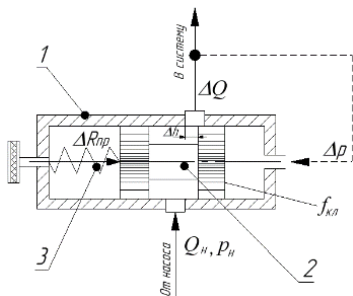
где m – масса золотника;
 α – коэффициент вязкого трения;
 c – коэффициент жёсткости пружины;
 $f_{\text{кл}}$ – площадь торца золотника.

Делим на «с» каждый член уравнения:

$$\frac{m}{c} \cdot \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \frac{\alpha}{c} \cdot \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h = \frac{f_{\text{кл}}}{c} \Delta p.$$

Вводим обозначения:

$$T_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{m}{c}}; \quad T_{\text{др}} = \frac{\alpha}{c}; \quad K_p = \frac{f_{\text{кл}}}{c},$$



1 – корпус регулятора расхода жидкости;
 2 – регулирующий золотник; 3 – пружина;
 ΔP – приращение давления по каналу обратной связи; Δh – приращение величины рабочей щели регулятора; $f_{\text{кл}}$ – площадь торца золотника; $\Delta R_{\text{нр}}$ – сила реакции пружины

Рисунок 10 – Расчётная схема регулятора, уменьшающего расход жидкости

где $T_{кр}$, $T_{др}$ – соответствующие постоянные времени регулятора расхода;

K_p – коэффициент усиления регулятора.

С учётом этих обозначений получаем математическую модель регулятора расхода:

$$T_{кр}^2 \cdot \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + T_{др} \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h = K_p \Delta p. \quad (16)$$

Уравнение (16) – это линейное дифференциальное уравнение второго порядка, решается таким же способом как в случае с гидромотором.

При $T_{др} > 2T_{кр}$ имеем:

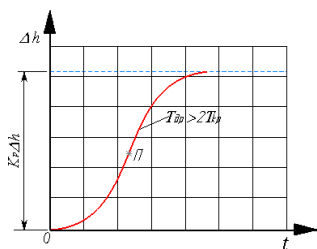


Рисунок 11 – График переходного процесса в регуляторе расхода при $T_{др} > 2T_{кр}$

$$\Delta h = K_p \Delta h \left[1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_4}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_3}} \right], \quad (17)$$

где $T_{кр}^2 = T_3 T_4$; $T_{др} = T_3 + T_4$.

На рисунке 11 показан график переходного процесса регулятора расхода при $T_{др} > 2T_{кр}$ происходит по двум экспонентам.

При $T_{др} < 2T_{кр}$ решение уравнения (16) будет:

$$\Delta h = K_p \Delta h \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \left(\cos \omega t + \frac{1}{T\omega} \sin \omega t \right) \right] \quad (18)$$

где $T = \frac{2T_{кр}^2}{T_{др}}$; $\omega = \frac{\sqrt{4T_{кр}^2 - T_{др}^2}}{2T_{кр}^2}$.

График переходного процесса регулятора расхода жидкости в виде колебательно-затухающего процесса представлен на рисунке 12.

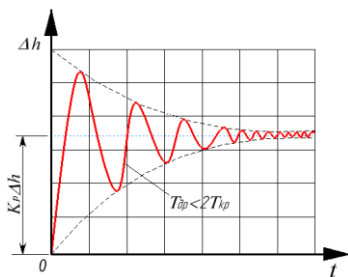


Рисунок 12 – График переходного процесса регулятора расхода жидкости при $T_{др} < 2T_{кр}$

Передаточные функции элементов системы

Коэффициент усиления регулятора по расходу жидкости в форме передаточной функции:

$$K_z = \frac{\Delta Q(p)}{\Delta h(p)}, \quad (19)$$

где $K_z = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \Delta p = const$, т. к. к регулятору расхода жидкости параллельно подключён редукционный клапан, обеспечивающий постоянный перепад давления на нём не

зависимо от нагрузки.

На рисунке 13 представлена структурная схема регулятора расхода жидкости.

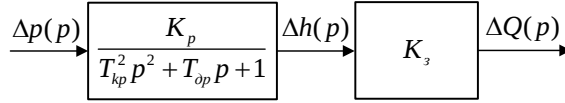


Рисунок 13 – Структурная схема регулятора расхода жидкости

Структурная схема регулирования режимами работ гидромотора представляется в следующем виде (рисунок 14).

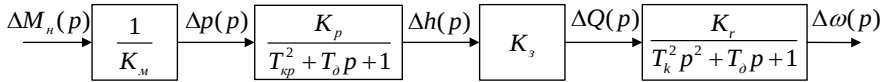


Рисунок 14 – Структурная схема системы регулирования режима работы гидромотора

Динамические процессы целесообразно рассмотреть в соответствующих приращениях параметров системы.

Передаточная функция обратной связи представляется в виде:

$$W_{oc}(p) = \frac{\Delta\omega(p)}{\Delta M_n(p)} = \frac{\frac{1}{K_m} \cdot K_p \cdot K_3 \cdot K_r}{(T_{kp}^2 p^2 + T_{op} p + 1)(T_k^2 p^2 + T_o p + 1)}. \quad (20)$$

Динамика процесса описывается дифференциальным уравнением четвёртого порядка, что видно из передаточной функции (20), его характеристическое уравнение будет:

$$T_{kp}^2 T_k^2 p^4 + (T_{kp}^2 T_o + T_k^2 T_{op}) p^3 + (T_{kp}^2 + T_{op} T_o + T_k^2) p^2 + (T_{op} + T_o) p + 1 = 0. \quad (21)$$

Расчёт системы на устойчивость

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.

$$\underbrace{T_{kp}^2 T_k^2}_{a_0} > 0; \underbrace{(T_{kp}^2 T_o + T_k^2 T_{op})}_{a_1} > 0; \underbrace{(T_{kp}^2 + T_{op} T_o + T_k^2)}_{a_2} > 0; \underbrace{(T_{op} + T_o)}_{a_3} > 0; \underbrace{1}_{a_4} > 0; \quad (22)$$

Б) выполнение неравенства:

$$a_3(a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_1^2 a_4 > 0. \quad (23)$$

При применении графического критерия устойчивости Михайлова необходимо в уравнение (21) подставить $p = j\omega$, где $j = \sqrt{-1}$

$$L(j\omega) = a_0 \omega^4 - j a_1 \omega^3 - a_2 \omega^2 + j a_3 \omega + a_4. \quad (24)$$

Выделяем из уравнения (24) вещественную и мнимую части:

$$L(j\omega) = X(\omega) + jY(\omega)$$

$$\left. \begin{aligned} X &= a_0\omega^4 - a_2\omega^2 + a_4 \\ Y &= -a_1\omega^3 + a_3\omega \end{aligned} \right\}. \quad (25)$$

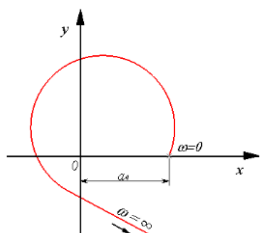


Рисунок 15 – Кривая Михайлова

Для устойчивости автоматической системы требуется, чтобы кривая Михайлова проходила последовательно столько квадрантов, какова степень характеристического уравнения (21) при изменении ω от 0 до ∞ (рисунок 15).

Структурная схема гидромотора с обратной гидравлической связью представлена на рисунке 16.

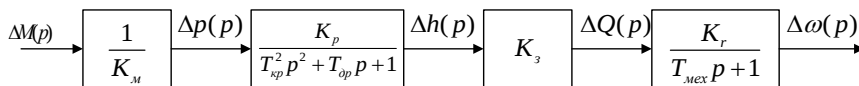


Рисунок 16 – Структурная схема обратной связи с гидроприводом

Передаточная функция системы с обратной гидравлической связью имеет вид:

$$W_{oc}(p) = \frac{\Delta\omega(p)}{\Delta M_n(p)} = \frac{\frac{1}{K_m} K_p K_3 K_r}{(T_{kp}^2 p^2 + T_{op} p + 1)(T_{mex} p + 1)}. \quad (26)$$

Из уравнения (26) видно, что математическая модель при бурении мягких пород представляется в виде дифференциального уравнения третьего порядка и его характеристическое уравнение имеет следующий вид:

$$\underbrace{T_{kp}^2 T_{mex}}_{a_0} p^3 + \underbrace{T_{kp}^2 + T_{op} T_{mex}}_{a_1} p^2 + \underbrace{T_{op} + T_{mex}}_{a_2} p + \underbrace{1}_{a_3} = 0. \quad (27)$$

Критерий устойчивости системы обеспечивается по Раусу-Гурвица следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} a) & a_0 > 0, a_1 > 1, a_2 > 0, a_3 > 0 \\ б) & a_1 a_2 > a_0 a_3 \end{aligned} \right\}. \quad (28)$$

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 17, где 3 – аккумуляторы, 4 – масляный

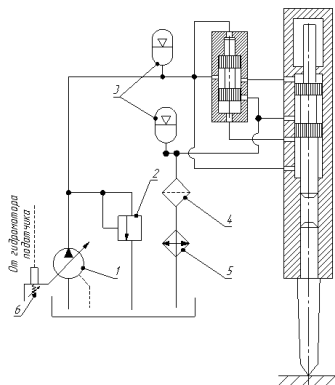


Рисунок 17 – Гидравлическая схема ударного механизма с объёмным регулированием расхода жидкости

– радиус поворота регулировочной шайбы.

На основании принципа Д'Аламбера составляем уравнение сил в регулирующем механизме:

$$\Delta P \cdot f_k = m \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \eta \frac{d \Delta h}{dt} + c \Delta h + F_{mp}, \quad (29)$$

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 1 (рисунок 18);

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 18);

F_{mp} – усилие, необходимое для поворота шайбы 3,

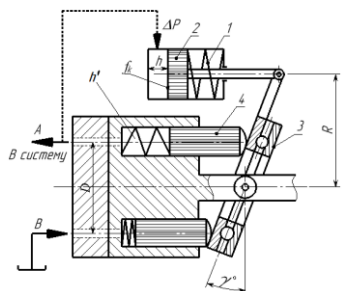


Рисунок 18 – Расчётная схема регулируемого гидравлического насоса

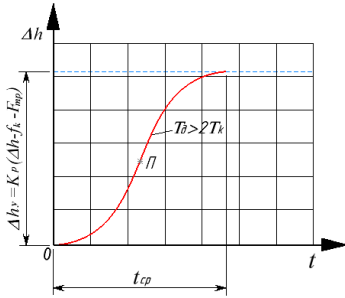


Рисунок 19 – График переходного процесса при $T_0 > 2T_k$

Уравнение (31) является линейным дифференциальным уравнением второго порядка регулирующего механизма. Алгоритм его решения будет аналогичным алгоритму решения уравнения (8).

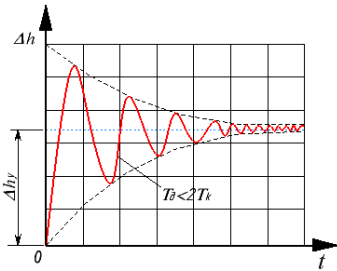


Рисунок 20 – График переходного процесса при $T_0 < 2T_k$

Математическая модель дроссельного регулирования гидравлического ударного механизма

На рисунке 21 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:

$$\Delta P \cdot f_{kl} = m_3 \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \eta \frac{d \Delta h}{dt} + c \cdot \Delta h, \quad (32)$$

$$F_{mp} = \frac{M_{TP}}{R} = const.$$

Преобразуем уравнение (29), разделив каждый его член на «с»:

$$\frac{m}{c} \cdot \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \frac{\eta}{c} \cdot \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h = \frac{1}{c} (\Delta p \cdot f_k - F_{mp}). \quad (30)$$

Вводим обозначения:

$$T_k = \sqrt{\frac{m}{c}}; T_0 = \frac{\eta}{c}; K_p = \frac{1}{c},$$

уравнение примет вид:

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + T_0 \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h = K_p (\Delta p \cdot f_k - F_{mp}) \quad (31)$$

В случае, когда $T_0 > 2T_k$, корни характеристического уравнения являются вещественными и отрицательными. Тогда график переходного процесса имеет вид, представленный на рисунке 19.

Если $T_0 < 2T_k$, то корни характеристического уравнения будут комплексными и сопряженными.

Графически переходной процесс для этого случая представлен на рисунке 20.

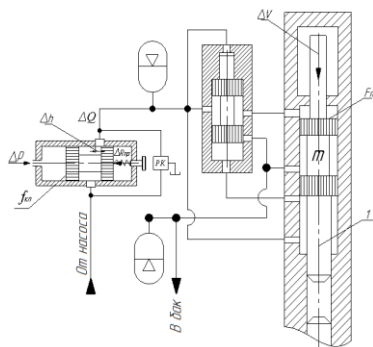


Рисунок 21 – Расчётная схема гидравлического ударника при дроссельном регулировании расхода жидкости

в виде (рисунок 22).

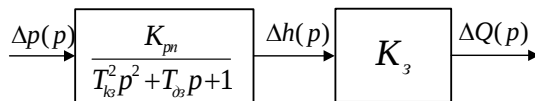


Рисунок 22 – Структурная схема регулятора расхода жидкости

Разработанные выше математические модели элементов и систем позволяют произвести основные массо-геометрические и режимные параметры, необходимые для их проектирования и изготовления.

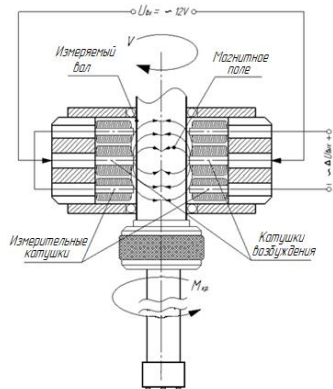


Рисунок 23 – Схема датчика МДМ-50

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 (32) по той же методике получим:

$$T_{k3}^2 \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + T_{oz} \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h = K_{pn} \Delta P, \quad (33)$$

где

$$T_{k3}^2 = \sqrt{\frac{m_3}{c}}; T_{oz} = \frac{\eta}{c}; K_{pn} = \frac{f_{кл}}{c}.$$

Структурно переходной процесс регулятора расхода жидкости представляется

Пятая глава посвящена разработке оригинальных устройств систем управления и узлов, подающих инструмент буровой машины.

1) Разработка магнитоупругого датчика крутящего момента на буровом инструменте МДМ-50.

На рисунке 23 показана принципиальная схема датчика МДМ-50, 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. Конструкция датчика приведена на рисунке 24,

где датчик состоит из корпуса 1, крышек корпуса 2, крышек подшипников 3, подшипников 4, измерительных магнитопроводов 5, магнитопровода возбуждения 6, дистанционных колец 7.

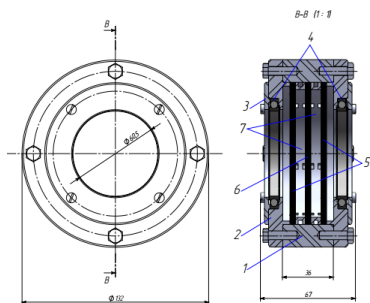


Рисунок 24 – Конструкция датчика МДМ-50

Корпус и крышки датчика выполнены из алюминиевого сплава, магнитопроводы из электротехнической стали Э21. 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. Измерительные катушки также соединены между собой последовательно.

Общий вид датчика МДМ-50 представлен на рисунке 25, в табл. 1 его технические характеристики.

Таблица 1 – Технические характеристики датчика МДМ-50



Рисунок 25 – Общий вид 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, 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

2) Разработка датчика осевой нагрузки на буровом инструменте. Для контроля осевой нагрузки и обеспечения обратной связи по этому параметру в системах управления, разработан датчик ДОС-1, основанный на тензометрическом принципе работы.

В качестве чувствительного элемента датчика используется металлический брус, выполненный из дюралевого сплава и обладающий специальной формой, позволяющей ему, при приложении осевой нагрузки деформироваться в нужном направлении. При этом, под деформацией чувствительного элемента следует понимать отдельные, наиболее слабые, искусственно созданные участки бруса, на поверхности которых, наклеиваются пластины тензорезисторов, соединённые по мостовой схеме.

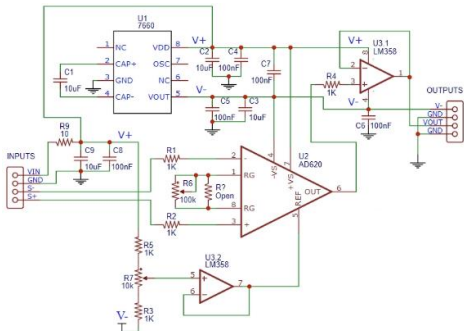


Рисунок 26 – Электрическая принципиальная схема модуля AD620

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.



Рисунок 27 – Общий вид датчика осевой нагрузки ДОС-1

Общий вид датчика осевой нагрузки ДОС-1 представлен на рисунке 27, а его технические характеристики в табл. 2.

Таблица 2 – 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)	±0,5
Вес, кг	2,2

3) Разработка регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением.

Конструкция регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением, разработанная в институте машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР представлена на рисунке 28. Согласно рисунку 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.

Рассмотрим более подробно принцип управления положением золотника посредством гидравлического канала обратной связи.

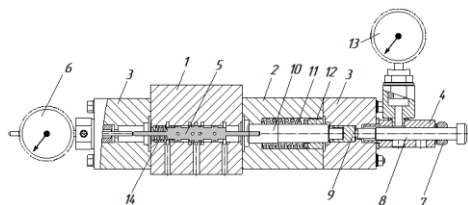


Рисунок 28 – Конструкция регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением

Рабочая жидкость от насоса поступает в напорный канал регулятора и проходя через регулирующий 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 28). 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.

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, заставляя 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.

На рисунке 29 показан общий вид регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением и параллельно подключенному к нему редукционным клапаном 6.

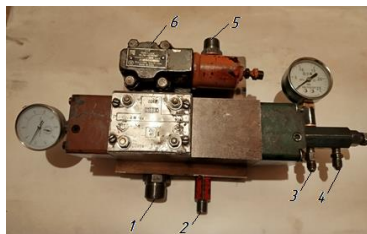


Рисунок 29 – Общий вид регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением

Согласно рисунку 29 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.

4) Разработка ленточно-поршневого механизма подачи бурового инструмента.

На рисунке 30 представлена принципиальная схема ленточно-поршневого механизма подачи бурового инструмента.

Главной отличительной особенностью представленного механизма является то, что в качестве звена, передающего усилие от поршня гидравлического цилиндра к подвижной каретке бурового механизма, является металлическая прецизионная лента, выполненная по ГОСТ 21996-76.

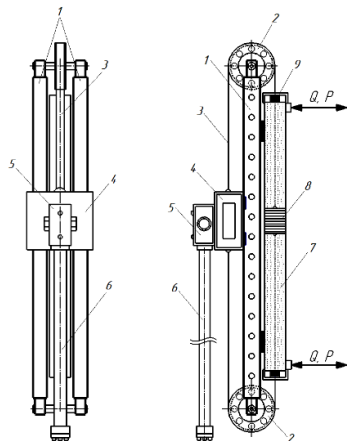


Рисунок 30 – Схема ленточно-поршневого подающего механизма

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 ленту 3, которая через нижний ролик 2 заставляет перемещаться каретку 4 с вращателем 5 вниз, осуществляя рабочих 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 ленты 3, состоящее из нескольких клипс, выполненных из фторопласта.

Преимущества ленточно-поршневого подающего механизма, общий вид которого представлен на рисунке 31 состоят в том, что металлическая лента не имеет свойств растягиваться в отличие от цепи или металлического троса.

Габаритные размеры такого механизма значительно уменьшаются, сохраняя при этом величину передаваемой силы.

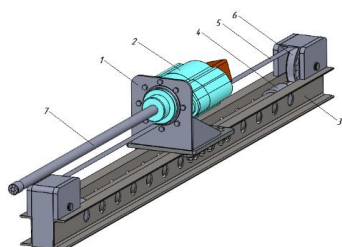


Рисунок 31 – Общий вид подающего механизма

Для работы ленточно-поршневого подающего механизма требуется низкий расход рабочей жидкости по сравнению с податчиками, исполнительным механизмом, которых является гидромотор.

Согласно рисунку 31 механизм состоит из 1- каретка; 2-бурильный механизм; 3-направляющая; 4-гидроцилиндр; 5-металлическая лента; 6-ролик; 7-инструмент.

В шестой главе представлены результаты разработок экспериментальных стенов и практических исследований по работоспособности систем управления режимами работ буровых машин.

На рисунке 32 представлен универсальный гидравлический стенд, изготовленный для исследования магнитоупругих датчиков крутящего момента (в динамике), гидравлических регуляторов расхода жидкости различного типа, параметров работы гидроцилиндров и гидромоторов, а также гидравлических систем управления в целом. 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

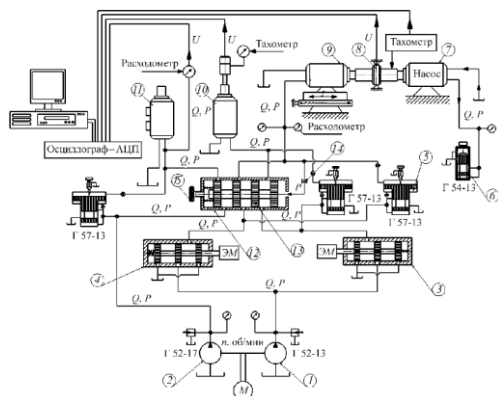


Рисунок 32 – Схема универсального стенда

исследуемых гидромоторов 9 и 10, ударного механизма 11, регулятора расхода жидкости 12, клапана, перекрывающего канал обратной связи 14, компьютера и осциллографа-самописца.

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.



Рисунок 33 – Общий вид универсального гидростенда

С целью измерения скоростей вращения гидромоторов к ним подключены 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 33, технические характеристики его основных гидравлических устройств в табл. 3.

Таблица 3 – 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

Для исследования работоспособности магнитоупругого датчика крутящего

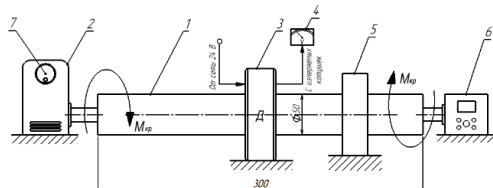


Рисунок 34 – Схема установки для тарирования датчика крутящего момента

момента (в статике), его тарирования и получения выходной характеристики в статическом состоянии измеряемого вала, разработана специальная установка, схема которой представлена на рисунке 34.

Данная установка состоит из экспериментального вала 1, 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.

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 35 – Общий вид экспериментальной установки для тарирования датчика крутящего момента

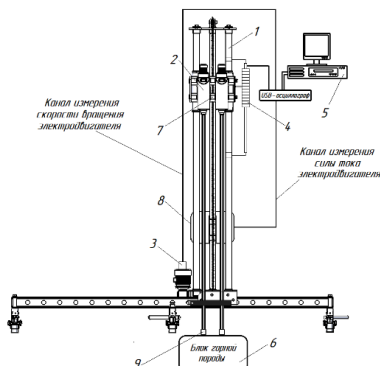


Рисунок 36 – Схема экспериментальной установки



Рисунок 37 – Общий вид экспериментальной установки

Общий вид экспериментальной установки показан на рисунке 35.

Посредством представленного стенда получена выходная характеристика датчика крутящего момента, а именно зависимость выходного напряжения датчика от крутящего момента на валу.

С целью исследования систем управления электрифицированными буровыми станками в условиях реального бурения применялся станок строчечного бурения БС-32.

Стенд на базе бурового станка БС-32, схема которого представлена на рисунке 36 разработан и изготовлен в институте машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР.

Экспериментальная установка состоит из бурового станка БС-32 1, на котором установлен датчик скорости 4, фиксирующий скорость перемещения буровой каретки 2 с буровым инструментом 9, компрессора ПКС-3,5А (не показан), регистратора сигналов 5, тахогенератора 3, измеряющего скорость вращения электродвигателя, датчика осевой нагрузки 7, встроенного в цепь подающего механизма, электрического щита 8, блоков природного камня различной крепости 6.

Общий вид стенда показан на рисунке рисунке 37.

По разработанным в данной главе методикам проведения исследований выполнены эксперименты по работоспособности систем управления в целом и их изготовленных устройств. При этом получены следующие результаты.

Результатами исследований датчика крутящего момента МДМ-50 являются зависимости выходного напряжения датчика от крутящего момента, приложенного к

измеряемому валу в статическом состоянии последнего и при его вращении.

При проведении первого этапа исследований (в статике) получены значения показаний датчика при различных по величине, приложенных сил крутящего момента к измеряемому валу, представленные в табл. 4.

Выходная характеристика датчика МДМ-50 в статическом состоянии измеряемого вала, представленно на рисунке 38.

Таблица 4 – Выходные показатели датчика МДМ-50 в статике

№ п/п	М _{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

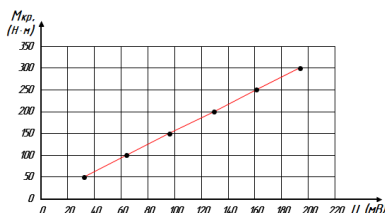


Рисунок 38 – Выходная характеристика датчика МДМ-50 в статике

При построении зависимости приняты усреднённые показания U_д датчика.

Из рисунка 38 видно, что при статическом состоянии измеряемого вала, выходная характеристика датчика крутящего момента прямолинейна.

Результаты второго этапа исследований датчика МДМ-50 (измерение крутящего момента при вращающемся валу), приведены в табл. 5. По усреднённым значениям U_д показаний датчика МДМ-50

построена его выходная характеристика при измерение вращающегося вала, представленная на рисунке 39, где прослеживается нарушение прямолинейности выходной характеристики датчика.

Таблица 5 – Выходные показатели датчика МДМ-50 в динамике

№ п/п	М _{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

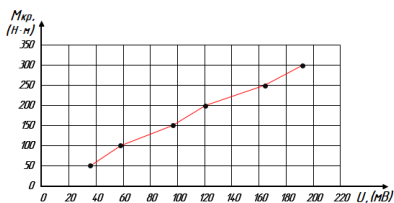


Рисунок 39 – Выходная характеристика датчика крутящего момента МДМ-50 в динамике

Ввиду характера этого нарушения можно утверждать, что характеристика стремиться к прямолинейности.

Причиной искажения прямолинейности является наличие динамики, а значит можно утверждать, что на прямолинейность выходной характеристики магнитоупругих датчиков влияет скорость вращения, однородность материала измеряемого вала, и также точность его изготовления.

Результатами исследований датчика осевой нагрузки ДОС-1 являются зависимости его выходного напряжения от приложенной к нему растягивающей силы.

При проведении исследований получены значения показаний датчика при различных по величине, приложенных к нему сил растяжения, представленные в таблице 6.

Таблица 6 – Выходные показатели датчика ДОС-1

№ п/п	Нагрузка (кг)	U _д , (мВ)					Среднее значение, U _д (мВ)
		Количество измерений					
		1	2	3	4	5	
1	50	3,5	3,5	3,2	3,3	3,3	3,3
2	100	6,9	6,8	6,7	6,8	6,7	6,8
3	150	10,2	10,4	10,3	10,1	10,5	10,3
4	200	13,6	13,5	13,4	13,5	13,5	13,5
5	250	16,3	16	16	15,7	16	16
6	300	19	19,2	19,1	19	18,7	19

По результатам таблицы 6 построена выходная характеристика датчика ДОС-1, представленная на рисунке 40. При построении зависимости приняты усреднённые показания напряжения U_д датчика.

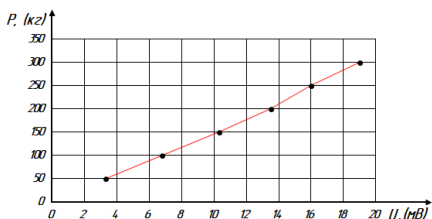


Рисунок 40 – Выходная характеристика датчика осевой нагрузки ДОС-1

Из рисунка 40 видно, что выходная характеристика датчика осевой нагрузки ДОС-1 прямолинейна.

Результаты экспериментальных исследований по определению выходных характеристик регулятора расхода жидкости представлены на рисунке 41 в виде осциллограмм,

полученных с помощью самописца, подключенного к тахогенератору вал которого соединён к валу вращающегося гидродвигателя.

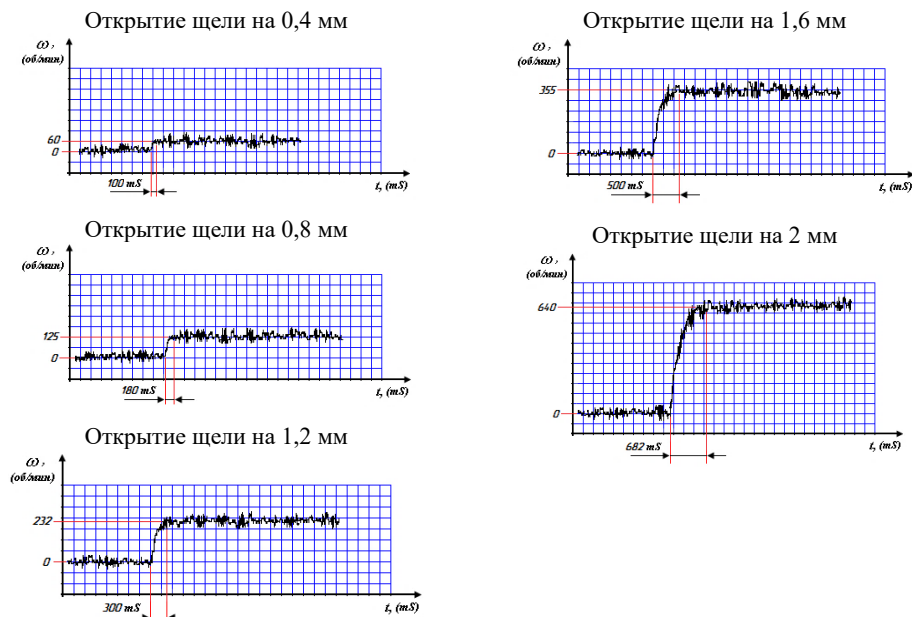


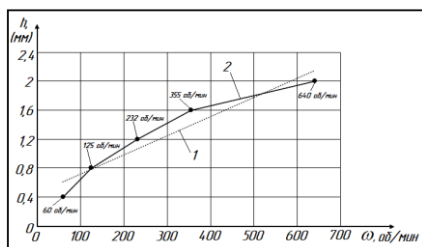
Рисунок 41 – Осциллограммы зависимости расхода жидкости от изменения размера щели

По представленным осциллограммам были определены времена переходных процессов от статического состояния гидромотора до полного его разгона при разных величинах открытия пропускной щели h регулятора расхода жидкости.

На рисунке 42 представлены теоретическая и экспериментальная зависимости изменения скорости гидравлического мотора от величины щели регулятора, построенного по данным табл. 7.

Таблица 7 – 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



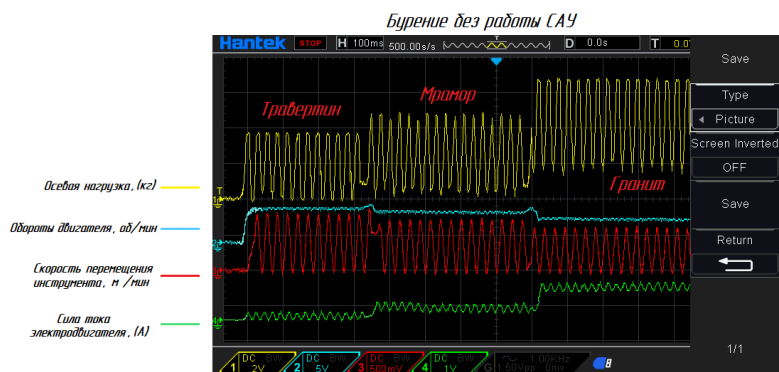
1 – теоретическая характеристика;
2 – экспериментальная характеристика

Рисунок 42 – Зависимость скорости вращения гидромотора от величины пропускной щели h регулятор

Представленные результаты исследований разработанных регуляторов расхода жидкости показывают удовлетворительную сходимость с теоретическими данными, доказывают их работоспособность и возможность применения в гидравлических системах буровых машин.

На рисунке 43 в виде осциллограмм представлены результаты экспериментов по бурению горных пород – травертина, мрамора и гранита закреплённых в одном блоке.

Бурение проводилось с настройкой режимов бурения для травертина сначала с выключенной автоматической системой. При этом зафиксированы изменения параметров работы буровой машины. В монолитном блоке разных пород первой расположена плитка травертина, далее плитка мрамора и последняя плитка из гранита. В процессе бурения моноблока режимы работы буровой машины не меняются. Результаты проведения данного эксперимента представлены на рисунке 43 а), где видно, что по мере увеличения крепости породы увеличивается осевая нагрузка на буровом инструменте. Нагрузка на электродвигатель растёт, о чём свидетельствует рост силы тока. В то же время обороты электродвигателя снижаются, что влечёт за собой снижение скорости перемещения бурового инструмента. Отсюда, можно сделать вывод, что снижение оборотов электродвигателя осуществляется принудительно из-за увеличения осевой нагрузки.



а)

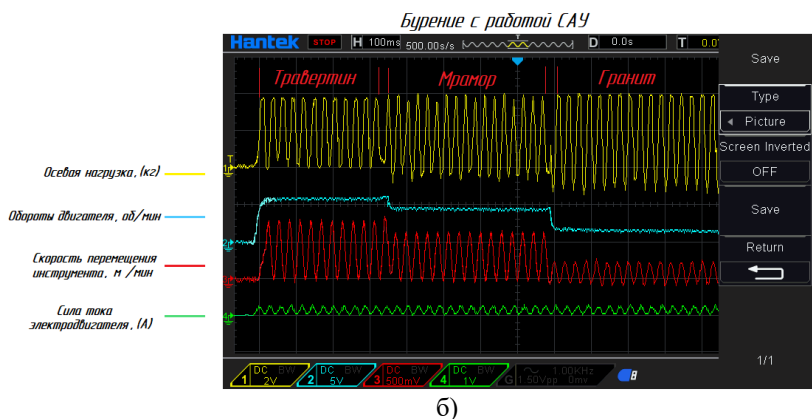


Рисунок 43 – Осциллограммы бурения моноблоков в составе различных по крепости пород

При этом очевидно, что конструктивные узлы буровой машины и инструмент воспринимают на себя нагрузки значительно выше расчётных, что влечёт за собой уменьшение ресурса работы буровой машины и инструмента. Такая ситуация происходит при традиционном бурении, когда оператор буровой машины не всегда вовремя подстраивает её режимы работы при бурении перемежающихся по крепости пород.

Далее проанализируем процесс бурения того же монолитного блока из разных пород, но при включённой автоматической системой управления буровой машиной (рисунок 43 б)).

Из рисунка 43 б) видно, что при изменении крепости породы осевая нагрузка на инструмент остаётся в заданном значении, при этом увеличивается амплитуда осциллограммы, что объясняется увеличением коэффициента отскока инструмента после нанесения удара по породе. При этом сила потребляемого электродвигателем тока также остаётся в заданном значении, что свидетельствует о том, что электродвигатель работает без повышенных нагрузок. В то же время скорость вращения электродвигателя, а значит и скорость перемещения инструмента снижается по мере перехода бурового инструмента на более крепкую породу. Это объясняется автоматическим изменением частоты питаемого тока электродвигателя.

Отсюда можно сделать вывод, что изменение скорости подачи инструмента при увеличении крепости буримой породы происходит не по причине увеличения внешней нагрузки на электродвигатель, а по причине изменения частоты питаемого тока.

Очевидно, что при такой гибкой технологии процесса бурения с само подстраиванием режимов работы буровой машины к изменению буримой породы ресурс работы технологического оборудования увеличивается.

ОСНОВНЫЕ ВЫВООДЫ

Диссертационная работа посвящена решению актуальной задачи – снижению себестоимости, повышению качества и производительности процесса бурения шпуров посредством создания систем автоматического управления режимами работ буровой машины в зависимости от изменения крепости пород.

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 режимами работ гидравлических и электрифицированных буровых машин в зависимости от изменения крепости пород.

3. Разработаны элементы теории, методы управления универсальных автоматических систем управления режимами работ различных буровых машин с разработкой математических моделей элементов и всей системы в целом, позволяющих произвести расчёт основных массо-геометрических и режимных параметров, необходимых для их проектирования и изготовления.

4. Разработаны и изготовлены информационно-измерительные устройства: датчики крутящего момента и осевой нагрузки на буровом инструменте, а также датчика скорости перемещения буровой каретки, практически определены их выходные характеристики.

5. Разработаны и изготовлены экспериментальные стенды для проведения испытаний разработанных систем управления и их регулирующих элементов автоматики для контроля крутящего момента и осевой нагрузки при бурении шпуров, а также конструкция ленточно-поршневого подающего устройства, обеспечивающего подачу бурового инструмента.

6. Полученные экспериментальные результаты удовлетворительно совпадают с теоретическими, что подтверждает эффективную работоспособность разработанных систем и даёт возможность применения их в горной, промышленности.

7. Результаты диссертации внедрены в учебный процесс и горное производство, что подтверждается соответствующими актами внедрения.

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.

ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Мощность преобразователя частоты тока необходимо принимать равной потребляемой мощности электродвигателя либо в случае высоких пусковых моментов на 10-20% выше мощности 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 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. Применение автоматических систем управления режимами работ буровых машин должно осуществляться в совокупности с применением автоматических систем регулирования расходом подачи промывочной жидкости или воздуха для очистки шпура.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

1. Васильев, В.Б. Разработка индукционного датчика для контроля скорости подачи бурового инструмента при бурении скважин [Текст] / В.Б. Васильев, А.В. Анохин, Ж.У. Искендеров // Известия КГТУ им. И. Раззакова. № 28. – Бишкек: Техник, 2013 г. – С. 202-205. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=36394434>.
2. Васильев, В.Б. Классификация и анализ способов регулирования скоростей движения гидравлических исполнительных механизмов бурового станка [Текст] / В.Б. Васильев, А.В. Анохин // Машиноведение, ИМАШ НАН КР № 1. – Бишкек 2015 г. – С. 49-54. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28213926>.
3. Васильев, В.Б. Принципы регулирования и управления режимами бурения [Текст] / А.В. Анохин, Т.Ю. Каплина, В.Б. Васильев // Машиноведение, ИМАШ НАН КР № 2. – Бишкек 2015 г. – С. 69-78. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28394506>.
4. Васильев, В.Б. Математическое описание регулятора расхода жидкости для автоматических систем управления гидравлическими буровыми станками [Текст] / В.Б. Васильев, А.В. Анохин, О.В. Неженко, // Машиноведение, ИМАШ НАН КР № 2. – Бишкек 2015 г. – С. 46-52. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28394503>.
5. Васильев, В.Б. Разработка универсального стенда для исследования автоматических систем управления режимами работы гидравлической буровой машины и гидроаппаратуры [Текст] / В.Б. Васильев, А.В. Анохин //

- Машиноведение ИМАШ НАН КР, № 1(3), 2016 г. – С. 103-107. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=27175415>.
6. Васильев, В.Б. Выбор концепции технологии бурения высокоточных коммуникационных скважин и эскизные проработки основных узлов бурового комплекса [Текст] / А.В. Анохин, В.Б. Васильев // Машиноведение ИМАШ НАН КР, № 2(4), 2016 г. – С. 68-76. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28865406>.
 7. Васильев, В.Б. Способы управления режимами работы гидравлических исполнительных органов бурового станка [Текст] / В.Б. Васильев, А.П. Муслимов // Вестник Кыргызско-Российского Славянского университета. 2016, Т. 16, № 1. – С. 39-41. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=25979333>.
 8. Васильев, В.Б. Анализ автоматических систем управления гидравлическими исполнительными механизмами буровых машин для оптимизации режимов бурения [Текст] / В.Б. Васильев, // Машиноведение ИМАШ НАН КР, № 2(6), 2017 г. – С. 50-56. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=32474619>.
 9. Васильев, В.Б. Автоматическая система регулирования режимами работы гидравлической буровой машины [Текст] / В.Б. Васильев, А.П. Муслимов // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук: том 5, №2, Новосибирск 2018 г. – С. 217-210. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=36816837>.
 10. Васильев, В.Б. Конструкция автоматического регулятора расхода жидкости для управления режимами работы гидравлической буровой машины [Текст] / В.Б. Васильев // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук: том 5, №2, Новосибирск 2018 г. – С. 213-216. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=36816836>.
 11. Васильев, В.Б. Выбор метода оценки устойчивости оползнеопасных склонов при детальном мониторинге [Текст] / В.Б. Васильев, С.Ф. Мурашова // Машиноведение ИМА НАН КР, № 1(9), 2019 г. – С. 59-72. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=41802704>.
 12. Vasilev, V.B. Design of automatic fluid flow regulator to control hydraulic drill operation modes [Text] / V.B. Vasilev, // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. С. 012083. – Р 4 - doi:10.1088/1755-1315/262/1/012083. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=41676844>.
 13. Vasilev, V.B. Automatic system to control hydraulic drill operation [Text] / V.B. Vasilev, A.P. Muslimov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. С. 012082. – Р 3 – doi:10.1088/1755-1315/262/1/012082. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=41681871>.

14. Васильев, В.Б. Разработка станка строчечного бурения БС-32 для добычи блоков природного камня [Текст] / В.Б. Васильев, А.В. Анохин, Н.Н. Фадеева // Машиноведение ИМА НАН КР, № 2(12), 2020 г. – С. 29-40. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=45423724>.
15. Васильев, В.Б. Экспериментальное исследование автоматического регулятора расхода жидкости для гидравлической буровой машины [Текст] / В.Б. Васильев, А.П. Муслимов, В.А. Васильев // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук: том 7, №2, Новосибирск 2020 г. – С. 130-133. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=46616983>.
16. Васильев, В.Б. Разработка универсального стенда для исследования автоматических систем управления режимами работ гидравлической буровой машины и гидроаппаратуры [Текст] / В.Б. Васильев, А.П. Муслимов, В.А. Васильев // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук: том 7, №1, Новосибирск 2020 г. – С. 261-266. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=46580453>.
17. Васильев, В.Б. Разработка автоматических систем управления подачей инструмента гидросуппорта станка с амплитудно-импульсным и частотно-импульсным регулированием расхода жидкости [Текст] / В.Б. Васильев, А.П. Муслимов, С.И. Квитко, В.Б. Васильев // Машиноведение ИМА НАН КР, № 2(14), 2021 г. – С. 64-75. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=48535131>.
18. Васильев, В.Б. Разработка систем управления бурильной машины с частотно-регулируемыми приводами [Текст] / В.Б. Васильев, А.В. Анохин // Машиноведение ИМА НАН КР, № 2(14), 2021 г. – С. 54-63. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=48535130>.
19. Васильев, В.Б. Рекомендации по выбору и эксплуатации преобразователя частоты тока для станка строчечного бурения с автоматическим регулированием скорости подачи бурового инструмента [Текст] / В.Б. Васильев // Машиноведение ИМА НАН КР, № 1(13), 2021 г. – С. 82-90. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=47155007>.
20. Васильев, В.Б. Автоматизация электрифицированных буровых машин на базе современных средств автоматики [Текст] / А.П. Муслимов, В.Б. Васильев // Вестник Кыргызско-Российского Славянского университета. 2022, Т. 22, № 8. – С. 106-113. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=49558442>.
21. Vasilev, V.B. Automatic liquid flow controller for hydraulic drilling machine [Text] / V.B. Vasilev, A.P. Muslimov, V.A. Vasilev // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Challenges and Solutions. Сер. "Mining Sciences and Mineral Field Development: Challenges and Solutions" 2022. С. 012025. – Р 4 – doi:10.1088/1755-1315/991/1/012025. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=48191136>.

22. Vasilev, V.B. Universal test bench for studying automatic systems to control operating modes of hydraulic drilling machines and hydraulic equipment [Text] / V.B. Vasilev, A.P. Muslimov, V.A. Vasilev // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Challenges and Solutions. Сер. "Mining Sciences and Mineral Field Development: Challenges and Solutions" 2022. С. 012018. – Р 5 – doi:10.1088/1755-1315/991/1/012018. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=48192194>.
23. Васильев, В.Б. Двойная буровая колонна как оптимальный объект для математического моделирования [Текст] / А.В. Анохин, С.Ф. Мурашова, В.Б. Васильев // Машиноведение ИМА НАН КР, № 1(17), 2023 г. – С. 92-101. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=54401361>.
24. Васильев, В.Б. Математическая модель регулятора расхода жидкости с гидравлическим управлением [Текст] / В.Б. Васильев, А.П. Муслимов // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. Новосибирск 2023, Т. 10, № 4. – С. 77-81. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=59772504>.
25. Васильев, В.Б. Разработка электрических схем для управления электрифицированными буровыми машинами [Текст] / В.Б. Васильев, А.В. Анохин // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. Новосибирск 2024, Т. 11, № 1. – С. 62-67. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=65614209>
26. Пат. № 371 Кыргызская Республика, 19 Март 2024 г. Васильев, В.Б. Автоматическая система управления режимами работ буровой машины [Электронный ресурс] / В.Б. Васильев, А.П. Муслимов; Государственная служба интеллектуальной собственности и инноваций при правительстве Кырг. Респ. – Заяв. 19.03.2024; Оpubл. 31.10.2024. – 5 с. – Режим доступа: https://base.patent.kg/pm.php?action=search_list&f100=371.
27. Пат. № 368 Кыргызская Республика, 19 Март 2024 г. Васильев, В.Б. Подающее устройство бурильных машин [Электронный ресурс] / В.Б. Васильев, А.В. Анохин; Государственная служба интеллектуальной собственности и инноваций при правительстве Кырг. Респ. – Заяв. 19.03.2024; Оpubл. 30.09.2024 – 6 с. – Режим доступа: https://base.patent.kg/pm.php?action=search_list&f100=368.
28. Васильев, В.Б. Автоматическое управление технологическими процессами в машиностроении [Текст] / А.П. Муслимов, В.Б. Васильев, // Б.: Изд-во КРСУ, 2018 г. Гриф МОиН КР – 258 с.

РЕЗЮМЕ

диссертации Васильева Валентина Борисовича на тему «Разработка основ теории, методов и устройств универсальной автоматической системы управления режимами работ бурильного агрегата» на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 – «Горные машины»

Ключевые слова: система управления, математические модели элементов и систем, буровые машины, осевая нагрузка, буровой инструмент, скорость электродвигателя, крутящий момент, скорость силового цилиндра, скорость гидромотора, подающий механизм, вращатель, режимы бурения, расход жидкости, частота тока, автоматическая система регулирования.

Методы исследования: метод анализа литературных источников, методы анализа данных и сравнения, метод абстрагирования, метод моделирования экспериментальный метод.

Объектом исследования настоящей работы является процесс бурения шпуров.

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

Целью исследования является: повышение производительности, стойкости инструмента и снижение себестоимости процесса бурения шпуров.

Полученные результаты и их новизна. Результатами работы являются: разработка и реализация систем управления режимами работ гидравлических и электрифицированных буровых машин, разработка их математических моделей, позволяющих произвести расчёт параметров автоматических систем, что даёт возможность проектировать такие системы применительно к любым буровым машинам, предназначенным для бурения шпуров. Разработаны средства контроля и регулирования параметров процесса бурения. Разработан гидравлический, ленточно-поршневой механизм для подачи бурового инструмента, где в качестве звена, передающего усилие от двигателя к буровому инструменту, применяется металлическая лента.

Разработанные системы управления буровыми машинами могут быть использованы при разработке новых, и модернизации существующих буровых машин.

Область применения. Горное машиностроение.



Валентин Борисович Васильевдин 05.05.06 – «Тоо-кен машиналары» адистиги боюнча техника илимдеринин доктору илимий даражасын алуу үчүн «Бургулоочу агрегаттардын иштөө шарттамдарын башкаруунун шайма шай автоматтык тутумунун назариятынын, усулдарынын жана түзүлүштөрүнүн негиздерин иштеп чыгуу» деген темадагы диссертациясынын

ТАРЖЫМАЛЫ

Түйүн сөздөр: башкаруу тутуму, элементтердин жана тутумдардын математикалык үлгүлөрү, бургулоочу машиналар, октук жүк, бургулоочу аспап, электр кыймылдаткычынын ылдамдыгы, айлантуу ийин күч, кубаттуу цилиндрдин ылдамдыгы, гидравликалык кыймылдаткычтын ылдамдыгы, берүү механизми, айланма баш, бургулоо шарттамдары, суюктуктун агымынын ылдамдыгы, агым жыштыгы, автоматтык башкаруу тутуму.

Изилдөө ыкмалары: адабияттарды карап чыгуу ыкмасы, маалыматтарды талдоо жана салыштыруу ыкмалары, абстракциялоо ыкмасы, моделдөө ыкмасы жана эксперименталдык ыкма.

Бул изилдөөнүн объектиси бургу көзөнөктөрдү бургулоо процесси болуп саналат.

Бул изилдөөнүн предмети бургу көзөнөктөрдү бургулоо учурунда бургулоо машинанын иштөө шарттамдарын башкаруу тутумдары болуп саналат.

Изилдөөнүн максаты эмгек өндүрүмдүүлүгүн жогорулатуу, аспаптардын иштөө мөөнөтүн жогорулатуу жана бургу көзөнөктөрдү бургулоонун наркын төмөндөтүү болуп саналат.

Жыйынтыктар жана жаңылыктар. Бул изилдөөнүн натыйжалары гидро жана электрдик бургулоо машиналарын башкаруу тутумдарын иштеп чыгууну жана ишке киргизүүнү, ошондой эле алар үчүн автоматтык тутумунун өлчөм мүнөздөмөлөрүн эсептөөгө мүмкүндүк берүүчү математикалык үлгүлөрдү иштеп чыгууну камтыйт. Бул бургу көзөнөктөрдү бургулоого арналган ар кандай бургулоочу машиналардын мындай тутумдарын долбоорлоого мумкундук берет. Бургулоо процессинин өлчөм мүнөздөмөлөрүн көзөмөлдөө жана жөнгө салуу үчүн аспаптар иштелип чыккан. Мотордон бургулоочу аспапка күч өткөрүүчү тогоо катары металл тилкени колдонуу менен бургулоочу аспапты берүү үчүн гидравликалык, тилкелүү-бышкектик механизм иштелип чыккан.

Иштелип чыккан бургулоо машиналарын башкаруу тутумдары жаңыларын иштеп чыгууда жана иштеп жаткан бургулоо машиналарын заманбапташтырууда колдонулушу мүмкүн.

Колдонуу чөйрөсү: Тоо-кен машина куруу.



SUMMARY

Valentin Vasiliev's dissertation on "Development of the fundamentals of theory, methods, and devices of a universal automatic control system for drilling rig operation modes" for the degree of doctor of engineering sciences in specialty 05.05.06 – "mining machinery"

Key words: control system, mathematical models of elements and systems, drilling machines, axial load, drilling tool, electric motor speed, torque, power cylinder speed, hydraulic motor speed, feed mechanism, rotary unit, drilling modes, fluid flow rate, current frequency, automatic control system.

The object of study of this work is the process of drilling boreholes.

The subject of this work is the control systems for the operating modes of a drilling machine when drilling holes.

The aim of the study is to increase productivity, tool life and reduce the cost of the borehole drilling process.

The results obtained and their novelty. The results of the work are: the development and implementation of control systems for hydraulic and electrified drilling machines, the development of their mathematical models that allow calculating the parameters of automatic systems, which makes it possible to design such systems for any drilling machines designed for drilling boreholes. Tools for monitoring and regulating the parameters of the drilling process have been developed. A hydraulic, belt-piston mechanism has been developed for feeding drilling tools, where a metal belt is used as a link transmitting force from the engine to the drilling tool. The developed drilling machine control systems can be used in the development of new and modernization of existing drilling machines.

The scope of application. Mining engineering.



Васильев Валентин Борисович

Разработка основ теории, методов и устройств универсальной автоматической системы управления режимами работ бурильного агрегата

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук
Подписано в печать 27.01.2025

Формат 60x84 /16. Объем 1.5 п. л. Тираж 100 экз.
Издательство: ИМАГ НАН КР, Бишкек