

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ухтинский государственный технический университет»

На правах рукописи

ЗАИКИН СТАНИСЛАВ ФЁДОРОВИЧ

**РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ
РЕЖИМА УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ
ПО ДИНАМИЧЕСКИМ ИЗМЕНЕНИЯМ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА**

СПЕЦИАЛЬНОСТЬ – 25.00.15

ТЕХНОЛОГИЯ БУРЕНИЯ И ОСВОЕНИЯ СКВАЖИН

Диссертация на соискание
учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук
профессор И. Ю. Быков

Ухта – 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ	
ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. АНАЛИЗ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ.....	9
1.1 Опыт использования аппаратурных систем контроля и регулирования режима работы бурильной колонны.....	9
1.2 Методологические подходы при исследовании систем контроля и регулирования режима работы бурильной колонны.....	17
1.3 Существующие методы исследования динамической устойчивости бурильной колонны в процессе бурения.....	19
1.5 Средства измерения крутящего момента и регулирования режима работы бурильной колонны.....	21
1.6 Цель и задачи исследования.....	24
2. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ	25
2.1 Обоснование структурных моделей динамического поведения бурильной колонны.....	25
2.2 Исследование структурной модели бурильной колонны.....	34
3. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ В ПРОЦЕССЕ БУРЕНИЯ	42
3.1 Упругодеформированное состояние бурильной колонны.....	42
3.2 Влияние осевой нагрузки на динамику бурильной колонны.....	50
3.3 Влияние длины бурильной колонны (глубины скважины) на параметры режима работы бурильной колонны	53
3.4 Расчёт момента сопротивления по оптимальным параметрам работы бурильной колонны.....	60
3.5 Исследование устойчивости работы бурильной колонны.....	78
4. ИЗМЕРЕНИЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА ВАЛУ ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА РОТОРА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ.....	86

4.1 Измеритель приращения крутящего момента по дифференциальной структуре измерения.....	86
4.2 Погрешности измерителя приращения крутящего момента	91
4.3 Обоснование управляющих параметров для модернизации системы регулирования режима работы бурильной колонны	95
4.4 Обоснование структуры измерителя приращения крутящего момента и методики контроля динамических параметров.....	100
5. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ, С ПОМОЩЬЮ ИЗМЕРИТЕЛЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА	104
5.1 Краткое описание условий проведения экспериментальных исследований	104
5.2 Исследование колебательных процессов бурильной колонны при её работе	106
5.3 Виды колебательных процессов и их влияние на механическую скорость проходки скважины.....	115
5.4 Влияние соударений бурильной колонны на отбор мощности в процессе углубления скважины	120
6 РАЗРАБОТКА АППАРАТУРНЫХ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ.....	126
6.1 Метод коррекции частотных характеристик структурной модели бурильной колонны	127
6.2 Аппаратурная система регулирования режима работы бурильной колонны.....	138
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	144
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:.....	146
ПРИЛОЖЕНИЯ	161
Приложение А.....	162
Приложение Б	169

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что динамическая устойчивость работы бурильной колонны определяет механическую скорость углубления скважины, качество проводки ствола и ресурс породоразрушающего инструмента. Для обеспечения устойчивого режима работы бурильной колонны в процессе бурения скважины применяются различные системы его регулирования.

Программные системы малоэффективны, так как смена параметров, определяющих режим регулирования работы бурильной колонны в скважине, непредсказуема. Для их уточнения необходимо бурить опорно-технологические скважины, проводить дополнительные исследования свойств горных пород и оперативных параметров бурения. Кроме того, как следует из наших исследований, бурильная колонна, как объект регулирования, является неустойчивой системой. В этой связи применение программных систем регулирования режима работы бурильной колонны в процессе углубления скважины не является рациональным [12].

Программно-аппаратурные системы более эффективны, но крайне дорогостоящи и применяются в тех случаях, когда разбуриваемых участков с одинаковыми геолого-технологическими параметрами в регионе достаточно много.

Современные аппаратурные системы регулирования режима работы бурильной колонны основаны на измерении статических значений текущих параметров бурения: осевой нагрузки P_0 , частоты вращения n_0 , крутящего момента на приводе бурильной колонны $M_{кр}$, реже малых дифференциальных значений осевой нагрузки ΔP_0 , либо в определении знака производной $\frac{dv_6}{dP_0}$ или $\frac{dv_6}{dt}$, где v_6 – механическая скорость углубления скважины. Однако результаты измерений осевой нагрузки наземными средствами существенно отличаются от действующих значений на долоте [1]. Значения крутящего момента и частоты вращения породоразрушающего инструмента характеризуются низкой точностью измерений [14]. Измерения колебаний бурильной колонны или амплитуд

гидравлических импульсов также малонадёжны (RU 2124125) из-за случайных процессов (соударения, широкий спектр колебаний, неравномерность работы бурового насоса и др.). Методики определения знака производной ещё только разрабатываются и являются экспериментальными. Кроме того, оказываются неучтенными изменения параметров горных пород, трение колонны труб о стенку скважины, оперативные параметры бурового раствора, колебания бурильной колонны и т.д.

Между тем, вся информация о динамическом поведении бурильной колонны в процессе её работы заключена в волновой характеристике крутящего момента, измеряемого на выходном валу двигателя привода буровой установки. Выделение динамических составляющих крутящего момента, как наиболее информативного параметра о работе бурильной колонны в скважине, и разработка систем регулирования режима работы по изменению этих параметров позволяют обеспечить своевременное воздействие на процесс работы и компенсировать автоколебания бурильной колонны для уменьшения влияния этих воздействий. Это даёт возможность увеличить механическую скорость проводки скважины и повысить коэффициент полезного действия двигателя привода буровой установки, за счёт чего значительно повысить эффективность бурения. В связи с этим представленная работа является актуальной.

Цель работы

Повышение эффективности бурения скважин регулированием режима работы бурильной колонны.

Идея работы состоит в выделении динамических составляющих крутящего момента в качестве управляющих параметров, обеспечивающих устойчивость работы бурильной колонны.

Основные задачи исследования

Для достижения поставленной цели в работе необходимо решить следующие задачи:

1. Выполнить анализ современных систем контроля и регулирования режима работы бурильной колонны при углублении скважины.

2. Исследовать динамические свойства и устойчивость бурильной колонны в процессе бурения.

3. Выбрать эффективный метод измерения динамических составляющих крутящего момента и обосновать управляющие параметры регулирования режима работы бурильной колонны.

4. Разработать аппаратную систему регулирования режима работы бурильной колонны.

Методы решения поставленных задач:

Поставленные задачи решались с использованием комплекса исследований, включающих в себя:

- методы дифференциального и интегрального исчисления;
- методы математического моделирования;
- основы построения систем автоматического регулирования;
- методы анализа устойчивости систем и объектов регулирования;
- экспериментальные и производственные исследования.

Полученные при проведении экспериментальных и производственных исследований результаты анализировались и обрабатывались методами математической статистики.

Научная новизна работы состоит в установлении:

1) области устойчивой безвибрационной работы бурильной колонны на основе функциональной связи приращения момента сопротивления на трёхшарошечном долоте (ΔM_h) с частотой вращения (n_0) и длиной бурильной колонны (H);

2) критерия оценки работы бурильной колонны ($CritM$), характеризующего затраты энергии привода на бурение за один оборот, через отношение интенсивности изменения мощности на приводе к ускорению частоты вращения бурильной колонны.

Защищаемые научные положения:

1. Энергетический метод измерения динамических составляющих крутящего момента позволяет использовать их в качестве управляющих параметров для

обеспечения устойчивого режима работы бурильной колонны при автоматизации процесса бурения.

2. Аппаратурная система регулирования режима работы бурильной колонны на основе измерения динамических составляющих крутящего момента повышает коэффициент полезного действия двигателя привода и механическую скорость бурения на 30%.

Достоверность научных положений и выводов определяется современным уровнем аналитических и достаточным объёмом экспериментальных исследований, высокой степенью сходимости их результатов и воспроизводимостью полученных данных.

Практическая значимость работы состоит в разработке аппаратурных систем регулирования режима работы бурильной колонны на основе измерения динамических составляющих крутящего момента для автоматической проводки скважины, защищённых патентами RU 2569652 С1, дата приоритета 16.05.2014, опубликовано 27.11.2015, бюл. №33 [133], RU 2588053 С2, дата приоритета 05.11.2014, опубликовано 27.06.2016, бюл. №18 [134]. Опытно-производственные испытания с помощью измерителя динамического приращения крутящего момента ИКРУМ, проведенные на Возейском месторождении при бурении скважины фирмой «ЭЛТЕХ», г. Усинска, Республики Коми показали возможность повышения эффективности бурения за счёт устранения вибраций вызванных неустойчивой работой бурильной колонны. При этом потери энергии двигателя привода на колебания, вызванные соударениями бурильной колонны о стенки скважины, могут быть уменьшены на 47%, механическая скорость проводки ствола увеличена на 30%.

Структура и объём работы

Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения с выводами, списка литературы и приложений. Общий объём работы с приложениями составляет 175 страниц в т. ч. 78 рисунков и 4 таблицы. Список литературы включает 140 наименований.

Публикации

По материалам диссертации опубликовано 29 печатных работ. В том числе семь в материалах научных конференций, двадцать статей в реферируемых журналах, рекомендованных ВАК, два патента на изобретения в бюллетенях ФИПС. Две статьи были представлены в 2014 году на всероссийский конкурс на лучшую научно-техническую статью, проводимый журналом «Концепт» и авторский коллектив стал его лауреатом. За материалы, опубликованные в статьях 2011 - 2013 года авторским коллективом получена премия Правительства Республики Коми в области научных исследований в 2014 году (Распоряжение №392 от 13.11.2014). Две статьи опубликованы в Швеции в Scientific and Methodologicale-magazine. - Lund, №4 (Collected works, Best Article), 2014. - URL: <http://www.doaj.net/2385/>, /2386. Одна статья в Чехии в Материалах X-ой международной научно-практической конференции «Прикладные научные разработки - 2014» (25 июля - 6 августа 2014 года): / под ред. Publishing House “Education and Science” s.r.o. (Чехия, Прага), 2014. – С. 27 – 32.

Автор выражает благодарность ректору УГТУ, докт. тех. наук, профессору Цхадая Н. Д.; научному руководителю докт. тех. наук, профессору Быкову И. Ю.; старшему научному сотруднику, начальнику Управления технологической и геологической экспертизы Экспертно-аналитической группы ОАО «НК «Роснефть» Близнюкову В. Ю., докт. тех. наук, главному эксперту Управления технологической и экологической экспертизы экспертно-аналитической группы ОАО «НК«Роснефть» Повалихину А. С., оказавшим поддержку и помощь в работе над диссертацией. Особую признательность выражаю канд. тех. наук, доценту кафедры электрификация и автоматизация технологических процессов Перминову Б. А. – вдохновителю этой работы и консультанту в области автоматического управления.

1. АНАЛИЗ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

1.1 Опыт использования аппаратурных систем контроля и регулирования режима работы бурильной колонны

Основная задача бурения – достижение проектной глубины скважины за минимальное время и при минимальных расходах.

По данным отечественных и зарубежных авторов в балансе календарного времени бурения наибольшая его часть (до 50%) тратится на работы по углублению скважины. Совершенствование методов регулирования режима работы бурильной колонны при углублении скважины может привести к снижению стоимости её в 1,5 - 2 раза [90].

Бурение большинства скважин производится по режимно-технологическим картам, которые составляются по проектам проводки скважины на основе данных о геологическом строении разрабатываемой площади и буримости пород. Часто рациональный режим бурения согласно режимно-технологической карте, не соответствует оптимальному режиму текущего момента проводки скважины и должен корректироваться в процессе углубления с учётом изменяющихся условий.

В связи с бурным развитием программно-вычислительной техники и навигационного оборудования созданы благоприятные условия для прорывного использования средств интеллектуализации скважины, причём эти процессы будут одним из приоритетных направлений развития буровой техники и технологий бурения в обозримой перспективе.

Значимый вклад в развитие буровой техники и технологий бурения внесли Александров М.М., Барский И.Л., Балицкий П.В., Быков И.Ю., Вудс Г., Гуреев И.Л., Демихов В.И., Демпси П., Динник А.Н., Исакович С.Я., Ишемгужин Е.И., Керимов З.Г., Лубинский А., Майоров И.К., Мальцев А.В., Нагаев Р.Ф., Огородников П.И., Перминов Б.А., Погарский А.А., Сароян А.Е., Середа Н.Г.,

Соловьёв Е.М., Султанов Б.З., Фёдоров В.С., Хегай В.К., Чефранов К.А., Юнин Е.К., Янтурин А.Ш. и др.

Проведём анализ современных систем регулирования режима работы бурильной колонны при проводке скважин и существующих в промышленности средств контроля этого процесса.

В настоящее время для технологического контроля текущих параметров работы бурильной колонны используются: станция контроля процесса бурения «Леуза-2», система контроля параметров бурения «Контур-2», программно-технический комплекс «ИВЭ-50». Эти системы применяются для измерения, отображения в реальном времени и ведения архива следующих параметров: нагрузки на крюке, давления в манифольде буровых насосов, расхода и плотности бурового раствора на входе, частоты и момента вращения ротора, уровня раствора в ёмкостях, нагрузки на долото, крутящего момента на машинном ключе, числа ходов насоса, положения талевого блока над роторным столом и ряда других. Главный недостаток указанных промышленных систем состоит в прокладке большого количества проводных линий от датчиков к блоку сбора данных. Число аналоговых датчиков в них составляет от 20 до 30, все они подключаются к одному блоку сбора данных, и время сбора данных приближается к 1 с, что не позволяет отслеживать краткосрочные скачки параметров при стопорении буровой колонны. Это время велико для оперативного контроля выхода за установленные границы быстроменяющихся параметров, определяющих устойчивость работы бурильной колонны [43].

В ЗАО МСКБ «Ореол» разработана распределённая система сбора данных, позволяющая использовать переменное количество блоков контроллеров сбора данных (БКСД), объединяемых в одну сеть не только с помощью линий связи, но и радиоканала. Сбор данных осуществляется в десять раз быстрее: за 100 мс. Используется этот способ сбора в системе технологического контроля параметров бурения «СГТ-микро» для малых мобильных буровых установок. «СГТ-микро» имеет датчики: нагрузки на крюке, положения талевого блока, момента на роторе, числа оборотов ротора, давления в манифольде и потока на выходе скважины.

Расчётный параметр «нагрузка на долото» вычисляется как разность полного веса колонны и текущей нагрузки на крюке, «момент на долоте» как разность текущего момента на роторе и момента трения. Скорость вращения определяется датчиком, вырабатывающим импульсы напряжения амплитудой 24 В с частотой, пропорциональной частоте вращения ротора. Для отображения текущих значений параметров служит информационное табло бурильщика, где для удобства наблюдения за динамикой изменения параметров установлены стрелочные индикаторы веса на крюке и нагрузки на долото, а момент на роторе отображается на столбиковом индикаторе. В состав системы входит автоматизированное рабочее место оператора (АРМ), содержащее принтер, компьютер или ноутбук. Связь АРМ с системой – беспроводная сеть Wi-Fi. Программное обеспечение компьютера оператора позволяет просматривать графики изменения параметров работы бурильной колонны в реальном времени и бурильщики, фиксируя признаки возникновения стопорения, выполняют в ручном режиме необходимые действия. По графикам изменения параметров и механического каротажа, построенных с помощью программного обеспечения, возможно регулирование режима работы бурильной колонны с целью повышения её устойчивости и снижения потерь энергии, передаваемой породоразрушающему инструменту для обеспечения оптимальной механической скорости бурения.

Система Зоя 1.1 также предназначена для контроля технологических параметров работы бурильной колонны с целью оперативного регулирования и оптимизации режимов работы при углублении скважин и обеспечивает:

- автоматический сбор и обработку с расчетом производных параметров и представление текущей информации в наглядной форме на средствах отображения и регистрации бурильщика и бурового мастера;
- документирование результатов работы бурильной колонны в цифро-аналоговом и графическом виде, включая рапорт за смену;
- контроль выхода технологических параметров за установленные пользователем пределы со световой и звуковой сигнализацией этих событий;

- аварийную сигнализацию при выходе параметров "нагрузка на крюке", "давление на входе" за предельные значения с выдачей сигналов блокировки на соответствующее регулирующее оборудование;

- автономное функционирование пульта бурильщика при отключении ЭВМ;

- высокую эксплуатационную надежность и долговечность при минимальных затратах на техническое обслуживание и метрологическое обеспечение.

В системе присутствуют следующие датчики:

- датчик нагрузки на крюке с тензометрическим силоизмерительным элементом, устанавливаемый на неподвижной ветви талевого каната;

- датчик контроля частоты вращения привода ротора, устанавливаемый на трансмиссии. В качестве первичного преобразователя в нём применён датчик приближения;

- датчик контроля момента на роторе (тензометрический), устанавливаемый на редукторе привода ротора вместо фиксирующей серьги-стяжки или фиксирующей опоры;

- датчик контроля ходов насоса (индуктивный датчик приближения), устанавливаемый на шкиве привода насоса;

- датчик давления (тензорезистивный) устанавливается в нагнетательной линии;

- датчик глубины цепной передачей связан с валом лебедки и дает исходную информацию для расчета глубины забоя, подачи, положения тальблока;

- датчик-индикатор изменения расхода бурового раствора на выходе преобразует угол отклонения лопатки от вертикального положения в электрический сигнал в зависимости от уровня и скорости потока;

- совмещенный датчик плотности - уровня бурового раствора на выходе, в котором в качестве первичного преобразователя применяется дифференциальный манометр;

– датчик суммарного содержания горючих газов, выполненный на основе первичного термохимического преобразователя, монтируется вместе с датчиком-индикатором изменения расхода на выходе;

– датчик температуры бурового раствора на входе и выходе выполнен на основе специальной микросхемы и устанавливается, соответственно, в рабочей емкости и в желобе;

– датчик температуры воздуха;

– датчик момента на ключе устанавливается на приводном тросе ключа;

– датчик момента на турбобуре устанавливается на узел стопора ротора.

Информация от датчиков по линиям связи передается в блок УКП, где осуществляется преобразование и первичная обработка сигналов. Сигналы из блока УКП поступают в пульт бурильщика и вычислительный блок, который находится в помещении бурового мастера. В вычислительном блоке осуществляются обработка принятой информации, формирование сигналов индикации, передаваемых на пульт бурильщика, а также выдача данных для отображения информации.

Система Вектор-1 разработана в Севукргеологии В. А. Флянтиковым и В. А. Бабишиным. Процесс регулирования работы бурильной колонны при углублении в ней производится лишь по одному регистрируемому параметру: нагрузке на породоразрушающий инструмент. За критерий качества проходки принимается диапазон регулирования осевой нагрузки, определяемый физико-механическими свойствами горных пород и типоразмерами породоразрушающего инструмента для обеспечения постоянной максимальной механической скорости бурения. Эта система обладает весьма ограниченными функциональными возможностями. При этом по результатам, полученным при бурении геологоразведочных скважин общим объемом более 10 тыс. м, система обеспечила увеличение механической скорости бурения на 30%, длины рейса на 43% по сравнению с ручным регулированием работы бурильной колонны бурильщиками.

Следующая система, использующая аппаратный метод регулирования режима работы бурильной колонны при углублении скважины – автобурильщик

“Узбекистан 2А”, массово применяется в производстве. Система включает кабину бурильщика с размещенным в ней вычислительно-управляющим комплексом, датчики технологических параметров и исполнительный механизм для управления рычагом тормоза лебедки. Система предназначена для работы бурильной колонны в автоматическом режиме при бурении роторным и турбинным способами глубоких скважин на нефть и газ серийными буровыми установками с использованием шарошечных долот. Систему обслуживает один оператор. Вычислительно-управляющий комплекс системы включает в себя вычислительный блок, выполненный на базе серийной микро ЭВМ «Электроника С5-12», пульт управления, устройства связи с объектом и оператором, блок представления информации, блок формирования управляющих сигналов, ленточный перфоратор ПЛ-150 и систему питания. Система ведёт приём и анализ информации о работе бурильной колонны по сигналам датчиков технологических параметров, а также логическую и математическую обработку её в соответствии с алгоритмом регулирования, формирование информационных и управляющих сигналов и обеспечение всех устройств электропитанием.

В соответствии с алгоритмом регулирования система производит взвешивание бурового инструмента, приработку долота, поиск эффективного значения осевой нагрузки на долото и поддержание ее в процессе работы бурильной колонны. Если в дальнейшем работа бурильной колонны экономически нецелесообразна, то система вырабатывает сигнал об окончании рейса и прекращает подачу инструмента. Кроме того, система обеспечивает безаварийную работу, своевременно определяя износ опоры шарошечного долота. Сведения о работе бурильной колонны и режимах работы оборудования выдаются бурильщику с помощью стрелочных приборов, цифровой индикации, светящихся транспарантов, а также фиксируются на перфоленте, которая может быть исходным документом для формирования информационного банка и служит контрольным документом, объективно представляющим состояние бурового инструмента и оборудования и отображающим работу буровой бригады.

Система предназначена для бурения скважин глубиной 3500-4000 м. Потребляемая мощность не более 0,5 кВт. Как показали результаты промысловых испытаний, применение системы позволяет сократить расход долот и время проводки скважины на 15-20% при обеспечении безаварийной работы.

В ООО «Геотех-2», обслуживающем скважины ООО «Лукойл-Коми», программный комплекс в режиме реального времени позволяет любому пользователю, имеющему соответствующее программное обеспечение, получать информацию о процессе строительства скважины в любой точке, где имеется выход в интернет и в любой момент времени. На кафедре бурения Ухтинского государственного технического университета в учебно-методическом кабинете технологии направленного бурения создана возможность в ходе учебного процесса получать информацию в режиме реального времени с бурящихся скважин ООО «Лукойл-Коми». При выполнении лабораторных и практических работ студент учится в режиме реального времени «читать» графики, получаемые со станции ГТИ, изучает технологию бурения, осваивает программный комплекс станции ГТИ, выявляет, распознаёт предаварийные ситуации в скважине. Параллельно с обучением программам станции ГТИ для студентов появилась возможность сравнивать результаты программ по оптимизации режимов работы бурильной колонны, разработанных в УГТУ на кафедре бурения, с промысловым материалом, получаемым непосредственно со скважины при её углублении.

За рубежом (США, Канада, ФРГ, Франция, Япония и др.) системы некоторых фирм (Drill-AU-MationInc, Dresser Macgobar, Varoid, Кокэн Бординг Машин Ко и др.) выполняют обширный комплекс геолого-геофизических измерений характеристик, как бурового раствора, так пластов и пластовых давлений и др., для чего измеряют на буровой до 46 параметров. Системы эффективного регулирования режима работы бурильной колонны рассчитывают не только оптимальную осевую нагрузку, но и скорость вращения ротора по критерию «минимум стоимости метра проходки». В качестве базовых ЭВМ в этих системах применяются промышленные компьютеры, программное обеспечение использует современные операционные системы, модифицированный комплекс

программ расчёта оптимальных параметров и т.п. По некоторым данным в США до 40% скважин бурится с применением систем контроля и регулирования режима работы бурильной колонны в процессе углубления скважины.

Согласно проведённым патентным исследованиям [118–134] в большинстве случаев регулирование режима работы бурильной колонны основывается на измерении статических значений режимных параметров бурения и их сравнении с заданными. Либо в программно-аппаратурных системах регулирования принимается заранее заданная программа изменения режимных параметров с их коррекцией по текущим значениям.

Например, в работе Р. Я. Исаковича [50] описаны процессы регулирования режима работы бурильной колонны по изменению режимного параметра осевой нагрузки путём фрикционных, гидравлических, электромашинных и других устройств. Такой способ регулирования далёк от совершенства и не позволяет не только компенсировать автоколебательные процессы бурильной колонны, но и отслеживать динамику её работы.

В патентах RU22441117C2, US№2478781 (патентообладатель НЭШНЛ ОЙВЕЛЛ ВАРКО), RU2087701C1, SU1548419A1, RU2228438C2, RU2244117C2, РФ№2495240 и других рассматривается способ построения системы регулирования режима работы бурильной колонны по заранее заданным значениям режимных параметров бурения и их сравнении с текущими значениями.

Подобный подход имеет ряд существенных недостатков:

- изменение текущих значений режимных параметров бурения определяется гармоническим законом, что обусловлено автоколебаниями бурильной колонны в процессе углубления скважины. Следовательно, проводить сравнение статических значений заданных параметров и их изменения по периодическому закону невозможно;

- отслеживание динамических процессов в этом случае так же невозможно, так как применяемая измерительная аппаратура позволяет проводить измерения

только статических значений режимных параметров бурения и не позволяет выделить их динамические приращения в реальном времени;

- отсутствует возможность компенсации автоколебаний бурильной колонны в процессе углубления скважины.

Из изложенного следует, что основными направлениями совершенствования систем контроля и регулирования режима работы бурильной колонны являются: увеличение количества измеряемых и передаваемых на поверхность параметров бурения, поиск оптимальных каналов передачи информации для увеличения скорости передачи, поиск оптимального параметра, способного проводить своевременную адаптацию к изменяющимся условиям, а также создание в забойных устройствах автоматов, самостоятельно управляющих процессом работы бурильной колонны, при минимальном вмешательстве оператора. Для реализации прогноза поведения бурильной колонны в процессе бурения и обеспечения устойчивого режима её работы в настоящее время используются специализированные вычислительные центры и целые измерительные комплексы.

При этом в основу существующих методов регулирования режима работы бурильной колонны положены статические значения измеряемых величин, поэтому они не успевают реагировать на мгновенные изменения условий работы из-за того, что не приспособлены к обработке динамической информации. Это приводит к снижению эффективности процесса бурения.

Перспективным в этом отношении является, разработка такой системы, которая способна к оценке быстро меняющихся динамических параметров работы бурильной колонны и мгновенной реакции на их изменение. Решению этой задачи посвящена диссертационная работа.

1.2 Методологические подходы при исследовании систем контроля и регулирования режима работы бурильной колонны

Анализ существующих систем регулирования режима работы бурильной колонны позволяет использовать методологические основы классификации,

согласно которым по выделенному свойству все рассмотренные системы могут быть объединены в группы. Таким выделенным свойством можно взять принцип регулирования, построенный на конкретной структуре. Согласно предложенной классификации системы регулирования можно разделить на три группы.

1. Программные системы, основанные на исследовании данных при бурении технологических скважин, анализе кернов и составлении на базе этих данных оптимальных программ регулирования режима работы бурильной колонны с использованием ЭВМ.

2. Программно-аппаратурные системы, основанные на использовании специализированных вычислительных центров. Центры связаны линией связи с кустами буровых и выдают рекомендации по диаграмме бурения с учётом оперативных данных технологических скважин.

3. Аппаратурные системы, основанные на отслеживании текущих значений режимных параметров бурения и использовании значений этих параметров для регулирования режима работы бурильной колонны при углублении скважины.

Методика построения конструкции бурильной колонны с учётом регулирующих устройств может быть реализована на базе физико-математического анализа динамических свойств бурильной колонны и регулирующего устройства, а также на основании анализа физических параметров её взаимодействия в процессе работы.

Методологический подход к анализу структурных схем, как правило, осуществляется аналитическим методом, а также проводится с использованием частотных методов.

Основным результатом методологических исследований является разработка методики определения устойчивости и границ устойчивости динамического процесса работы бурильной колонны при углублении скважины. При этом необходима разработка методик анализа как канала регулирования режима работы, так и канала измерения.

1.3 Существующие методы исследования динамической устойчивости бурильной колонны в процессе бурения

Расчёт устойчивости динамической системы бурильная колонна и методики её расчёта предлагаются рядом авторов: А. Д. Гринхилом, А. Н. Динником, Л. С. Лейбензоном, А. Е. Сарояном, И. Л. Барским, Л. К. Горшковым, Е. К. Юниным, В. К. Хегаем и др.

В работах этих авторов расчёт устойчивости динамических систем проводится с введением граничных условий, при этом решается полное дифференциальное уравнение динамики, что определяет повышенную сложность расчёта в системах уравнений высоких порядков. Рассмотренные методики характеризуются виртуальным определением границ устойчивости и недостаточной точностью определения динамических параметров объекта регулирования, при которых гарантируется устойчивость его работы.

На основании работ В. К. Хегая и Е. К. Юнина по полученным границам устойчивого режима работы бурильной колонны определены области режимных параметров работы бурильной колонны, осевая нагрузка P_0 и частота вращения породоразрушающего инструмента n_0 в зависимости от глубины скважины.

Впервые строгое определение устойчивости движения было дано А. М. Ляпуновым в 1892 году. На основе этого определения разработаны условия для определения устойчивости и границ устойчивости динамического процесса.

Для линейных систем регулирования применяются следующие основные критерии и методы:

- аналитический метод с использованием критериев устойчивости Рауса-Гурвица;
- графоаналитические методы с использованием критерия Михайлова;
- частотные методы с использованием логарифмических критериев и критерия Найквиста.

Применим существующие методы определения устойчивости для исследования динамических свойств и параметров бурильной колонны с целью

разработки программ для введения их в систему регулирования режима работы бурильной колонны.

1.4 Методы измерения крутящего момента на валу привода ротора буровой установки и выбор эффективного параметра регулирования режима работы бурильной колонны

Известны методы и средства измерения крутящего момента на валу привода буровой установки [5, 12–14, 26, 33, 38, 40, 62, 70–79, 103–105, 118–125, 129].

Работа бурильной колонны в скважине в процессе бурения практически полностью отражается изменениями крутящего момента на валу двигателя привода ротора буровой установки. Следовательно, измеряя значение крутящего момента на валу двигателя привода ротора и его изменения можно судить о статических и динамических параметрах бурильной колонны при бурении скважины и соответственно влиять на эти процессы в режиме регулирования.

Высокой технологичностью отличаются методы измерения крутящих моментов по энергетическим показателям двигательного устройства с выделением динамики. Методы измерения с выделением динамической составляющей крутящего момента [13, 14, 26, 70, 72–79, 120–125] обладают большей точностью, свободны от статистической ошибки и могут быть положены в основу разработки методов регулирования режима работы бурильной колонны.

Одним из важных условий выбора способа построения приборов для измерения крутящих моментов является характер изменения измеряемой величины во времени. При измерении быстропротекающих величин все преобразователи измерительного устройства должны обладать весьма малой инерционностью, чтобы динамический процесс передавался с допустимым минимумом искажений. Наибольшей инерционностью среди преобразователей, обладают упругий элемент и регистрирующее устройство, поэтому именно они определяют способ построения приборов для быстропеременных процессов.

Из существующего большого арсенала методов измерения крутящих моментов наиболее рациональными являются методы, позволяющие проводить измерения с достаточной степенью точности в наземных условиях.

По результатам проведённого анализа можно сделать следующий вывод. Параметр крутящего момента на валу привода ротора буровой установки, включающий статические составляющие моментов сопротивления, момент, действующий на породоразрушающий инструмент, динамические приращения момента, связанные с проявлением различных диссипативных составляющих, а также случайных явлений, например, образование каверн, уплотнений и т.д. более информативен по сравнению с другими параметрами регулирования режима работы буровой колонны.

1.5 Средства измерения крутящего момента и регулирования режима работы буровой колонны

Анализ результатов исследований способов измерения крутящего момента на базе методологических основ классификации позволяет выделить следующие основные группы средств измерения крутящего момента:

- по показателям (состоянию) исполнительных органов [12, 62];
- по физико-механическим показателям передаточных устройств [12, 70];
- по энергетическим показателям двигательного устройства привода [71].

В средствах измерения первой группы измерение крутящего момента на валу двигателя привода чаще всего основано на использовании уравновешивающих преобразователей, они применяются для измерения крутящего момента в лабораторных условиях и не пригодны для измерения в рабочих режимах эксплуатации бурового технологического оборудования.

Массовое применение нашли приборы второй группы, реализующие способ измерения крутящего момента по физико-механическим показателям передаточных устройств. Большинство применяющихся здесь средств измерения можно отнести к приборам прямого измерения, основанным непосредственно на измерении параметров вала привода, или параметров специальных вставок (насадок) на валу привода.

В этом случае измеряемые параметры снимаются:

- с вала привода, но он не проектируется с расчетом на применение в качестве элемента измерительного преобразователя, поэтому точность и надежность измерений в этом случае не может быть удовлетворительной;

- со специального приспособления, врезанного в вал, обычно торсиометра, что вносит сложности и неудобства для монтажа и при обслуживании;

- со смежных с валом элементов. В этом случае используются механические напряжения, возникающие в корпусах, чаще всего редукторов. Проведение измерений при этом отличается простотой, но точность измерений оказывается чрезвычайно низкой.

По способу передачи информации все средства измерений крутящего момента можно разделить на контактные и бесконтактные.

Так как вал привода находится в постоянном вращении, то надежная передача информации приобретает особое значение, а виды преобразователей, позволяющие бесконтактную передачу данных, имеют неоспоримое преимущество.

Выделяются следующие принципиально отличные способы измерений последствий воздействия крутящего момента на передаточное устройство и соответствующие им группы датчиков, основанные на различных физических принципах:

1. Прямое измерение физико-механических свойств:

- возникновение поверхностных механических напряжений (тензорезисторы);

- изменение магнитных свойств материала (магнитоупругие, индукционные датчики);

- изменение скорости прохождения звуковых волн в среде (акустико-волновые).

2. С дополнительным преобразованием в перемещение:

- с помощью торсиона, используется вместе с различными типами датчиков: индуктивными, индукционными, магнитоупругими, емкостными, оптическими.

- с помощью гидравлических преобразователей, где выходной величиной является перемещение истока или упругого элемента;

- по разности времени прохождения поверхностно-активных волн по волноводам на поверхности вала.

Комбинируя вышеперечисленные принципы, можно добиться нужных в каждом конкретном случае технических характеристик прибора, но обеспечить высокую надежность его работы и простоту эксплуатации очень сложно, особенно в условиях вибрации и наличия различных агрессивных сред, чем характеризуется процесс бурения.

Третья группа приборов, обеспечивающая измерение крутящего момента на валу привода по энергетическим показателям двигательного устройства, отличается большей технологичностью.

В этом случае можно выделить два подхода к измерениям:

- статический, который подразделяется на:
 - бескомпенсационный, чаще всего применяется в системах сигнализации из-за низкой точности измерений;
 - компенсационный, из-за сложности компенсационных устройств приводит к громоздким и трудно настраиваемым схемам, отличающимся малой надежностью эксплуатации, что сводит на нет все их достоинства;
- с выделением динамики.

Более точными приборами этой группы являются двухканальные моментомеры [13, 14, 19, 26, 71, 72, 78, 105, 125], предложенные Б. А. Перминовым и З. Х. Ягубовым, реализующие основную зависимость измерения момента $M = \frac{N}{2\pi n}$. Где N – мощность, развиваемая на двигателе привода, n – частота вращения вала привода. Эти приборы следует отнести к приборам косвенных методов измерения, так как в них проводится два прямых измерения

по отдельным каналам измерения мощности и частоты вращения вала двигателя, а результат получают как частное от деления значений этих двух измерений. В этом случае результат измерения определяется уравнением $M = f(N, n)$.

Методы измерения с выделением динамической составляющей крутящего момента [13, 14, 26, 70–74, 76–79, 122–125] обладают высокой точностью, свободны от статической ошибки и могут быть положены в основу методов регулирования режима работы бурильной колонны.

Из анализа методов регулирования режима работы бурильной колонны при углублении скважины [50, 56, 97, 126, 128, 130–134] целесообразным выбором является аппаратный метод с использованием в качестве управляющего воздействия динамического приращения крутящего момента.

1.6 Цель и задачи исследования

Цель работы

Разработка системы регулирования режима работы бурильной колонны для повышения эффективности бурения.

Для достижения поставленной цели в работе необходимо решить следующие задачи:

1. Выполнить анализ современных систем контроля и регулирования режима работы бурильной колонны при углублении скважины.
2. Исследовать динамические свойства бурильной колонны в процессе бурения.
3. Выбрать эффективный метод измерения динамических составляющих крутящего момента и обосновать управляющие параметры регулирования режима работы бурильной колонны.
4. Разработать аппаратную систему регулирования режима работы бурильной колонны.

2. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

Методика исследования динамических свойств бурильной колонны может быть построена на основе изучения её динамического поведения в процессе углубления скважины. Предлагается аналитический метод исследования динамических параметров бурильной колонны на базе известных физико-математических зависимостей и использование полученных закономерностей для построения структурной модели с дальнейшим её анализом на устойчивость, а также проведение экспериментального исследования полученной структурной модели средствами MATLAB и классическими методами исследования моделей [18, 27, 28, 44, 139,140].

2.1 Обоснование структурных моделей динамического поведения бурильной колонны

Расчёт и проектирование режимов вращения и осевых нагрузок в первую очередь определяется динамическим поведением бурильной колонны. Самые распространённые показатели динамики бурильной колонны: закручивание бурильной колонны, крутильные и продольные её колебания, возникновение соударений изгибных полуволн о стенки скважины, стопорение и проскальзывание бурового инструмента, изменение угловой скорости породоразрушающего инструмента в результате крутильных автоколебаний бурильной колонны на забое скважины, изменения геолого-технологических параметров грунта и т.д.

Попытки определения наиболее эффективных параметров регулирования режима работы бурильной колонны, при которых этот процесс определяется устойчивым режимом её работы в скважине, предпринимались неоднократно. В работах Е. К. Юнина и В. К. Хегая [108–115] рассматриваются значения диапазонов частот вращения бурового инструмента и приложенного к нему осевого давления в расчётных зонах их изменения в зависимости от глубины скважины. Однако эти задачи решаются в крайних ограничениях и не

предусматривают анализ бурильной колонны как информационного объекта для измерения крутящего момента и регулирования динамического поведения бурильной колонны при углублении скважины.

Для учёта всех нагрузок, воздействующих на бурильную колонну, возникает необходимость её представления в виде цепочной структуры с распределёнными параметрами [15, 21, 48]. При представлении бурильной колонны в виде многомассовой структуры с упругими связями, (рисунок 2.1) можно проследить не только передачу воздействия крутящего момента от устья скважины к забою, но и охватить эту структуру компенсационной обратной связью, которая автоматически учитывает и диссипативные силы сопротивления вращению бурильной колонны.

Здесь $m_1, m_2 \dots m_n$ – распределённые массы, $M_{кр}$ – крутящий момент, приложенный к бурильной колонне, M_c – момент, обусловленный силами сопротивления, УС – упругая связь, ΔM – реальный момент, действующий на бурильный инструмент, $M_{дис} = F_d l$ – обратная связь, учитывающая момент диссипативных сил.

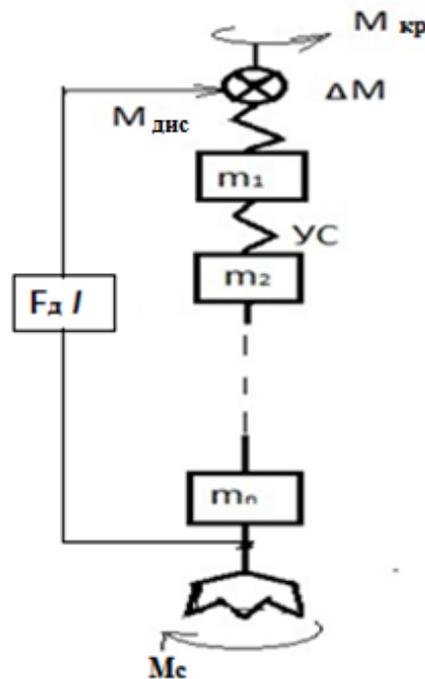


Рисунок 2.1 – Представление модели бурильной колонны в виде многомассовой структуры

Введение компенсационной обратной связи $F_d I$, учитывающей силы сопротивления вращению, позволяет автоматически реагировать на любые диссипативные силы с уравниванием крутящего момента $M_{кр}$.

Реально такую обратную связь можно представить, как связь через упругий стержень, в результате чего происходит сравнение момента сопротивления и крутящего момента.

Цепочная многомассовая модель содержит n сосредоточенных масс с моментами инерции $J_1, J_2 \dots J_n$, между массами имеется упругая связь с взаимными жесткостями $C_{12}, C_{23}, C_{34} \dots C_{n-1,n}$ [15]. Вместо неравномерно распределённого по длине колонны крутящего момента, здесь фигурируют моменты упругого взаимодействия:

$$M_{12}(t) = C_{12}[\varphi_1(t) - \varphi_2(t)] \quad (2.1)$$

$$M_{23}(t) = C_{23}[\varphi_2(t) - \varphi_3(t)] \quad (2.2)$$

.....

$$M_{n-1,n}(t) = C_{n-1,n}[\varphi_{n-1}(t) - \varphi_n(t)] \quad (2.3)$$

Движение масс описывается уравнениями:

$$M_{дв}(t) - M_{стр1}(t) - M_{втр1}(t) - M_{12}(t) = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} \quad (2.4)$$

$$M_{12}(t) - M_{стр2}(t) - M_{втр2}(t) - M_{23}(t) = J_2 \frac{d\omega_2}{dt} \quad (2.5)$$

.....

$$M_{n-1,n}(t) - M_{стрn}(t) - M_{втрn}(t) = J_n \frac{d\omega_n}{dt} \quad (2.6)$$

где $M_{дв}$ – момент двигателя привода при взаимодействии с буровой колонной, Нм;

$M_{стр}$ – момент сухого трения, Нм;

$M_{втр}$ – момент вязкого трения, Нм;

M_{12} – упругий момент связи, Нм;

$\varphi_1(t), \varphi_2(t) \dots \varphi_n(t)$ – угол закручивания элемента колонны, рад;

$\omega_1, \omega_2, \dots \omega_n$ – угловая скорость вращения элемента колонны, рад/с.

В такой модели возможно восстановление всех моментов упругого взаимодействия по результатам оценки угловых скоростей $\omega_1, \dots, \omega_n$, а также углов закручивания $\varphi_1, \dots, \varphi_n$. Структура модели представлена на рисунке 2.2.

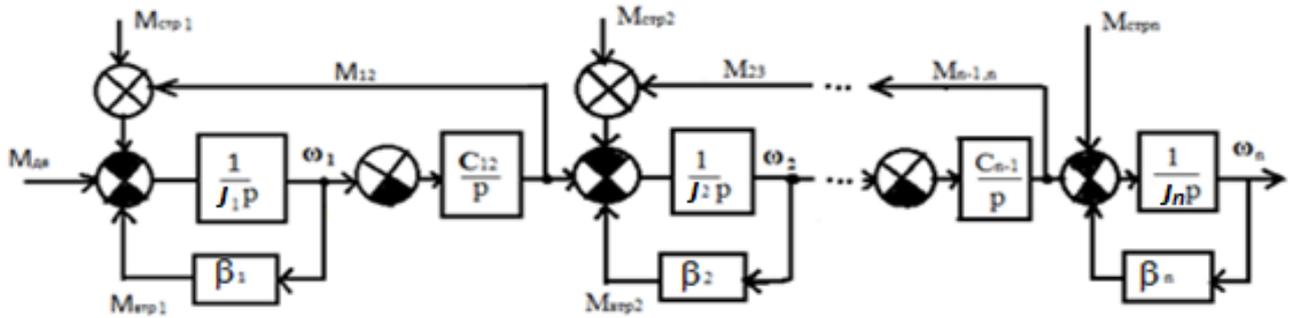


Рисунок 2.2 – Эквивалентная структурная схема модели буровой колонны

Однако описать динамику такой структуры существующими математическими методами практически невозможно, поэтому в качестве расчётной рекомендована адаптированная двухмассовая математическая модель с допущением, что одна масса сосредоточена на устье скважины, а вторая на её забойном участке. При сокращении упругих связей такое допущение справедливо.

Уравнения движения такой структуры имеют вид:

$$M_{дв}(t) - M_{стр1}(t) - M_{втр1}(t) - M_{12}(t) = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; \quad (2.7)$$

$$M_{12}(t) - M_{стр2}(t) - M_{втр2}(t) = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}; \quad (2.8)$$

$$M_{12}(t) = C_{12}[\varphi_1(t) - \varphi_2(t)] = C_{12}\Delta\varphi; \quad (2.9)$$

$$M_{втр1} = \beta_{12}\omega_1(t); \quad (2.10)$$

$$M_{втр2} = \beta_{12}\omega_2(t); \quad (2.11)$$

$$M_{12}(t) = [\omega_2(t) - \omega_1(t)]\beta_{12} + C_{12} \int [\omega_2(t) - \omega_1(t)] dt; \quad (2.12)$$

или

$$\beta_{12} \frac{d\Delta\omega(t)}{dt} + C_{12}\Delta\omega(t) = \frac{dM_{12}}{dt}. \quad (2.13)$$

Здесь C_{12} – коэффициент упругости, Нм/рад; β_{12} – коэффициент вязкого трения, Нмс/рад.

В соответствии с адаптированной математической моделью 2.7 – 2.12 получим структурную схему двухмассовой модели буровой колонны (рисунок 2.3).

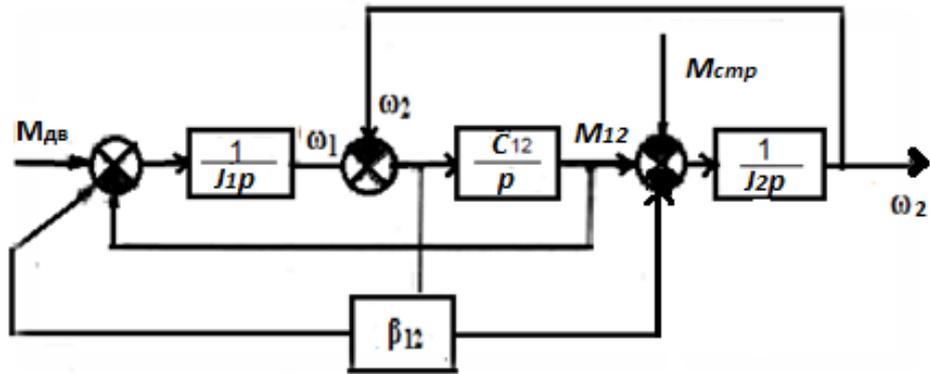


Рисунок 2.3 – Эквивалентная структурная схема бурильной колонны на основе двухмассовой модели

После преобразования структурной схемы к виду удобному для анализа получим разомкнутую структуру (рисунок 2.4).

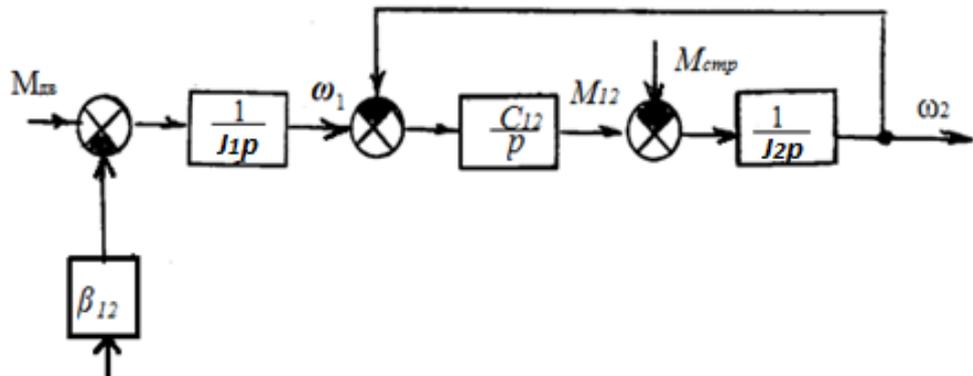


Рисунок 2.4 – Разомкнутая структурная схема двухмассовой модели бурильной колонны

Отсюда передаточная функция разомкнутой структуры:

$$W(p) = \frac{\beta_{12}c_{12}}{J_1J_2p^3} \quad (2.14)$$

Передаточная функция соответствует астатическому звену третьего порядка, так как p – оператор Лапласа, возведён в третью степень.

Здесь коэффициент вязкого трения β_{12} для двухмассовой механической системы определяется выражением:

$$\beta_{12} = 2\lambda \sqrt{\frac{J_1J_2c_{12}}{(J_1+J_2)(7,45-\lambda^2)}} \quad (2.15)$$

где λ – логарифмический декремент затухания.

Логарифмический декремент служит для характеристики рассеяния энергии в механических системах и представляет собой логарифм отношений амплитуд двух последовательных колебаний:

$$\lambda = \ln \frac{A_1}{A_2}. \quad (2.16)$$

Рассмотрим параметры механической части системы «привод – буровая колонна».

Передаточное число редуктора:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (2.17)$$

Момент инерции буровой трубы:

$$J_{\text{тр}} = \frac{lq(D^2-d^2)}{8}, \quad (2.18)$$

где l – длина трубы, м;

q – масса единицы длины трубы, кг/м;

D, d – внешний и внутренний диаметр трубы, м.

Крутильная жесткость буровой трубы:

$$C_{\text{тр}} = \frac{\pi G(D^4-d^4)}{32l}, \quad (2.19)$$

где G – упругий модуль сдвига, Па.

Под нагрузкой при передаче крутящего момента в кинематической схеме «выходной вал – рабочий орган» возникают радиальные усилия, приводящие к изгибным деформациям буровой колонны.

Будем считать, что крутильная податливость (величина, обратная жесткости) будет равна изгибной. Тогда эквивалентная податливость трубы будет равна сумме крутильной и изгибной податливости. Величина эквивалентной жесткости трубы при таком условии составляет:

$$C_{\text{этр}} = 0,5C_{\text{тр}}. \quad (2.20)$$

Суммарный момент инерции колонны труб длиной H определяется выражением:

$$J_{\text{кбт}} = \frac{HJ_{\text{тр}}}{l_{\text{тр}}}. \quad (2.21)$$

Суммарный коэффициент жесткости:

$$C_{\text{кбт}} = \frac{C_{\text{этр}} l_{\text{тр}}}{H}. \quad (2.22)$$

Для перехода к расчетной схеме (рисунок 2.4) необходимо осуществить приведение момента инерции и коэффициента жесткости в системе «вал двигателя - выходной вал редуктора». Будем считать связь абсолютно жесткой.

Тогда, приведенный момент инерции бурильной колонны к валу двигателя:

$$J'_k = \frac{J_{\text{кбт}}}{i^2}. \quad (2.23)$$

Приведенная жесткость:

$$C'_k = \frac{C_{\text{кбт}}}{i^2}. \quad (2.24)$$

Окончательно получим:

$$J_1 = J'_k + 0,5J'_k; \quad J_2 = 0,5J'_k; \quad C_{12} = C'_{\text{кбт}}. \quad (2.25)$$

Собственная круговая частота колебаний рассматриваемой механической системы:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1+J_2)}{J_1J_2}}. \quad (2.26)$$

Период колебаний и частота собственных колебаний:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_k}; \quad f = \frac{1}{T}. \quad (2.27)$$

Используя правила переноса предложенную структурную схему можно упростить, убрав локальные связи и свести к виду, представленному на рисунке 2.5.

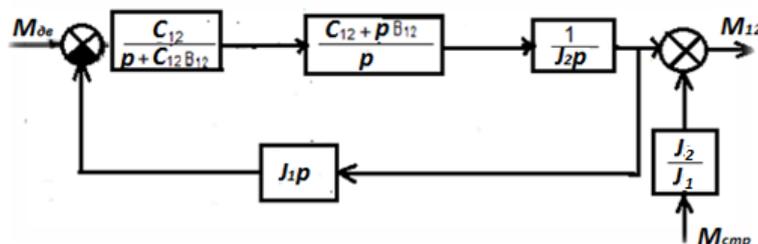


Рисунок 2.5 – Упрощенная структурная схема двухмассовой модели бурильной колонны

Структурную схему, полученную в результате преобразования можно использовать для получения экспериментальных характеристик, учитывая, что

$\frac{1}{J_1} = k_1 T_1$, $\frac{1}{J_2} = k_2 T_2$; $C_{12} = k_3 T_3$, где T_1 , T_2 , T_3 – постоянные времени интегрирующих звеньев; k_1 , k_2 , k_3 – коэффициенты передачи этих звеньев.

После ввода принятых обозначений, окончательно структурная схема двухмассовой модели бурильной колонны примет вид, представленный на рисунке 2.6.

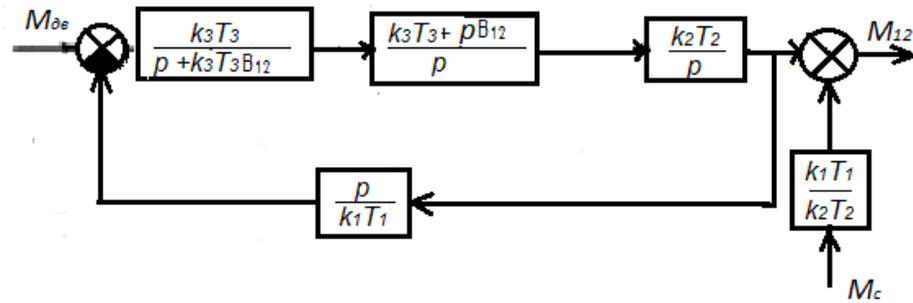


Рисунок 2.6 – Окончательная структурная схема двухмассовой модели бурильной колонны

Из проведённого анализа следует:

1. Структурная модель бурильной колонны в динамическом отношении представляет собой последовательное включение трёх астатических звеньев охваченных отрицательной связью с дифференцирующими свойствами.

2. Эквивалентная передаточная функция такой структурной модели равна:

$$W_3 = \frac{k_1 T_1 \cdot k_2 T_2 \cdot k_3 T_3 (k_3 T_3 + p \beta_{12})}{p^3 + k_3 T_3 \beta_{12} p^2} + \frac{k_1 T_1}{k_2 T_2}. \quad (2.28)$$

3. Согласно эквивалентной передаточной функции в динамическом отношении бурильная колонна представляет собой изодромное (гибкая обратная связь) звено второго порядка, при этом декремент затухания передачи энергии полностью определяется инерционными свойствами растянутой и сжатой частей бурильной колонны, причём сжатая часть приходится на тяжёлый низ.

$$W_3(p) \equiv \frac{T_1}{T_2}. \quad (2.29)$$

Отсюда следует, что с увеличением массы утяжелённой части бурильной колонны возрастает постоянная времени T_2 и уменьшается значение эквивалентной передаточной функции $W_3(p)$. Это свидетельствует об ухудшении

энергетических свойств бурильной колонны, т.е. уменьшении коэффициента полезного действия всего передаточного звена.

4. Передаточная функция разомкнутой структурной модели равна:

$$W_{\text{рз}} = \frac{k_2 T_2 \cdot k_3 T_3 (k_3 T_3 + p \beta_{12})}{p^3 + k_3 T_3 \beta_{12} p^2}, \quad (2.30)$$

т.е. определяется реальным интегрирующим звеном третьего порядка, что в динамическом отношении определяет структуру бурильной колонны как заведомо неустойчивую.

5. Размах амплитуды крутильных автоколебаний бурильной колонны тем больше, чем больше масса утяжелённой части бурильной колонны, так как $W_{\text{рз}} \equiv k_2 T_2$.

Правильность проведённого анализа подтверждается экспериментальными данными, полученными с помощью измерителя приращения крутящего момента на основе дифференциальной структуры. На экране панели измерителя (рисунки 2.7, 2.8) мы наблюдаем осциллограммы динамического приращения крутящего момента в зависимости от времени при осевой нагрузке 120 кН, 140кН.

Во-первых, осциллограммы приращения крутящего момента, снятые для различных нагрузок, всегда сопровождаются крутильными автоколебаниями.

Во-вторых, собственная круговая частота крутильных автоколебаний полностью соответствует выражению 2.26. Расчеты, подтверждающие этот факт, приведены в пятой главе.

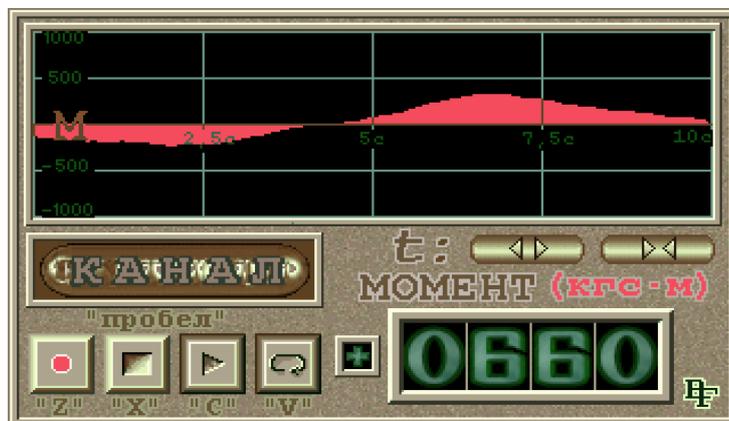


Рисунок 2.7 – Осциллограмма динамического приращения момента при осевой нагрузке 120 кН



Рисунок 2.8 – Осциллограмма динамического приращения момента при осевой нагрузке 140 кН

Таким образом, увеличение массы забойной части бурильной колонны позволяет частично демпфировать продольные колебания, но приводит к увеличению амплитуды крутильных автоколебаний и, как следствие, ухудшению энергетических показателей работы бурильной колонны, а также снижает устойчивость работы бурильной колонны и может привести к срыву резьбы соединений или слому колонны.

2.2 Исследование структурной модели бурильной колонны

Основная структурная модель (рисунок 2.3), как уже отмечалось, с использованием преобразования структурных схем [12, 59, 97] может быть сведена к виду, представленному на рисунке 2.6. Используя построение на рисунке 2.6, можно получить модель разомкнутой структуры (рисунок 2.9):

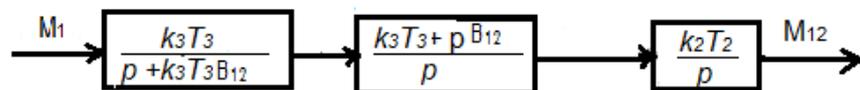


Рисунок 2.9 – Разомкнутая структура двухмассовой модели бурильной колонны

Передаточная функция разомкнутой структуры равна:

$$W_{pэ} = \frac{k_2 T_2 \cdot k_3 T_3 (k_3 T_3 + p \beta_{12})}{p^3 + k_3 T_3 \beta_{12} p^2}. \quad (2.31)$$

Иными словами, передаточная функция определяет бурильную колонну как структурно неустойчивое астатическое звено третьего порядка, так как

находящийся в знаменателе параметр передаточной функции p имеет высшую степень, равную трём.

Проведём исследование структурной модели в пакете MATLAB с учётом конкретных значений параметров бурения и привода. Привод – электродвигатель постоянного тока, его данные приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1.

Мощность N_n	Угловая скорость	Номинальный момент	Коэффициент редукции, i	Угловая скорость бурильной колонны	Момент инерции
500 кВт	52 с^{-1}	1,2 кНм	6,3	$8,2 \text{ с}^{-1}$	195 кгм^2

Значения основных параметров бурильной колонны приведены в таблице 2.2. Глубина бурения 3547 м, т.е. $l_{\text{бк}} = 3547 \text{ м}$.

Таблица 2.2

Наружный диаметр, D	Внутренний диаметр, d	Масса 1 м трубы	Масса бурильной колонны с буровым инструментом	Приведённый момент инерции	Приведённая жёсткость
0,127 м	0,107 м	34 кг/м	143 т	$0,12 \text{ кгм}^2$	13 Нм

Считаем, что при установившемся уравновешенном режиме бурения $M_c \approx M_{\text{кр}}$. Структурная схема исследования приведена на рисунке 2.10.

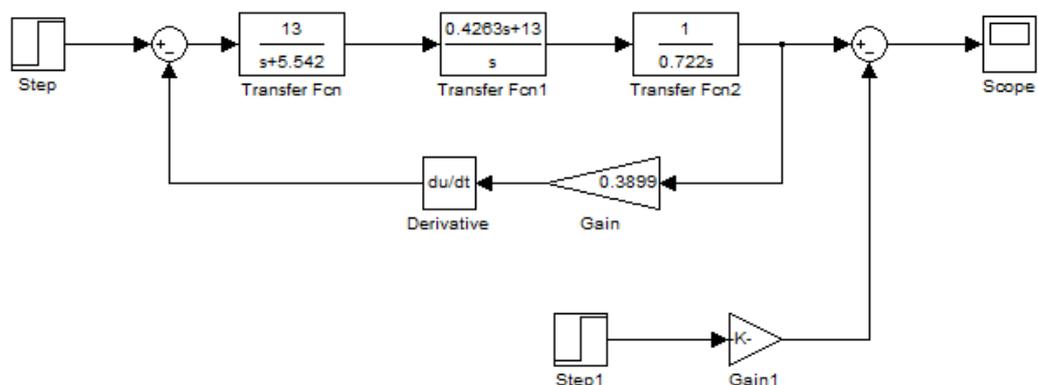


Рисунок 2.10 – Структурная схема исследования бурильной колонны на устойчивость работы

Без введения корректирующего дифференцирующего звена и без учёта отрицательной обратной связи при подаче возмущения значение момента на выходе структуры неограниченно растёт, что подтверждает утверждение о структурной неустойчивости колонны бурильных труб, как объекта регулирования.

Результаты моделирования при $M_c = 11200$ Нм и $M_{кр} = 11300$ Нм представлены на рисунке 2.11.

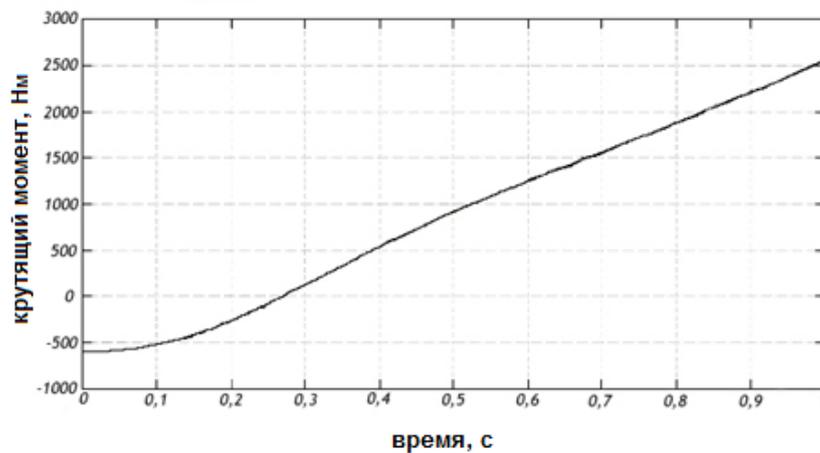


Рисунок 2.11 – Осциллограмма крутящего момента без обратной связи и корректирующих звеньев

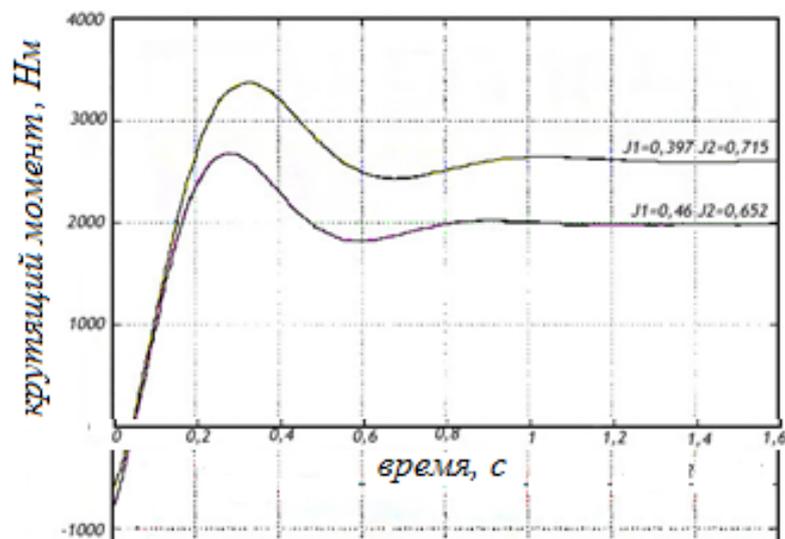


Рисунок 2.12 – Осциллограммы крутящего момента с обратной связью и корректирующим дифференцирующим звеном для различных длин бурильной колонны

На рисунке 2.12 приведены кривые изменения крутящего момента (переходный процесс) для различных глубин бурения. Глубина бурения определяется соотношением моментов инерции J_1 и J_2 .

В данном случае в структуру исследования введено корректирующее дифференцирующее звено. Кроме того, учтена обратная отрицательная связь согласно структуре (рисунок 2.10), что позволяет понизить порядок астатизма. Из осциллограмм следует, что с увеличением глубины проходки, длительность переходного процесса возрастает. Перерегулирование по кривой переходного процесса убывает с ростом длины колонны бурильных труб, а постоянная составляющая момента сопротивления нарастает.

Исследование динамики бурильной колонны в пакете MATLAB [21, 44] не отличается наглядностью и не позволяет выявить соотношение параметров бурения в процессе углубления скважины. Поэтому для более детального изучения динамических процессов, происходящих при углублении бурильной колонны, было проведено исследование с использованием пакета PDS – «Проектирование динамических систем» [25].

Моделирование выполнялось на основе полной структурной схемы (рисунок 2.10) с учетом упругих связей. Для каждого режима составлены модели, записанные в следующие файлы:

Bur. pds – модель привода с учетом упругих связей по рисунку 2.10;

Bur 1.pds – режим пуска под нагрузкой (в течение 5 с) и последующего стопорения долота $\omega_2 = \varphi$ при коэффициенте вязкого трения $\beta_{12} = 1\varphi$;

Bur 2.pds – режим пуска под нагрузкой (5 с) и последующего стопорения долота $\omega_2 = 0$ при $\beta_{12} = 11$;

Bur 3.pds – режим пуска (5 с), реверса (5 с) и торможения под нагрузкой;

Bur 4.pds – определение логарифмического декремента затухания при скручивании вала (приложение встречных моментов привода M_1 и нагрузки $M_{ст}$ в течение 3 с) и последующего освобождения вала;

Перед началом моделирования необходимо настроить демпфирование механической части системы на уровень $\gamma = 0,3$, что позволяет скорректировать

устойчивость бурильной колонны. После настройки к упругим массам прикладываются внешние моменты. Происходит закручивание валопроводов с коэффициентом жёсткости C_{12} и запасается потенциальная энергия. После снятия внешних моментов идёт колебательный процесс с обменом потенциальной и кинетической энергии запасённой в массах J_1 и J_2 . Колебания упругого момента M_{12} затухают за счёт наличия вязкого трения, которое определяется β_{12} .

Осциллограмма этого режима приведена на рисунке 2.13.

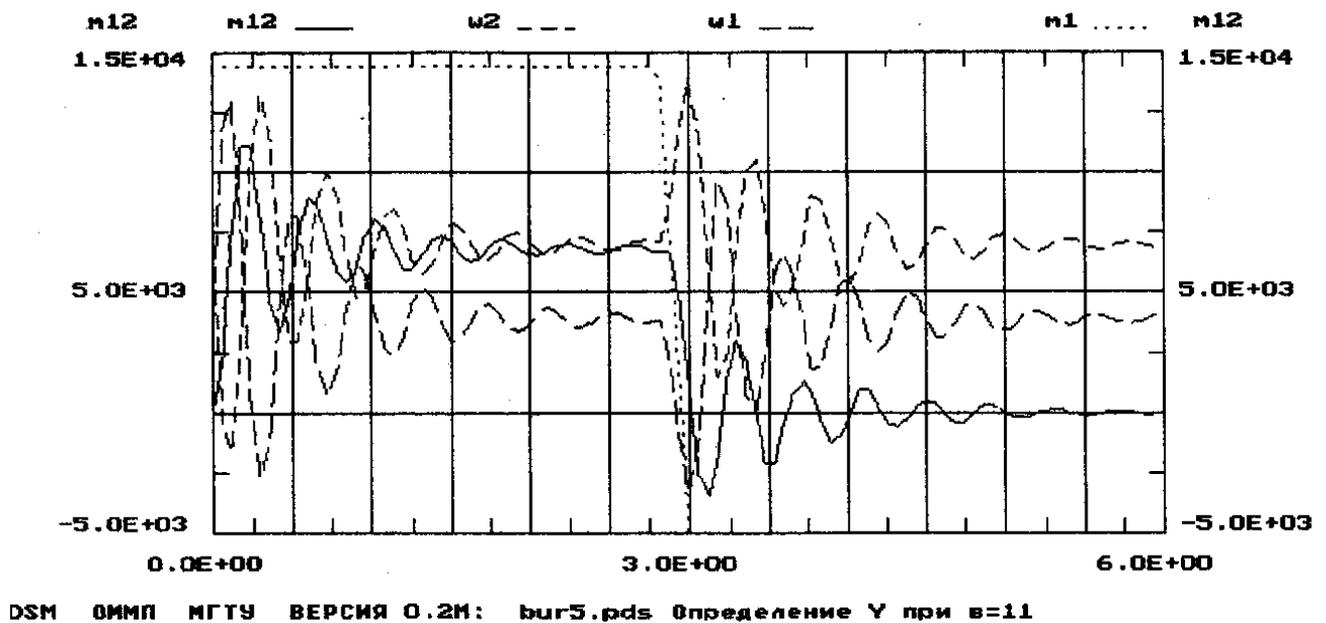


Рисунок 2.13 – Осциллограммы опытной оценки
логарифмического декремента в механической системе

Из осциллограммы видно, что колебания упругого момента M_{12} , а, следовательно, и скоростей упруго связанных масс, затухают с $\gamma = 0,3$. Частота колебаний Ω_p близка к частоте собственных колебаний механической системы Ω_{12} .

На рисунке 2.14 приведена осциллограмма пуска привода, а на рисунке 2.15 – осциллограмма реверса и торможения. Изменение скорости привода сопровождается колебаниями скоростей упруго связанных масс и упругого момента между первой и второй массами. В результате динамические нагрузки превышают среднюю, так при пуске $K_{дин} = M_{12max}/M_{cp}$ составляет 1,16 при реверсе 1,3.

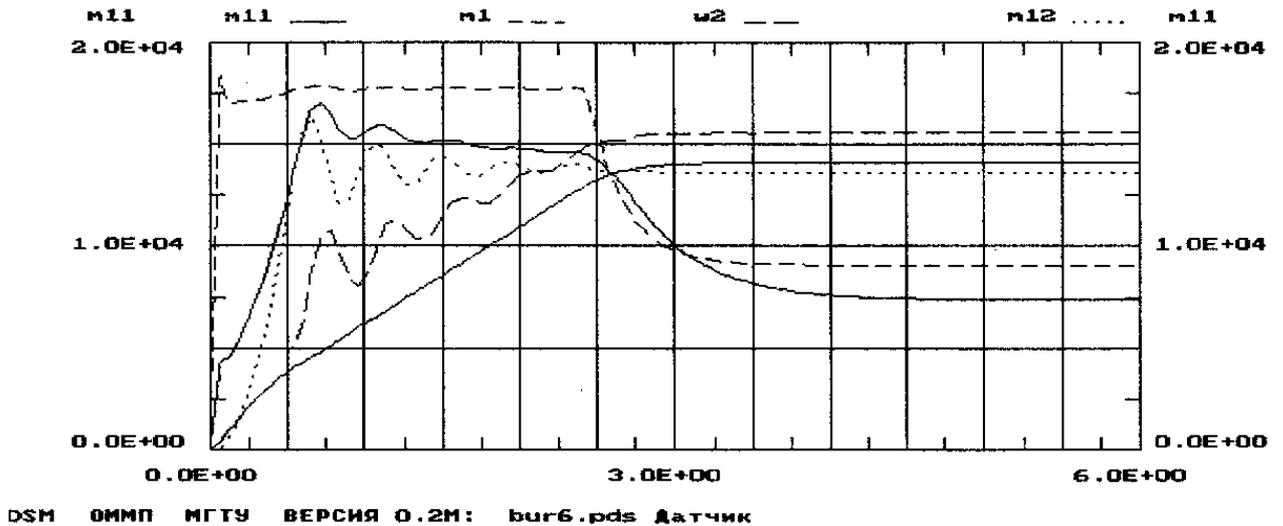


Рисунок 2.14 – Осциллограмма пуска

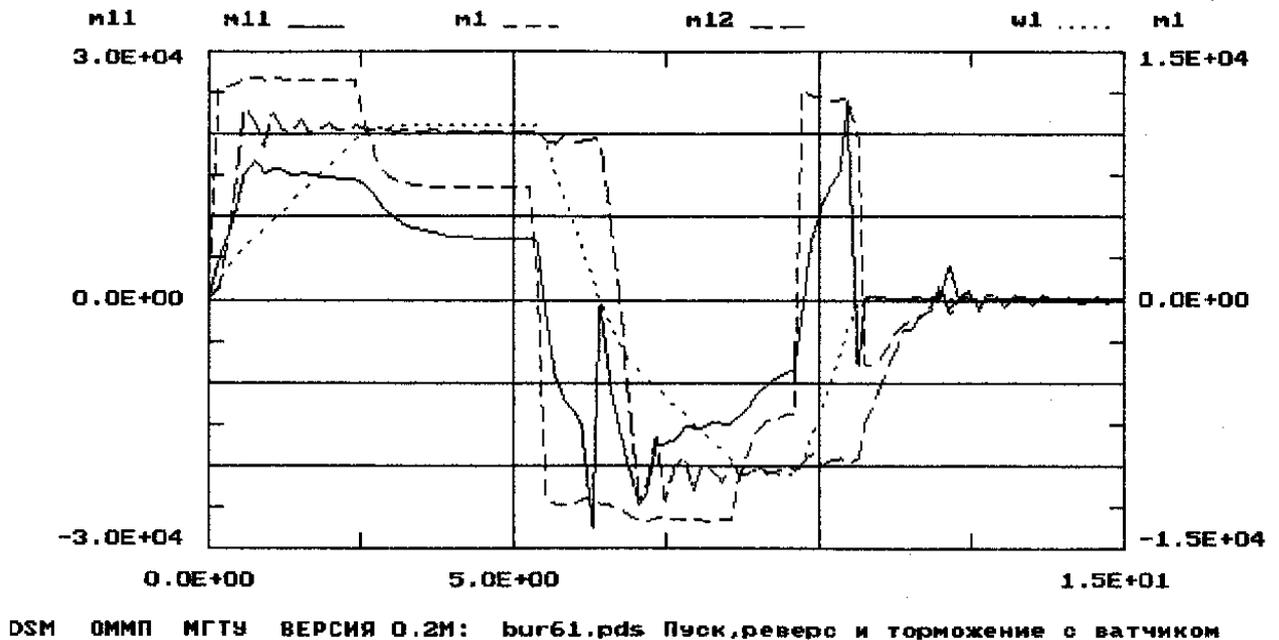


Рисунок 2.15 – Осциллограмма переходных процессов реверса и торможения

Однако превышение их невелико. Более значительные колебания имеет скорость второй массы ω_2 . Колебание скорости вала привода незначительны. Это связано с тем, что момент инерции вала двигателя гораздо больше приведенного момента инерции колонна труб – рабочий орган $J_1 \gg J_2$. Вследствие этого демпфирующие свойства привода проявляются слабо, поскольку он не вовлекается в колебательный процесс. Около большой массы вала двигателя колеблется малая масса колонны труб и породоразрушающего инструмента.

Поэтому демпфирование колебаний приводом ослаблено и определяется в основном механическим демпфированием за счет сил вязкого трения.

Переходные процессы имеют хорошее качество практически при отсутствии перерегулирования в кривой скорости при высоком быстродействии. Время пуска на установившуюся скорость составляет 2,5 с, а время реверса 4 с.

Рассмотрим динамические нагрузки при внезапном стопорении породоразрушающего инструмента и работе привода на установившейся скорости до момента стопорения. Осциллограмма, отражающая процесс стопорения приведена на рисунке 2.16. Как видно из рисунка, процесс стопорения сопровождается большими значениями колебаний скорости ω_1 , момента в упругой связи и момента на валу привода M_{np} в несколько раз превышающими стопорные значения. Так M_{12} в 4,2 раза, M_{np} в 3,5 раза превышают стопорные значения. Такие величины моментов опасны не только для механического оборудования, но и непосредственно для двигателя привода.

Поэтому в процессе бурения необходимо предусматривать меры, обеспечивающие снижение динамических нагрузок в указанных режимах работы.

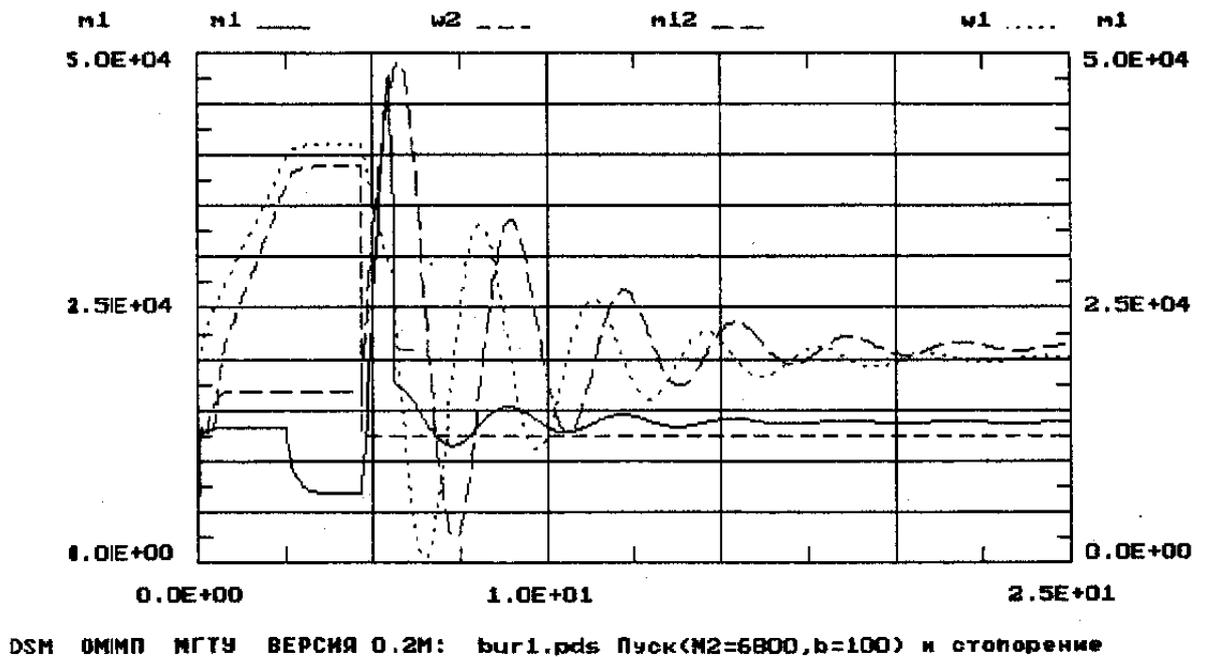


Рисунок 2.16 – Осциллограмма режима внезапного стопорения породоразрушающего инструмента

На основании проведённого анализа динамических свойств бурильной колонны предлагается методология проведения исследований и разработки структур моделей. Предлагаемая методология базируется на методах математического анализа и физических функциональных зависимостях динамических параметров бурильной колонны:

1). Предложенная методика анализа динамических свойств бурильной колонны позволяет провести построение структурной модели, а также выявить функциональные зависимости динамических параметров этой модели;

2). Методика исследования структурной модели бурильной колонны на базе пакетов MATLAB и PDS позволяет выявить следующие её динамические свойства:

- неустойчивость режима работы бурильной колонны при отсутствии вязкого трения $M_{\text{BT}} = 0$;

- режим работы, определяемый границей устойчивости при наличии вязкого трения $M_{\text{BT}} \neq 0$;

- переходные процессы, возникающие при переключении режимов работы бурильной колонны, всегда сопровождаются автоколебаниями.

3). Для совершенствования метода регулирования необходима разработка методики, позволяющей отслеживать изменения динамических параметров работы бурильной колонны и регулировать её работу с учётом динамических изменений этих параметров, что позволит при обеспечении устойчивого режима повысить механическую скорость проходки скважины и снизить количество расходуемых долот.

4). Предлагаемая методика анализа динамических свойств бурильной колонны позволяет уточнить математическую и структурную модели, что существенно упрощает расчёт условий устойчивости и определение динамических параметров границы устойчивости.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ В ПРОЦЕССЕ БУРЕНИЯ

На базе предложенной методологии возможно проведение исследования динамических свойств бурильной колонны, которое позволит согласовать режимы работы в системе «привод-колонна бурильных труб». Исследования динамических свойств бурильной колонны необходимы для выделения областей устойчивых режимов работы бурильной колонны по обеспечению максимальной механической скорости бурения.

3.1 Упругодеформированное состояние бурильной колонны

Особенностью работы бурильной колонны является то, что она под воздействием продольных, поперечных сил и крутящего момента, подобно длинному тонкому стержню теряет устойчивость прямолинейной формы равновесия. Исследования устойчивости стержней к плоскому изгибу были начаты Л. Эйлером, продолжены А. Д. Гринхилом, А. Н. Динником и др.. Устойчивость по Эйлеру можно сформулировать следующим образом: равновесие упругой системы при заданных внешних силах считается устойчивым, если после статического приложения и последующего снятия малой возмущающей силы система возвращается к своему исходному состоянию. В противном случае исходное состояние равновесия системы считается неустойчивым.

Устойчивость к пространственному изгибу бурильной колонны впервые была проанализирована в работах академика А. Н. Динника [42]. По принятой им схеме (рисунок 3.1.), на бурильную колонну действуют крутящий момент M , продольная сила P , сила тяжести Q , равная $Q = qgH$, где q – масса единицы длины трубы, g – ускорение свободного падения и $S = Q \pm P$ – опорная реакция.

В отличие от устойчивости сжатых стержней, рассматриваемых в строительной механике, для бурильных колонн характерно наличие растянутого верхнего участка и сжатого нижнего. Значения критических нагрузок, при

которых бурильная колонна потеряет прямолинейную форму, зависят от характера её закрепления в устье и на забое.

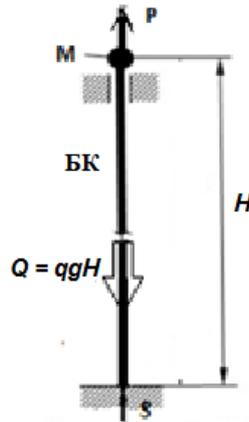


Рисунок 3.1. – Схема воздействий на бурильную колонну

Чаще всего статическое взаимодействие долота с забоем имитируют сферическим шарниром, упругим на угловое и линейное смещение. Это позволяет моделировать различные условия статического взаимодействия долота с разбуриваемыми породами. Закрепление колонны в устье имитируют заделкой или шарниром.

Исходя из анализа действия этих сил и условий закрепления показано, что колонна бурильных труб при превышении критических нагрузок потеряет устойчивость к прямолинейной форме и изогнётся по винтовой линии. Величины этих нагрузок могут быть найдены, во-первых, по уравнению А. Гринхила без учета веса колонны [83]:

$$\left(\frac{M}{2EI}\right)^2 \pm \frac{P}{EI} = \frac{\pi^2}{H^2}, \quad (3.1)$$

где EI – жесткость колонны на изгиб, Па \cdot м²;

M – крутящий момент, Н \cdot м;

P – осевая нагрузка, Н;

H – длина колонны труб, м.

Знак + определяет сжатие колонны, знак – растяжение.

При этом критическое значение величины момента $M_{кр}$, приводящего к потере устойчивости колонны и её плоскому изгибу, в отсутствии осевой нагрузки определяется из формулы (3.1) как:

$$M_{кр} = \frac{2EI\pi}{H}. \quad (3.2)$$

Критическое значение осевой нагрузки, приводящее к изгибу невесомой колонны в отсутствии момента (3.3 – формула Эйлера):

$$P_{кр} = \frac{EI\pi^2}{H^2}. \quad (3.3)$$

Отсюда критическое значение длины колонны, изгиб которой произойдёт под воздействием собственного веса $P_{кр} = qgH_{кр}$:

$$H_{кр} = \sqrt[3]{\frac{\pi^2 EI}{qg}}. \quad (3.4)$$

Одним из решений дифференциального уравнения упругой линии колонны, при действии только одной продольной сжимающей силы является плоская кривая:

$$y = \sin\left(\frac{4,49}{H}x\right) - \frac{x}{H}\sin(4,49); \quad (3.5)$$

где y – отклонение колонны от вертикальной оси, м;

x – длина колонны от точки опоры, м;

Она с точностью до масштаба описывает форму изогнутой оси бурильной колонны (рисунок 3.2) в отсутствии стенок скважины.

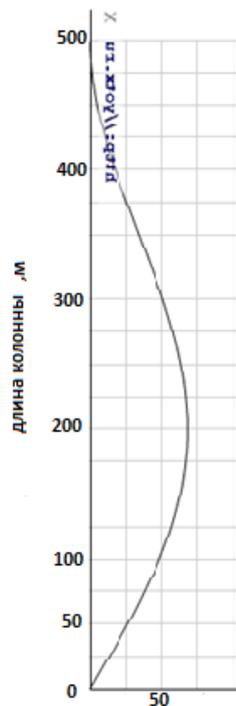


Рисунок 3.2 – Форма изогнутой бурильной колонны под действием одной продольной силы в отсутствии стенок скважины

Во-вторых, по уравнению А. Н. Динника для изогнутого витка с высотой равной одному шагу с учётом веса колонны [83]:

$$\left(\frac{M}{2EI}\right)^2 + \frac{P+0,5qgH}{EI} = \frac{\pi^2}{H^2}. \quad (3.6)$$

Отсюда значение критической осевой силы с учётом влияния крутящего момента растянутой собственным весом колонны без реакции опоры:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{H^2} - 0,5qgH - \frac{M^2}{4EI}. \quad (3.7)$$

Значение крутящего момента с учётом реакции забоя и отсутствия продольной силы P может быть найдено из уравнения А. Н. Динника [83]:

$$M_{кр} = \sqrt{\frac{4\pi^2(EI)^2}{H^2} - 2EI(2S - qgH)}. \quad (3.8)$$

Так как критическое значение момента не может возрасти с увеличением длины колонны H , то функция $M = f(H)$ должна иметь минимальное значение, соответствующее максимальной длине, при которой происходит потеря устойчивости, а остальная часть колонны сохранит прямолинейную форму под действием собственного веса. Исследуя на минимум подкоренное выражение, получаем:

$$H_{max} = \sqrt[3]{\frac{4\pi^2 EI}{qg}}. \quad (3.9)$$

Расчёты показывают, что для труб, применяемых в бурении, минимальный крутящий критический момент значительно превышает действующие моменты и поэтому, если колонна не вращается, то вся растянутая часть колонны сохраняет прямолинейную форму в прямолинейном стволе скважины. Таким образом, при турбинном способе бурения растянутая часть колонны не искривляется и остаётся прямолинейной.

Потерю устойчивости сжато-растянутой бурильной колонны (весомого стержня) рассматривали и другие исследователи: Г. Вудс, А. Лубинский, Ф. Виллерс, И. Л. Барский, Л. К. Горшков. Академиком Л. С. Лейбензоном получена формула, определяющая критические угловые скорости при вращении колонны, приводящие к образованию полуволн, как в растянутой, так и сжатой её частях:

$$\omega_{кр} = \frac{\pi m}{H} \sqrt{\left(\frac{m^2 \pi^2 EI}{H^2} \pm P \pm 0,5qH\right) \frac{g}{q}}; \quad (3.10)$$

где $m = 1, 2, 3, \dots$ – число определяющее количество образовавшихся полуволн.

Знак «плюс» относится к растянутой части колонны, «минус» – к сжатой части. Следовательно, для сжатой части колонны $\omega_{кр}$ меньше, чем для растянутой.

В соответствии с теоремой Лагранжа – Дирихле полная потенциальная энергия системы, находящейся в устойчивом состоянии, обладает минимумом энергии и, наоборот, в неустойчивом – максимумом. Отсюда следует, что приращение потенциальной энергии системы при отклонениях от исследуемого положения будет положительным, если равновесие устойчивое.

Потенциальная энергия бурильной колонны при спиральной форме изгиба определяется уравнением [49]:

$$W_{уз} = \frac{EI}{2} LC^2; \quad (3.11)$$

где L – длина винтовой линии, соответствующая шагу спирали,
 C – геометрическая кривизна винтовой линии.

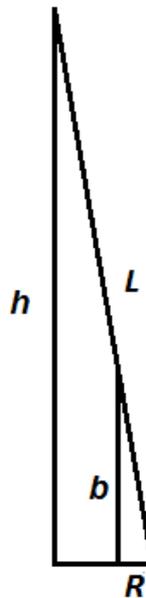


Рисунок 3.3 – Развёртка одного шага спирали

Из параметрических уравнений винтовой спирали развертка, которой показана на рисунке 3.3, имеем:

$$C = \frac{R}{R^2 + b^2} = \frac{4\pi^2 R}{h^2 + 4\pi^2 R^2}; \quad (3.12)$$

где R – радиус спирали, равный радиусу скважины, м;

b – высота подъёма спирали при повороте радиус-вектора на длину дуги равную радиусу, м;

h – шаг спирали, м.

Тогда энергия изгиба:

$$W_{из} = \frac{8\pi^4 R^2 EI}{(h^2 + 4\pi^2 R^2)^2} L. \quad (3.13)$$

Потенциальная энергия деформации под действием крутящего момента определяется выражением [49]:

$$W_{кр} = \frac{M^2 L}{2GI_p}; \quad (3.14)$$

где I_p – полярный момент инерции сечения стержня,

G – упругий модуль сдвига.

Суммарная энергия деформации:

$$W = W_{из} + W_{кр}. \quad (3.15)$$

Работа внешних сил A при переходе прямолинейного участка колонны в один шаг спирали определяется суммой работ при перемещении точки приложенных сил:

$$A = P\lambda + \frac{qL}{2}\lambda + \frac{M\varphi}{2}; \quad (3.16)$$

где λ – сближение концов участка колонны длиной L при пространственной деформации:

$$\lambda = L - h. \quad (3.17)$$

Выражение для определения шага спирали h дается в работах А. Лубинского [58,135,136]:

$$h = \pi\sqrt{8EI/P}. \quad (3.18)$$

Из рисунка 3.3 по теореме Пифагора имеем:

$$L = 2\pi\sqrt{R^2 + b^2}. \quad (3.19)$$

Подсчеты показывают, что $W < A$, т.е. деформация приводит к снижению потенциальной энергии спирально изогнутой колонны. Следовательно, во-первых, спиральная форма изгиба колонны является устойчивой формой равновесия, а критические значения крутящего момента $M_{кр}$, осевой нагрузки $P_{кр}$, продольной силы, длины шага спирали и всей колонны - точками бифуркации. Это означает, что при малейшем превышении критических значений указанных величин бурильная колонна из вертикального прямолинейного положения при роторном способе бурения, примет спиралевидную форму, как наиболее устойчивую.

Вторым важным выводом является тот, что для бурильной колонны амплитуда изгибной плоской полуволны получается намного больше радиуса сечения ствола скважины, даже при низких и средних скоростях вращения. При увеличении скорости вращения, с увеличением амплитуды изгиба, силы прижатия гребней полуволн возрастают, и момент сопротивления вызывает рост величины крутящего момента, необходимого для вращения колонны.

На основе теоретического обоснования процесса формирования растянутой части бурильной колонны, в пространственную спираль выполненного с учетом анализа работ [2, 3, 9, 10, 42, 60, 83, 91, 93], получена формула для определения критической длины бурильной колонны, начиная с которой она принимает спиралевидную форму.

$$H_{кр} = \frac{-M_0 \pm \sqrt{M_0^2 + 8\pi E I F \mu^* R / l_{cp}}}{2F \mu^* R / l_{cp}}. \quad (3.20)$$

Величина силы прижатия F и средняя длина полуволны l_{cp} могут быть определены из работы [60]. Остальные величины взяты из анализа реальных измерений на опытной скважине №7 Возейского нефтяного месторождения Республики Коми для оценки критического значения длины бурильной колонны:

$M_0 = 7000 \text{ Нм}; \quad E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \quad I = 1,27 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4; \quad F = 1170 \text{ Н}; \quad l_{cp} = 27,75 \text{ м};$

$\mu^* = 0,2; \quad R = 0,107 \text{ м}; \quad (D = 214 \text{ мм});$

$$H_{кр} = \frac{-7000 \pm \sqrt{7000^2 + 8 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 1,27 \cdot 10^{-5} \cdot 1170 \cdot 0,2 \cdot 0,107/27,75}}{2 \cdot 1170 \cdot 0,2 \cdot 0,107/27,75}.$$

Отсюда: $H_{кр} = 1844$ м – критическая длина одномерной бурильной колонны при превышении которой, под действием крутящего момента 7000 Нм, колонна примет спиралевидную форму.

Работами ряда исследователей [2, 3, 42, 60, 83] установлено, что динамическое равновесие спирально изогнутой бурильной колонны, вращающейся в скважине, может быть обеспечено при трёх видах движения:

1). Вращение рассматриваемого участка бурильной колонны вокруг собственной спирально изогнутой оси:

- со скольжением относительно стенок скважины;
- без скольжения, с обратным перекачиванием по стенке скважины;

2). Вращение спирально изогнутой колонны вокруг оси скважины.

3). Переходным видом движения является беспорядочное соударение отдельных участков или всей колонны бурильных труб о стенки скважины.

Полученное в этих работах условие (3.21) [83]:

$$\mu^* < \frac{1}{4\pi} \cdot \frac{P^2 R}{(P^2 r + 2(EI) \frac{q}{g} \omega^2 D)}, \quad (3.21)$$

показывает, что вращение спирально изогнутой бурильной колонны, сжатой собственным весом вокруг оси скважины при значениях $\mu^* \geq \frac{1}{4\pi} \approx 0,08$ практически невозможно, так как коэффициент трения μ^* при скольжении стали по горным породам много больше 0,08. Результаты экспериментальных исследований, проведённых Спиваком А. И. и Поповым А. Н. [91] по определению коэффициентов трения, представлены в таблице 3.1.

Из условия, определяющего третий вид вращения, получены критические значения величины скорости вращения, осевой нагрузки и длин участков бурильной колонны, влияющих на характер вращения:

$$P_{кр} = \sqrt{\frac{8\pi\mu^* EI \omega^2 D q}{g(R - 4\pi\mu^* r)}}. \quad (3.22)$$

Таблица 3.1. Средние значения коэффициентов трения стали о горные породы при промывке водой (по А. И. Спиваку и А. Н. Попову).

Удельная мощность Вт/мм ²	Порода					
	Известняк	Ангидрит	Доломит	Песчаник	Алевролит	Аргиллит
0,2	0,28	0,15	0,26	-	-	-
0,5	0,39	0,24	0,37	-	-	-
1,0	0,53	0,26	0,42	0,52	0,64	0,70
2,0	0,42	0,24	0,31	0,38	0,47	0,68
4,0	0,28	0,21	0,26	0,36	0,43	0,61

Пользуясь найденным значением $P_{кр}$, в соответствии с принятой схемой действия осевых сил, определяется критическая длина участка, на верхней границе которой происходит изменение вида вращения:

$$l_{кр} = \frac{q l_{с.ж} - P_{кр}}{q}. \quad (3.23)$$

Проведённый анализ позволяет провести разработку методики расчёта критических параметров режима работы бурильной колонны, которые в свою очередь позволяют определить критическую длину колонны, при которой начинается процесс образования спирали, и меняется вид вращения, критическую осевую нагрузку $P_{кр}$, и критическое значение крутящего момента $M_{кр}$, определяющих характер вращения бурильной колонны.

3.2 Влияние осевой нагрузки на динамику бурильной колонны

Проведённый анализ может быть проиллюстрирован осциллограммами, снятыми измерителем на основе дифференциальной (вариационной) структуры измерения параметров бурения на экспериментальной скважине №7 Возейского нефтяного месторождения фирмы «Элтех» г. Усинск, Республики Коми.

Вертикальную скважину бурили при обычных для данной площади параметрах режима согласно СГТН. Основные измерения проводились с глубины проходки 3547 м. Разбуриваемой породой на этой глубине проходки был известняк. Осевую нагрузку изменяли в пределах от 120 до 180 кН. Бурение для каждой нагрузки проводилось в течение 15 мин. Вращение бурильной колонны ротором производилось с частотой 80 об/мин.

На осциллограмме (рисунок 3.4) показано изменение значения мощности электропривода буровой установки при осевой нагрузке 120 кН в реальном времени. Величина мощности электропривода с течением времени не меняется, что свидетельствует об отсутствии влияния изгибных полуволн на увеличение момента трения бурильной колонны.



Рисунок 3.4 – Осциллограмма мощности при осевой нагрузке 120 кН

Увеличение осевой нагрузки до 140 кН приводит к дополнительному отбору мощности электропривода ротора буровой установки, что свидетельствует об увеличении усилий реакции стенки скважины. Это видно из осциллограммы, представленной на рисунке 3.5).



Рисунок 3.5 – Осциллограмма мощности при осевой нагрузке 140 кН

Дальнейшее увеличение осевой нагрузки приводит к росту числа изгибных полувольт и увеличению частоты соударений изгибных полувольт о стенки скважины. По частоте соударений и угловой скорости вращения бурильной колонны может быть подсчитано число изгибных полувольт. Отбор мощности от двигателя привода ротора в этом случае испытывает колебания, соответствующие частоте колебаний вызванных соударениями. Соответствующая осциллограмма мощности привода показана на рисунке 3.6.



Рисунок 3.6 – Осциллограмма мощности при осевой нагрузке 160 кН

Дальнейшее увеличение осевой нагрузки до 180 кН приводит к ещё большему числу образуемых изгибных полувольт и соответствующему росту частоты колебаний соударений. Осциллограмма представлена на рисунке 3.7.

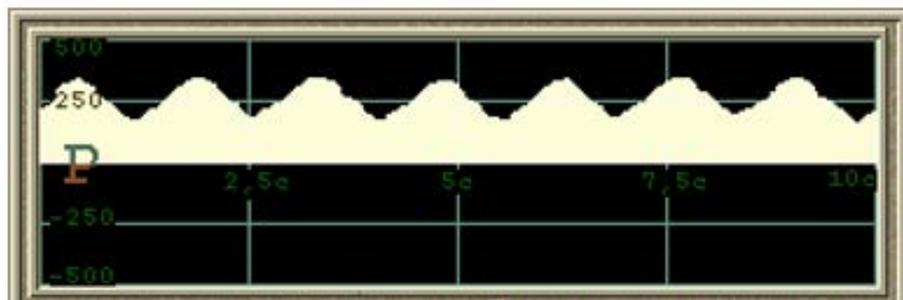


Рисунок 3.7 – Осциллограмма мощности при осевой нагрузке 180 кН

На основании проведенных исследований можно утверждать, что изменения энергетических характеристик привода вызваны изменением формы бурильной колонны. Данные эксперимента подтверждают, что существует

критическая осевая нагрузка, в нашем случае более 120 кН, начиная с которой процесс углубления скважины сопровождается регулярными соударениями бурильной колонны о стенки скважины, частота которых возрастает с увеличением осевой нагрузки. Соударения приводят к колебаниям отбора мощности, а, следовательно, и крутящего момента.

3.3 Влияние длины бурильной колонны (глубины скважины) на параметры режима работы бурильной колонны

Детальный анализ динамики бурильной колонны в процессе глубокого бурения, проведённый Е. К. Юниным и В. К. Хегаем на основе их математической модели [101, 102, 108–115], выявил соотношение режимных параметров осевой нагрузки на долото (P_0) и скорости вращения долота (ω_0), и позволил построить диаграммы оптимальных рабочих областей в этих режимных параметрах.

В основу расчёта конкретных параметров положена эмпирическая формула Соловьёва Е. М. [112–115], определяющая момент сопротивления вращению долота при длине колонны, равной H [113]:

$$M_n = AP_0 \left(1 + \frac{B}{\omega_n + \delta_0}\right), \quad (3.24)$$

где M_n – момент сопротивления вращению долота (момент нагрузки), Нм;

ω_n – скорость вращения бурильной колонны при её длине равной H , рад/с;

P_0 – осевая нагрузка на долото, Н;

δ_0 – 1÷1,5 рад/с;

$A = 0,4a_0d_0^2$;

d_0 – диаметр долота, м;

B – эмпирическая постоянная, изменяющаяся в зависимости от конструкции долота. $B = 7,25$ для трехшарошечного долота;

a_0 – эмпирический коэффициент, определяемый твёрдостью породы. $a_0 = 1,0$ для мягких пород, 0,7÷0,8 для средних пород; 0,5÷0,6 для твёрдых пород.

Такая диаграмма в общем виде приведена на рисунке 3.8. Здесь в зоне регулирования режимными параметрами бурильной колонны ($abcd$) «осевая нагрузка – частота вращения долота», выделены следующие зоны: (bb_1c_1) - зона

долговременной остановки долота на забое (зона стопорения), $(ab_1e_2a_1)$ зона крутильных (следовательно, и продольных) автоколебаний, $(a_1e_2c_1)$ – зона устойчивого равномерного вращения бурильной колонны. Кривая γ_0 определяет параметры неустойчивого равномерного вращения.



Рисунок 3.8 – Диаграмма зон работы бурильной колонны в области регулирования режимными параметрами [109]

Система уравнений, из которой определяются границы зон, выглядит следующим образом [113]:

$$P^* = \frac{GJ_p}{AB\lambda} (\omega_0 + \delta_0)^2; \quad (3.25)$$

$$P_b = P^* \frac{\delta_0}{\omega_0 + \delta_0} \operatorname{cth} \frac{\mu H}{2\lambda}; \quad (3.26)$$

$$P_H = P^* \operatorname{th} \frac{\mu H}{2\lambda}; \quad (3.27)$$

$$\omega_0^* = \delta_0 \operatorname{csch}^2 \frac{\mu H}{2\lambda}; \quad (3.28)$$

где P^* – осевая нагрузка для случая неустойчивого равномерного вращения, Н;

G – модуль сдвига материала колонны, Па;

$J_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$ – полярный момент инерции колонны, м⁴;

λ – скорость распространения крутильных колебаний, м/с;

ω_0 – скорость вращения долота, рад/с;

$\delta_0 = 1,6$ рад/с;

P_b – граничное значение осевой нагрузки в случае стопорения инструмента, Н;

$cth \frac{\mu H}{2\lambda}$ – гиперболический котангенс аргумента $\frac{\mu H}{2\lambda}$;

μ – диссипативный коэффициент, c^{-1} ;

H – длина буровой колонны, м;

P_H – осевая нагрузка при длине колоны H , Н;

$th \frac{\mu H}{2\lambda}$ – гиперболический тангенс аргумента $\frac{\mu H}{2\lambda}$;

ω_0^* – скорость вращения соответствующая осевой нагрузке при стопорении, рад/с;

$csch^2 \frac{\mu H}{2\lambda}$ – квадрат гиперболического косеканса аргумента $\frac{\mu H}{2\lambda}$;

При рассмотрении конкретного примера [101] построения диаграмм зон для бурильной колонны с параметрами: $D = 0,127$ м, $d = 0,107$ м, $\lambda = 3200$ м/с, $G = 7,7 \cdot 10^{10}$ Па, оснащённой трёхшарошечным долотом диаметром $d_0 = 0,19$ м, при характеристике породы $a_0 = 0,5$ (твёрдая горная) и диссипативном коэффициенте $\mu = 1$ c^{-1} видно (рисунок 3.9), что с возрастанием длины бурильной колонны зона автоколебаний бурильного инструмента уменьшается.

Это объясняется возрастанием сил сопротивления вращению колонны по мере увеличения глубины скважины и, как следствие, увеличению эффекта демпфирования. Причем при прочих равных условиях увеличение диссипативных сил приводит к более интенсивному расширению зоны стопорения. Эта тенденция усиливается с увеличением длины колонны. Так, при $H = 4000$ м область регулирования режимными параметрами (ω_0, P_0) по сути разбивается на две сопоставимые зоны - зону стопорения и зону равномерного вращения.

В неоднородных породах возникают, помимо продольных колебаний, вызванных крутильными колебаниями, резонансные низкочастотные продольные колебания. Зоны режимных параметров продольных резонансных колебаний определяются из условия:

$$\frac{m\pi\chi}{NH} < \omega_0 < (m + 0,5) \frac{\pi\chi}{NH}, \quad (3.29)$$

где $m = 0, 1, 2, 3 \dots$ – последовательный ряд чисел;

$\chi = 5130$ м/с – скорость распространения продольных колебаний в стали;

$N = 3$ – количество шарошек в долоте.

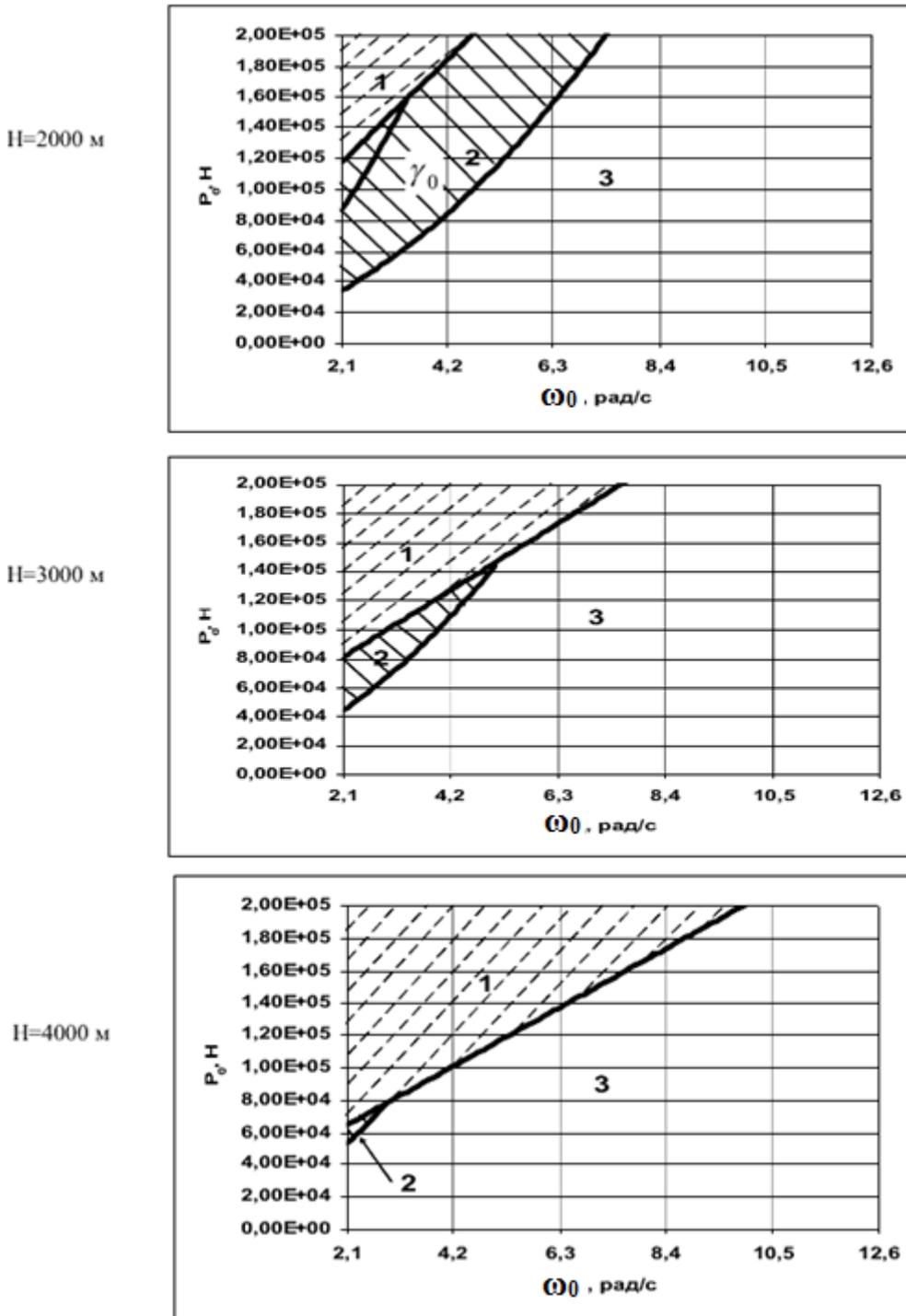


Рисунок 3.9 – Пример разбиения области регулирования (P_0, ω_0) [101],

где 1 – зона стопорения, 2 – зона автоколебаний, 3 – зона равномерного вращения

Дополним область «осевая нагрузка – скорость вращения долота», определяющую оптимальные параметры работы бурильной колонны, зонами продольных низкочастотных резонансных колебаний, рассчитанными по формуле 3.29. На рисунке 3.10 эти зоны выделены заливкой.

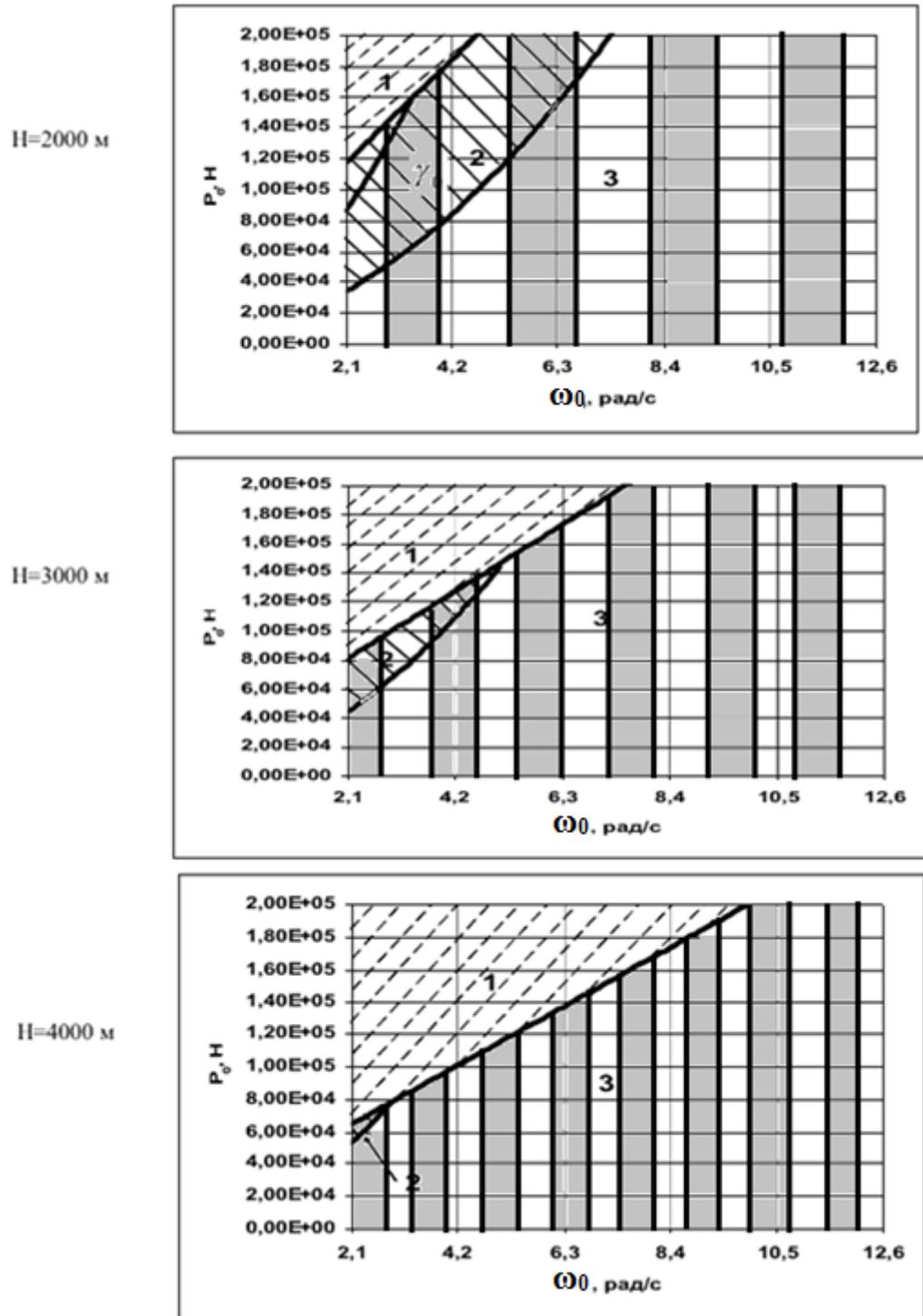


Рисунок 3.10 – Зоны оптимальных параметров (P_0 , ω_0)
(без штриховки и заливки)

Выявление указанных зон способствует эффективному выбору значений режимных параметров бурения (ω_0, P_0) при решении задачи повышения механической скорости углубления скважины. Работа бурильного инструмента в зоне стопорения крайне нежелательна, так как это грозит поломкой всего бурильного оборудования.

Наилучшими же сочетаниями скорости вращения бурильной колонны и осевой нагрузки на долото будут те, которые находятся в зоне равномерного вращения инструмента в незаштрихованных областях. В этом случае сводятся к минимуму также паразитные потери энергии, расходуемые на поддержание и развитие автоколебаний, что приводит к интенсификации процесса разрушения горной породы и повышению срока службы долота. С другой стороны, в этой зоне сводится к минимуму влияние волновых процессов, с точки зрения динамики взаимодействия бурильного инструмента с породой, и на первый план выдвигается пара «долото - горная порода».

Условия работы в этой зоне наиболее приближены к стендовым условиям, и здесь, вследствие наилучшего соответствия между результатами стендовой и промысловой отработки долот, можно экспериментально подбирать наилучшие сочетания параметров режима работы бурильной колонны, способствующие оптимизации процесса проводки скважины.

Условие безвибрационной работы бурильной колонны, т.е. отсутствия резонансных продольных автоколебаний, имеет вид:

$$(m - 0,5) \frac{\pi\chi}{NH} < \omega_0 < \frac{m\pi\chi}{NH}. \quad (3.30)$$

Вместе с условием (3.26) минимальной нагрузки, приводящей к стопорению, в зоне безвибрационной работы бурильной колонны $\Delta\omega_0$ это уравнение определяют зоны оптимальных параметров (ω_0, P_0) . На рисунке 3.10 они не заштрихованы и не выделены заливкой.

По мере увеличения глубины скважины ширина зон безвибрационной работы бурильной колонны сокращается, а это означает, что попадание в зоны оптимального режима зависит от погрешности $\Delta\omega$, с которой поддерживается частота вращения. Для трёхшарошечных долот предельная длина буровой

колонны, позволяющая регулировать работу бурильной колонны без попадания в зоны вибраций, определяется формулой 3.31:

$$H = \frac{\pi\chi}{12\Delta\omega}. \quad (3.31)$$

Например, для $\Delta\omega = 1,68; 0,84; 0,56; 0,22$ рад/с, имеем $H = 800$ м; 1600 м; 2400 м; 6100 м.

Общая стратегия регулирования режима работы бурильной колонны при углублении скважины сводится к минимальным затратам времени на проходку при условии минимума энергетических затрат и определяется функционалом [113]:

$$t(H_0, H_k) = \sum_1^k \int_{H_j}^{H_{j+1}} \frac{dH}{v_j(\omega_0 P_0 H)}, \quad (3.32)$$

где интеграл определяет минимальный промежуток времени, затраченный на проходку одним долотом до его выработки, при оптимальной механической скорости проходки $v_j(\omega_0 P_0 H)$, в рамках стратегии безвибрационной работы бурильной колонны.

Однако, как показывает опыт [20, 35, 56, 135] и теоретические исследования работы бурильной колоны как объекта автоматического регулирования [20, 25–29], осуществить проходку скважины в зонах безвибрационной работы бурильной колонны не удаётся. Зная, что частота развившихся крутильных колебаний:

$$\nu = \frac{\lambda}{2Hk}, \quad (3.33)$$

кратна элементарной частоте, определяемой параметрами колоны ($\nu = \lambda/2H$), где $k = 2$, (при условии свободной подвески колоны определяет основную гармонику автоколебаний колоны), можно определить число циклов N_c крутильных колебаний при прохождении зоны автоколебаний [112]:

$$N_c = \frac{\lambda}{2^{1+\beta} \nu(n_0 P_0)} \ln \frac{H_k}{H_0}, \quad (3.34)$$

где H_k, H_0 – длины бурильной колонны в конце и начале зоны автоколебаний, $\nu(\omega_0 P_0)$ – механическая скорость проходки, β – экспериментальный коэффициент ($\beta \leq 1$) [83]. От этого числа зависит срок службы инструмента по причине его усталости.

3.4 Расчёт момента сопротивления по оптимальным параметрам работы бурильной колонны

В основу расчёта положим эмпирическую формулу Е. М. Соловьёва (3.24), определяющую момент сопротивления вращению долота при длине колонны равной H и уравнения (3.25–3.28), определяющие на основе математической модели [115] оптимальные параметры (P_0, ω_0) . Подстановка в уравнение 3.24, параметров осевой нагрузки на долото в зависимости от частоты вращения, даёт следующий набор уравнений для определения безвибрационных областей крутильных и продольных автоколебаний в параметрах (M_h, ω_0) , где M_h – момент сопротивления, действующий на долото при длине колонны H , ω_0 – скорость вращения долота:

а) для границы зоны крутильных и образующихся вследствие них продольных автоколебаний имеем параболическую зависимость момента сопротивления от скорости вращения:

$$M_h \leq \frac{GJ_p}{B\lambda} (\omega_0 + \delta_0)(\omega_0 + \delta_0 + B)th \frac{\mu H}{2\lambda}; \quad (3.35)$$

б) для границы зоны стопорения долота имеем линейную зависимость:

$$M_b = \frac{GJ_p \delta_0}{B\lambda} (\omega_0 + \delta_0 + B)c th \frac{\mu H}{2\lambda}; \quad (3.36)$$

в) для интервалов скоростей безвибрационного вращения колонны, вызывающих резонансные продольные колебания в неоднородных, трещиноватых породах:

$$(m - 0,5) \frac{\pi \chi}{NH} < \omega_0 < \frac{m\pi \chi}{NH}; \quad (3.37)$$

где $m = 1, 2, 3, \dots$ – порядковый номер.

Рассмотрим пример построения диаграмм «момент сопротивления – скорость вращения» (M_h, ω_0) , в интервале изменения частоты вращения ротора от 30 до 120 оборотов в минуту одноразмерной бурильной колонны длиной $H = 2000$ м и $H = 4000$ м. При этом бурильная колонна оснащается трёхшарошечным долотом ($B = 7.25$, $N = 3$, $\mu = 0,5\text{с}^{-1}$), для твёрдой породы ($a_0 = 0,5$, $\delta_0 = 1,6$ рад/с) и бурильными трубами с внешним диаметром $D = 0,127$ м и внутренним

диаметром $d = 0,107$ м, имеющими полярный момент инерции $J_p = 1,29 \cdot 10^{-5}$ м⁴. Скорость распространения крутильных колебаний в стали $\lambda = 3200$ м/с, продольных колебаний $\chi = 5130$ м/с, модуль сдвига стали $G = 7,7 \cdot 10^{10}$ Па.

Подстановка указанных значений в интервале изменения скорости вращения от 3,14 до 12,68 рад/с в формулы (3.35, 3.36, 3.37) графически представлена на рисунках 3.11 и 3.12. Области безвибрационного вращения, свободные от крутильных, продольных и резонансных автоколебаний, не заштрихованы.

Диаграммы подтверждают, что с увеличением длины колонны расширяется область стопорения, сокращается область возникновения крутильных колебаний и возрастает область равномерного вращения в однородных и неоднородных породах.

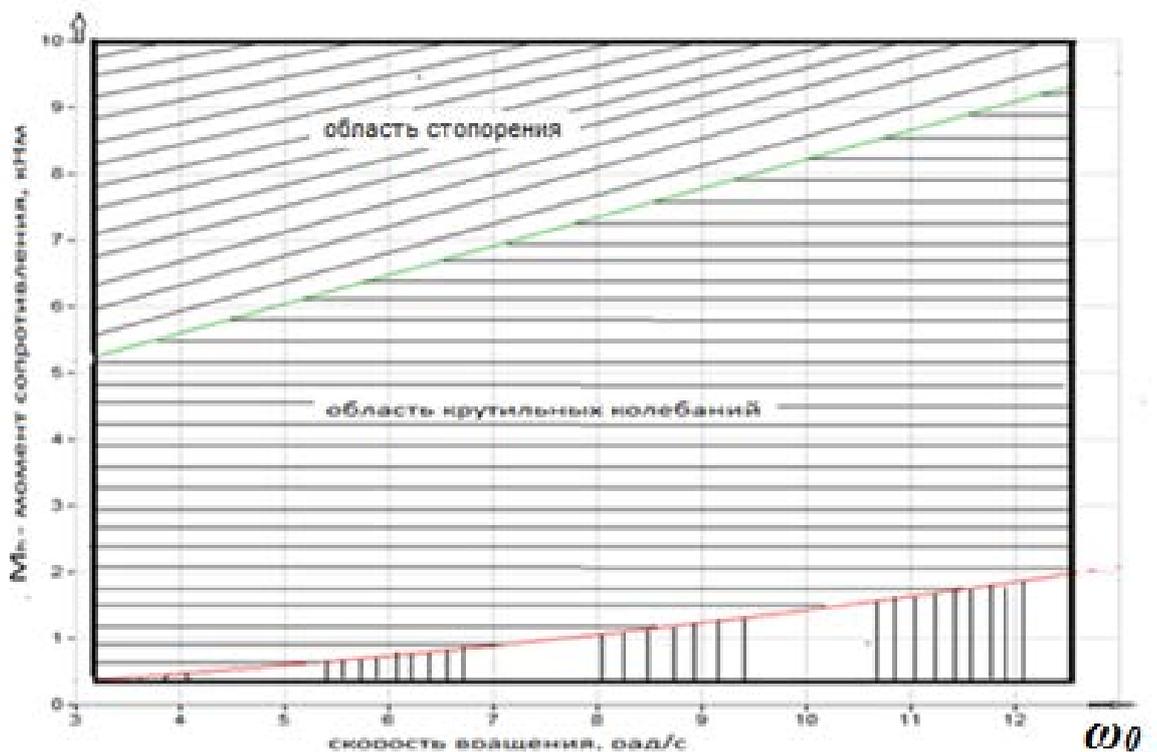


Рисунок 3.11 – Вид области «момент сопротивления – скорость вращения» (M_k, ω_0) при длине бурильной колонны $H = 2000$ м

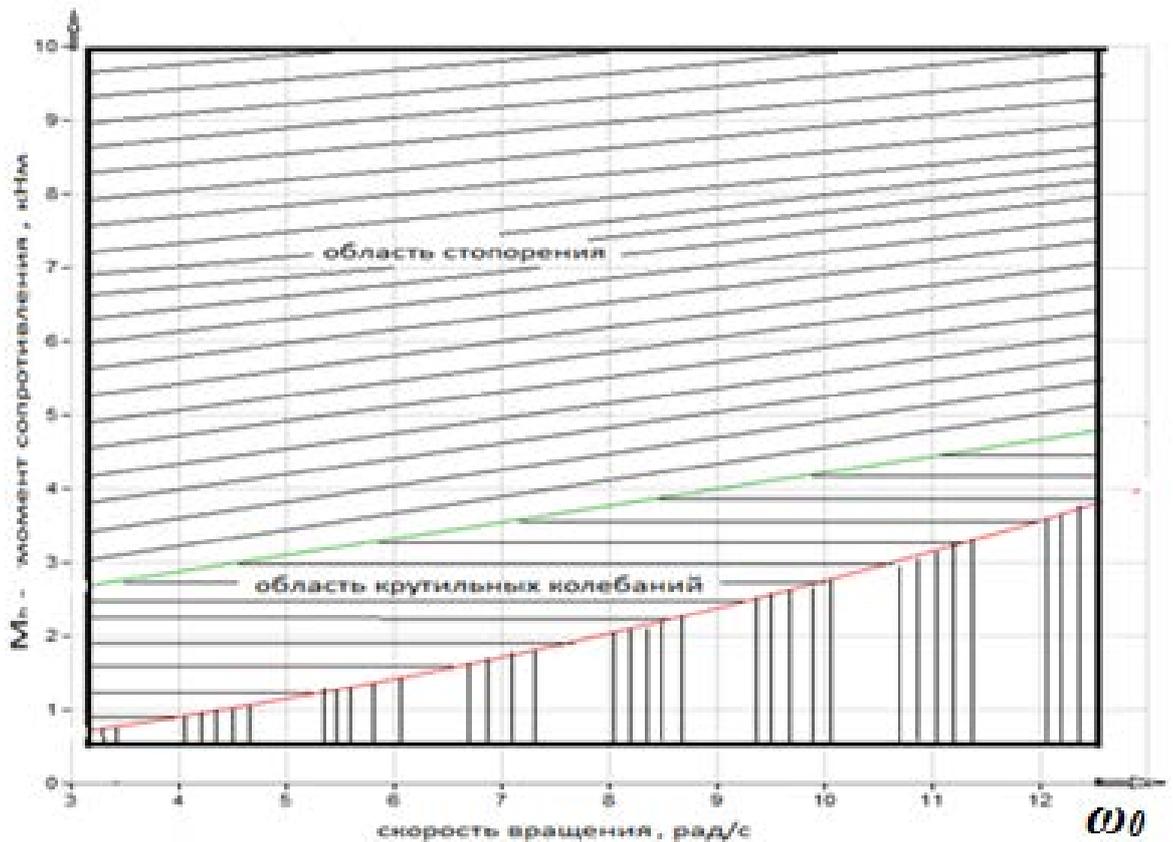


Рисунок 3.12 – Вид области «момент сопротивления – скорость вращения» (M_h, ω_0) при длине бурильной колонны $H = 4000$ м

В области неравномерного вращения породоразрушающий инструмент возбуждает в колонне крутильные колебания, кратные элементарному периоду T , равному времени пробега забойного возмущения от забоя до устья и обратно. Отсюда частота этих низкочастотных колебаний кратна элементарной частоте ν .

$$\nu = \frac{\lambda}{2Hk}, \quad (3.38)$$

где $k = 1, 2, 3, \dots$ – последовательный ряд чисел.

Для рассмотренного примера при длине колонны $H = 2000$ м частота равна $0,8/k$ Гц, а при длине колонны $H = 4000$ м это значение составляет $0,4/k$ Гц. Периоды $T = \frac{1}{\nu}$ соответственно равны $1,25k$ с; $2,5k$ с.

Теперь, рассмотрим оптимальные параметры в области (M_h, H).

Уравнение для исчисления этих параметров выглядит следующим образом:

$$M_h < \frac{GJ_p}{B\lambda} (\omega_0 + \delta_0)(\omega_0 + \delta_0 + B) th \frac{\mu H}{2\lambda}. \quad (3.39)$$

В области определения, заданной граничными скоростями вращения ротора ($\omega_{\min} - \omega_{\max}$), необходимо взять интервалы, определяемые уравнением 3.40 в количестве m , где

$$m \leq \frac{NH}{\pi\chi} + 0,5. \quad (3.40)$$

Ниже, на рисунках 3.13 и 3.14, в качестве примера построены диаграммы (M_b, H) момента сопротивления в зависимости от длины колонны при частоте вращения ротора $n_0 = 90$ об/мин (9,42 рад/с). Положим начальную длину колонны $H_0 = 520$ м, а коэффициенты диссипации равными соответственно $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$ и $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$. Области безвибрационного вращения, свободные от крутильных, продольных и резонансных автоколебаний, не заштрихованы.

При увеличении коэффициента μ , характеризующего степень диссипативного влияния содержимого скважины на вращение колонны, область безвибрационной работы буровой колонны увеличивается за счёт расширения значений момента сопротивления, действующего на долото, что связано с увеличением демпфирующих свойств среды. При этом существует длина колонны, при которой исчезает область крутильных колебаний, и переход из области равномерного вращения осуществляется сразу в зону стопорения.

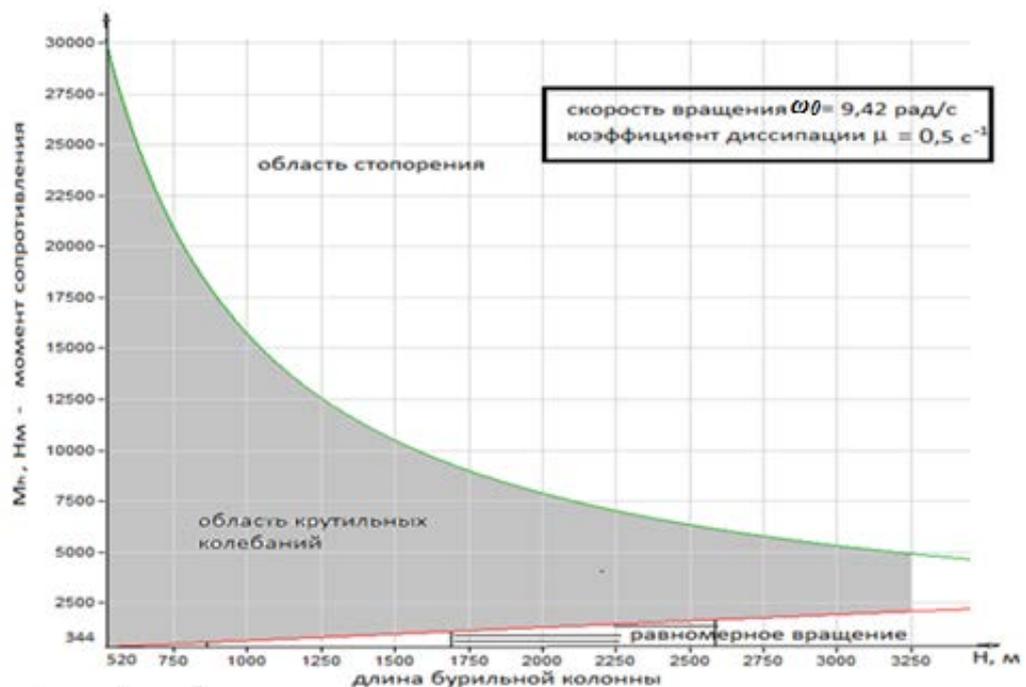


Рисунок 3.13 – Вид диаграммы «момент сопротивления – длина колонны» (M_b, H)

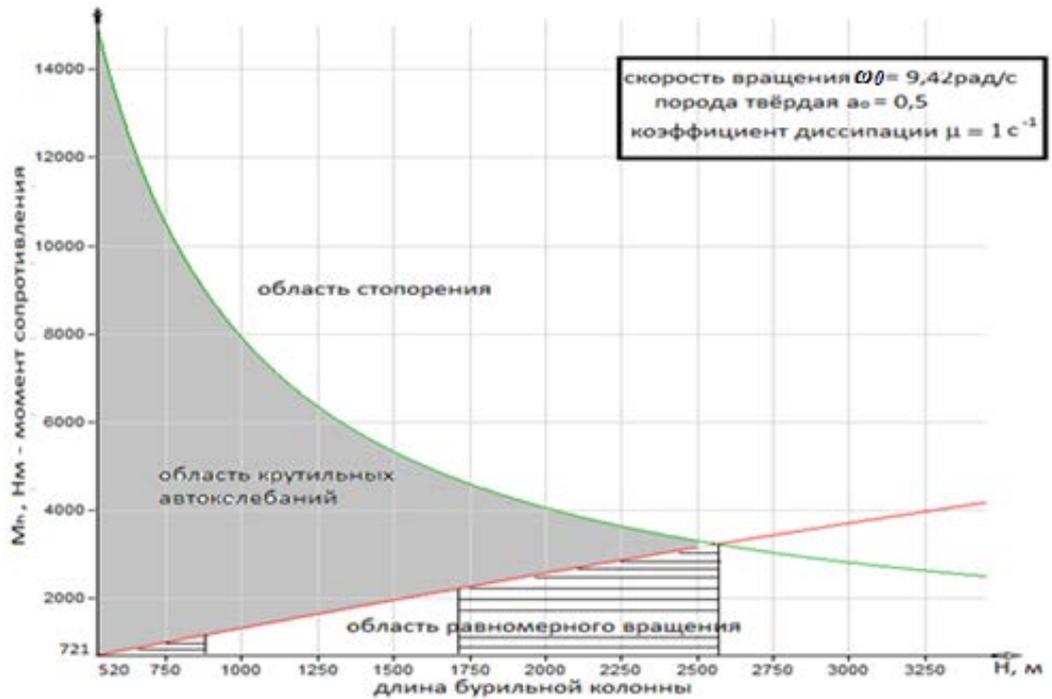


Рисунок 3.14 – Вид диаграммы «момент сопротивления – длина колонны» (M_h, H) при увеличении коэффициента диссипации

Рассмотрим двухразмерную буровую колонну (рисунок 3.15), состоящую из буровых труб (БК) и утяжелённого низа (УБК), чаще других используемую на практике, и применим к ней результаты математического моделирования динамики глубокого бурения, выполненные Е. К. Юниным и В. К. Хегаем [113] для определения областей безвибрационной работы буровой колонны (M_h, ω_0).

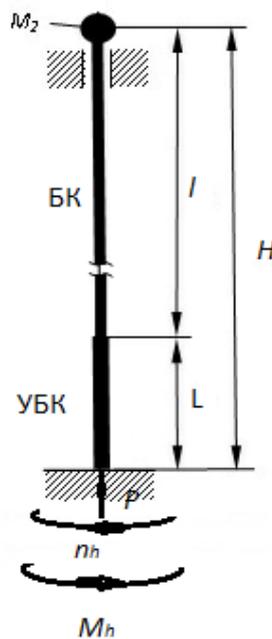


Рисунок 3.15 – Модель двухразмерной буровой колонны

Запишем соотношения, определяющие длину бурильной колонны при стопорении инструмента (3.41), и условие развития крутильных колебаний (3.42) [119]. На участках верхнем (первом) и нижнем утяжелённом (втором) положим равными модули сдвига ($G_1 = G_2$), модули упругости ($E_1 = E_2$), скорости распространения крутильных ($\lambda_1 = \lambda_2$) и продольных ($\chi_1 = \chi_2$) волн, а также диссипативное влияние ($\mu_1 = \mu_2$) на эти участки. Кроме того, положим, что длина участка утяжелённых труб (L) постоянна и во много раз меньше длины (l) первого участка. Внешний диаметр утяжелённых отечественных труб УБТС $D_{y\delta T} = 165$ мм, внутренний $d_{y\delta m} = 72$ мм, полярный момент инерции сечения $J_{p2} = 7,16 * 10^{-5}$ м⁴.

$$H = \left(1 - \frac{\mu_2 \lambda_1}{\mu_1 \lambda_2}\right) L + \frac{\lambda_1}{\mu_1} \ln \left(\frac{\lambda_2 \Delta M_h + G_2 J_{p2} \omega_0}{\lambda_2 \Delta M_h - G_2 J_{p2} \omega_0} \left(1 + k_t e^{\frac{\mu_1 l}{\lambda_1}}\right) - k_t e^{\frac{\mu_1 l}{\lambda_1}} \right); \quad (3.41)$$

$$H < \left(1 - \frac{\mu_2 \lambda_1}{\mu_1 \lambda_2}\right) L + \frac{\lambda_1}{\mu_1} \ln \left| \frac{G_2 J_{p2} + \lambda_2 |M'_h| + k_t (G_2 J_{p2} - \lambda_2 |M'_h|) e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}}}{G_2 J_{p2} - \lambda_2 |M'_h| + k_t (G_2 J_{p2} + \lambda_2 |M'_h|) e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}}} \right|. \quad (3.42)$$

Выразим из верхнего уравнения ΔM_h , а из нижнего M'_h . Имеем:

$$\Delta M_h = \frac{G_2 J_{p2} n_0}{\lambda_2} \times \frac{\left(e^{\frac{\mu_1 H}{\lambda_1}} + 1 + k_t e^{\frac{\mu_1 H}{\lambda_1}} + k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}} \right)}{\left(e^{\frac{\mu_1 H}{\lambda_1}} - 1 - k_t e^{\frac{\mu_1 l}{\lambda_1}} + k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}} \right)}; \quad (3.43)$$

$$M'_h = \frac{G_2 J_{p2}}{\lambda_2} \times \frac{\left(1 + k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}} \right)}{\left(1 - k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}} \right)} th \frac{\mu_1 H}{\lambda_1}. \quad (3.44)$$

Приравняв правые части соответственно следующим уравнениям [112]:

$$\Delta M_h = AB \frac{P_0 \omega_0}{\delta_0 (\omega_0 + \delta_0)};$$

$$M'_h = \frac{AP_0 B}{(\omega_0 + \delta)^2},$$

найдем, осевую нагрузку P_0 из каждого уравнения и подставим её в уравнение (3.24) для определения момента сопротивления. Получаем условия, определяющие область стопорения (3.45) и нижнюю границу области развития крутильных колебаний (3.46) для двухразмерной колонны:

$$M_h = \frac{G_2 J_{p2}}{\lambda_2 B} \times \frac{\left(e^{\frac{\mu_1 H}{\lambda_1} + 1 + k_t e^{\frac{\mu_1 H}{\lambda_1} + k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}}}} \right)}{\left(e^{\frac{\mu_1 H}{\lambda_1} - 1 - k_t e^{\frac{\mu_1 L}{\lambda_1} + k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}}}} \right)} \times \delta_0 (\omega_0 + \delta_0 + B); \quad (3.45)$$

$$M_h < \frac{G_2 J_{p2}}{\lambda_2 B} \times \frac{\left(1 + k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}} \right)}{\left(1 - k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}} \right)} \times (\omega_0 + \delta_0) (\omega_0 + \delta_0 + B) th \frac{\mu_1 H}{\lambda_1}. \quad (3.46)$$

При заданных параметрах колонны определим коэффициент отражения крутильных колебаний k_t на границе УБК-БК

$$k_t = \frac{\lambda_2 G_1 J_{p1} - \lambda_1 G_2 J_{p2}}{\lambda_2 G_1 J_{p1} + \lambda_1 G_2 J_{p2}} = \frac{J_{p1} - J_{p2}}{J_{p1} + J_{p2}} = -0,69,$$

где $J_{p1} = 1,29 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$, $J_{p2} = 7,16 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$.

Пусть длина колонны $H = 2000$ м, из которых длина участка УБК $L = 180$ м. Работа бурильной колонны ведется с коэффициентом диссипации $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$ по всей длине колонны. Построим диаграммы области (M_h, ω_0) . Для выделения в зонах равномерного вращения областей резонансных продольных автоколебаний, воспользуемся уравнением (3.47):

$$m\pi < \arctg(\eta_1 tg \omega_2) + \omega_1 < (m + 0,5)\pi, \quad (3.47)$$

где $m = 0, 1, 2, \dots$ – последовательный ряд чисел;

$$\omega_1 = \frac{H-L}{\chi_1} \Omega, \quad \omega_2 = \frac{L}{\chi_2} \Omega, \quad \Omega = N\omega_0;$$

$$\eta_1 = \frac{1-k_n}{1+k_n} = 1,63;$$

$$k_n = \frac{\chi_2 E_1 F_1 - \chi_1 E_2 F_2}{\chi_2 E_1 F_1 + \chi_1 E_2 F_2} \text{ – коэффициент отражения продольных волн на границе}$$

УБК - БК;

$\chi_2 E_1 = \chi_1 E_2$, так как обе части колонны изготовлены из стали. Тогда

$$k_n = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{d_{\text{УБТ}}^2 - d^2}{D_{\text{УБТ}}^2 - d_{\text{УБТ}}^2 + D^2 - d^2} = -0,24.$$

Ниже на рисунках 3.16–3.19 без заливки показаны области безвибрационной работы бурильной колонны в параметрах (M_h, n_0) при длинах двухразмерной колонны $H = 2000$ м и $H = 4000$ м с коэффициентом диссипации $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$ и $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$.

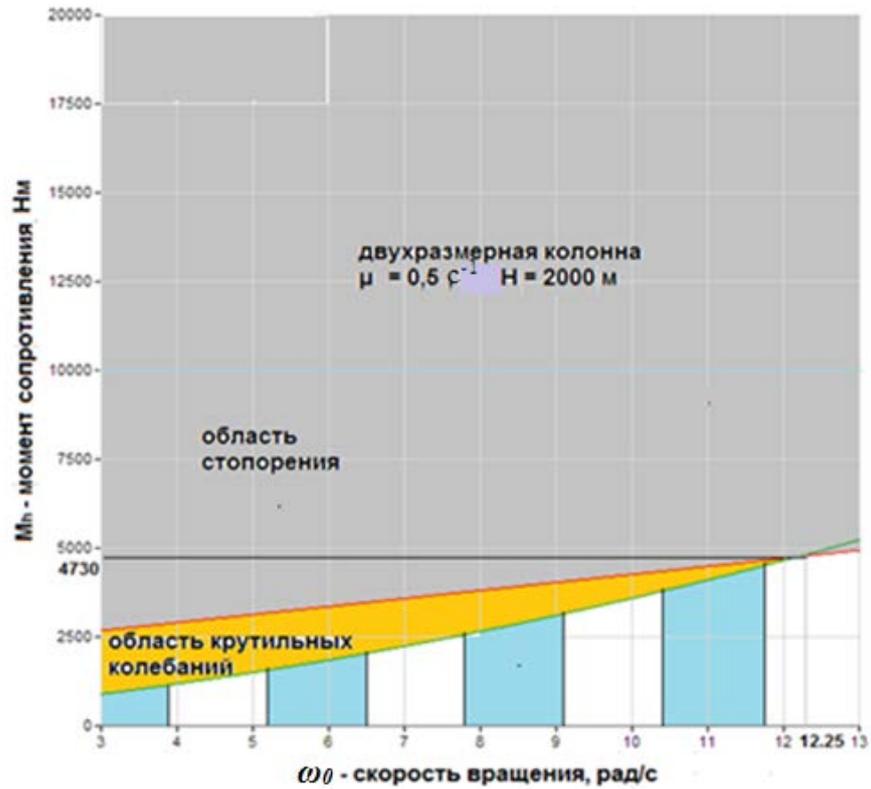


Рисунок 3.16 – Диаграмма (M_n, ω_0) двухразмерной колонны, для $H = 2000 \text{ м}$ при $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$

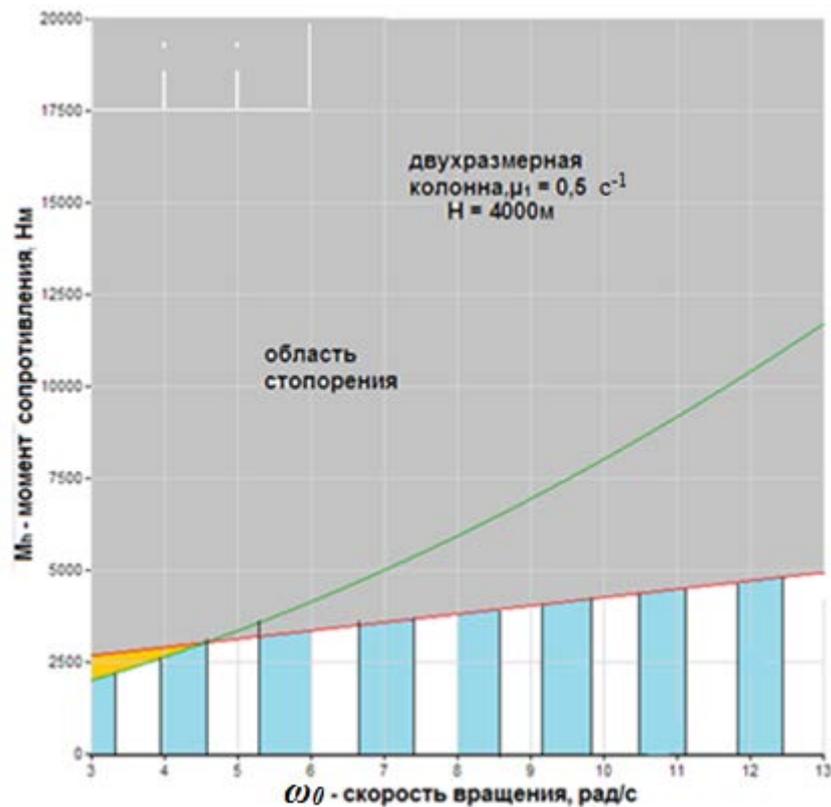


Рисунок 3.17 – Диаграмма (M_n, ω_0) двухразмерной колонны, для $H = 4000 \text{ м}$ при $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$

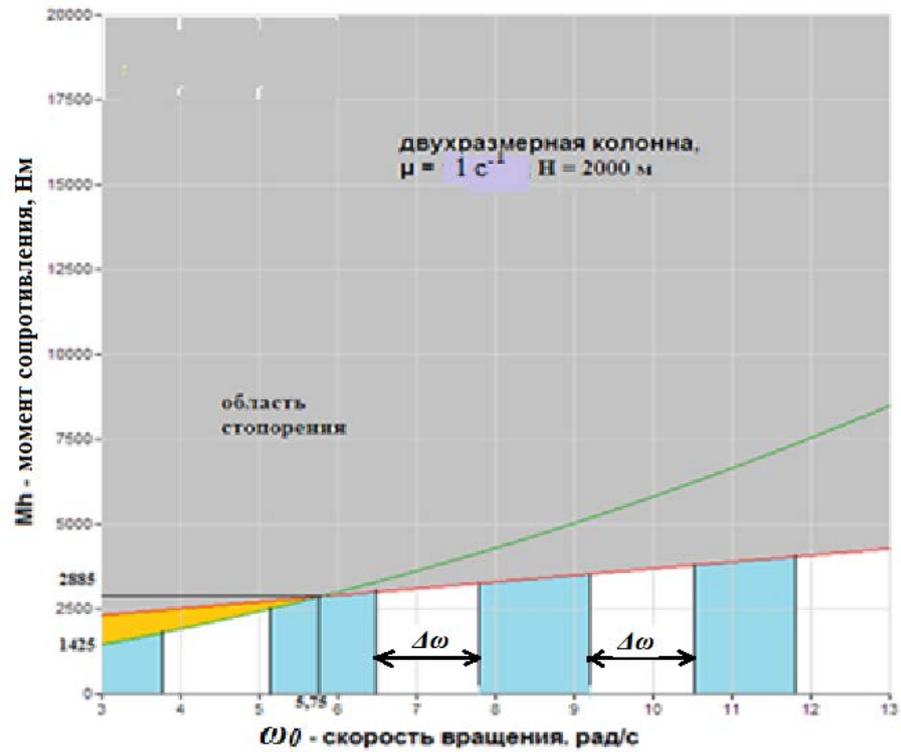


Рисунок 3.18 – Диаграмма (M_h, ω_0) двухразмерной колонны, для $H = 2000 \text{ м}$ при $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$ и $\Delta\omega = 1,33 \text{ рад/с}$

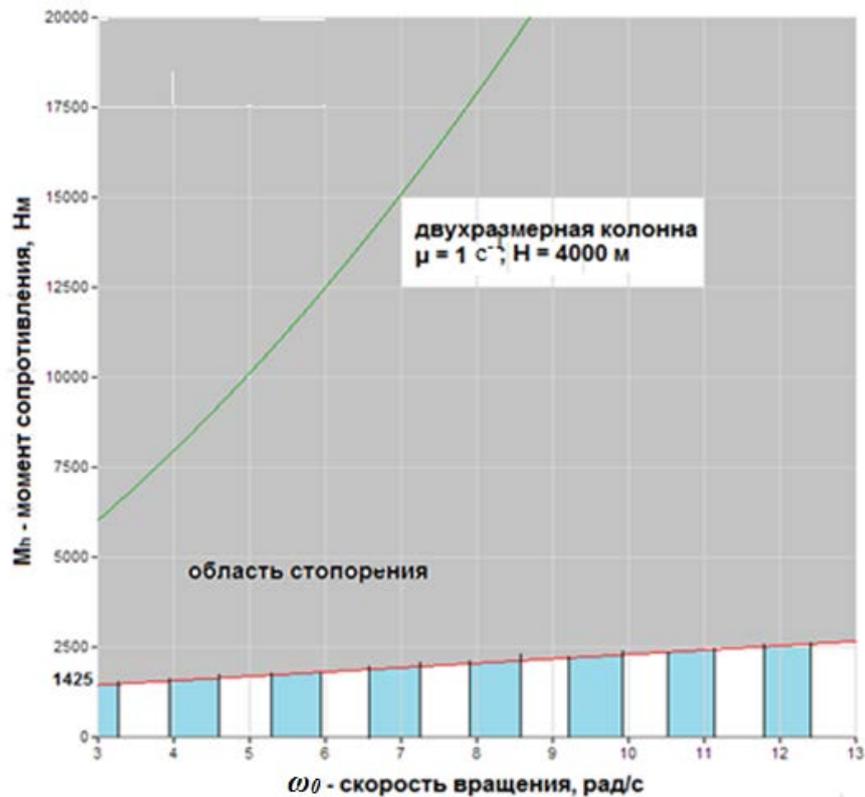


Рисунок 3.19 – Диаграмма (M_h, ω_0) двухразмерной колонны, для $H = 4000 \text{ м}$ при $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$ и $\Delta\omega = 0,66 \text{ рад/с}$

Найдём соответствующие области (M_b, H) при частоте вращения 80 оборотов в минуту (8,37 рад/с) при разном диссипативном влиянии $\mu_1 = 0,5 \text{ с}^{-1}$ и $\mu_2 = 1 \text{ с}^{-1}$. Представим их графически на диаграммах рисунки 3.20, 3.21. Области равномерного безвибрационного вращения колонны не выделены заливкой и определяются из уравнения (3.48). В данном конкретном случае компоновки колонны интервал безвибрационной работы бурильной колонны $\Delta H = 321 \text{ м}$.

$$L + \frac{\chi_1}{\Omega} \left(m\pi - \arctg \left(\eta_1 \text{tg} \frac{\Omega L}{\chi_2} \right) \right) < H < L + \frac{\chi_1}{\Omega} \left((m + 0.5)\pi - \arctg \left(\eta_1 \text{tg} \frac{\Omega L}{\chi_2} \right) \right) \quad (3.48)$$

где $m = 0, 1, 2, \dots$ – последовательный ряд чисел.

Увеличение коэффициента диссипации вдвое приводит к уменьшению длины колонны, а следовательно, и глубины скважины при которой исчезает область крутильных колебаний с $H = 2415 \text{ м}$ до $H = 2140 \text{ м}$.

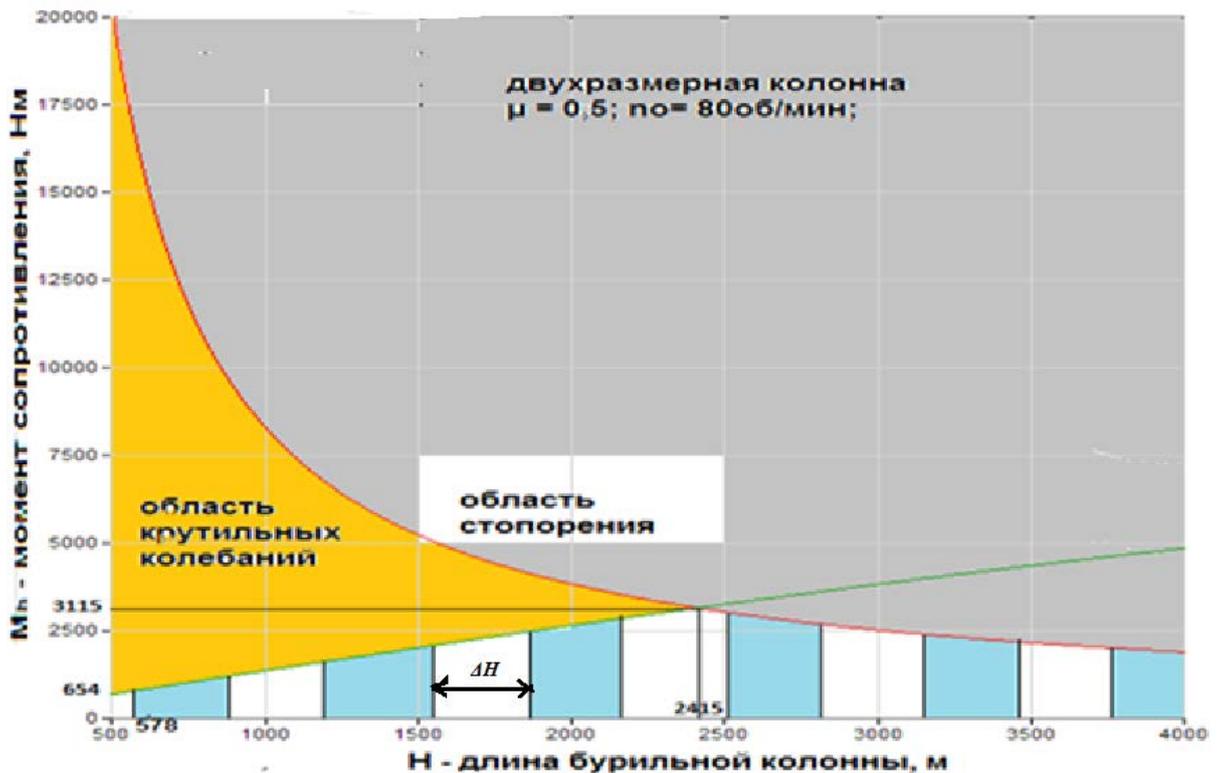


Рисунок 3.20 – Диаграмма (M_b, H) двухразмерной колонны

при $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$ и $\Delta H = 321 \text{ м}$

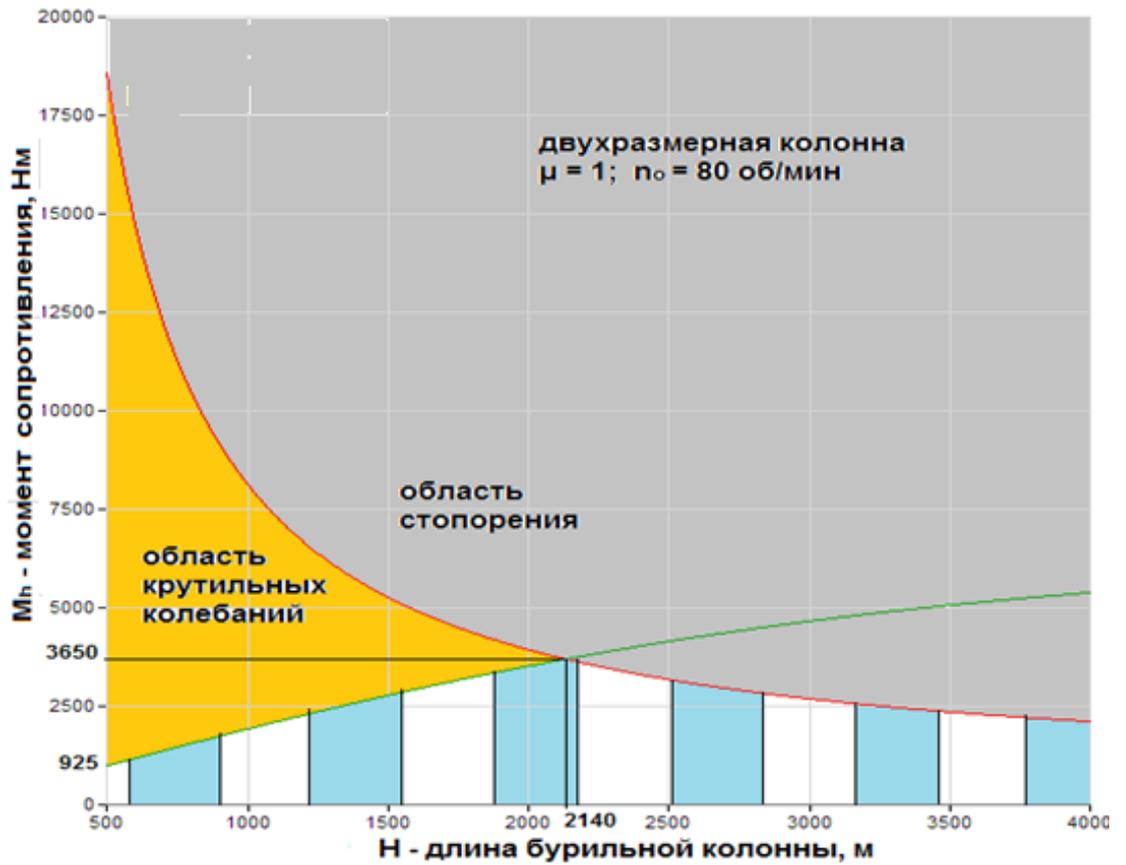


Рисунок 3.21 – Диаграмма (M_h, H) двухразмерной колонны при $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$

Представим области оптимальной работы буровой колонны на трёхмерной диаграмме (M_h, ω_0, H) . Сначала рассмотрим одноразмерную колонну. (Рисунки 3.22, 3.23).

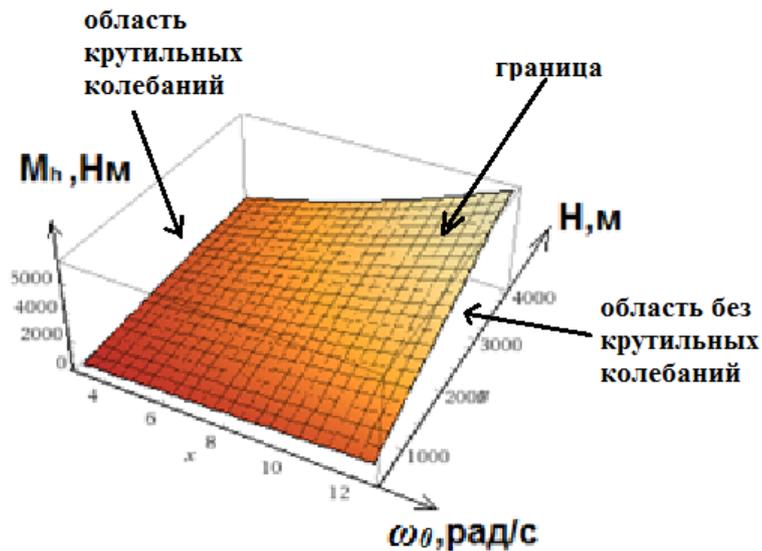


Рисунок 3.22 – Нижняя граница области крутильных автоколебаний одноразмерной колонны при $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$

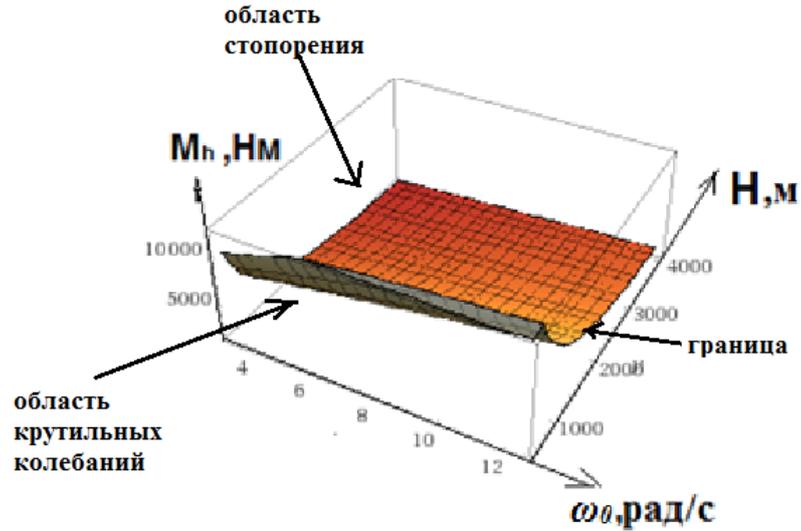


Рисунок 3.23 – Граница области стопорения
одномерной колонны при $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$

На рисунках 3.24, 3.25 на трёхмерной диаграмме (M_b, ω_0, H) представлены поверхности, ограничивающие области стопорения и развития крутильных автоколебаний для двухразмерной колонны. На рисунках 3.26 и 3.27 поверхностными границами выделены области работы одномерной и двухразмерной колонн при разном диссипативном влиянии на них скважины.

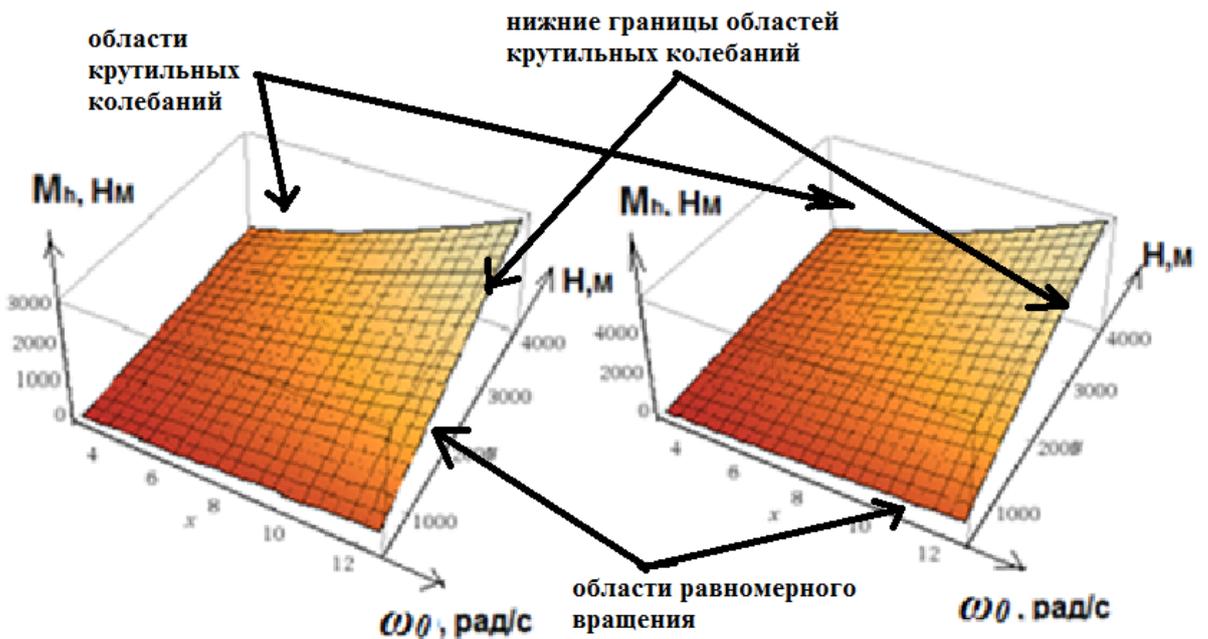


Рисунок 3.24 – Нижние границы областей крутильных автоколебаний
двухразмерной колонны при $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$ и $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$

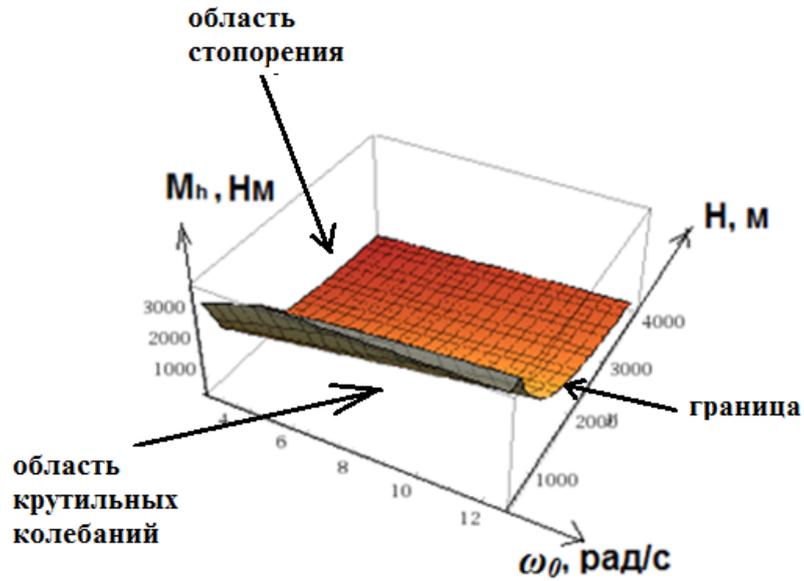


Рисунок 3.25 – Граница области стопорения двухразмерной колонны при $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$

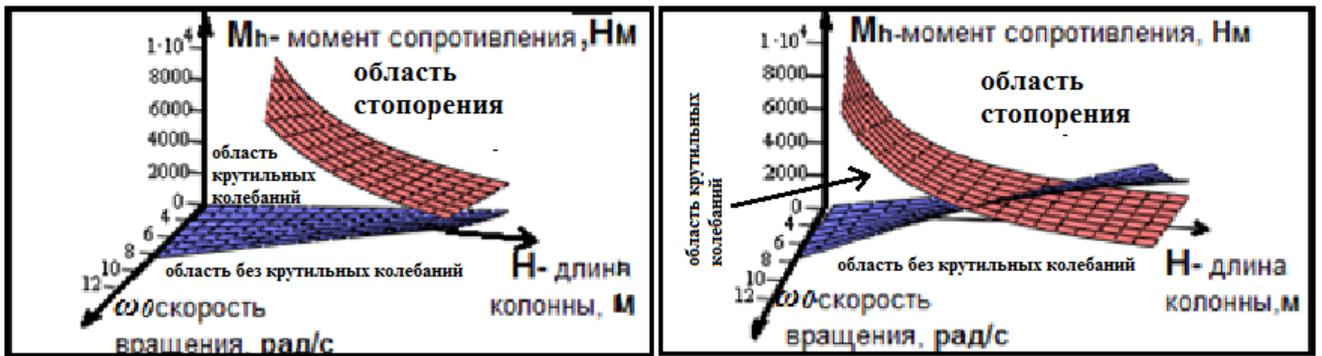


Рисунок 3.26 – Области поведения одноразмерной буровой колонны при $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$ справа и $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$ слева

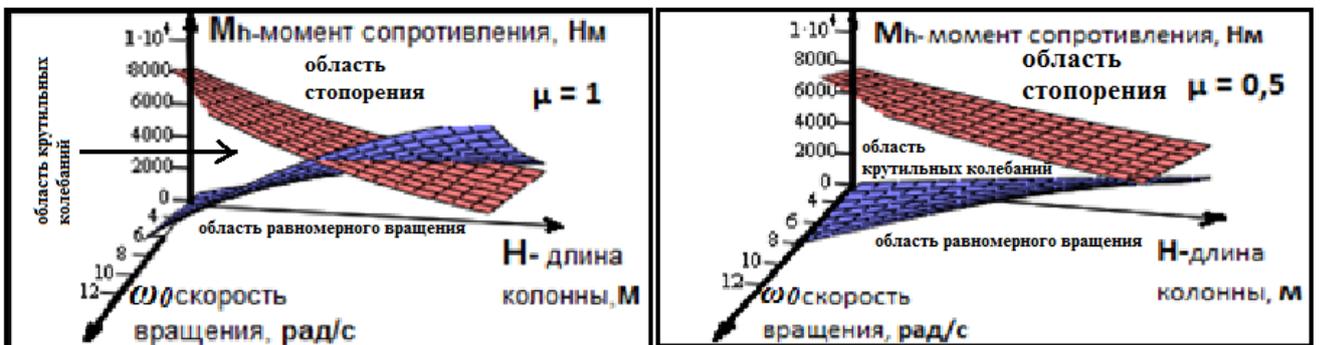


Рисунок 3.27 – Области поведения двухразмерной буровой колонны при $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$ и $\mu = 1 \text{ с}^{-1}$

В обоих случаях до пересечения поверхности, ограничивающей область крутильных колебаний с границей области стопорения, момент сопротивления в области равномерного вращения возрастает, и при длинах колонны более тех, что определяются линией пересечения поверхностей данных областей, начинает уменьшаться. Область равномерного вращения колонны представляет собой пространство, расположенное ниже поверхности, ограничивающей зону возникновения крутильных колебаний, до линии пересечения границ и ниже поверхности ограничивающей область стопорения при больших глубинах.

Математическая модель бурильной колонны Е. К. Юнина и В. К. Хегая совместно с установленной эмпирическим путём зависимостью момента сопротивления, действующего на породоразрушающий инструмент, отражённой в формуле Е. М. Соловьёва, позволяют построить программу регулирования режима работы бурильной колонны в зонах безвибрационного бурения, обеспечивающую наибольшую механическую скорость проходки с наибольшим коэффициентом полезного действия передачи мощности двигателя в параметрах (M_n, ω_0, H) . Но эта программа обеспечит работу бурильной колонны в оптимальных зонах указанных параметров только при постоянных свойствах породоразрушающего инструмента, горного массива и диссипативного влияния бурового раствора.

Следовательно, регулирование режима работы бурильной колонны недостаточно корректировать по крутящему моменту, лучше это делать по динамическим параметрам изменения крутящего момента при заданной длине колонны. Динамическое приращение крутящего момента, действующего на колонну бурильных труб в устье скважины, является более информативным параметром, отражающим динамическое состояние колонны. Действительно, влияние диссипативных сил, изгиб колонны бурильных труб, биения, крутильные и продольные колебания, твёрдость разбуриваемой породы, её однородность и трещиноватость, моменты сухого и вязкого трения, износ долота и т.д. отражаются в приращении крутящего момента, основная составляющая которого

– динамическое приращение момента сопротивления, возникающего на породоразрушающем инструменте.

Максимальное приращение момента сопротивления, действующего на породоразрушающем инструменте при двухразмерной колонне, при котором происходит его стопорение, может быть определено по формуле (3.43).

При работе бурильной колонны в области установившихся крутильных колебаний приращение момента сопротивления за их период определяется соотношением (3.49):

$$\delta M_h = \frac{G_2 J_{p2}}{\lambda_2} \times \frac{\left(1 + k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}}\right)}{\left(1 - k_t e^{\frac{\mu_2 L}{\lambda_2}}\right)} \left(\operatorname{th} \frac{\mu_1 H}{2\lambda_1}\right) \delta \omega, \quad (3.49)$$

где $\delta \omega$ не превышает ω_0 – скорость вращения бурильной колонны.

Для одномерной колонны, так как отсутствует граница отражения крутильных колебаний, $k_t = 0$, уравнения имеют вид:

$$\Delta M_h = \frac{G_1 J_p \omega_0}{\lambda_1} * \frac{\left(e^{\frac{\mu_1 H}{\lambda_1}} + 1\right)}{\left(e^{\frac{\mu_1 H}{\lambda_1}} - 1\right)} = \frac{G_1 J_p n_0}{\lambda_1} \operatorname{cth} \frac{\mu_1 H}{2\lambda},$$

$$\delta M_h = \frac{G_1 J_p}{\lambda_1} \left(\operatorname{th} \frac{\mu_1 H}{2\lambda_1}\right) \delta \omega.$$

Для рассматриваемой в качестве примера одномерной колонны при $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$ имеем:

$$\Delta M_h = 306 n_0 \operatorname{cth}(0,000078H),$$

$$\delta M_h = 306 \operatorname{th}(0,000078H) \delta \omega.$$

Для двухразмерной колонны при $\mu = 0,5 \text{ с}^{-1}$:

$$\Delta M_h = 1022 n_0 \frac{0,46 e^{0,000156H} + 0,45}{1,54 e^{0,000156H} - 1,55},$$

$$\delta M_h = 297 \operatorname{th}(0,000156H) \delta \omega.$$

Определим приращение момента сопротивления при работе бурильной колонны на частоте $n_0 = 80$ об/мин (8,37 рад/с) при стопорении на глубине 2000 м и 4000 м. Приращение момента сопротивления на глубине 2000 м равно для одномерной колонны 16550 Нм, для двухразмерной колонны 16500 Нм, на

глубине 4000 м соответственно 8474 Нм и 8426 Нм. При длине колонны 500 м эти значения соответственно равны 67706 Нм и 73876 Нм.

Построим зависимости ΔM_h от длины колонны H при скорости вращения колонны 8,37 рад/с (80об/мин) (рисунок 3.28).

График и расчёты показывают, что при больших длинах бурильной колонны, начиная с 1500 м, разность приращений момента сопротивления одноразмерной и двухразмерной колонн при стопорении не превышает 50 Нм.

Это позволяет при создании средств автоматического регулирования режима работы бурильной колонны для глубокого бурения, использующих в качестве управляющего параметра приращение крутящего момента, не учитывать её компоновку.

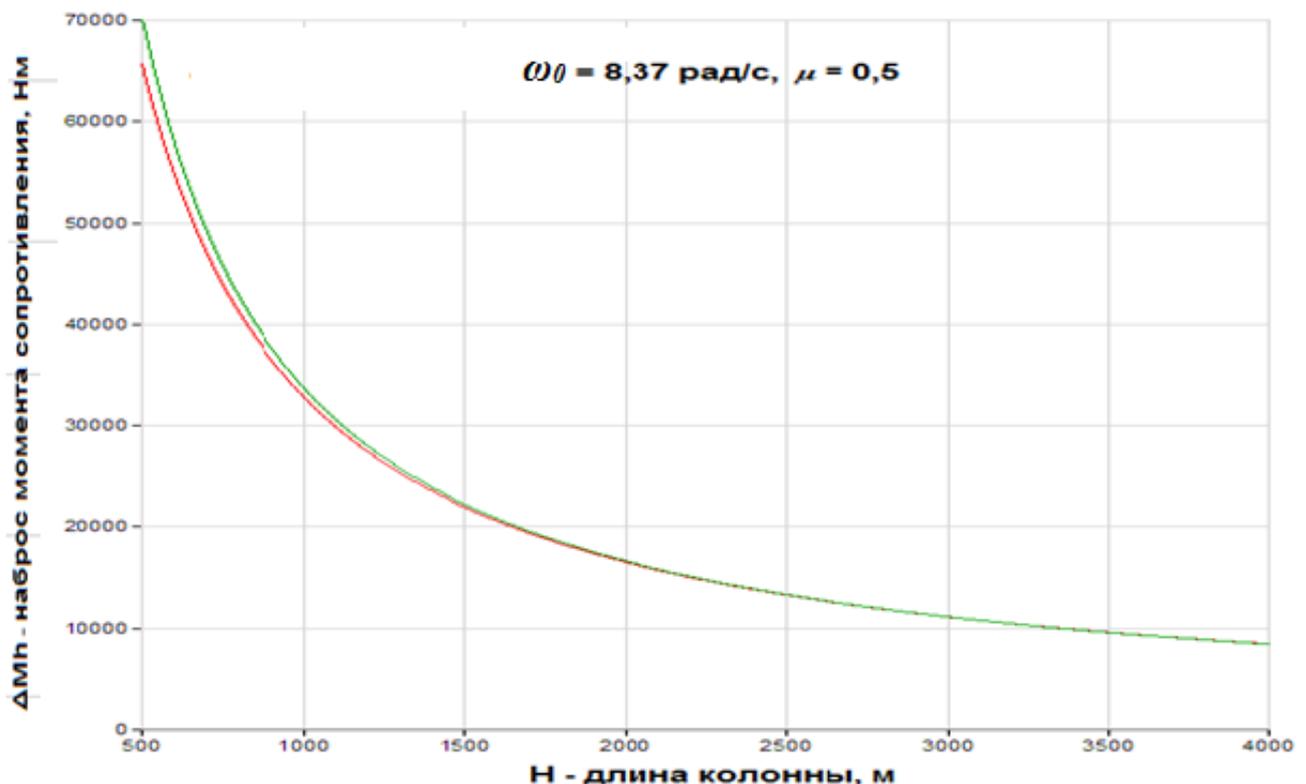


Рисунок 3.28 – Приращение момента сопротивления одноразмерной (нижний график) и двухразмерной колонн (верхний график) при стопорении

Для трёхшарошечных долот предельная длина бурильной колонны, позволяющая регулировать углубление долота без попадания в зоны вибраций, определяется формулой (3.42). При длинах колонны до 4000 м интервал $\Delta \omega$ не

должен быть менее 0,33 рад/с. Приравняем его к $\delta\omega$ и найдём наименьшее определяемое в этом случае приращение момента сопротивления при крутильных колебаниях. При этом δM_h для одноразмерной колонны не будет превышать

$$\delta M_h = 101th(0,000078H), \text{ Нм},$$

а для двухразмерной колонны:

$$\delta M_h = 99th(0,000156H), \text{ Нм}.$$

Графики приращения момента сопротивления при крутильных автоколебаниях представлены на рисунке 3.29. Верхний график характеризует приращение момента сопротивления для двухразмерной колонны, нижний для одноразмерной в зависимости от длины колонны.

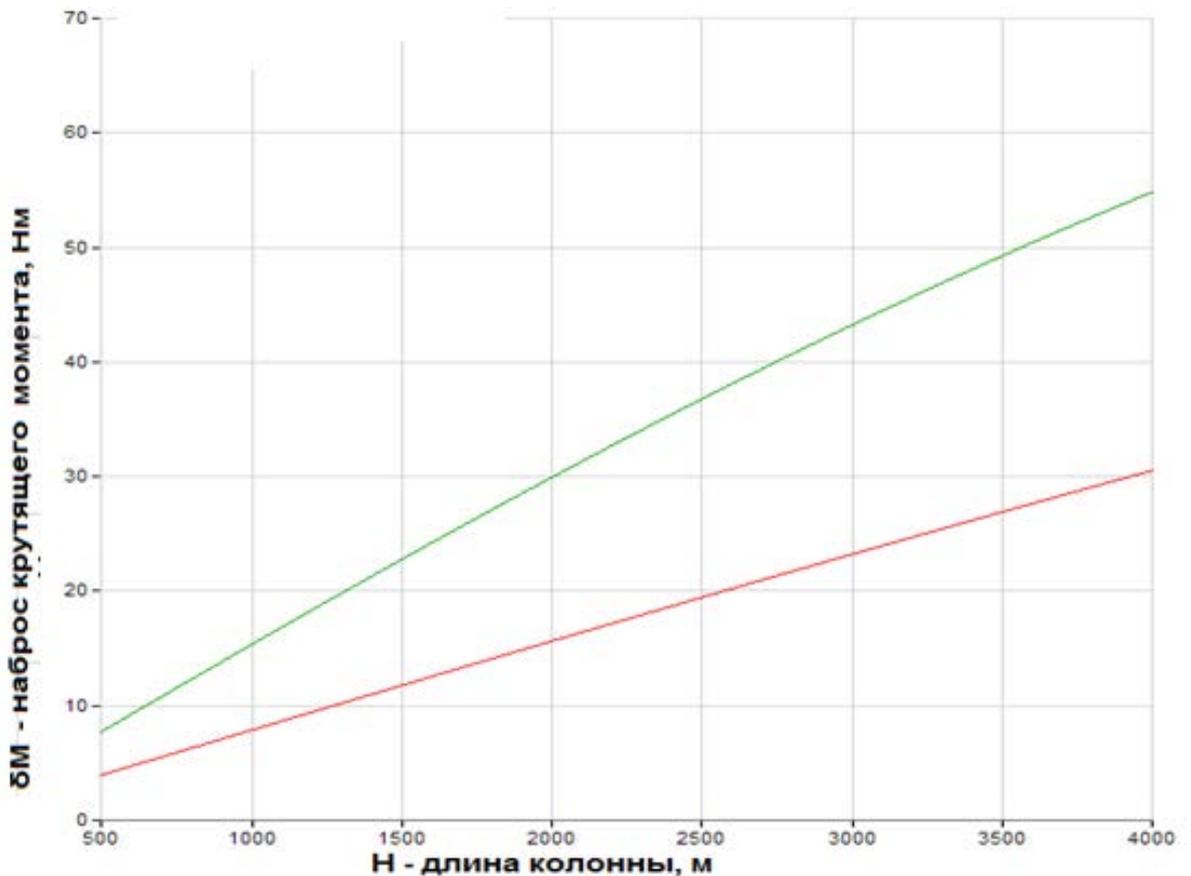


Рисунок 3.29 – Графики приращения момента сопротивления при крутильных автоколебаниях

Графики позволяют оценить чувствительность моментомера, она не должна быть менее 5 Нм.

Параметры «момент сопротивления – скорость вращения» (M_h, n_0), определяющие значения крутящего момента на бурильном инструменте в забое

скважины не соответствуют крутящим моментам, действующим на бурильную колонну в устье скважины.

В работах Е. К. Юнина, В. К. Хегая на основе их математической модели бурильной колонны получена зависимость, отражающая данную закономерность в виде [113]:

$$M_0 = M_h(P, n) + \frac{nD^2}{4v} (ql - N_0)(1 - e^{-0,5\pi k^*}), \quad (3.50)$$

где $M_h(P, n)$ – момент сопротивления на долоте, Нм;

n – скорость вращения бурильной колонны, рад/с;

D – наружный диаметр труб бурильной колонны, м;

v – механическая скорость углубления, м/с

ql – сила тяжести колонны длиной l , Н;

N_0 – усилие на крюке, Н;

k^* – эффективный коэффициент трения.

Из формулы (3.50) видно, что максимальное значение крутящего момента буровой колонны приходится на устье скважины. Это справедливо для равномерного процесса бурения при отсутствии крутильных и продольных колебаний.

Неравномерность вращения колонны является основной причиной возникновения переменных напряжений. Переменная составляющая крутящего момента в общем виде может быть записана как:

$$M_{\text{пер}} = \sum M_k \sin(k \omega t + \varphi_k), \quad (3.51)$$

где M_k – амплитуда k -ой гармоники, Нм;

k – порядок гармоники;

ω – угловая скорость вращения, рад/с;

φ_k – фазный сдвиг гармоники;

t – текущее время, с.

Как показывают проведённые исследования [8, 18], динамические свойства бурильной колонны в процессе строительства скважины, заметно влияют на крутящий момент, действующий на валу привода ротора буровой установки.

Переход от безвибрационной работы бурильной колонны к работе в автоколебательном или резонансном режиме, к длительной остановке долота (стопорению), нарушение прямолинейности формы при переходе к более устойчивому режиму работы, возникновение биений колонны о стенки скважины, изменение диссипативного влияния на бурильную колонну – всё отражается в изменении крутящего момента на валу привода.

Отсюда, возникает потребность в совершенствовании методов измерения крутящего момента на валу привода ротора буровой установки с целью регулирования режима работы бурильной колонны для обеспечения её динамической устойчивости при оптимальной механической скорости проходки.

Возможность коррекции динамических свойств бурильной колонны требует более глубокого изучения устойчивости её работы средствами теории автоматического регулирования.

3.5 Исследование устойчивости работы бурильной колонны

Во второй главе рассматривалось построение структурной схемы бурильной колонны на основе двухмассовой модели (рисунок 2.3). Проведём дополнительный анализ устойчивости работы бурильной колонны, используя основные требования предложенной методологии. Например, по критерию устойчивости Найквиста [12] следует, что АФЧХ (амплитудно-фазовая частотная характеристика) разомкнутой структуры «привод – бурильная колонна» не должна охватывать область с критическими координатами $R_e = -1$, $J_m = 0$. Запишем частотную функцию бурильной колонны по полученной передаточной функции для разомкнутой структуры, заменив параметр p на $j\omega$:

$$W(p) = \frac{\beta_{12}C_{12}}{J_1J_2p^3}, \quad (3.52)$$

$$W(j\omega) = \frac{\beta_{12}C_{12}}{J_1J_2(j\omega)^3}. \quad (3.53)$$

Так как крутильная жёсткость C_{12} и моменты инерции J_1 и J_2 являются параметрами, не зависящими от частоты воздействия ω , то выражение (3.53) можно представить в виде:

$$W(j\omega) = \frac{K}{[(j\omega)]^3} = j \frac{K}{\omega^3}. \quad (3.54)$$

Проведём построение АФЧХ на комплексной плоскости (рисунок 3.30) с выделением области неустойчивой точки ($R_e = -1; J_m = 0$).

Так как бурильная колонна характеризуется как астатическое интегрирующее звено третьего порядка, то фазный сдвиг АФЧХ будет всегда больше 270° , т.е. области АФЧХ всегда будет принадлежать точка неустойчивости $(-1; 0)$, что характеризует бурильную колонну как структурно неустойчивый объект регулирования.

Таким образом, на основании критерия Найквиста бурильная колонна как объект регулирования является неустойчивой, т. е. при изменении режимных параметров работы бурильной колонны она входит в режим автоколебаний.

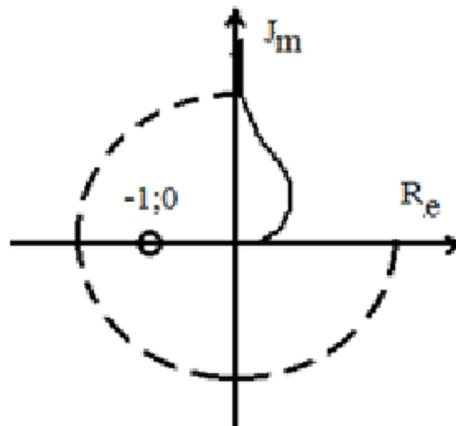


Рисунок 3.30 – АФЧХ разомкнутой структуры бурильной колонны

Для уточнения предельных параметров границы устойчивости по модулю и фазе АФЧХ можно использовать согласно предложенной методике частотного анализа логарифмический критерий устойчивости на базе логарифмических частотных характеристик [12].

Представим передаточную функцию разомкнутой структуры в виде двух последовательно включённых звеньев:

$$W_p(p) = \frac{c_{12}}{p^2 J_2} \cdot \frac{c_{12} + p\beta_{12}}{p + c_{12}\beta_{12}}. \quad (3.55)$$

На рисунке 3.31 представлена соответствующая структура.

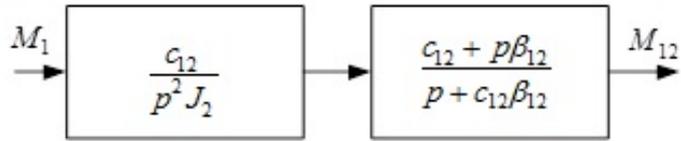


Рисунок 3.31 – Модель двухзвенной структуры буровой колонны

Первое звено двухзвенной структуры разомкнутой системы представляет собой астатическое интегрирующее звено второго порядка, передаточная функция которого определяется произведением передаточных функций интегрирующих звеньев вида:

$$W_u(p) = \frac{c_{12}}{J_2 p} \cdot \frac{1}{p} = \frac{k_2}{T_2 p} \cdot \frac{1}{p} = \frac{k_2}{T_2 p^2}, \quad (3.56)$$

где k_2 – определяет коэффициент передачи структуры;

T_2 – постоянную времени звена.

Второе звено представляет собой издромное звено с передаточной функцией:

$$W_{uz}(p) = \frac{c_{12} + p\beta_{12}}{p + c_{12}\beta_{12}}. \quad (3.57)$$

Числитель и знаменатель передаточной функции издромного звена поделим на $c_{12}\beta_{12}$ и после несложных преобразований, учитывая, что $\frac{c_{12}}{J_2} = \frac{k_2}{T_2}$,

получим:

$$W_{uz}(p) = \frac{k_2 + p}{c_{12}(T_1 p + 1)} = k_1 \frac{k_2 + p}{T_1 p + 1}, \quad (3.58)$$

где $T_1 = \frac{T_2}{J_2 k_2}$ – постоянная времени приведённая к первой массе;

$k_1 = \frac{1}{c_{12}}$ – коэффициент передачи звена, приведённый к первой массе.

Используя преобразование Фурье, получим частотные функции интегрирующего звена второго порядка и реального издромного звена

$$W_u(j\omega) = \frac{k_2}{T_2} \cdot \frac{1}{(j\omega)^2} = -\frac{k_2}{T_2 \omega^2}; \quad (3.59)$$

$$W_{uz}(j\omega) = k_1 \frac{k_2 + j\omega}{T_1 j\omega + 1}. \quad (3.60)$$

Отсюда, частотная функция разомкнутой структуры

$$W_p(j\omega) = W_u(j\omega) \cdot W_{uz}(j\omega) = -\frac{k_2}{T_2\omega^2} \cdot k_1 \frac{k_2 \cdot j\omega}{T_1j\omega + 1} = \frac{k_1k_2(k_2 + j\omega)}{T_2\omega^2(T_1j\omega + 1)} = \frac{k_1k_2(k_2 + j\omega)}{T_1T_2j\omega^2 + T_2\omega^2}. \quad (3.61)$$

Полученная частотная функция разомкнутой структуры представляет собой произведение пяти частотных функций:

$$W_1(j\omega) = \frac{k_1k_2}{T_2} \text{ – пропорционального звена,}$$

$$W_2(j\omega) = k_2 + j\omega \text{ – форсирующего звена,}$$

$$W_3(j\omega) = \frac{1}{j\omega_3} \text{ – интегрирующего звена,}$$

$$W_4(j\omega) = \frac{1}{j\omega_4} \text{ – второго интегрирующего звена,}$$

$$W_5(j\omega) = \frac{1}{T_1j\omega_5 + 1} \text{ – апериодического звена.}$$

Для элементарных звеньев получим логарифмические амплитудно-частотные характеристики (ЛАЧХ) $L(\omega) = 20 \cdot \lg W(\omega)$.

1). Безынерционное звено:

$$L_1(\omega) = 20 \lg \frac{k_1k_2}{T_2}. \quad (3.62)$$

2). Форсирующее звено: $W_2(j\omega) = k_2 + j\omega = k_2(1 + T_\phi j\omega)$, его параметры $k_\phi = k_2$, $T_\phi = 1/k_2$, частота сопряжения $\omega_2 = k_2$:

$$L_2(\omega) = 20 \lg k_2 + 20 \lg \omega. \quad (3.63)$$

3). Интегрирующее звено $W_3(j\omega) = \frac{1}{j\omega_3}$ его логарифмическая амплитудно-частотная характеристика проходит через точку $L_2(\omega) = 0$, при частоте $\omega = 1$.

4). Второе интегрирующее звено $W_4(j\omega) = \frac{1}{j\omega_4}$ его логарифмическая амплитудно-частотная характеристика имеет точку сопряжения при частоте $\omega = 10$.

5). Аperiodическое звено $W_5(j\omega)$ имеет параметры, $k_5 = 1$, $T_5 = \frac{T_2}{J_2 k_2}$, частота сопряжения $\omega_5 = \frac{1}{T_5} = \frac{J_2 k_2}{T_2}$.

Суммарная логарифмическая амплитудно-частотная характеристика определится соотношением

$$\begin{aligned} L(\omega) &= 20\lg W_1(\omega) + 20\lg W_2(\omega) + 20\lg W_3(\omega) + 20\lg W_4(\omega) + 20\lg W_5(\omega) = \\ &= 20\lg \frac{k_1 k_2}{T_2} + 20\lg k_2 + 20\lg \omega_2 - 20\lg \omega_3 - 20\lg \omega_4 + 20\lg k_5 - 20\lg \omega_5. \end{aligned}$$

Проведём построение ЛАЧХ и ЛФЧХ согласно полученным данным (рисунок 3.32).

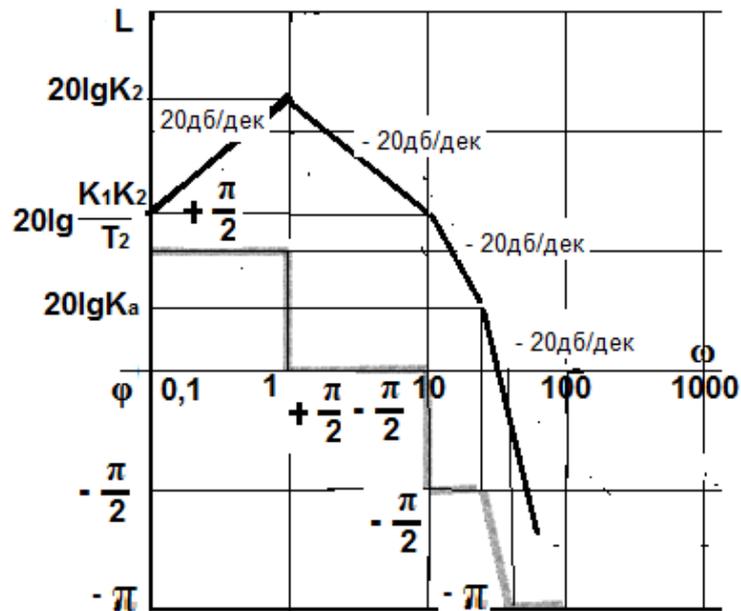


Рисунок 3.32 – Логарифмические амплитудные и фазные частотные характеристики бурильной колонны

Из анализа прохождения ЛАЧХ и ЛФЧХ следует, что скорость спада логарифмической амплитудно-частотной характеристики и логарифмической фазо-частотной характеристики по уровню $-\pi$ совпадают. По логарифмическому частотному критерию устойчивости совпадение скоростей спада частотных характеристик свидетельствует о граничных условиях устойчивости. Таким образом, введение момента вязкого трения в модель структуры бурильной колонны позволяет получить из структурно-неустойчивого звена [27] объект, устойчивость которого определяется граничными условиями.

Это положение подтверждается и критерием устойчивости Найквиста. Действительно, для разомкнутой структуры модели бурильной колонны амплитудно-фазовая частотная характеристика (АФЧХ) имеет вид:

$$A(j\omega) = A_1 e^{j\phi_1(\omega)} \cdot A_2 e^{j\phi_2(\omega)} \cdot A_3 e^{j\phi_3(\omega)} \cdot A_4 e^{j\phi_4(\omega)} = \frac{k_1}{\omega} e^{-j90^\circ} \cdot \frac{k_2}{\omega} e^{-j90^\circ} \times \\ \times \frac{1}{1-j\omega} e^{-j\omega} \cdot \frac{k_2(T_\phi j\omega + 1)}{T_2} \quad (3.64)$$

Графическое представление амплитудно-фазовой частотной характеристики разомкнутой структуры при изменении частоты в диапазоне $0 < \omega < \infty$ приведено на рисунке 3.33.

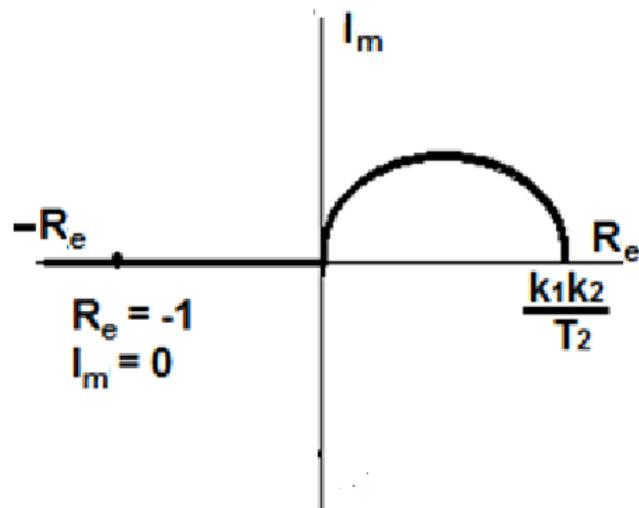


Рисунок 3.33 – АФЧХ разомкнутой структуры с учётом вязкого трения

Характеристика определяется положительной полуокружностью в первом квадранте за счёт форсирующего и апериодического звеньев, затем под влиянием первого интегрирующего звена уходит по отрицательной мнимой оси в координату $-I_m \rightarrow -\infty$, а под влиянием второго интегрирующего звена получает дополнительный фазный поворот на угол $-0,5\pi$ и смещается на отрицательную полуось $-R_e \rightarrow -\infty$. Иными словами, АФЧХ разомкнутой структуры бурильной колонны всегда будет проходить через область критической точки с координатами $R_e = -1, I_m = 0$, что согласно критерию устойчивости Найквиста характеризует её как структуру, находящуюся на границе устойчивости. При приложении любого возмущения к такой структуре в ней возникают устойчивые автоколебания с частотой, определяемой параметрами бурильной колонны для

данного случая, т.е. моментами инерции J_1 и J_2 и жёсткостью колонны. Декремент затухания для этого случая $\gamma = 0$. При отсутствии вязкого трения структурная модель бурильной колонны определяется как неустойчивое звено.

Подведём итоги исследования бурильной колонны на устойчивость работы в процессе углубления скважины.

1). Растянутая часть бурильной колонны под воздействием крутящего момента привода стремится к форме пространственной спирали при критической длине.

2). Представление бурильной колонны в виде пространственной спирали позволяет сделать вывод, что при работе колонны в скважине она подвержена сложным совместным автоколебаниям как крутильного, так и продольного характера.

3). Крутильные автоколебания возникают за счёт накопления потенциальной энергии при закручивании бурильной колонны крутящим моментом с последующим её высвобождением и превращением в кинетическую энергию при раскручивании спирали.

4). Одновременно с крутильными автоколебаниями возникают продольные автоколебания и колебания соударений.

5). На основании снятых осциллограмм, можно утверждать, что на глубинах больше критических $l_{кр} \approx 1800$ м равномерного процесса углубления скважины получить не удастся, что соответствует правильной оценки бурильной колонны как неустойчивого объекта регулирования.

6). Бурильная колонна как объект регулирования является неустойчивым объектом без учёта вязкого трения.

7). При учёте момента вязкого трения бурильная колонна как объект регулирования определяется граничными условиями устойчивости.

Таким образом, из анализа следует, что требуется совершенствование процесса регулирования режима работы бурильной колонны для компенсации её автоколебаний при углублении скважины, так как ранее рассмотренные программные и программно-аппаратурные системы регулирования при работе с

неустойчивым объектом не рациональны. Это означает, что наиболее целесообразными для регулирования режима работы бурильной колонны являются аппаратные системы. При этом аппаратные системы, основанные на использовании статических значений параметров регулирования, требуют модернизации в связи с гармоническим законом изменения значений параметров регулирования при колебательном режиме работы объекта регулирования.

4. ИЗМЕРЕНИЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА ВАЛУ ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА РОТОРА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

Измеренные статические значения режимных параметров работы бурильной колонны не отражают динамических процессов при бурении скважины. Для выделения динамики бурильной колонны необходимо использование методов измерения фильтрующих статические значения измеряемых параметров.

Одним из таких методов, является ввод дифференцирующих фильтров в канал измерения, что позволяет отсекал постоянную составляющую результата измерения и сопровождающие её статические погрешности. Для реализации этого метода предлагается устройство для измерения крутящего момента, основанное на дифференциальной структуре обработки результатов.

4.1 Измеритель приращения крутящего момента по дифференциальной структуре измерения

Согласно [14, 103–105, 118–129], дифференциальная структура измерения представляет собой двухканальный измеритель, результаты измерения которых, поступают на блок деления, а он уже выдаёт общий результат. Иными словами, на первый канал измерения поступает измеряемое значение мощности двигателя привода буровой установки. Получаем результат измерения пропорциональный этой мощности, т.е.:

$$x_1 = F_1(N). \quad (4.1)$$

На второй канал измерения поступает значение угловой скорости вращения вала привода. Получаем результат пропорциональный угловой скорости вала привода:

$$x_2 = F_2(\omega). \quad (4.2)$$

На выходе блока деления получаем окончательно:

$$Y = \frac{x_1}{x_2} = \frac{F_1(N)}{F_2(\omega)} = F(M), \quad (4.3)$$

т.е. результат измерения Y , будет определяться некоторой функцией крутящего момента.

Структура дифференциальных измерений может быть представлена в виде рисунка 4.1.

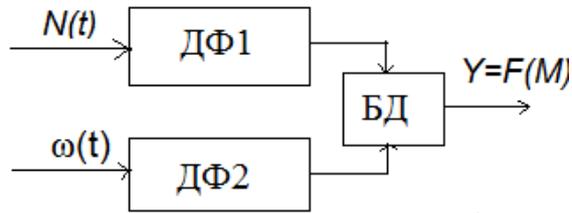


Рисунок 4.1 – Структура дифференциального измерителя крутящего момента

Здесь $N(t)$ – измеряемая мощность привода, Вт;

$\omega(t)$ – измеряемая угловая скорость вала привода, рад/с;

ДФ1 – дифференцирующий фильтр канала измерения мощности;

ДФ2 – дифференцирующий фильтр канала измерения угловой скорости вала двигателя привода;

БД – блок деления.

Блок деления необходим для получения результата измерения крутящего момента, так как $M_{кр} = \frac{N}{\omega}$, является результатом косвенных измерений мощности и угловой скорости.

Операция дифференцирования может быть осуществлена на параллельных встречно включённых апериодических звеньях, например, для канала измерения мощности (рисунок 4.2).

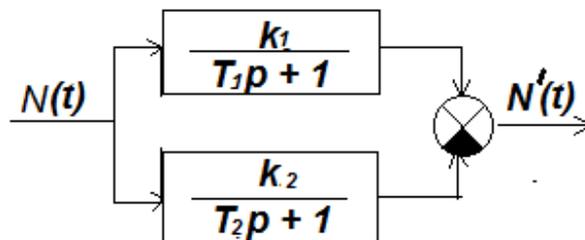


Рисунок 4.2 – Реализация дифференцирования на апериодических звеньях

Действительно общая передаточная функция структуры (рисунок 4.2) равна:

$$W_N(p) = W_1(p) - W_2(p) = \frac{k_1}{T_1 p + 1} - \frac{k_2}{T_2 p + 1} = \frac{k' p (T_2 - T_1)}{T_1 T_2 p^2 + (T_2 + T_1) p + 1}, \quad (4.4)$$

где $W_1(p) = \frac{k_1}{T_1 p + 1}$ – передаточная функция первого измерительного канала;

$W_2(p) = \frac{k_2}{T_2 p + 1}$ – передаточная функция второго измерительного канала;

k_1 – статический коэффициент передачи первого преобразователя;

k_2 – статический коэффициент передачи второго преобразователя;

T_2 и T_1 – постоянные времени преобразователей;

$k' = k_1 = k_2$ – частный случай, определяемый настройкой преобразователей.

Аналогичное построение можно провести для канала измерения угловой скорости:

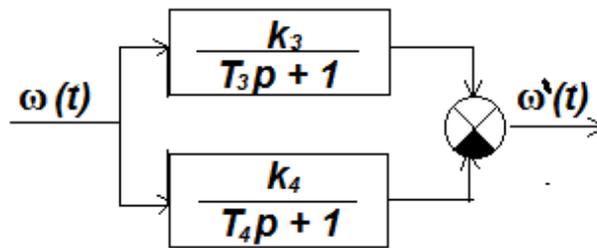


Рисунок 4.3 – Канал измерения угловой скорости

Здесь аналогично выражению (4.4) получим:

$$W_{\omega}(p) = W_3(p) - W_4(p) = \frac{k_3}{T_3 p + 1} - \frac{k_4}{T_4 p + 1} = \frac{k'' p (T_4 - T_3)}{T_3 T_4 p^2 + (T_4 + T_3) p + 1}, \quad (4.5)$$

где $W_3(p)$ и $W_4(p)$ – передаточные функции третьего и четвертого апериодических звеньев;

T_4 и T_3 – их постоянные времени;

$k'' = k_3 = k_4$ – статические коэффициенты передачи.

Из выражений (4.4) и (4.5) следует что, $W_N(p)$ и $W_{\omega}(p)$ представляют собой передаточные функции реальных дифференцирующих звеньев второго порядка, т.е. обладают свойствами дифференцирования. Следовательно, постоянные составляющие измерения величин мощности и угловой скорости через эти каналы не проходят.

Общая структура вариационных измерений приведена на рисунке 4.4.

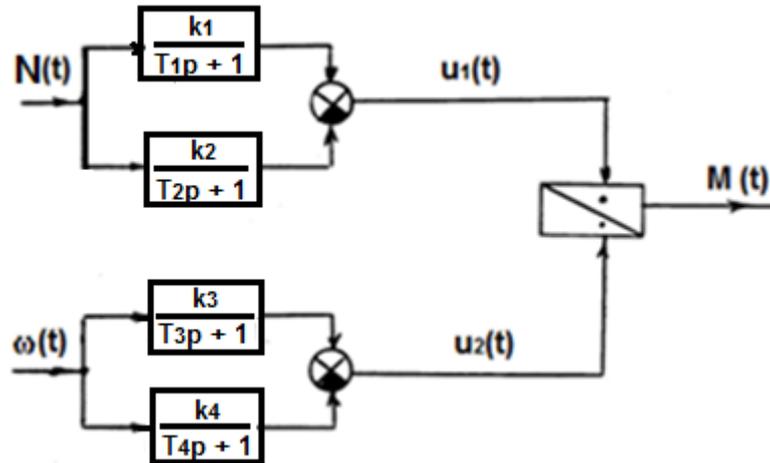


Рисунок 4.4 – Структурная схема дифференциального канала измерения

Согласно приведённой структуре (работы Б. А. Перминова, З. Х. Ягубова)

оба канала измерения объединяются блоком деления, реализующим операцию:

$$\frac{W_N(p)}{W_\omega(p)} = \frac{\frac{k'p(T_2-T_1)}{T_1T_2p^2+(T_2+T_1)p+1}}{\frac{k''p(T_4-T_3)}{T_3T_4p^2+(T_4+T_3)p+1}} = \frac{k'}{k''} = K. \quad (4.6)$$

При условии $T_1 = T_3$, $T_2 = T_4$, что вполне реализуемо, так как параметры T_1 , T_2 , T_3 , T_4 – являются параметрами настройки.

Таким образом, в результате деления на выходе устройства в целом можно получить статическое значение измеряемой величины, свободное от статической ошибки:

$$M = K \frac{\Delta N}{\Delta \omega}, \quad (4.7)$$

где ΔN – приращение мощности двигателя привода, Вт;

$\Delta \omega$ – приращение угловой скорости вала привода, рад/с.

Максимальная чувствительность канала измерения определяется соотношением его постоянных времени T_1 и T_2 . Так как переходная функция канала измерения определяется функцией оригинала от функции в изображениях (4,4) и имеет вид:

$$h_1(t) = k'(e^{-t/T_2} - e^{-t/T_1}), \quad (4.8)$$

то максимум этой функции определится выражением:

$$h_1'(t) = k' \left(\frac{1}{T_1} e^{-t/T_1} - \frac{1}{T_2} e^{-t/T_2} \right). \quad (4.9)$$

Отсюда можно найти интервал времени, соответствующий максимуму переходной функции $h_1'(t)$:

$$t_{\max} = \ln \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{T_1 T_2}{T_1 - T_2}. \quad (4.10)$$

Точка максимума соответствует неравенству $T_1 > T_2$, а точка минимума $T_1 < T_2$, т.е. $h(t)$ следует рассматривать как $|h(t)|$ для определения расхождения функции в разные моменты времени. Схема является симметричной, следовательно, можно говорить о конкретном соотношении $m = T_1/T_2 > 1$ и исследовать задачу о максимуме:

$$\begin{aligned} h_{\max} &= \kappa \left(e^{-\frac{T_1}{T_1-T_2} \ln \frac{T_1}{T_2}} - e^{-\frac{T_2}{T_1-T_2} \ln \frac{T_1}{T_2}} \right) = \\ &= \kappa \left(e^{\ln(m) \frac{m}{1-m}} - e^{\ln(m) \frac{1}{1-m}} \right), \end{aligned} \quad (4.11)$$

Выражение (4.11) может быть сведено к виду:

$$h_{\max} = k \left(m^{\frac{m}{1-m}} - m^{\frac{1}{1-m}} \right). \quad (4.12)$$

Аналогично для канала измерения угловой скорости:

$$h'_{\max} = k \left(n^{\frac{n}{1-n}} - n^{\frac{1}{1-n}} \right). \quad (4.13)$$

Кривая переходного процесса представлена на рисунке 3.15.

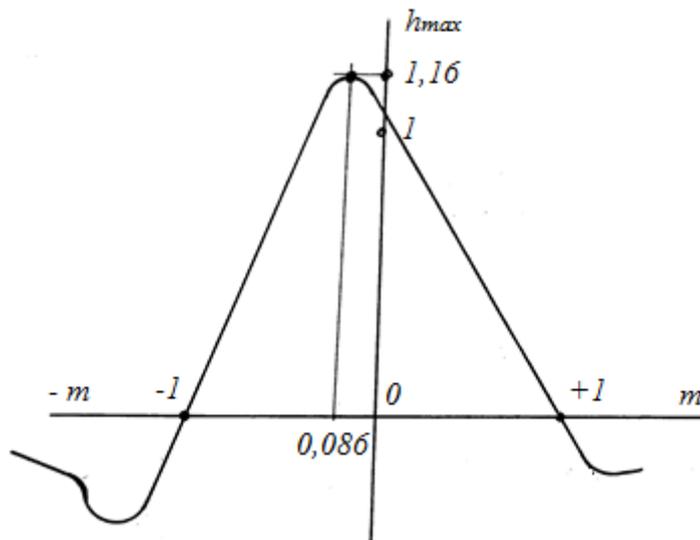


Рисунок 4.5 – Кривая максимума переходного процесса (от m)

4.2 Погрешности измерителя приращения крутящего момента

Как указывалось, в измерительных приборах с использованием фильтров осуществляется дифференцирование измеряемой величины за счет применения различных методов, что позволяет полностью отсеять как постоянную составляющую крутящего момента, так и систематическую погрешность измерения. При этом, если дифференцирование сигнала приращения крутящего момента осуществляется дифференцирующими цепями или специальными дифференцирующими фильтрами, то выходной импульс такой цепи определится крутизной фронта приращения момента, но не его амплитудой, следовательно расшифровать информацию о величине динамического приращения момента в этом случае затруднительно.

Более приемлемым вариантом построения приборов по этому методу является вариант создания дифференцирующих фильтров на базе апериодических звеньев по методике, предложенной в [129–134]. Передаточная функция такого фильтра определяется выражением (4.4), а переходная функция для единичного скачка измеряемой величины равна:

$$h(t) = k \left(e^{-\frac{t}{T_2}} - e^{-\frac{t}{T_1}} \right). \quad (4.14)$$

Кривая переходного процесса в соответствии с выражением (4.14) имеет колоколообразную форму, определяемую двумя экспонентами (рисунок 4.6), амплитуда этой кривой определяется крутизной фронта единичного скачка, а площадь - амплитудой. Таким образом, использование приборов интегрирующего типа (вольтметры) позволяет провести измерение динамической составляющей крутящего момента по этому методу измерения.

Однако и в данном случае точность измерения оказывается невысокой, а малая чувствительность канала измерения не позволяет преждевременно распознать аварийную ситуацию. Кроме того, метод не позволяет следить за изменением постоянной составляющей крутящего момента, что в свою очередь, не позволяет определить износ бурового разрушающего инструмента и оптимизировать процесс бурения.

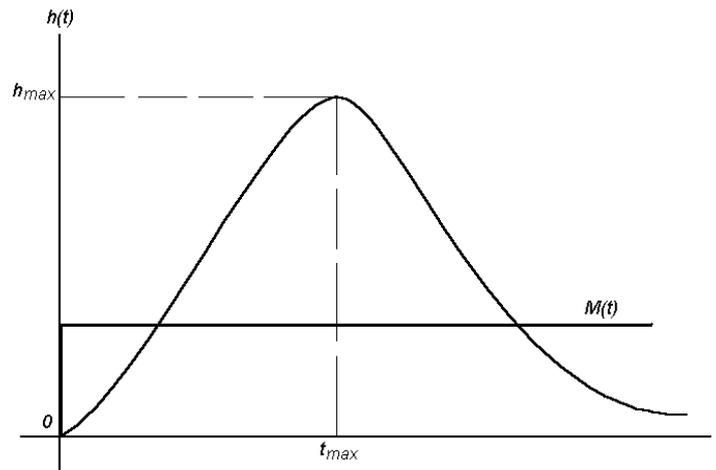


Рисунок 4.6 – Кривая переходного процесса фильтра

Многолетняя работа по исследованию процессов в режиме бурения и созданию оптимального метода измерения крутящего момента [13, 14, 19, 24, 26, 33, 70–79, 103–105, 120–125], позволяет предложить, на наш взгляд, наиболее приемлемый вариант прибора с использованием фильтра. Сущность метода заключается в следующем. Проводится измерение сигналов приращения мощности и изменения скорости вала привода при приращении нагрузки на долоте с помощью дифференцирующего фильтра. Инерционность обоих фильтров канала измерения попарно приближают друг к другу, а результат измерения получают путем деления сигнала приращения мощности на приращение скорости вращения вала привода. Это позволяет устранить статическую составляющую в канале измерения мощности и в канале измерения скорости вращения свести к нулю систематическую составляющую погрешности измерения за счет дифференцирования, что подробно описано в предыдущем разделе. Кроме того, за счет деления двух измеряемых величин компенсируется синфазная помеха. Действительно, в этом случае результат измерения определяется выражением:

$$M = K \frac{\Delta N}{\Delta \omega}, \quad (4.15)$$

где M – значение измеряемой величины крутящего момента, Нм;

ΔN – значение приращения мощности привода, Вт;

$\Delta \omega$ – значение приращения скорости вала, рад/с;

K – коэффициент передачи канала измерения.

По результатам проведённого в предыдущих главах анализа можно сделать следующий вывод. Параметр крутящего момента на валу привода буровой установки, включающий в себя момент, действующий на породоразрушающий инструмент, статические составляющие моментов сопротивления, динамические приращения момента, связанные с проявлением различных диссипативных составляющих, гидравлических импульсов, а также случайных явлений вида каверн, уплотнений, и т.д. в процессе проходки скважины наиболее информативен по сравнению с другими.

Можно сказать, что работа бурильной колонны в скважине в процессе её углубления практически полностью отражается изменениями крутящего момента на валу привода буровой установки. Следовательно, измеряя значение крутящего момента и его изменения, можно судить о статических и динамических процессах работы бурильной колонны при углублении скважины и соответственно влиять на эти процессы в режиме регулирования.

Для нахождения выражения относительной погрешности крутящего момента $\gamma_M = \frac{\Delta M}{M}$ прологарифмируем выражение (4.15), а после дифференцирования получим:

$$\frac{dM}{M} = \frac{dK}{K} + \frac{dN}{N} - \frac{d\omega}{\omega}, \quad (4.16)$$

или учитывая, что $\frac{dM}{M} \approx \frac{\delta M}{M}$, $\frac{dK}{K} \approx \frac{\delta K}{K}$, $\frac{dN}{N} \approx \frac{\delta N}{N}$, $\frac{d\omega}{\omega} \approx \frac{\delta \omega}{\omega}$, т.е. данные составляющие являются составляющими относительных погрешностей, имеем:

$$\gamma_M = \gamma_K + \gamma_{\Delta N} - \gamma_{\Delta \omega}. \quad (4.17)$$

Рассмотрим по отдельности относительные погрешности каналов измерения мощности и скорости вращения вала привода на примере канала измерения мощности. Для выходной величины первого измерительного канала, содержащего первый апериодический элемент можно записать:

$$N_1 = N_0 \sqrt[n]{1 + \frac{\Delta x}{x_0}}, \quad (4.18)$$

для второго инерционного преобразователя:

$$N_2 = N_0^n \sqrt[1 - \frac{\Delta x}{x_0}]{}^n, \quad (4.19)$$

где N_0 – начальное значение мощности привода;

$\frac{\Delta x}{x_0}$ – относительное значение приращения мощности.

n – целое число не менее 2, определяемое свойствами инерционного звена.

Разность этих выходных величин равна:

$$\Delta N = N_1 - N_2 = N_0 \left(\sqrt[1 + \frac{\Delta x}{x_0}]{}^n - \sqrt[1 - \frac{\Delta x}{x_0}]{}^n \right). \quad (4.20)$$

Разлагая каждый из радикалов в ряд и вычитая подобные члены, получаем:

$$\Delta N = N_0 \left[\frac{2}{n} \left(\frac{\Delta x}{x_0} \right) + \frac{(n-1)(2n-1)}{3n^3} \left(\frac{\Delta x}{x_0} \right)^3 + \dots \right]. \quad (4.21)$$

Из выражения (4.21) видно, что на выходе дифференциального преобразователя отсутствует постоянная составляющая, т.е. при $\Delta x = 0$, значение $N = 0$, а не N_0 . Чувствительности двух преобразователей складываются, а результирующая чувствительность удваивается, т.е.

$$N = N_0 \frac{2}{n} \left(\frac{\Delta x}{x_0} \right). \quad (4.22)$$

При этом надо иметь в виду, что погрешности чувствительности канала измерения мощности по абсолютной величине также складываются, и поэтому коррекции мультипликативных погрешностей не происходит, а их относительная величина остается такой же, как у отдельных преобразователей. Погрешности линейности, обусловленные третьим членом ряда, при строгом равенстве чувствительностей обоих преобразователей взаимно корректируются. Относительная погрешность измерения соответственно определяется:

$$\gamma_{\Delta N} = \frac{2}{n} \left(\frac{\Delta x}{x_0} \right) + \frac{(n-1)(2n-1)}{3n^3} \left(\frac{\Delta x}{x_0} \right)^3 + \dots \quad (4.23)$$

Аналогично рассуждая, получим значение относительной погрешности канала измерения скорости вращения вала привода:

$$\gamma_{\Delta \omega} = \frac{2}{n} \left(\frac{\Delta x'}{x'_0} \right) + \frac{(n-1)(2n-1)}{3n^3} \left(\frac{\Delta x'}{x'_0} \right)^3 + \dots \quad (4.24)$$

Подставляя значения $\gamma_{\Delta N}$ и $\gamma_{\Delta \omega}$ из (4.23) и (4.24) в выражение погрешности всего прибора для измерения крутящего момента в целом получим:

$$Y_M = \frac{2}{n} \left(\frac{\Delta x}{x_0} - \frac{\Delta x'}{x'_0} \right) + \frac{(n-1)(2n-1)}{3n^3} \left(\frac{\Delta x}{x_0} - \frac{\Delta x'}{x'_0} \right)^3 + \dots \quad (4.25)$$

Считая $\Delta K \rightarrow 0$, как отмечалось ранее, так как постоянная составляющая чувствительности каналов неизменна, при $K = \frac{S_1}{S_2}$ компенсируются все факторы помех (синфазные, нелинейности и т. д.).

Таким образом, для предлагаемого метода измерения крутящего момента погрешность измерения оказывается наименьшей, определяется разностью относительных значений динамического приращения по входу канала измерения мощности и канала измерения скорости вращения вала и может быть полностью скомпенсирована путем регулировки чувствительности каналов. В то же время, метод позволяет получить высокую чувствительность каналов измерения без дополнительных средств усиления, с использованием дифференцирующих фильтров, что определяет простоту монтажа, комплектации и повышение надежности прибора в целом.

Проведённые исследования позволяют разработать рекомендации непосредственно по синтезу измерительной аппаратуры, распознающей наступление предаварийной ситуации и способной корректировать динамические параметры бурильной колонны в процессе её работы.

4.3 Обоснование управляющих параметров для модернизации системы регулирования режима работы бурильной колонны

В работах [119–125] рассмотрены вопросы синтеза структур дифференциальных (вариационных) измерений, позволяющих проводить измерение динамического приращения крутящего момента на валу привода буровой установки при роторном бурении. Такая синтезированная структура измерения приведена на рисунке 4.7.

Структура имеет два дифференцирующих фильтра в виде встречно включённых апериодических звеньев, которые служат для измерения динамического приращения мощности двигателя привода ΔN и динамического приращения скорости вращения вала привода $\Delta \omega$.

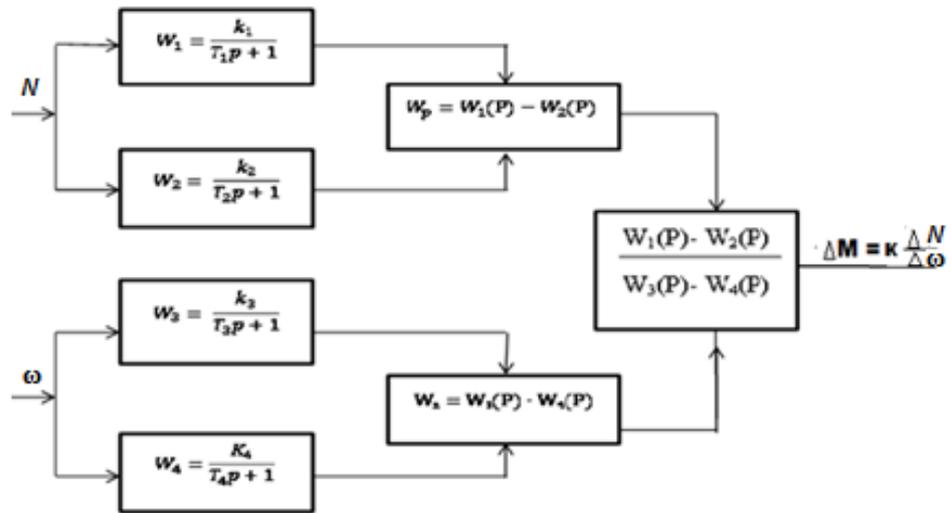


Рисунок 4.7 – Структура измерителя крутящего момента в виде разностных дифференцирующих фильтров

Приращение мощности двигателя привода определится выражением передаточной функции канала измерения мощности:

$$W_N(p) = W_1(p) - W_2(p) = \frac{k_1}{T_1 p + 1} - \frac{k_2}{T_2 p + 1} = \frac{k_p (T_2 - T_1) p}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)}, \quad (4.26)$$

при условии $k_1 = k_2 = k_N$.

Для канала измерения угловой скорости вращения вала:

$$W_\omega(p) = W_3(p) - W_4(p) = \frac{k_3}{T_3 p + 1} - \frac{k_4}{T_4 p + 1} = \frac{k_n (T_4 - T_3) p}{(T_3 p + 1)(T_4 p + 1)}, \quad (4.27)$$

при условии $k_3 = k_4 = k_\omega$.

Если принять, что временные постоянные передаточных звеньев $T_1 = T_3 = T^*$, $T_2 = T_4 = T^{**}$ на выходе блока деления получим:

$$W_M(p) = W_N(p) / W_\omega(p) = \frac{k_N (T^{**} - T^*) p}{(T^* p + 1)(T^{**} p + 1)} \bigg/ \frac{k_\omega (T^{**} - T^*) p}{(T^* p + 1)(T^{**} p + 1)} = \frac{k_N}{k_\omega}, \quad (4.28)$$

где k_N – коэффициент передачи канала измерения мощности;

k_ω – коэффициент передачи канала измерения угловой скорости.

Значения этих коэффициентов определяются отношениями приращений выходной координаты канала измерения к соответствующему приращению входной величины. Выходными координатами для обоих каналов измерений являются приращения напряжения ΔU_N и ΔU_ω соответственно. Входная координата также определяется напряжениями строго пропорциональными

мощности привода и скорости вращения, т.е. $U_N \equiv N$; $U_\omega \equiv \omega$. Входные напряжения, проходя через дифференцирующие фильтры, подвергаются операции дифференцирования. Следовательно, выходные координаты определяются соотношениями:

$$\Delta U_N = \frac{dU_N}{dt}, \Delta U_\omega = \frac{dU_\omega}{dt}; \quad (4.29)$$

где $\frac{dU_N}{dt} = v_N$ – интенсивность изменения мощности привода;

$\frac{dU_\omega}{dt} = v_\omega$ – ускорение вала привода.

Отсюда коэффициенты передачи каналов измерения:

$$k_N = \frac{\frac{dU_N}{dt}}{U_N} = \frac{v_N}{U_N}; \quad k_\omega = \frac{\frac{dU_\omega}{dt}}{U_\omega} = \frac{v_\omega}{U_\omega}. \quad (4.30)$$

Подставляя значения коэффициентов передачи из формул (4.30) в выражение (4.28), получим:

$$W_M(p) = \frac{\frac{v_N}{U_N}}{\frac{v_\omega}{U_\omega}} = \frac{1}{M} \frac{v_N}{v_\omega}, \quad (4.31)$$

где $\frac{U_\omega}{U_N} \equiv \frac{\omega}{N} = \frac{1}{M}$ – величина, обратная статическому значению крутящего момента на валу привода колонны бурильных труб;

$\frac{1}{M} = \text{const}$ – является постоянной величиной для заданного режима работы бурильной колонны;

$\frac{v_N}{v_\omega} = \text{Crit}M$ – критерий работы бурильной колонны, характеризующий расход энергии привода за один оборот, равный отношению интенсивности изменения мощности двигателя привода к ускорению частоты вращения бурильной колонны.

Таким образом, вариационный канал измерения позволяет определить отношение скоростных параметров изменения мощности на валу двигателя привода к скорости вращения бурильной колонны относительно некоторого заданного постоянного значения крутящего момента M .

Эти теоретические предпосылки реализованы в экспериментальном измерительном приборе ИКРУМ, осциллограммы которого качественно иллюстрируют изменения приращения крутящего момента (рисунок 4.8).



Рисунок 4.8 – Осциллограмма динамического приращения крутящего момента при осевой нагрузке 140кН

На осциллограмме просматривается процесс крутильных автоколебаний колонны бурильных труб, амплитудой огибающих которой определяется скорость изменения динамического приращения крутящего момента.

При анализе измерения динамического приращения крутящего момента возможно рассмотрение следующих частных случаев:

1. $CritM = 0$. Случай возможен если $\frac{dN}{dt} = v_N = 0$, т.е. мощность на валу привода колонны бурильных труб постоянна или равна 0. Так как анализ проводится в процессе бурения скважины, то случай $N = 0$ в анализ режима не входит, и будем считать, что мощность на валу привода постоянна $N = const$. $CritM = 0$, определяет равномерный установившийся режим работы бурильной колонны при отсутствии автоколебаний. Изменения скорости вращения $\frac{d\omega}{dt}$ при этом не приводят к дополнительным затратам энергии привода колонны бурильных труб.

2. $CritM \neq 0$. Случай характеризуется ростом критерия или его спадом. При росте скорости изменения крутящего момента $CritM > 0$ возможно возникновение стопорения бурильной колонны, при спаде $CritM < 0$ возникает явление проскальзывания. Случай характеризует начало возникновения крутильных автоколебаний.

3. $CritM \rightarrow \infty$. Случай возможен, если скоростные изменения $\frac{d\omega}{dt} = 0$. Гипотетический вариант равенства нулю скорости изменения угловой скорости возможен либо при $\omega = 0$, либо при $\omega = const$. Если $\omega = 0$, то это означает, либо отсутствие вращения колонны бурильных труб ($M = 0$), либо её полное стопорение (аварийный режим), т.е. возникает неопределённость измерения параметров работы бурильной колонны. При $\omega = const$ режим работы бурильной колонны устойчивый, равномерный с отсутствием автоколебаний.

На основании приведённого анализа можно сделать вывод, что использование $CritM$ для регулирования режима работы бурильной колонны не является самодостаточным, так как измерение этого параметра вариационной структурой сопровождается неопределённостями вида $CritM = 0$ и $CritM \rightarrow \infty$.

Однако, используя отдельно каналы измерения N и ω на базе дифференцирующих фильтров можно легко реализовать эффективное регулирование режима работы бурильной колонны. Действительно, если канал измерения N даёт результат изменения $\frac{dN}{dt} = 0$, а канал измерения ω результат соответствующий $\frac{d\omega}{dt} = 0$, то процесс углубления скважины равномерный и устойчивый с полным отсутствием автоколебаний.

При $\frac{dN}{dt} > 0$ и $\frac{d\omega}{dt} < 0$ наблюдается процесс стопорения колонны бурильных труб, при $\frac{dN}{dt} < 0$ и $\frac{d\omega}{dt} > 0$ проскальзывание.

Таким образом:

1). Регулирование режима работы бурильной колонны с использованием дифференциальной структуры измерения приращения крутящего момента по его изменениям недостаточно для практической реализации в связи с появлением неопределённостей вида $CritM = 0$ и $CritM \rightarrow \infty$.

2). Реализация регулирования режима работы бурильной колонны возможна при одновременной с измерением приращения крутящего момента отдельной фиксацией параметров N и ω дифференциальной структурой измерения приращения крутящего момента.

3). Из проведённого анализа следует, что в основу регулирования режима работы бурильной колонны при углублении скважины следует положить параметры $v_N = \frac{dN}{dt}$ и $v_\omega = \frac{d\omega}{dt}$, причём процесс стопорения бурильной колонны характеризуется состоянием $\frac{dN}{dt} > 0$ и $\frac{d\omega}{dt} < 0$, а процесс проскальзывания $\frac{dN}{dt} < 0$ и $\frac{d\omega}{dt} > 0$.

4.4 Обоснование структуры измерителя приращения крутящего момента и методики контроля динамических параметров

Так как наиболее информативным параметром бурения является крутящий момент и его динамические составляющие на валу двигателя привода буровой установки, то рассмотрим методику его измерения в процессе углубления скважины. При этом в основу измерений положим дифференциальную структуру измерителя приращения крутящего момента.

В качестве средства измерения, а в дальнейшем и авторегулятора режима работы бурильной колонны, возможно применение любого типового контроллера. Измерительные датчики мощности двигателя привода и угловой скорости приводного вала определяются видом и типом применяемого двигателя привода. Например, если в качестве двигателя привода применяется электродвигатель постоянного тока, то датчиками мощности целесообразно взять совокупность измерительных трансформаторов тока и напряжения типа ДТХ и ДНХ, произвести перемножение их результатов непосредственно в контроллере и получить масштабное значение мощности. Для определения угловой скорости вала привода возможно использование тахогенераторов типа ТГХ или других датчиков скорости.

Если в качестве двигателя применяется дизельная установка или газотурбинный привод, то мощность двигателя может быть определена по температуре выхлопа, либо по положению регулятора подачи топлива.

Иными словами, каждое применение того или иного датчика определяется конкретным видом двигателя привода.

Результат измерения мощности двигателя привода и угловой скорости выходного вала подаются с помощью линии связи на входы аналого-цифровых преобразователей (АЦП) контроллера через согласующие устройства. В качестве согласующих устройств можно рекомендовать операционные усилители сопряжения с регулируемым коэффициентом усиления для измерения масштаба измеряемой величины.

Функциональная схема измерителя динамических параметров крутящего момента приведена на рисунке 4.9.

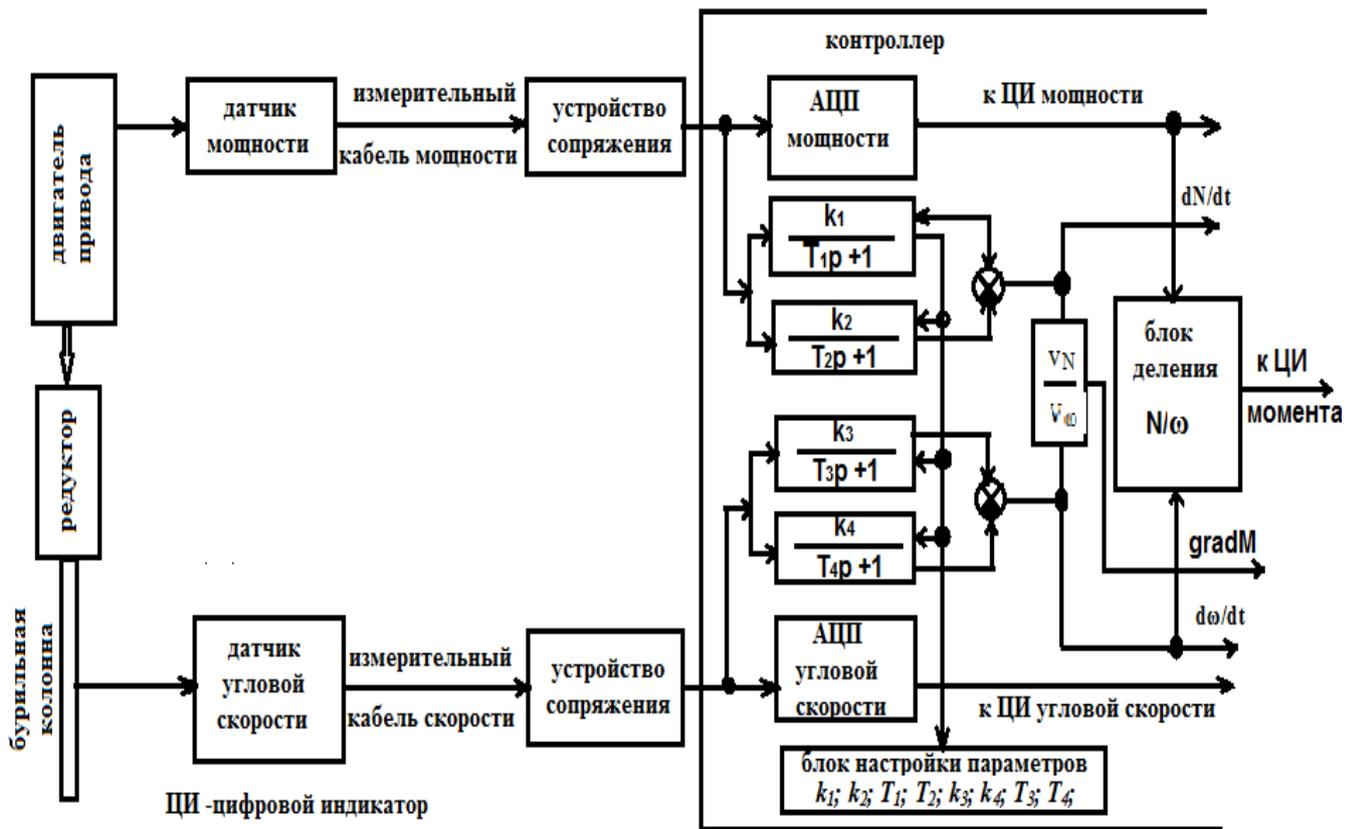


Рисунок 4.9 – Структурная схема измерителя динамических составляющих крутящего момента

Датчик мощности для электропривода буровой установки является измерительным преобразователем электрической величины в электрическую, и текущее значение мощности может быть получено непосредственно в блоке контроллера как произведение силы тока на напряжение. Для привода переменного тока к произведению тока и напряжения добавляется множитель коэффициента мощности. Для неэлектрического привода необходимо

использование датчиков мощности как измерительного преобразователя неэлектрической величины в электрическую величину аналогового типа.

Для измерения угловой скорости вала редуктора целесообразно применение тахогенераторов, реализующих функции преобразования вида:

$$u_{\text{ТГ}} = F(\omega), \quad (4.32)$$

где $u_{\text{ТГ}}$ – напряжение тахогенератора, В;

ω – угловая скорость выходного вала редуктора, рад/с.

Напряжения с датчика мощности и датчика угловой скорости подаются с помощью измерительного кабеля связи на блок сопряжения с входами аналого-цифровых преобразователей канала измерения мощности и канала измерения угловой скорости, а так же на входы дифференциальной структуры измерения крутящего момента. С АЦП мощности и АЦП угловой скорости информация о текущих значениях этих параметров подаётся на цифровые индикаторы и цифровой блок деления контроллера, к выходу которого подключается цифровой индикатор крутящего момента. Таким образом, с помощью каналов измерения АЦП мощности и угловой скорости возможно отслеживание с использованием контроллера текущих параметров мощности привода, скорости вращения вала редуктора и текущего значения крутящего момента на валу двигателя привода. Если в системе регулирования режима работы бурильной колонны используется хотя бы один из этих параметров, то его текущее значение может быть подано на вход пропорционально-интегрально-дифференциально (ПИД) авторегулятора, смоделированного с помощью контроллера, и использовано для целей управления бурением.

Кроме того, с использованием контроллера возможна реализация дифференциальной структуры измерения крутящего момента. Модель измерения является двухканальной. С помощью первого канала измеряются скоростные изменения мощности двигателя привода, а с помощью второго канала ускорение вала привода, т.е. на выходе каналов соответственно имеем:

$$\text{- по каналу измерения мощности } -\frac{dN}{dt} = v_N,$$

- по каналу измерения угловой скорости $\frac{d\omega}{dt} = v_\omega$.

Полученные данные v_N и v_ω подаются на блок деления контроллера на выходе, которого имеем критерий изменения крутящего момента $CritM = \frac{v_N}{v_\omega}$.

Кроме того, значения скоростных изменений $\frac{dN}{dt}$ и $\frac{d\omega}{dt}$ могут быть использованы для регулирования режима работы бурильной колонны. Контроллер имеет блок параметров настройки $k_1, k_2, T_1, T_2, k_3, k_4, T_3, T_4$, имеется возможность реализации равенства параметров $k_1 = k_2, k_3 = k_4, T_1 = T_2, T_3 = T_4$, что позволяет упростить, передаточную функцию каналов измерения, а также получить максимальную чувствительность каналов.

Из анализа следует, что для минимизации средств измерения крутящего момента на валу двигателя привода буровой и его составляющих необходимо:

1). Для целей моделирования, измерения и регулирования использовать типовой контроллер с максимальным числом входных порталов – 8.

2). Число входов с использованием АЦП – 4.

3). Контроллер должен иметь:

- возможность моделирования дифференциальной структуры измерения;
- цифровую индикацию не менее 12-ти разрядов;
- возможность подключения внешних дисплейных устройств;
- возможность построения любых типов регуляторов;
- условия настройки параметров каналов измерения и регуляторов.

Таким образом, обоснованная структура измерителя динамических составляющих крутящего момента [14] и предлагаемая методика контроля за ними [24], упрощают систему существующих средств измерения и способствуют удовлетворению основным методологическим требованиям по модернизации аппаратных систем регулирования режима работы бурильной колонны при бурении.

5. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ, С ПОМОЩЬЮ ИЗМЕРИТЕЛЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

5.1 Краткое описание условий проведения экспериментальных исследований

Проверка соответствия теоретических предположений по определению динамических параметров бурильной колонны в процессе бурения проводилась путём их сравнения с результатами измерений этих параметров на опытной скважине №7 Возейского нефтяного месторождения г. Усинск, Республики Коми. (Тимано-Печорская нефтегазоносная провинция).

Возейское нефтяное месторождение открыто разведочно-поисковой скважиной № 52/2 в 1971, разрабатывается с 1977. В отложениях девона, карбона и перми выявлены двадцать пять нефтяных и одна газоконденсатная залежи. Запасы нефти составляет 350 млн тонн, собственник Лукойл. Глубина залегания залежей 1436 – 3713 м. Высота залежей 11 – 458 м. Залежи пластовые сводовые. В отложениях среднего девона и верхней перми коллектора – песчаники, в нижнем и верхнем девоне, карбоне и нижней перми – карбонатные породы. Пористость песчаников 11 – 28%, проницаемость 22 – 765 мД. В карбонатных породах коллекторы трещинно-порового и каверново-порово-трещинного типов. Пористость известняков 3-16%. Основная залежь приурочена к выклинивающейся пачке песчаников среднего девона. Водонефтяной контакт находится на отметке минус 3371 м. Начальное пластовое давление 37,1 МПа, температура пластовая 75,5°С. Нефть лёгкая – плотность 830 кг/м³, содержание серы 0,3%, парафина 5,5%. Способ эксплуатации – законтурное заводнение.

Бурение опытной вертикальной скважины проводилось буровой установкой Уралмаш ЗД-86. компоновка низа бурильной колонны (КНБК) типичная состояла из долота диаметром 215,6 типов СТ, Т, ТК, ТКЗ производства ОАО «Волгабурмаш», наддолотного стабилизатора, двух УБТ-165, стабилизатора, трёх УБТ-165, бурильной колонны из бурильных труб 127x13 мм с приварными замками до устья скважины. Вертикальную скважину бурили при обычных для

данной площади параметрах режима согласно СГТН. Осевую нагрузку изменяли в пределах от 120 до 180 кН. Промывка скважины до глубины 2000м проводилась технической водой, далее до проектной глубины – глинистым раствором с плотностью 1050-1250 кг/м³. Коммерческая скорость проходки 1,5 м/ч.

Характеристики образцов горных пород, использованных в процессе исследования, даны в таблице 5.1.

Таблица 5.1.

Номер образца	Интервал отбора керна, м	Описание образца горной породы	Твердость по штампу, МПа	Коэффициент трения покоя μ^*
200	42 - 43	Песчаник темно-серый с зернами до 0,5 мм	1,88	0,33
206	269 - 270	Песчаник разнотернистый, зерна кварца до 0,70 мм	1,92	0,33
217	1304 - 1305	Алеврит темно-серый	1,37	0,30
220	1557 - 1558	Песчаник разнотернистый, кварц размером до 0,65 мм	1,97	0,39
224	1951 - 1952	Песчаник мелкозернистый, размер зерен до 0,15 мм	1,58	0,26

Измерительный комплекс крутящего момента располагался на расстоянии 80 м от вышки буровой в специально оборудованном вагончике. В качестве соединительных линий использовался измерительный экранированный кабель, который был подключен к выходам датчиков тока, напряжения и скорости и соответственно подключен через блок сопряжения к дифференциальным выходам АЦП.

Для целей измерения применялся измеритель динамического приращения крутящего момента ИКРУМ, экспериментальная поверка которого была проведена фирмой «Элтех».

Структура прибора, [14], позволяет получить осциллограммы в координатах реального времени динамических приращений мощности, крутящего момента и $CritM$.

5.2 Исследование колебательных процессов бурильной колонны при её работе

Как уже отмечалось во второй главе, собственная угловая частота (формула 2.26), период и частота (формула 2.27) крутильных автоколебаний бурильной колонны на основе двухмассовой модели могут быть рассчитаны следующим образом.

Собственная круговая частота колебаний рассматриваемой механической системы:

$$\omega_{\text{бк}} = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1+J_2)}{J_1J_2}}. \quad (5.1)$$

Период колебаний и частота собственных колебаний:

$$T_{\text{бк}} = \frac{2\pi}{\omega_{\text{бк}}}; \quad f_{\text{бк}} = \frac{1}{T_{\text{бк}}}. \quad (5.2)$$

Для конкретного примера измерений, проведённых на экспериментальной скважине, имеем следующие данные:

1. Глубина скважины – 3547 м;
2. Трубы бурильной колонны – ПК 127x13 Е 3 ГОСТ Р 50278-92, масса погонного метра 34кг;
3. Трубы УБК – УБТС-2-165, масса погонного метра 126,3 кг;
4. Длина участка УБК – 180 м;
5. Масса колонны труб с инструментом – 143 т;
6. Тип коробки редуктора – КПП 200 – У1;
7. Обороты роторного стола – 80 об/мин;
8. Мощность двигателя привода – 500 кВт.
9. Скорость вращения вала двигателя – 500 об/мин;
10. Нагрузка на долото 120 кН; 140 кН; 160 кН; 180 кН;
11. Азимутальный угол скважины 0°.

Расчётные значения для этого случая собственных значений $\omega_{кбт}$, $T_{кбт}$, $f_{кбт}$ соответственно равны:

$$\omega = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} = \sqrt{\frac{13(59 + 673)}{59 \cdot 673}} = 0,62 \text{ с}^{-1}$$

Циклическая частота – $0,62 \text{ с}^{-1}$

Период колебаний – $10,13 \text{ с}$

Частота колебаний – $0,10 \text{ Гц}$.

Определим эти параметры по осциллограмме на рисунке 5.1. Значение периода изменения приращения крутящего момента составляет $10,73 \text{ с}$, частота – $0,09 \text{ Гц}$, циклическая частота – $0,59 \text{ с}^{-1}$ при осевой нагрузке 120 кН , что соответствует расчётным параметрам. Иными словами, теоретические расчёты частоты собственных крутильных автоколебаний бурильной колонны, подтверждаются результатами экспериментальных измерений, а двухмассовая математическая модель бурильной колонны адекватно отражает работу бурильной колонны в скважине.

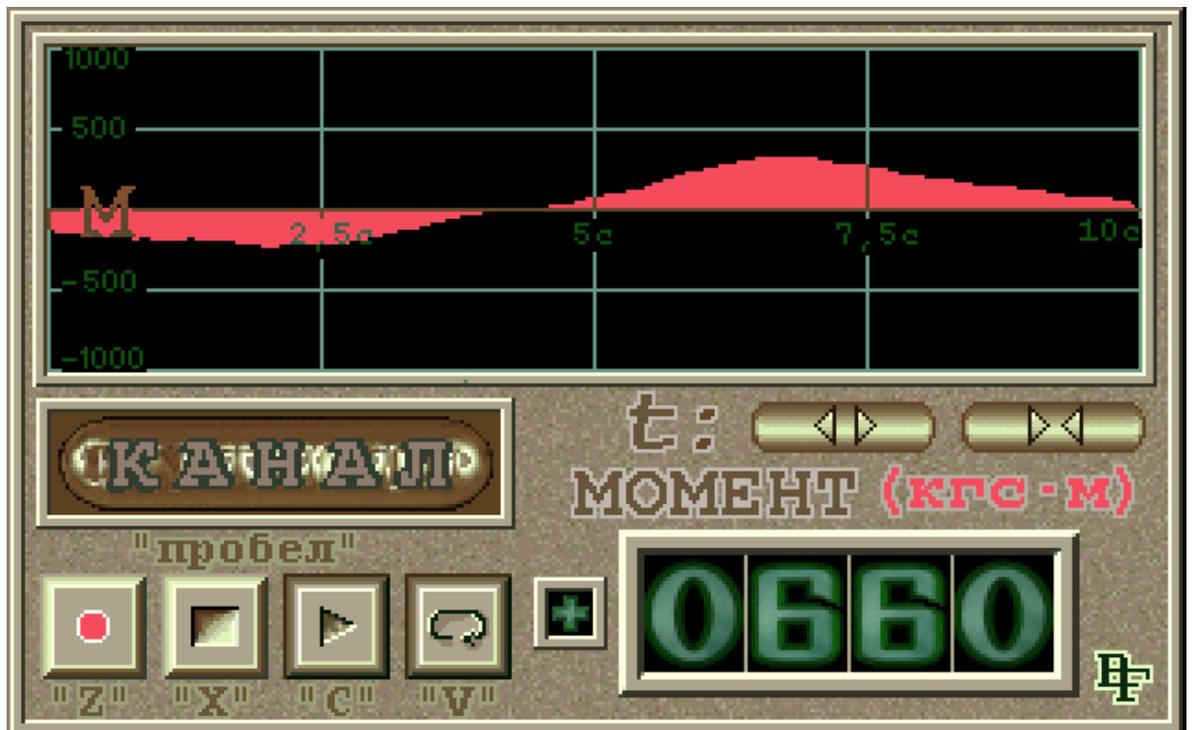


Рисунок 5.1 – Осциллограмма динамического приращения момента при осевой нагрузке 120 кН

При увеличении осевой нагрузки происходит пространственный изгиб буровой колонны, а за счёт крутящего момента её форма стремится к закручиванию в спираль. Длина буровой колонны возрастает и оказывается больше глубины скважины, т.е. $l_{\text{БК}} > L_{\text{СКВ}}$. Момент инерции буровой колонны возрастает, а коэффициент жёсткости вследствие спиральной деформации уменьшается. Осциллограмма изменения приращения крутящего момента для этого случая приведена на рисунке 5.2.

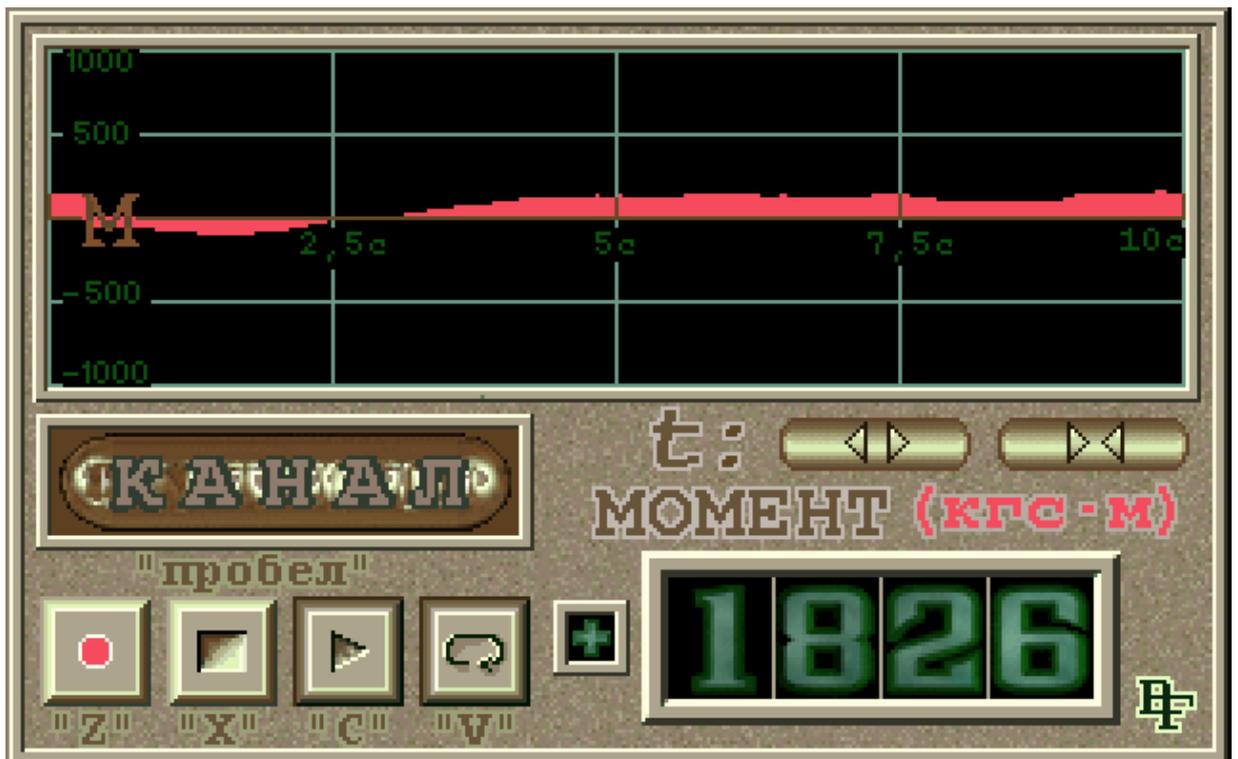


Рисунок 5.2 – Осциллограмма динамического приращения момента при осевой нагрузке 140 кН

Период собственных крутильных колебаний за счёт уменьшения жёсткости и увеличения момента инерции возрастает почти до 12 с. Частота колебаний уменьшается до 0,08 Гц, циклическая частота до $0,52 \text{ с}^{-1}$.

При дальнейшем увеличении осевой нагрузки происходит уменьшение шага винта спирали буровой колонны, увеличивается степень прижатия изгибных полуволокн к стенкам скважины, кроме собственных колебаний возникают колебания соударений колонны о стенки скважины, частота которых определяется числом узлов изгибных полуволокн при пространственной

деформации буровой колонны. Это теоретическое предположение хорошо иллюстрируется осциллограммами на рисунках 5.3 и 5.4, при этом с ростом осевой нагрузки возрастает число узлов спирали, что приводит к увеличению частоты биений.

По осциллограммам приращения крутящего момента при различных осевых нагрузках можно сделать вывод, что работа буровой колонны всегда сопровождается крутильными автоколебаниями, частота которых определяется её моментом инерции, а в итоге – глубиной скважины, а так же осевой нагрузкой.

Соотношение крутильных и продольных колебаний с ростом осевой нагрузки определяется в пользу крутильных колебаний, так как длина растянутой части буровой колонны с ростом осевой нагрузки уменьшается. Таким образом, рост осевой нагрузки приводит к колебаниям вызванным соударениями, на частоту которых накладывается огибающая крутильных автоколебаний, что хорошо иллюстрируется осциллограммой на рисунке 5.4.



Рисунок 5.3 – Осциллограмма динамического приращения момента при осевой нагрузке 160 кН



Рисунок 5.4 – Осциллограмма динамического приращения момента при осевой нагрузке 180 кН

При роторном бурении крутящий момент создается в верхнем сечении бурильной колонны, расположенном непосредственно в зажимах ротора. Величина крутящего момента должна быть больше, суммы моментов, необходимых для преодоления сопротивлений трения бурильной колонны в скважине и для вращения породоразрушающего инструмента (M_h) в процессе бурения.

В вертикальной скважине момент сопротивления, вызванный трением, возникает как в сжатой, так и в растянутой части бурильной колонны. Величина момента сопротивления в соответствии с установившимся характером движения участков колонны определяется в зависимости от радиуса вращения. Для колонны вращающейся вокруг собственной оси, радиус вращения определяется половиной диаметра колонны, при вращении вокруг оси скважины – радиусом скважины.

Для участка сжатой части колонны справедливо [3]:

$$M_{\text{сж}} = \frac{q^2 R_{\text{скв}} D_{\text{тр}} \mu^*}{24 EI} \cdot l_{\text{сж}}^3. \quad (5.3)$$

Для участка растянутой части колонны:

$$M_{\text{рас}} = F_{\text{рас}} \mu^* \frac{D_{\text{тр}}}{2}. \quad (5.4)$$

Отсюда суммарный момент сопротивления:

$$M_{\Sigma} = \frac{q^2 R_{\text{скв}} D_{\text{тр}} \mu^*}{24 EI} \cdot l_{\text{сж}}^3 + F_{\text{рас}} \mu^* \frac{D_{\text{тр}}}{2} + M_h, \quad (5.5)$$

где EI – жёсткость колонны на изгиб, Па;

μ^* – кулоновский коэффициент трения.

Для реализации процесса углубления скважины необходимо, чтобы крутящий момент на валу привода буровой установки был больше M_{Σ} , т.е.

$$M_{\text{кр}} > M_{\Sigma} = \frac{q^2 R_{\text{скв}} D_{\text{тр}} \mu^*}{24 EI} \cdot l_{\text{сж}}^3 + F_{\text{рас}} \mu^* \frac{D_{\text{тр}}}{2} + M_h \quad (5.6)$$

Добавив к приведённым параметрам примера значения: $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $I = 7,16 \cdot 10^{-5}$ м⁴; $F_{\text{рас}} = 1170$ Н; $\mu^* = 0,2$; $\frac{D_{\text{тр}}}{2} = 0,0635$ м; получим $M_{\Sigma} = 2100$ Нм.

На осциллограмме рисунок 5.5 приведено значение крутящего момента в реальном времени, измеритель показывает постоянное во времени значение соответствующее 3650 Нм. Согласно расчётным данным, крутящий момент больше суммарного момента сопротивления, т.е. $3650 > 2100$ Нм. При сравнении диаграмм на рис. 3.20 и рис. 3.21 устанавливаем, что бурение осуществляется в безвибрационной зоне.



Рисунок 5.5 – Осциллограмма крутящего момента при осевой нагрузке

Изменение приращения крутящего момента на выходе дифференциальной структуры определяется соотношением:

$$\frac{\frac{dN}{dt}}{\frac{dn}{dt}} = \frac{\frac{\Delta N}{\Delta t}}{\frac{\Delta n}{\Delta t}} = CritM \quad (5.7)$$

где $\frac{dN}{dt}$ – интенсивность изменения мощности привода, Вт/с;

$\frac{dn}{dt}$ – скоростные изменения частоты вращения буровой колонны, c^{-2} ;

$\Delta t \rightarrow 0$ – ограниченный отрезок времени, с.

Зададим конкретное изменение мощности на валу привода для рассматриваемого примера на 40% за время 0,5 с. Тогда $\Delta N = 200$ кВт, а $\Delta n = 24 c^{-1}$. Соответствующие скорости изменения $v_N = 400 \frac{кВт}{с}$, $v_n = 48 c^{-2}$, отсюда $CritM = \frac{v_N}{v_n} = 8,33$ кНм/об.

На рисунке 5.6 представлена осциллограмма измерения мощности привода в реальном времени. Для отрезка времени $\Delta t = 0,5$ с согласно осциллограмме приращение мощности составит порядка 185 кВт, отсюда быстрота изменения мощности $v_N = 370 \frac{кВт}{с}$ при $v_n = 46 c^{-2}$, $Crit M = \frac{v_N}{v_n} = 8,04$ кНм/об.



Рисунок 5.6 – Осциллограмма мощности при осевой нагрузке 180 кН

Для полной достоверности полученных результатов рассмотрим осциллограмму динамического приращения момента, приведённую на рисунке 5.4.

Здесь изображено приращение крутящего момента, вызванное соударениями колонны бурильных труб о стенки скважины. Его изменения происходят по линии огибающей амплитуды крутильных автоколебаний. Частота этих крутильных автоколебаний была определена ранее. При этом для временной координаты равной $\Delta t = 0,5$ с $CritM$ составляет $8,1 \text{ кНм/об}$.

Убедимся, что представленные осциллограммы отражают крутильные автоколебания колонны и колебания, вызванные её соударениями о стенки скважины. Для этого рассчитаем резонансные частоты колебаний бурильной колонны по методике, разработанной в Национальном минерально-сырьевом университете «Горный» [36,116]. Резонансные частоты колебаний бурильной колонны имеют место при совпадении частот привода и частот её собственных колебаний (продольных и крутильных).

Продольные колебания имеют место при изменении осевой нагрузки на забой, при котором наблюдается смещение поперечных сечений колонны вдоль её продольной оси.

Частотное уравнение для этого случая имеет вид [36]:

$$\frac{P\chi}{gEF} \omega = ctg \frac{H}{\chi} \omega, \quad (5.8)$$

где P – осевая нагрузка на забой, Н; g – ускорение силы тяжести, Н/кг; χ – скорость продольной волны в материале труб, м/с; ω – неизвестная циклическая частота собственных продольных колебаний бурильной колонны, рад/с; E – модуль Юнга трубной стали, Па; F – площадь поперечного сечения бурильной трубы, м²; H – длина бурильной колонны, м.

Для учёта крутильных колебаний бурильной колонны предлагается использовать другое частотное уравнение [116]:

$$\frac{2,5P\lambda(1+\mu)}{gE(D^2-d^2)} \omega^* = ctg \frac{H}{\lambda} \omega^*, \quad (5.9)$$

где λ – скорость распространения поперечных колебаний в материале труб, м/с; μ – коэффициент Пуассона; D, d – соответственно наружный и внутренний диаметр труб бурильной колонны, м; ω^* – собственная частота крутильных колебаний в теле бурильной колонны, рад/с.

Графическое решение уравнений (5,8 и 5,9) для оценки резонансных частот опытного бурения на глубине 3547 м представлено на рис. 5.7. Резонансные частоты находятся под точками пересечения соответствующих прямых и тангенсоид.

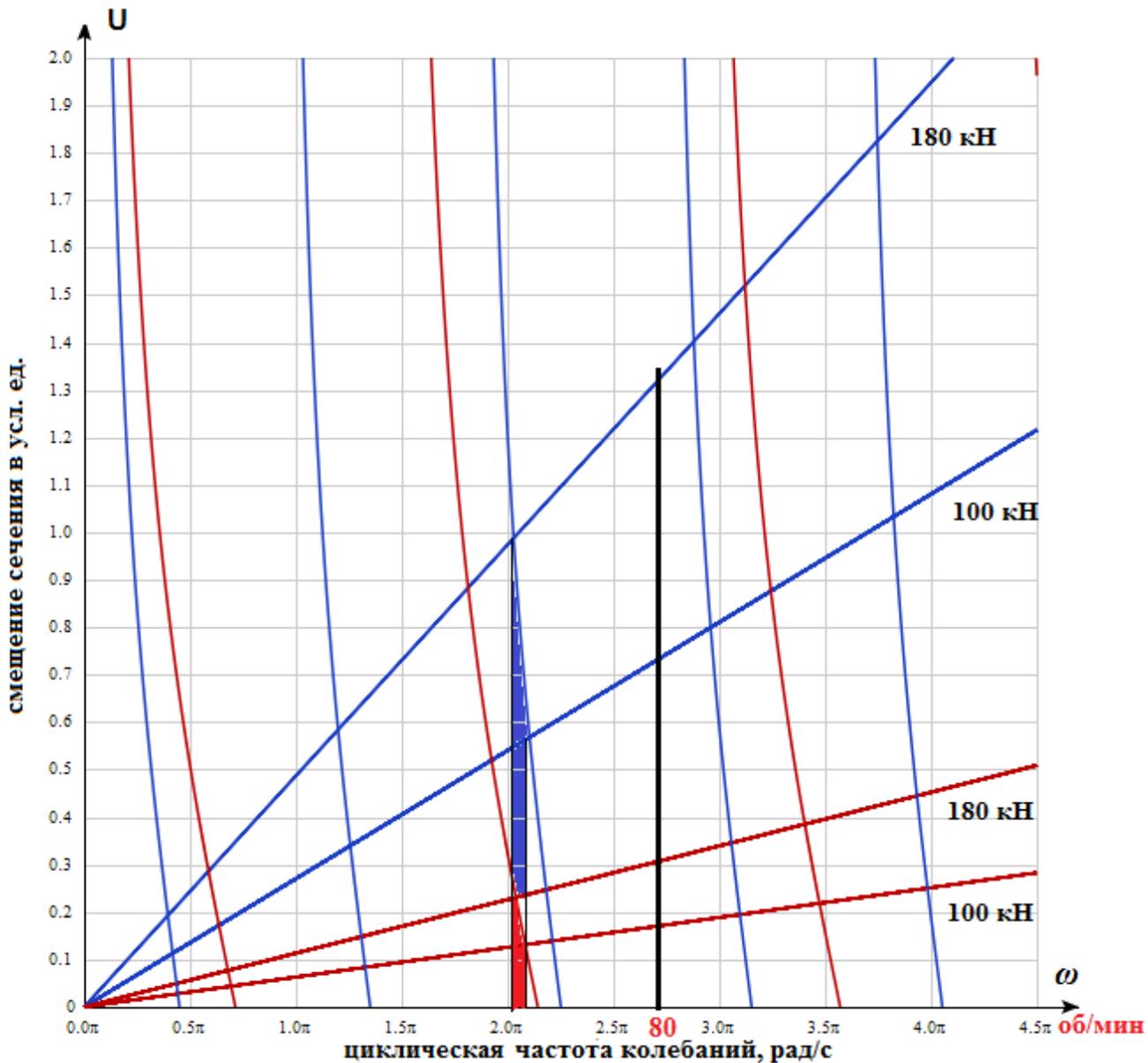


Рисунок 5.7 – Спектры резонансных частот бурильной колонны, в диапазоне осевых нагрузок 100 – 180 кН
продольные колебания – линии красного цвета, крутильные – синего

Основной тон резонанса продольных колебаний при изменении осевой нагрузки от 100 кН до 180 кН, находится в интервале частот от 2,12 рад/с до 2,17 рад/с, что соответствует частотам вращения привода от 20,3 об/мин до 20,7 об/мин. Первому и второму обертонам соответствуют интервалы частот вращения 61,2 ...62,7 об/мин, 102...104 об/мин.

Основной тон резонанса крутильных колебаний находится в интервале частот 1,22...1,29 рад/с, для чего необходимо вращение привода со скоростью 11,7...12,3 об/мин. Для первых трёх обертонов скорости вращения привода соответственно 36,0...37,6; 60,6...63,2; 86,0...88,8 об/мин. Бурение проводилось на частоте вращения привода 80 об/мин. Поэтому осциллограммы, снятые с помощью измерителя приращения крутящего момента «ИКРУМ» не отражают резонансных явлений.

5.3 Виды колебательных процессов и их влияние на механическую скорость проходки скважины

Принято считать [80-83], что на величину механической скорости бурения влияющими факторами являются конструкция и качество изготовления долота, физико-механические свойства горной породы, величина осевой нагрузки долота и частота его вращения, количество и физико-механические свойства прокачиваемой жидкости, скорость и направление струй, вытекающих из отверстий долота, омывающих забой и шарошки, и другое.

Многолетние исследования [81] позволили упростить вид связи механической скорости бурения с этими факторами. В настоящее время для практических расчётов механической скорости проходки в основном используют буровые параметры – осевую нагрузку P (Н), частоту вращения долота n (об/с), количество прокачиваемой жидкости Q (м³/с), физико-механические свойства прокачиваемой жидкости и состояние породоразрушающих элементов долота.

На основании исследования физических и механических процессов в скважине при её углублении, предложена формула аппроксимации механической скорости бурения [81], вида:

$$v_t = v_0 e^{-kt}, \quad (5.8)$$

где v_t – текущая механическая скорость бурения,

v_0 – начальная механическая скорость бурения,

k – коэффициент интенсивности падения скорости, зависящий от осевой нагрузки, конструктивных особенностей и материала зубьев шарошек, степени очистки забоя и т.д.

В роторном бурении [81] величина k колеблется в пределах от 0,05 до 0,2. Согласно анализу Г. Вудса [105] величина k может определена по времени полного износа шарошек t_g по формуле:

$$k = \frac{2}{t_g}. \quad (5.9)$$

Таким образом, определение механической скорости бурения сводится к определению времени износа бурового инструмента и считается, что при $v_t = 1/3v_0$ происходит полный износ породоразрушающего инструмента.

Как правило, анализ и расчёт механической скорости углубления скважины осуществляется при условии равномерного установившегося процесса бурения. Однако при исследовании динамических свойств бурильной колонны в процессе углубления скважины показано, что бурильная колонна является неустойчивым объектом регулирования, и её работа всегда сопровождается автоколебаниями. При этом необходимо выделять следующие их разновидности:

- 1) крутильные автоколебания;
- 2) продольные автоколебания;
- 3) комбинированные колебания;
- 4) автоколебания свободного движения.

Крутильные колебания сопровождаются перераспределением энергии в режиме стопорение-проскальзывание. Здесь, при достаточно большом моменте сопротивления на породоразрушающем инструменте, его вращение затормаживается, а при передаче момента с устья скважины происходит закручивание бурильной колонны и накопление потенциальной энергии. При достаточных значениях этой энергии породоразрушающий инструмент

прокручивается, при этом его скорость вращения может быть больше скорости вращения колонны на устье скважины. Это приводит к повторному торможению породоразрушающего инструмента и т.д. Возникающие крутильные автоколебания типа стопорение-проскальзывание приводят к появлению продольных колебаний периодически изменяющих осевую нагрузку на долото. Совместные крутильные и, возникающие вследствие них, продольные колебания образуют комбинированные колебания бурильной колонны. И ко всему комплексу рассматриваемых колебаний добавляются колебания всей колонны, как упругого длинного стержня, свободно подвешенного в верхней части.

Естественно, что все рассмотренные колебательные процессы существенно влияют на механическую скорость бурения. Влияние крутильных колебаний на механическую скорость бурения рассматривается в [113]. Показано, что скорость бурения с участием крутильных автоколебаний определяется выражением:

$$v_T = \frac{v_0}{T_0} \int_0^{T_0} \left(1 + \cos \frac{2\pi t}{T} \right)^\beta dt, \quad (5.10)$$

где v_T – среднее значение механической скорости бурения за один период крутильных автоколебаний, м/с;

v_0 – начальная механическая скорость бурения, м/с;

β – функциональный коэффициент падения механической скорости, зависящий от осевой нагрузки, конструкции долота, скорости прокачки жидкости.

Обозначая $v_0 / v_T = \varepsilon_\beta$ выражение (5.10) сводят к виду:

$$\varepsilon_\beta = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} \left(1 + \cos \frac{2\pi t}{T} \right)^\beta dt. \quad (5.11)$$

При введении переменной $x = \pi t / T$ получают:

$$\varepsilon_\beta = \frac{2^\beta}{\sqrt{\pi}} \frac{\Gamma(\beta + 0,5)}{\Gamma(\beta + 1)}, \quad (5.12)$$

где $\Gamma(\beta) = \int_0^\infty x^{\beta-1} e^{-x} dx$ – гамма-функция Эйлера.

Эмпирический коэффициент $\beta \leq 1$, т.е. $\beta \in (0,1)$. Обозначив уменьшение механической скорости как η_β , можно записать:

$$\eta_{\beta} = 1/2^{1-\beta}, \quad (5.13)$$

где $\beta = f(P, n, Q \text{ и } m. \partial.)$.

С учётом выражения (5.13) при $\beta = 0,6$ падение механической скорости бурения скважины с учётом крутильных колебаний составит $\eta_{\beta} = 0,758$.

В процентном отношении падение механической скорости бурения в связи с возникновением крутильных колебаний можно оценить по выражению:

$$\eta_{\beta} \% = \frac{1 - \eta_{\beta}}{1} 100\% = 24,2\% . \quad (5.14)$$

Для случая представленных автоколебаний необходимо оценить изменение осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент. Действительно, при возникновении продольных автоколебаний утяжелённый низ бурильной колонны не в состоянии полностью их компенсировать, поэтому осевая нагрузка на породоразрушающий инструмент будет периодически изменяться от 0 до P_{max} , т.е.:

$$P_t = P_{max} \sin \omega t , \quad (5.15)$$

где P_t – мгновенное значение осевой нагрузки на долото, Н;

$P_{max} = \sqrt{2}P_0$ – амплитудное значение осевой нагрузки;

P_0 – заданное значение осевой нагрузки;

ω – циклическая частота продольных колебаний.

Следует иметь в виду, что продольные автоколебания, являются порождением крутильных автоколебаний, поэтому их частоты должны быть равными.

Среднее значение осевой нагрузки за период определяется значением:

$$P_{cp} = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} \sqrt{2}P_0 \sin \omega t dt . \quad (5.16)$$

Откуда $P_{cp} = 0,7 P_{max} = 0,88P_0$ т.е., в процентном отношении среднее значение осевой нагрузки за период продольных колебаний уменьшается на 12%, что приводит к уменьшению механической скорости бурения на 8,2%.

В случае комбинированных автоколебаний бурильной колонны, а это наиболее часто встречающийся её режим работы, падение механической скорости

бурения определится суммой падений механических скоростей вследствие крутильных и продольных колебаний:

$$\eta_{\beta} = \eta_{\beta_{кр}} + \eta_{\beta_{пр}}. \quad (5.17)$$

Учитывая (5.17), процентное снижение механической скорости бурения с учётом обоих видов колебаний составляет $24,2\% + 8,2\% = 32,4\%$.

Таким образом, автоколебания бурильной колонны в процессе углубления скважины вносят существенный вклад в ухудшение процесса бурения, снижая механическую скорость почти на треть.

Автоколебания свободного движения определяются инерционностью и упругими свойствами бурильной колонны и достаточно полно описаны в работах [21,31]. Колебания свободного движения не влияют на частоту вращения долота и осевую нагрузку, поэтому их влияние на механическую скорость бурения незначительно и определяется в основном периодическим изменением значения крутящего момента на породоразрушающем инструменте.

Выводы:

При оценке влияния автоколебаний, возникающих в бурильной колонне в процессе бурения, на механическую скорость проходки выявлено:

- 1) крутильные автоколебания, которым постоянно подвержена бурильная колонна, снижают механическую скорость бурения до 24% и более;
- 2) продольные автоколебания, являющиеся следствием крутильных автоколебаний, снижают механическую скорость бурения дополнительно на 8,2%;
- 3) колебания свободного движения не влияют на механическую скорость бурения;
- 4) суммарно все виды рассмотренных колебаний снижают механическую скорость бурения до 32% и более по сравнению со скоростью бурения в безвибрационном режиме работы бурильной колонны;
- 5) Полученные оценки позволяют утверждать, что регулирование режима работы бурильной колонны на основе выбора оптимальных значений параметров бурения для областей безвибрационной работы бурильной колонны в

зависимости от её длины обеспечивает на треть увеличение механической скорости бурения.

5.4 Влияние соударений бурильной колонны на отбор мощности в процессе углубления скважины

Известно [83], что затраты мощности двигателя привода на вращение бурильной колонны складываются из составляющих затрат на вращение растянутой части колонны N_p , сжатой части $N_{сж}$, и непосредственно на дробление породы N_∂ , т.е.:

$$N_{\text{бк}} = N_p + N_{\text{сж}} + N_\partial. \quad (5.18)$$

При этом, мощность, затрачиваемая на вращение сжатой части колонны в свою очередь складывается из мощности расходуемой на углубление скважины N_y и мощности на преодоление сил сопротивления N_c :

$$N_{\text{сж}} = N_y + N_c. \quad (5.19)$$

Таким образом, нормативная мощность, расходуемая на процесс бурения, определяется расчётно-нормативными параметрами работы бурильной колонны и свойствами разбуриваемой породы. При этом расход мощности на преодоление колебаний соударений колонны бурильных труб о стенки скважины не учитывается в связи с невозможностью его расчёта.

Между тем составляющая расхода мощности двигателя привода буровой установки на преодоление соударений может достигать весьма внушительных значений.

Причин возникновения соударений несколько, поэтому проявление их последствий носит, как правило, случайный характер. Экспериментальные исследования динамических свойств бурильной колонны, проведённые на опытной скважине, позволили выявить некоторые закономерности появления соударений и их влияния на процесс бурения.

В первую очередь следует отметить, что возникновение соударений определяется критическим значением осевой нагрузки и глубиной забоя скважины, т.е. критической длиной бурильной колонны $H_{кр}$ (см. формулу 3.20).

При превышении бурильной колонной критической длины она теряет устойчивость и под воздействием крутящего момента приобретает спиралевидную форму. При этом длина изгибных полуволен определяется жёсткостью колонны. Изгиб может иметь как статический, так и переменный характер и приводит к перманентному возникновению эксцентричных участков бурильной колонны, что определяет вид соударений, связанных с эксцентриситетом бурильной колонны.

Вторым основополагающим фактором возникновения соударений является величина осевой нагрузки. Её критическое значение определяется известным выражением (3.22).

Увеличение осевой нагрузки на долото и частоты вращения приводит к росту прижимающих сил на изогнутых участках колонны, к увеличению сил трения, а, следовательно, и к ограничению вращения вокруг собственной оси. Ось подвешенной бурильной колонны в этом случае отклоняется от оси скважины, что приводит к появлению дополнительного эксцентриситета между осями и соударениям в области растянутой части колонны.

Всё выше сказанное хорошо иллюстрируется осциллограммами измерения мощности двигателя привода (рисунки 3.4 – 3.7). В исходном состоянии, когда осевая нагрузка меньше критической ($P = 120$ кН) вращение участков колонны при глубине проходки больше критической происходит либо вокруг собственной оси, либо оси скважины. Колебания соударений не возникают, мощность двигателя привода определяется мощностью потребления в соответствии с выражениями (5.18) и (5.19).

На осциллограмме (рис. 3.4) приведено значение мощности привода, при отсутствии соударений, с осевой нагрузкой 120 кН при длине колонны бурильных труб 2500 метров. Критическое значение осевой нагрузки, определяющее устойчивость формы бурильной колонны согласно выражению (3.22) равно:

$$P_{кр} = \sqrt{\frac{8 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 2,6 \cdot 10^5 \cdot 158 \cdot 214 \cdot 10^{-3} \cdot 262 \cdot}{9,8 \cdot (0,11 - 4 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,057)}} = 122566H \approx 123кН.$$

Численные значения величин, используемых для расчёта: диаметр скважины $D = 214 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; вес погонного метра труб $q = 262 \text{ Н/м}$; коэффициент трения $\mu = 0,1$; $EI = 2,6 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$; частота вращения колонны 120 об/мин ($\omega = 12,56 \text{ рад/с}$); радиус бурильных труб $r = 0,057 \text{ м}$.

Иными словами, при осевой нагрузке 120 кН ещё не происходит изменение формы бурильной колонны, изгибные полуволны по длине колонны отсутствуют, соударения возможны только в результате эксцентриситета осей вращения колонны и по составляющей отбора мощности не превышают долей процента.

На рис. 3.5 приведена осциллограмма изменения мощности двигателя привода бурильной колонны в реальном времени при осевой нагрузке 140 кН. Бурильная колонна при этой нагрузке теряет устойчивость формы, появляются изгибные полуволны, соударение которых со стенками скважины приводит к появлению колебаний соударений, при этом отбор мощности от двигателя привода резко возрастает с 250 до 300 кВт.

С дальнейшим увеличением осевой нагрузки частота колебаний соударений нарастает в три раза вследствие увеличения числа изгибных полуволн по длине колонны бурильных труб. Отбор мощности от двигателя привода на соударения достаточно велик и составляет порядка 48 % (рис. 3.6).

При осевой нагрузке $P = 180 \text{ кН}$ (рис. 3.7, рис 5.6) число изгибных полуволн по длине бурильной колонны ещё более возрастает, это приводит к плотному прилеганию спирали к стенкам скважины и частичной компенсации соударений, при этом снижается отбор мощности от двигателя привода.

Таким образом, в диапазоне нагрузок от 150 до 170 кН наблюдается наибольший отбор мощности от двигателя привода бурильной колонны, затрачиваемой на преодоление колебаний соударений. На рис. 5.7 приведён график зависимости отбора мощности на преодоление соударений в зависимости от осевой нагрузки в процентах. Из графика следует, что для данной конструкции бурильной колонны и заданной угловой скорости вращения наиболее

экстремальным участком работы бурильной колонны является участок в диапазоне осевых нагрузок 150 – 170 кН.

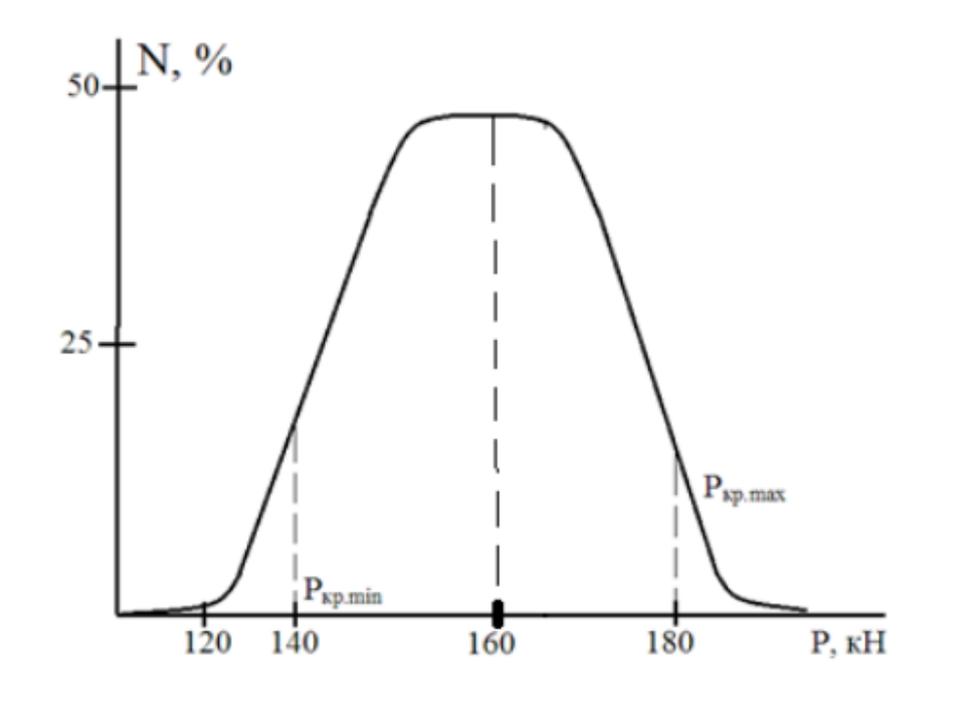


Рисунок 5.7 – Зависимость отбора мощности от двигателя привода на колебания от соударений при различных осевых нагрузках

Согласно выражению (3.22) критическое значение осевой нагрузки определяется конструкцией бурильной колонны, модулем упругости E , полярным моментом инерции I , угловой скоростью вращения бурильной колонны. При этом зависимость критической осевой нагрузки от угловой скорости является линейной (рис. 5.8), т. е. с увеличением угловой скорости вращения бурильной колонны значение критической осевой нагрузки, при которой наступает неустойчивое состояние формы линейно возрастает. Крутизна нарастания осевой нагрузки $P_{кр}$ определяется углом α ,

$$\rho_v = \frac{\Delta P_{кр}}{\Delta \omega} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.20)$$

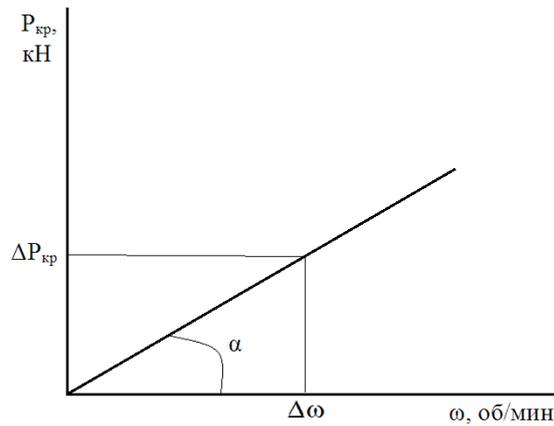


Рисунок 5.8 – Зависимость критического значения осевой нагрузки от угловой скорости

Из анализа проведённого эксперимента следует:

1). Синтезированный измеритель крутящего момента на основе выделения динамических составляющих, позволяет не только определять текущее значение крутящего момента, но и отслеживать динамику буровой колонны.

2). С помощью измерителя крутящего момента подтверждены основные теоретические положения, определяющие динамические параметры буровой колонны в процессе углубления скважины.

3). Так процесс углубления скважины сопровождается автоколебаниями, частота которых определяется длиной буровой колонны и опосредованно осевой нагрузкой (2.26, 2.27).

4). При деформации буровой колонны в пространственную спираль за счёт крутящего момента возникают колебания соударений колонны о стенки скважины при достижении критических значений длины (3.20, 3.22) и осевой нагрузки (3.21).

5). Частота колебаний соударений зависит от осевой нагрузки, при повышении которой растёт число узлов изгибных полуволн и повышается частота колебаний. Осциллограммы на рисунках 5.3 и 5.4.

6). При соударениях буровой колонны происходит, дополнительный отбор мощности от двигателя привода, так например, согласно осциллограмме на рисунке 5.6 отбор мощности на соударения превышает 30%, что существенно понижает КПД привода буровой установки.

7). Колебания соударений определяются экстремальным диапазоном критических значений осевой нагрузки $\Delta P_{кр.э} = P_{кр.маx} - P_{кр.мин}$, при превышении которого $P_{кр} > P_{кр.маx}$ соударения не наблюдаются.

8). Экстремальный диапазон критических значений осевой нагрузки для каждого конкретного случая различный и определяется конструктивными параметрами бурильной колонны и значениями EI и ω (3.21).

9). Для повышения КПД буровой установки рекомендуется проводить расчёт экстремального диапазона осевых нагрузок и избегать в процессе бурения этих значений.

В итоге, результаты экспериментальных исследований [22, 29-31, 45-47] убедительно доказывают правомерность существования двухмассовой физико-математической модели бурильной колонны на основе подтверждения теоретических предпосылок о её динамическом поведении в процессе углубления скважины. Они также обосновывают возможность использования измерителя приращения крутящего момента по дифференциальной структуре для контроля, а при модернизации аппаратурных систем и управления процессом бурения, обеспечивая безвибрационный режим работы бурильной колонны. Такая модернизация приближённо на треть увеличит механическую скорость проходки скважины и повысит КПД двигателя привода буровой установки.

6 РАЗРАБОТКА АППАРАТУРНЫХ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

Результаты проведённых исследований позволяют подойти к рекомендациям по разработке аппаратурных систем регулирования режима работы бурильной колонны с целью повышения КПД буровой установки, качества бурения и снижения сроков строительства скважин. Принцип построения аппаратурной системы регулирования основан на том, что в качестве регулирующих воздействий принимаются динамические составляющие крутящего момента.

Действительно, с высокой степенью достоверности можно считать подтверждёнными следующие динамические свойства бурильной колонны при её работе в скважине:

1). Бурильная колонна как объект регулирования структурно неустойчив, а при наличии момента вязкого трения определяется граничными условиями устойчивости, что позволяет разработать метод коррекции её работы;

2). Растянутая часть бурильной колонны под воздействием крутящего момента привода и при достижении критической длины скручивается в пространственную спираль;

4). Процесс скручивания бурильной колонны в пространственную спираль порождает комплекс сложных совместных автоколебаний как крутильного, так и продольного характера;

5). Крутильные автоколебания возникают за счёт накопления потенциальной энергии при скручивании бурильной колонны крутящим моментом и последующим её высвобождением с превращением в кинетическую при раскручивании, что способствует возникновению продольных автоколебаний и колебаний соударений;

б). Наличие взаимосвязанного комплекса сложных автоколебаний позволяет утверждать, что наиболее информативным параметром оценки работы бурильной

колонны в скважине является параметр крутящего момента на валу привода буровой установки;

7). Оценка динамики бурильной колонны как объекта регулирования основана на использовании следующих динамических параметров: интенсивность изменения мощности двигателя привода, ускорение частоты вращения его вала, а так же критерия оценки работы бурильной колонны $critM$, представляющего собой отношение этих параметров;

8). Устойчивость работы бурильной колонны при построении системы регулирования режима обеспечивается методом частотной коррекции в структуре модели регулирования, исходя из расчёта критериев устойчивости.

6.1 Метод коррекции частотных характеристик структурной модели бурильной колонны

Отмечено, что непосредственное регулирование режима работы бурильной колонны в скважине с помощью заранее разработанных программ, использующих статические значения режимных параметров не рационален и бесперспективен. Возникает вопрос о необходимости разработки метода коррекции динамических характеристик бурильной колонны при её работе в скважине с целью обеспечения устойчивости.

В работах [101, 102, 110, 112, 113] рассмотрена динамика бурильной колонны в процессе бурения. На основании выполненных исследований рекомендованы области рационального соотношения параметров осевой нагрузки (P_0) на долото и частоты (n_0) его вращения, при которых работа бурильной колонны является устойчивой.

В процессе работы бурильной колонны эти рациональные соотношения параметров необходимо учитывать, и эти значения могут быть заложены в программу регулирования режима работы одновременно с учётом динамических свойств бурильной колонны. Бурильная колонна в режиме работы может быть рассмотрена как астатическое звено третьего порядка [27, 28, 44, 48, 138-139] и является структурно неустойчивой, т.е. при проходке скважины в равномерном

режиме в результате возмущающего воздействия возможен срыв устойчивого режима и вхождение её в автоколебания с расходящейся амплитудой.

Общая задача регулирования режима работы сложной технологической системы включает в себя несколько взаимосвязанных подзадач. В структуре системы регулирования таким объектом (рисунок 6.1) в общем случае можно выделить следующие основные контуры: оптимизации, стабилизации и идентификации объекта регулирования, оптимизации стабилизирующего управляющего устройства.

Контур оптимизации объекта управления (ОУ) с помощью специального устройства оптимизации (УО), реализуемого в управляющей вычислительной машине (УВМ), определяет наилучший по выбранному критерию режим функционирования объекта и выдаёт соответствующие этому режиму задания (уставки) x_z контуру стабилизации. Контур оптимизации объекта работает обычно в сравнительно медленном темпе и периодически решает задачу статической оптимизации объекта. Иными словами, с помощью УВМ подбирается область оптимального соотношения режимных параметров бурения P_0 и n_0 для данной ситуации, рассчитывается значение оптимального крутящего момента M_z для сравнения его с текущим значением.

Контур стабилизации, содержащий основное управляющее устройство (УУ_о), работает в одинаковом с объектом темпе и поддерживает с помощью управляющего воздействия u объект в состоянии оптимальном для текущих условий. При изменении возмущения Z управляющее устройство УУ_о возвращает объект в заданное состояние, а при изменении задания x_z переводит объект (БК) в новое требуемое состояние. В обоих случаях контур стабилизации должен осуществлять наилучший в определённом смысле перевод объекта из одного состояния в другое.

Наилучшие переходные процессы в контуре стабилизации обеспечивает контур оптимизации управляющего устройства УУ_о, в котором дополнительное управляющее устройство (УУ_д) определяет оптимальные для различных условий параметры основного управляющего устройства УУ_о. При этом контур

оптимизации $УУ_0$ работает в масштабе времени, одинаковом с контуром стабилизации и решает обычно задачу непрерывной, динамической оптимизации последнего.

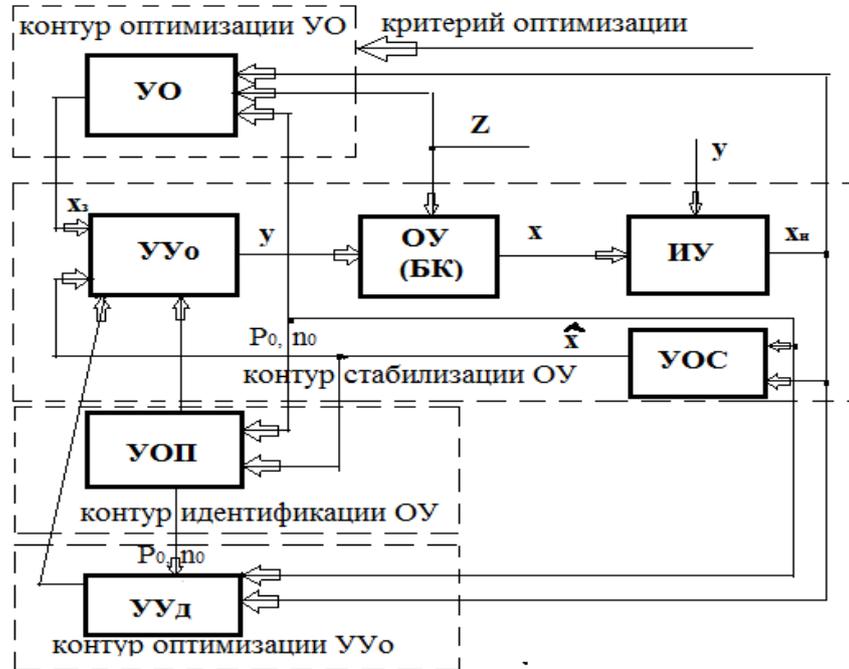


Рисунок 6.1 – Структура системы регулирования

Для постоянной или периодической корректировки параметров P_0 и p_0 буровой колонны служит контур идентификации, в котором устройство оценки параметров (УОП) по наблюдаемым входным и выходным сигналам объекта определяет текущие значения этих параметров и вводит их в основное и дополнительное управляющие устройства.

Кроме рассмотренных контуров, в системе автоматического регулирования должно быть устройство оценки состояния (УОС) объекта. Это устройство определяет наилучшие оценки \hat{x} переменных состояний x объекта, измеряемых устройством ИУ.

Постановка задачи реализации регулирования включает в себя два основных этапа:

- 1). Выбор желаемого режима функционирования объекта регулирования и задание в математической форме цели регулирования – увеличение механической скорости проходки;

2). Определение математической модели объекта и установление ограничений на его входные и выходные параметры.

Основной задачей для рассматриваемого случая с учётом оптимальности режимных параметров работы бурильной колонны P_0 и n_0 (работы Е. К. Юнина, В. К. Хегая) является задача устойчивого равномерного безвибрационного процесса работы с переходными процессами, исключающими режим возникновения автоколебаний, для чего система регулирования режима работы бурильной колонны может быть реализована по схеме, изображённой на рисунке 4.9.

В качестве основного критерия оценки механической скорости углубления можно взять квадратичный интегральный показатель качества переходного процесса, который для объекта с одним скалярным выходом M имеет вид:

$$Q_{\Pi} = \int_0^{t_k} \varepsilon^2(t) dt = \int_0^{t_k} [M_{B3}(t) - M_t(t)]^2 dt \rightarrow \min y(t), \quad (6.1)$$

где $M_{B3}(t)$ – заданное входное значение крутящего момента, Нм;

$M_t(t)$ – текущее значение крутящего момента, Нм;

$\varepsilon = [M_{B3}(t) - M_t(t)]$ – сигнал ошибки.

Обычно квадрат управляющего воздействия $y(t)$ пропорционален мощности потребляемой регулирующим устройством или самим объектом, а интеграл этого квадрата по времени будет пропорционален энергии, расходуемой на регулирование, поэтому данный критерий можно рассматривать как критерий минимума расхода энергии:

$$Q_{\Pi} = \sum_{i=1}^m r_i \int_0^{t_k} y_i^2(t) dt = \int_0^{t_k} y^T(t) r y(t) dt \rightarrow \min y(t), \quad (6.2)$$

где r – диагональная положительно определяемая;

$(m \times m)$ – матрица весовых коэффициентов $r_1, r_2, r_3 \dots r_m$, соответствующих стоимостям энергии отдельных управляющих воздействий [49].

Наиболее удобным воздействием на бурильную колонну при регулировании режима работы бурильной колонны является воздействие, изменяющее частоту вращения бурового инструмента n_0 таким образом, чтобы соотношение P_0 и n_0 определялось областью равномерного безвибрационного углубления скважины.

Для реализации такого воздействия контур стабилизации ОУ (рисунок 6.1) может быть выполнен в виде последовательной структуры регулятора и объекта регулирования. Учитывая, что объект регулирования (БК) является неустойчивым необходимо применение принудительной стабилизации замкнутой системы. Такая принудительная стабилизация может быть осуществлена двумя способами:

1). В числитель передаточной функции регулятора $R(p)$ включаются звенья, совпадающие с неустойчивыми звеньями знаменателя передаточной функции объекта $W_o(p)$. Таким образом, в контурной передаточной функции:

$$W_{жс}(p) = R_p W(p). \quad (6.3)$$

Все правые полюсы (корни характеристического уравнения) компенсируются равными их правыми нулями, т.е. выполняется последовательная коррекция амплитудно-частотной характеристики объекта регулирования (БК).

2). Регулятор изначально конструируется под неустойчивый объект с n правыми полюсами (в нашем случае $n = 3$), обеспечивая n переходов характеристики $W_{жс}(j\omega)$ через граничный уровень фазы, где $W_{жс}(j\omega)$ – желаемая амплитудно-фазная частотная характеристика (АФЧХ) системы.

Наиболее полно данные условия выполняются в пропорционально-интегрально-дифференциальных регуляторах (ПИД) авторегуляторах. Передаточная функция ПИД регулятора имеет вид:

$$R(p) = K_p + \frac{K_i}{p} + K_d p, \quad (6.4)$$

где K_p – коэффициент передачи пропорциональной составляющей регулятора;

K_i – коэффициент передачи интегральной составляющей;

K_d – коэффициент передачи дифференциальной составляющей.

При последовательном включении с объектом ПИД регулятор формирует воздействие вида:

$$x(t) = K_p \varepsilon(t) + K_i \int_0^t \varepsilon(\tau) d\tau + K_d \frac{d\varepsilon(t)}{dt}, \quad (6.5)$$

где $\varepsilon(t)$ – ошибка регулирования.

При последовательной коррекции частотных характеристик объекта (БК) желательно использовать дифференцирующие свойства регулятора, т.е. необходимо задать $K_i = 0$, тогда получим пропорционально-дифференциальный (ПД) регулятор с передаточной функцией:

$$R(p) = K_n + K_d p = K_n (1 + T_d p), \quad (6.6)$$

$$\text{где } T_d = \frac{K_d}{K_n}.$$

На рисунках 6.2 и 6.3 построены частотные характеристики ПД регулятора. Логарифмическая амплитудная (ЛАХ) с частотой сопряжения асимптот $\omega_d = \frac{K_n}{K_d}$ на рисунке 6.2, из которой следует, что при увеличении частоты ω по сравнению с частотой сопряжения асимптот ω_d в десять раз (на декаду) ЛАХ возрастает на 20 Дб:

$$L_p(\omega) = 20 \lg |K_n| + 10 \lg(1 + T_d^2 \omega^2). \quad (6.7)$$

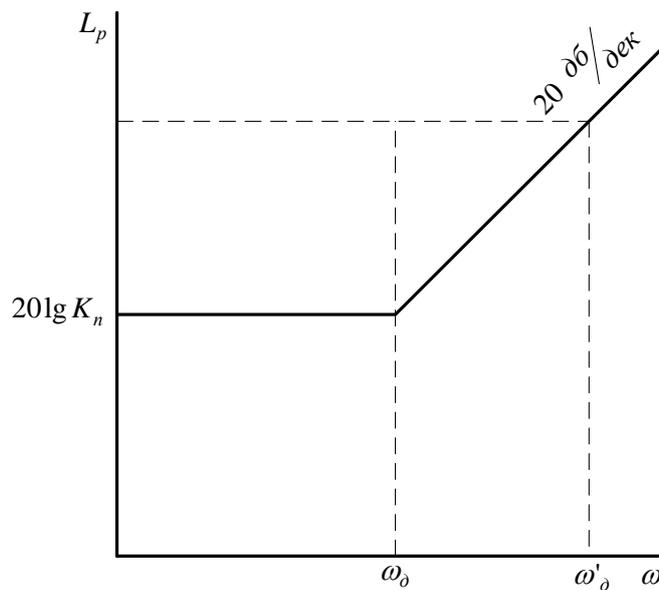


Рисунок 6.2 – Амплитудная логарифмическая частотная характеристика ПД регулятора

Семейство фазовых характеристик представлено на рисунке 6.3:

$$\Phi_p(\omega) = \arg T_d \omega + (1 - \text{sgn}(K_p)) 90^\circ. \quad (6.8)$$

Для разных знаков коэффициентов K_n и K_d .

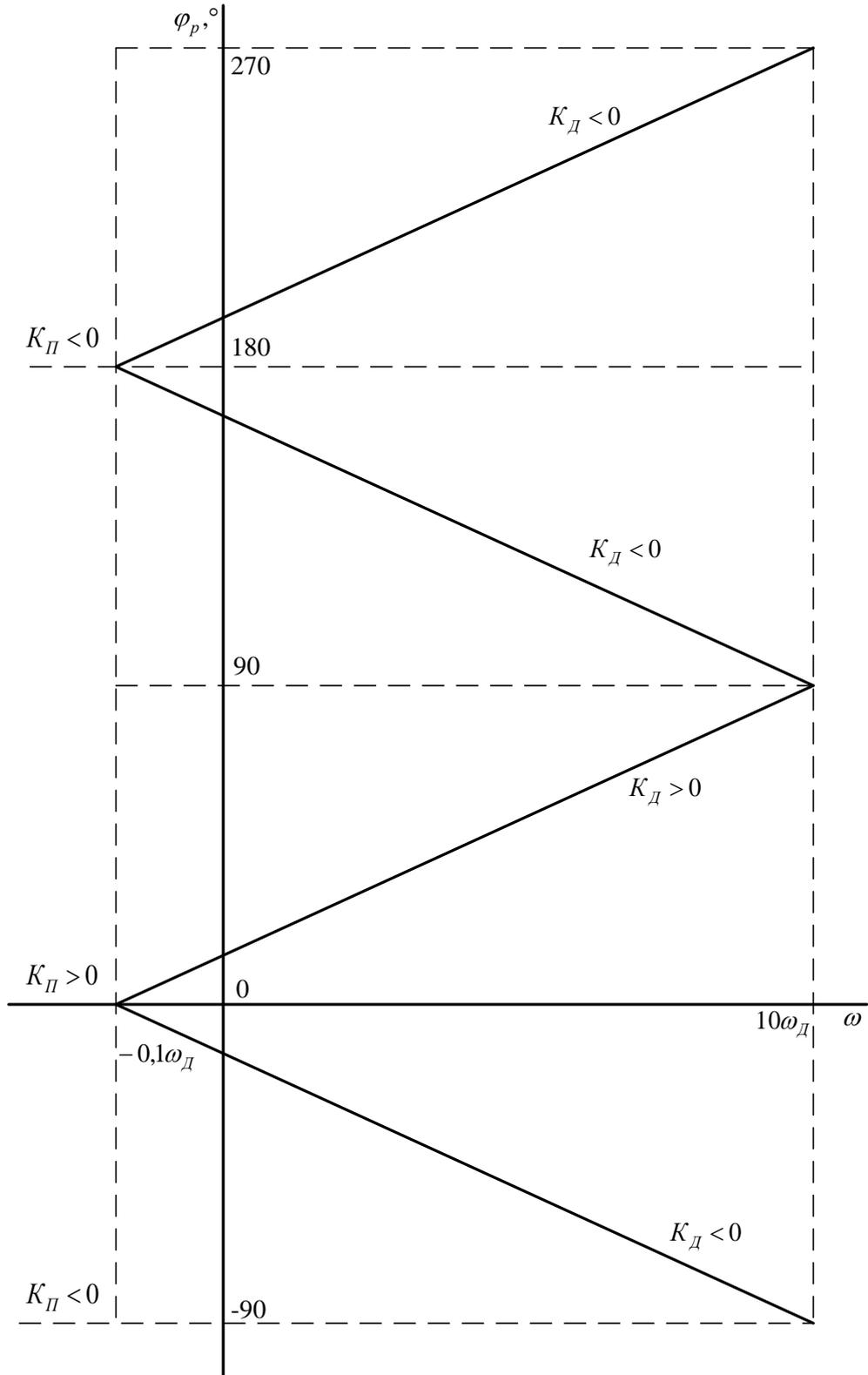


Рисунок 6.3 – Семейство фазовых частотных характеристик ПД регулятора
 Частотные характеристики объекта управления построены на рисунках 6.4 и
 6.5. Логарифмическая (ЛАХ) с частотами сопряжения ω_{c1} , ω_{c2} , ω_{c3} на рисунке 6.4:

$$L_{0p}(\omega) = 20\lg K_{01} + 20\lg K_{02} + 20\lg K_{03} \quad (6.9)$$

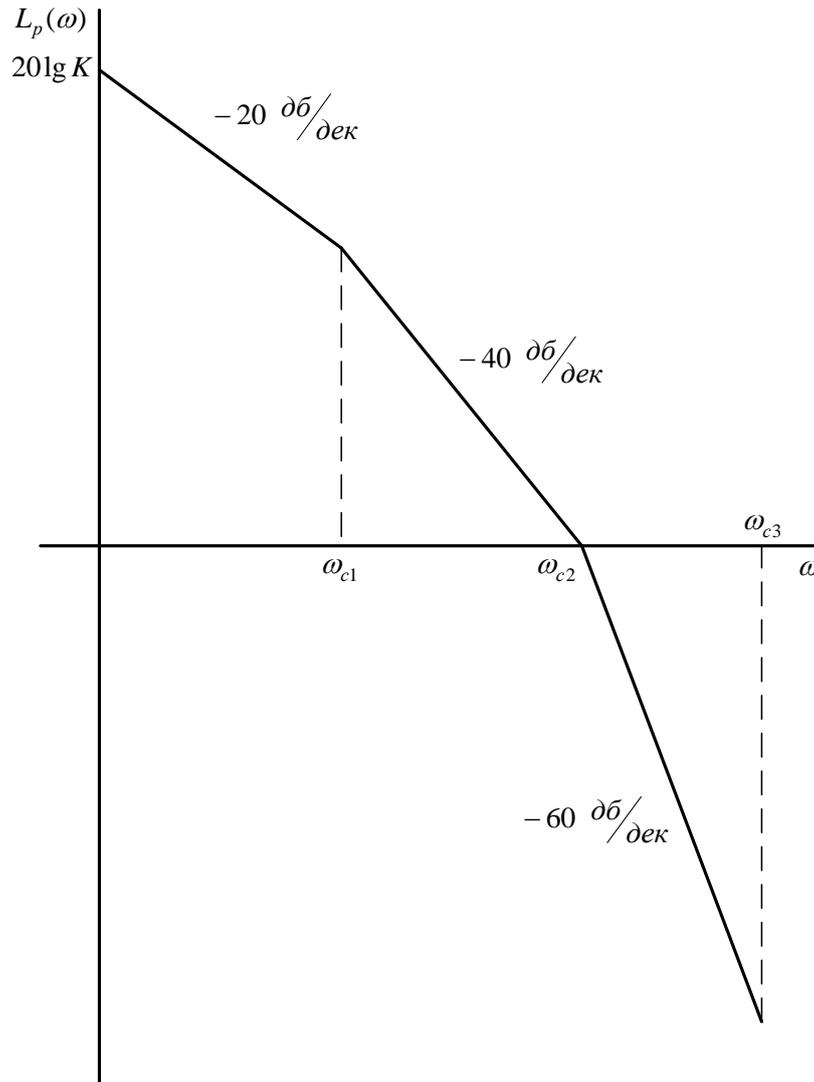


Рисунок 6.4 – Амплитудная логарифмическая частотная характеристика объекта регулирования (БК)

Фазовая частотная характеристика при $K_{01} = K_{02} = K_{03} = K$ представлена на рисунке 6.5.

Скорость спада логарифмической фазочастотной характеристики (ЛФЧХ) заведомо выше скорости спада ЛАХ, что ещё раз подчёркивает неустойчивый режим работы объекта. При сравнении частотных характеристик регулятора и объекта можно рассчитать числовые параметры регулятора $K_{пж}$, $\omega_{дж}$ ($\omega_{дж} = \frac{1}{T_{дж}} = \frac{K_{пж}}{K_{дж}}$) таким образом, чтобы максимально скорректировать частотные характеристики объекта тем самым приблизить его режим к устойчивому режиму.

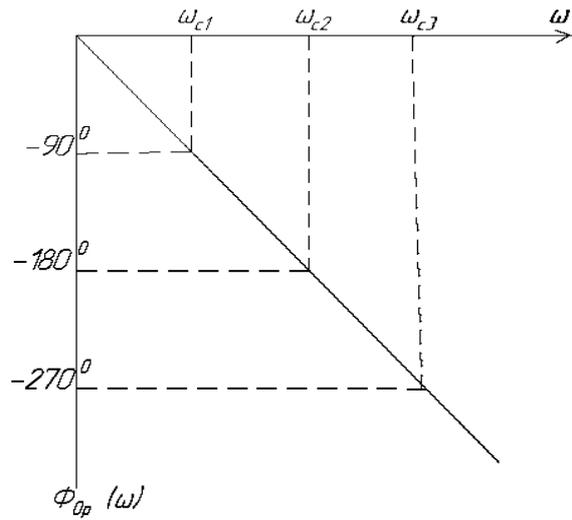


Рисунок 6.5 – Фазовая частотная характеристика объекта регулирования

Так как регулятор и объект (БК) включены последовательно, то общая логарифмическая характеристика последовательной структуры определится как сумма логарифмических частотных характеристик. Суммарные частотные характеристики при условии выполнения условия коррекции $\omega_\partial = \omega_{c1}$ приведены на рисунках 6.6 и 6.7.

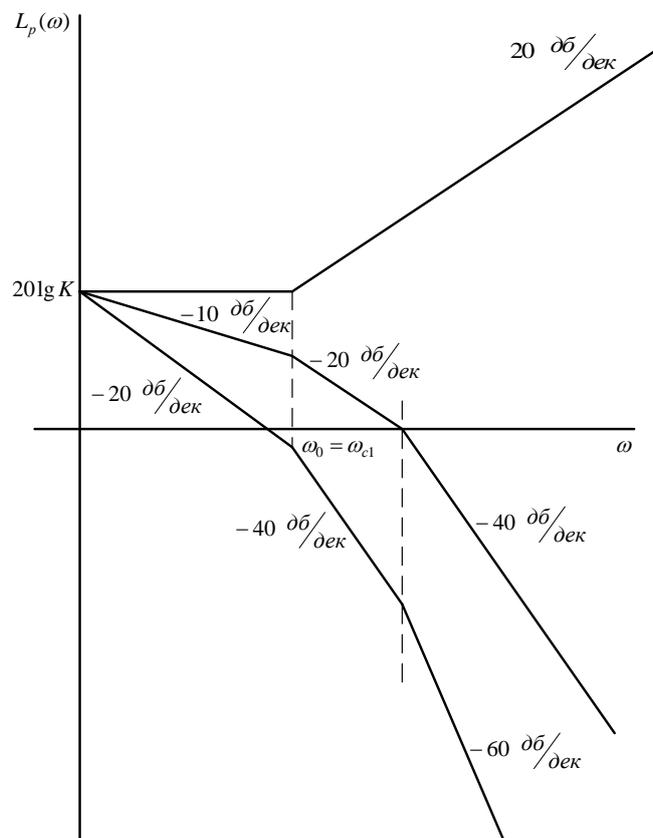


Рисунок 6.6 – Суммарная амплитудная логарифмическая частотная характеристика

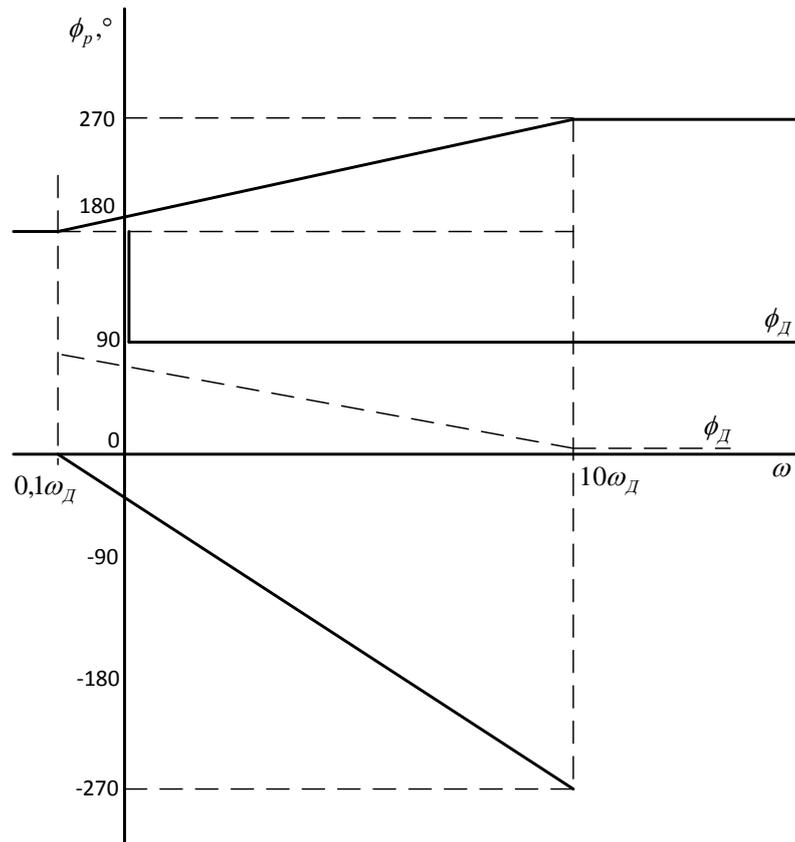


Рисунок 6.7 – Суммарная фазовая частотная характеристика

При настройке параметров регулятора K_p , K_d , T_d и ω_d можно добиться прохождения $\Phi_{p\Sigma}$ в положительных значениях угла при которых прохождения ФЧХ через ось частот не наблюдается, отсюда скорость спада ЛАХ будет всегда выше скорости спада ФЧХ, что определяет систему в замкнутом состоянии как устойчивую.

Таким образом, ввод ПИД авторегулятора в систему автоматического регулирования работы буровой колонны позволяет преобразовать неустойчивый объект регулирования (БК) в устойчивый, т.е. в процессе регулирования исключить срыв в автоколебательный режим. Остальные контуры управления для получения оптимального режима работы буровой колонны реализуем по рисунку 6.1. В качестве измерительного устройства используется двухканальный измеритель мощности и скорости вращения привода, выполненный по структуре дифференциальных измерений [14].

Функциональная схема системы регулирования режима работы буровой колонны приведена на рисунке 6.8.

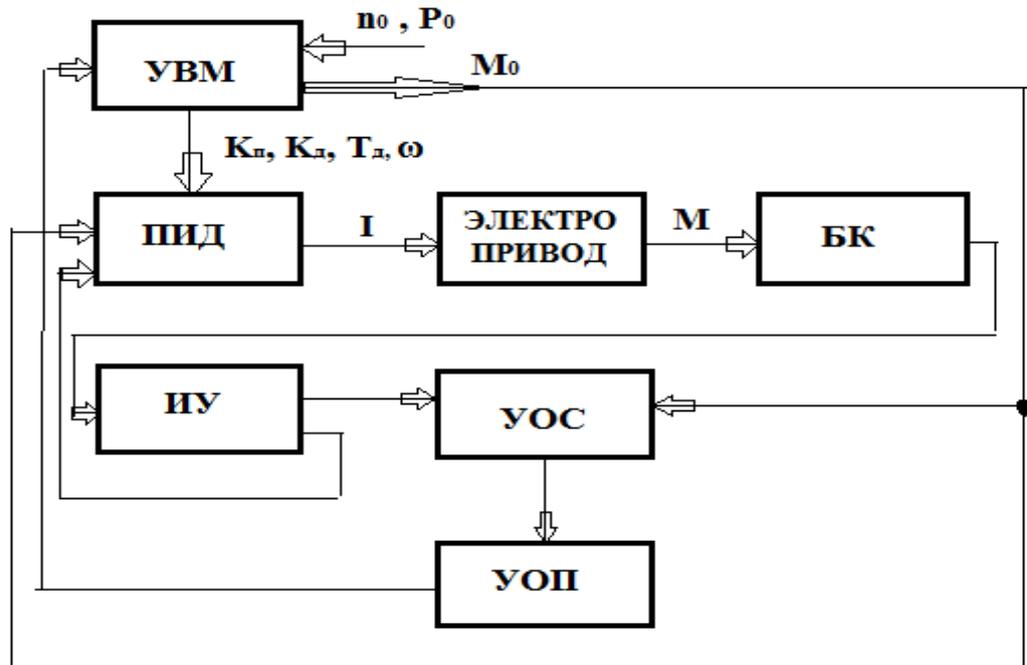


Рисунок 6.8 – Функциональная схема системы регулирования режима работы бурильной колонны

Таким образом, предлагаемый способ модернизации системы регулирования режима работы бурильной колонны, позволяет реализовать аппаратную систему, имеющую следующие достоинства [16, 17, 23]:

- отслеживание динамических процессов при работе бурильной колонны в скважине;
- возможность компенсации автоколебаний бурильной колонны;
- обеспечение устойчивого режима работы;
- простоту процесса измерения и регулирования;
- повышение механической скорости бурения;
- предотвращение аварий с элементами бурильных колонн;
- повышение кпд буровой установки в целом.

Все эти достоинства учтены при разработке аппаратной системы для регулирования режима работы бурильной колонны.

6.2 Аппаратурная система регулирования режима работы бурильной колонны

Детальное изучение методики построения систем регулирования режима работы бурильной колонны и исследования их динамических свойств на структурной модели, позволили разработать способы регулирования режима работы бурильной колонны и системы (устройства) для его осуществления (патент на изобретение RU 2 569 652 C1, приоритет от 16.05.2014, опубликован 27.11.15, бюл. №33 и патент на изобретение RU 2 588 053 C2, приоритет от 05.11.2014, опубликован 27.06.2016, бюл. №18).

В системе по патенту RU 2 569 652 C1 автоколебания бурильной колонны в процессе бурения регулируются посредством определения критерия оценки работы бурильной колонны (*CritM*), на приводе ротора буровой установки как частного от деления интенсивности изменения мощности двигателя привода на ускорение вращения вала. Причём в соответствии со знаком критерия *CritM* частота вращения бурильной колонны либо увеличивается, либо уменьшается в пределах определяемых геологической структурой разбуриваемой породы.

Соответствующая аппаратурная система регулирования режима работы бурильной колонны содержит средства измерения критерия оценки работы бурильной колонны (*CritM*), блок определения знака критерия, средство регулирования частоты вращения вала двигателя привода с задатчиком максимальной и минимальной частоты вращения, определяемой геологической структурой породы.

Изобретения ставят целью устранить недостатки при демпфировании автоколебаний бурильной колонны в процессе работы бурильной колонны и предложить способ и систему регулирования автоколебаний в оборудовании для бурения, при этом оборудование включает в себя бурильную колонну, проходящую в скважину, образованную в земляных недрах, и соответствующую систему привода бурильной колонны.

Системы регулирования в соответствии с изобретениями регулируют частоту вращения вала двигателя привода через оборудование для бурения по

измеренному значению критерия оценки работы бурильной колонны ($CritM$) и знаку этого критерия и основаны на понимании того, что срыв установившегося процесса работы бурильной колонны и возникновение автоколебаний происходит в результате воздействия на бурильную колонну какого-либо возмущения, например, резкого изменения момента сопротивления. Это приводит к динамическому приращению крутящего момента и, как следствие, изменению мощности двигателя привода и скорости вращения вала. Если измерять приращения мощности и скорости вращения с использованием дифференцирующих фильтров, то критерий оценки работы бурильной колонны ($CritM$) можно определить соотношением:

$$k\Delta M = \frac{\frac{dN}{dt}}{\frac{d\omega}{dt}} = \frac{v_N}{v_\omega};$$

где k – коэффициент передачи канала измерения;

$\frac{dN}{dt} = v_N$ – интенсивность изменения мощности двигателя привода, Вт/с

$\frac{d\omega}{dt} = v_\omega$ – ускорение вала при вращении, рад/с²

ΔM – приращение крутящего момента, Нм.

Эффективный способ регулирования режима работы бурильной колонны, на основе измерения крутящего момента, состоит в определении критерия оценки работы бурильной колонны ($CritM$) на валу двигателя привода, представляющего собой частное от деления интенсивности изменения мощности двигателя привода на ускорение вращения вала привода, а также, в определении знака критерия ($CritM$) и его воздействия на регулятор частоты вращения вала привода при постоянном оптимальном значении осевой нагрузки.

Система для обеспечения устойчивой работы бурильной колонны без возникновения автоколебаний включает в себя бурильную колонну и связанную с ней систему привода, канал измерения интенсивности изменения мощности двигателя привода, канал измерения ускорения вращения вала привода, делитель результатов измерения мощности и скорости вращения, распознаватель знака

критерия оценки работы бурильной колонны ($CritM$), регулятор частоты вращения вала привода.

На рисунке 6.9 схематически показана структура системы регулирования режима работы бурильной колонны, включающей в себя непосредственно привод 1, бурильную колонну с буровым инструментом 2, канал измерения мощности двигателя привода N , канал измерения угловой скорости ω , блок деления 3, определитель знака 4, регулятор угловой скорости 5.

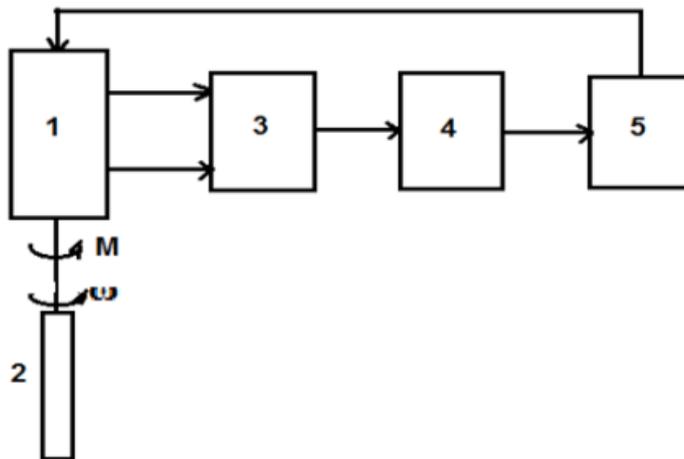


Рисунок 6.9 – Общая структура системы регулирования режима работы бурильной колонны

На рисунке 6.10 представлена схема измерения критерия оценки работы бурильной колонны ($CritM$).

На рисунке 6.11 представлена схема определения знака критерия ($CritM$) и регулятора.

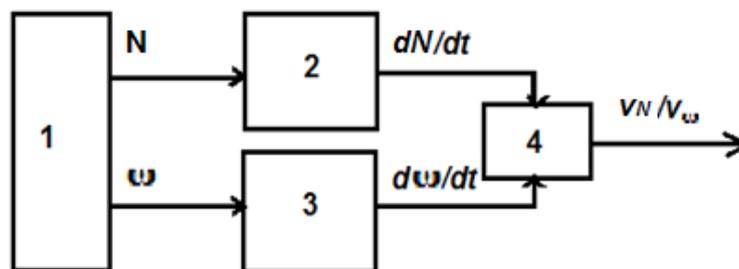


Рисунок 6.10 – Схема измерения критерия оценки работы бурильной колонны $CritM$

На рисунке 6.10 показано схематичное изображение вращательного привода бурового инструмента, включающего в себя непосредственно привод с выходным

валом вращения 1, двигатель привода с развиваемой мощностью N , это может быть электродвигатель, дизель, газотурбинный двигатель и т.д., выходной вал которого вращается с угловой скоростью ω , причём привод имеет устройство изменения этой скорости, канал измерения мощности 2, канал измерения скорости вращения выходного вала 3, блок деления 4, с помощью которого возможно получение критерия оценки работы бурильной колонны $CritM$, как функции $CritM = \frac{v_N}{v_\omega}$;

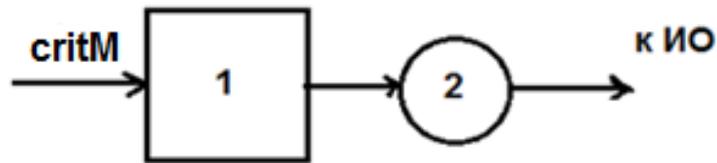


Рисунок 6.11 – Схема определения знака критерия работы бурильной колонны ($CritM$) и регулятора

На рисунке 6.11 показано схематическое изображение определителя знака $CritM$ 1 и устройства воздействия 2 на управление угловой скоростью вращения вала привода бурильной колонны. Определитель знака $CritM$ представляет собой фазочувствительный усилитель. Выходной импульс фазочувствительного усилителя изменяет фазу на выходе в зависимости от знака сигнала $\frac{v_N}{v_\omega}$. В зависимости от фазы выходного сигнала регулятор 2, например реверсивный двигатель, воздействует на исполнительные органы, которые в свою очередь изменяют частоту вращения выходного вала привода, который через передаточный механизм подключается к бурильной колонне.

Бурильная колонна как объект коррекции её динамических свойств [28, 32, 44] представляет собой структурно-неустойчивое звено с астатизмом третьего порядка. Для реализации устойчивого процесса работы бурильной колонны требуется коррекция частотных характеристик этого объекта, которая может быть реализована различными способами: путём последовательного подключения дифференцирующих звеньев, путём параллельной коррекции, либо путём введения компенсирующей обратной связи. Так как параллельная коррекция и коррекция с использованием обратной связи невозможны вследствие большой

длины бурильной колонны и сложности использования ствола скважины, то наиболее эффективной является последовательная коррекция. В качестве такого корректирующего дифференциального звена используются дифференцирующие фильтры, введённые в каналы измерения мощности и угловой скорости. Кроме того, введение дифференцирующих фильтров способствует полному устранению статических ошибок измерения и управления, что существенно повышает точность измерения и управления. В блоке деления 3 производится деление результата измерения $\frac{dN}{dt} = v_N$ на результат измерения $\frac{d\omega}{dt} = v_\omega$, что определяет на выходе блока 3 $CritM = \frac{v_N}{v_\omega}$. В зависимости от знака v_N или v_ω $CritM$ может быть больше нуля или меньше нуля. Знак $CritM$ определяется фазочувствительным усилителем 4 по фазе выходного напряжения. К выходу фазочувствительного усилителя подключен регулятор, например реверсивный двигатель, направление вращения вала которого определяется фазой выходного напряжения фазочувствительного усилителя, следовательно $CritM$. Регулятор непосредственно воздействует на исполнительные органы устройства изменения угловой скорости вала 2 привода 1.

В рассмотренном варианте построения системы регулирования режима работы бурильной колонны при углублении скважины используется изменение скорости вращения породоразрушающего инструмента в зависимости от динамического приращения крутящего момента. С использованием разработанной методики анализа аппаратурных систем регулирования режима устойчивой работы бурильной колонны, реализуемы построения структур регуляторов, где в качестве регулирующих воздействий можно принять скоростные изменения мощности или скоростные изменения угловой скорости привода буровой установки, а параметрами регулирования – режимные параметры осевую нагрузку P и скорость вращения долота n .

Таким образом, предлагаемое построение аппаратурных систем регулирования режима работы бурильной колонны, привносит новые возможности, заключающиеся в том, что:

1. Контроль режима работы бурильной колонны целесообразно проводить по значению крутящего момента на валу привода буровой установки с выделением его производных, используя структуру дифференциальных измерений, так как эти параметры являются более информативными и более полно отражают динамические процессы при работе бурильной колонны в скважине.

2. Применение программных и программно-аппаратурных систем регулирования режима работы бурильной колонны без предварительной коррекции частотных характеристик бурильной колонны нерационально, так как при больших затратах на внедрение этих систем их использование будет неэффективным, вследствие неустойчивости объекта регулирования – бурильной колонны.

3. Для повышения устойчивости бурильной колонны при её работе в скважине целесообразно применение ПИД авторегуляторов, так как использование дифференцирующих свойств авторегулятора уменьшает порядок астатизма объекта регулирования.

4. Для обеспечения достаточной области устойчивости в режиме работы бурильной колонны необходимо ввести в структуру регулирования корректирующее дифференцирующее устройство, позволяющее понизить порядок астатизма уравнения динамики регулятора.

5. Для решения задач совершенствования регулирования режима работы бурильной колонны наиболее целесообразен подход предварительной настройки параметров бурения с учётом геологической структуры породы разбуриваемой скважины, согласно методики зон оптимальных параметров (Е. К. Юнин, В. К. Хегай), а дальнейший процесс углубления скважины необходимо проводить с помощью аппаратных средств регулирования самонастраивающегося типа с использованием законов ПИД регулирования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Динамические процессы, определяемые работой бурильной колонны в скважине, являются крайне сложными и, в ряде случаев, не поддаются математическому описанию. Наложение различных форм автоколебаний, а также соударений изгибных полуволн колонны приводят к непредсказуемым режимам работы систем её регулирования. Добавив сюда свойства бурильной колонны как неустойчивого объекта регулирования, можно сделать вывод, что реализовать существующими аппаратурными системами более или менее приемлемый метод регулирования, позволяющий компенсировать автоколебания бурильной колонны и обеспечивающий достаточный запас устойчивости, практически невозможно. Это объясняет и многообразие арсенала методов и средств, используемых в настоящее время для регулирования режима работы бурильной колонны. Всё выше сказанное предопределяет необходимость модернизации аппаратурных систем, позволяющих решить задачи устойчивости режима работы бурильной колонны и обеспечить компенсацию её автоколебаний. В этих условиях наиболее приемлемыми системами регулирования могут быть аппаратурные системы, основанные на отслеживании динамических параметров бурильной колонны в процессе её работы в скважине с введением корректирующих устройств.

Иными словами, для получения рационального режима углубления скважины требуется разработка специальной самонастраивающейся адаптивной аппаратурной системы, управляющие параметры которой с большой степенью достоверности должны учитывать динамические свойства бурильной колонны.

Итогами проделанной работы можно считать следующие результаты.

1. Анализ современных систем контроля и регулирования режима работы бурильной колонны показал, что в качестве управляющих воздействий они используют статические значения режимных параметров бурения и не реагируют на динамические параметры, способные обеспечить режим устойчивой её работы.
2. Существуют области безвибрационной работы бурильной колонны и критические значения динамических параметров при которых она теряет

устойчивость в процессе бурения. Наиболее информативным параметром работы бурильной колонны, является параметр приращение крутящего момента и его составляющие интенсивность изменения мощности двигателя привода и ускорение вращения его вала.

3. Двухмассовая адаптированная физико-математической модель бурильной колонны, содержащая две сосредоточенные массы с моментами инерции J_1 и J_2 и жёсткостью C_{12} , адекватно описывает изменения её параметров. Исследование этой модели с использованием пакетов MATLAB и PDS показало, что переходные процессы при переключении режимов бурения сопровождается автоколебаниями бурильной колонны, а работа бурильной колонны имеет границу устойчивости при диссипативном влиянии вязкой среды, что позволяет разработать предложения по реализации режима устойчивой её работы для повышения качества строительства скважин.

4. Энергетический метод, реализуемый дифференциальной структурой на параллельно встречных апериодических звеньях в двухканальном измерителе «Икрум», позволяет выделить приращение крутящего момента и его составляющие в качестве управляющих параметров регулирования режима работы бурильной колонны.

5. Разработаны автоматические аппаратные системы регулирования режима устойчивой работы бурильной колонны, обеспечивающие увеличение коэффициента полезного действия двигателя привода и механической скорости бурения на треть. Патенты RU 2569652 С1, опубликован 27.11.2015, бюл. №33; RU 2588053 С2, опубликован 27.06.2016, бюл. №18.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Алексеев А. В., Есауленко В. И. Математическая модель забойного датчика // Вестник АГТУ. – 2005. – №1. – С. 68 – 75.
2. Александров М. М. Взаимодействие колонн труб со стенками скважины. – М.: Недра, 1982. – 52 с.
3. Александров М. М. О силе прижатия вращающихся труб к стенкам вертикальной скважины // Изв. вузов Нефть и газ. – 1988. – №8. – С. 17 – 21.
4. Артемьева С. А., Барский И. Л., Пронин В. Е. К расчету колонн труб в скважине на продольный изгиб. // Труды ВНИИБТ. – 1982. – вып. 54. – С. 51 – 59.
5. Балахнов Д. Л., Перминов Б. А., Ягубов З. Х. Устройство для контроля крутящего момента на роторе электродвигателя буровой установки // Изв. вузов Нефть и газ». – 2000. – №3. – С. 26 – 29.
6. Балицкий П. В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. – М.: Недра, 1975. – 293с.
7. Балицкий П. В. Исследования критических и резонансных частот вращения шарошечных долот // Нефтяное хозяйство. – 1980. – №12. – С. 15 – 17.
8. Барон Л. И. Характеристики трения горных пород. – М.: Наука, 1967. – 208 с.
9. Барский И. Л. О разветвлении стационарных форм равновесия колонн труб в вертикальных скважинах // Труды ВНИИБТ, 1983. – вып. 58. – С. 126 – 137.
10. Бекух И. И., Ибатулов К. К. Об устойчивости колоны бурильных труб при роторном бурении // Нефть и газ. – 1989. – №8. – С. 23 – 27.
11. Бентриу А. Выбор и совершенствование методики режима бурения: Автореф. дис. канд. тех. наук. / Бентриу А. – М., 1989. – 17 с.
12. Бесекерский В. А., Попов Е. П. Теория систем автоматического управления. 4 изд., переработанное. – М.: Профессия, 2003. – 753 с.
13. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А. Оценка метрологических точностных характеристик дифференциальной (вариационной) структуры измерителя крутящего момента на валу силового привода буровых установок //

Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2011. – №7. – С. 14 – 16.

14. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А. Дифференциальная (вариационная) структура измерителя крутящего момента на валу электродвигателя буровых установок // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2011. – №8. – С. 5 – 9.

15. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А. Колонна бурильных труб в процессе углубления скважины, как объект автоматического регулирования // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2012. – №10. – С. 13 – 17.

16. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А. Оптимизация управления процессом углубления скважины // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2012. – №10. – С. 17 – 21.

17. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А. Оптимизация управления процессом углубления скважины: Сборник научных трудов: материалы научно-технической конференции (17-20 апреля 2012 г.): В 3 ч.; Ч. I / под ред. Н. Д. Цхадая. – Ухта: УГТУ, 2012. – С. 135 – 140.

18. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов В. Б. Определение наброса момента сопротивления, действующего на бурильную колонну в оптимальных рабочих зонах параметров бурения // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №4. – С.33 – 40.

19. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Методика измерения параметров бурения с использованием вариационной структуры: Сборник научных трудов: материалы научно-технической конференции (20-25 апреля 2014 г.): В 3 ч.; Ч. I / под ред. Н. Д. Цхадая. – Ухта: УГТУ, 2014. – С. 132 – 134.

20. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Экспериментальная проверка основных теоретических положений динамики бурильной колонны: Сборник научных трудов: материалы научно-технической

конференции (20-25 апреля 2014 г.): В 3 ч.; Ч. I / под ред. Н. Д. Цхадая. – Ухта: УГТУ, 2014. – С. 134 – 139.

21. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Динамические свойства бурильной колонны // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №8. – С.4 – 8.

22. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Влияние осевой нагрузки на динамику бурильной колонны // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №8. – С. 22 – 28.

23. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Методы управления процессом углубления скважины // Инженер-нефтяник. – 2014. – №3.– С. 23 – 27.

24. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Возможность использования динамических составляющих параметров крутящего момента для управления процессом углубления скважины // Инженер-нефтяник. – 2014. – №3. – С. 20 – 22.

25. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Переходные процессы при различных режимах работы бурильной колонны // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №11. – С. 8 – 12.

26. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Способ измерения параметров бурения с использованием вариационной структуры // Инженер-нефтяник. – 2014. – №3. – С. 27 – 29.

27. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Структурное моделирование бурильной колонны // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №10. – С. 13 – 18.

28. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Частотные свойства бурильной колонны как объекта управления // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №11. – С. 13 – 15.

29. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Экспериментальная проверка основных теоретических положений динамики бурильной колонны // Инженер-нефтяник. – 2014. – №3. – С. 30 – 33.

30. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б., Ягубов З. Х. Биения бурильной колонны в процессе углубления скважины // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2015. – №9. – С. 14 – 16.
31. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Влияние автоколебаний на механическую скорость бурения // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2015. – №9. – С. 17 – 19.
32. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А. Совершенствование аппаратной системы регулирования режима работы бурильной колонны на основе измерения динамических параметров крутящего момента // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2016. – №5. – С. 4 – 8.
33. Бычков Е. В., Перминов Б. А., Христин И. П. Измерение крутящих моментов с высокой разрешающей способностью // Приборы и системы управления. – 1998. – №8. – С. 17 – 21.
34. Васильев Ю. С., Никитин Ю. Ю. К вопросу использования продольных колебаний долот при бурении скважин // РС. Бурение газовых и газоконденсатных скважин. – 1976. – №1. – С. 13 – 17.
35. Векерик В. И., Мойсишин В. М. Определение динамической составляющей осевой нагрузки на долото по данным колебаний верхней части бурильной колонны // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1986. – №4. – С. 22 – 26.
36. Горшков Л.К. Динамика низа бурильной колонны при глубоком бурении // Инженер-нефтяник. – 2012. – №2. – С. 32– 35.
37. Гуреев И. Л., Лукьянов Э. Е., Мазур В. И., Ахв В. А. Влияние волновых процессов в бурильной колонне на показатели проводки скважин. // Тюмен. индустр. институт. – 1976. – Вып. 54. – С. 14 – 19.
38. Грибанов М. В. Совершенствование и реализация методик и программных средств по оптимизации параметров бурения скважин: Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. – Ухта: УГТУ, 2012. – 25 с.
39. Демихов В. И. Средства измерения параметров бурения скважин. – М.: Недра, 1990. – 269 с.

40. Демихов В. И., Леонов А. И. Контрольно-измерительные приборы при бурении скважин. – М.: Недра, 1980. – 304 с.
41. Демпси П. Краткий обзор состояния измерений в процессе бурения // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1986. – №5. – С. 7 – 11.
42. Динник А. Н. Устойчивость упругих систем. Избранные труды. – Киев: АН УССР, 1952. – т.1. – С. 152 – 175.
43. Ермолкин О. В., Орлов Л. И., Новоженин А. А. Система контроля параметров бурения «СГТ-МИКРО» // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. – 2012. – №8. – С. 3 – 7.
44. Заикин С. Ф., Перминов Б. А. Исследование структурной модели бурильной колонны в пакете MATLAB. Сборник научных трудов (Текст): Материалы X-ой международной научно-практической конференции «Прикладные научные разработки – 2014» (25 июля - 6 августа 2014 года): / под ред. Publishing House “Education and Science” s.r.o. (Чехия, Прага), 2014. – С.27 – 32.
45. Заикин С. Ф. Влияние биений бурильной колонны на отбор мощности в процессе углубления скважины // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2015. – №7. – С. 4 – 6.
46. Заикин С. Ф., Быков И. Ю., Перминов Б. А. Оценка влияния биений бурильной колонны на механическую скорость бурения // Современные тенденции развития науки и технологий: сборник научных трудов по материалам III Международной научно-практической конференции 30 июня 2015 г.: в 6 ч. / Под общей редакцией Е. П. Ткачевой. – Белгород: ИП Ткачёва Е. П., 2015. – Часть 1. – С. 70 – 75.
47. Заикин С. Ф. Экспериментальная оценка существующих подходов к расчёту затрат мощности привода бурильной колонны на проходку скважины // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2015. – №12. – С. 4 – 6.
48. Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б., Ягубов З. Х., Ягубов Э. З. Структурное моделирование бурильной колонны как эффективный метод исследования её динамических свойств // Строительство нефтяных и газовых

скважин на суше и на море. – 2016. – №1. – С. 4 – 8.

49. Заславский Б. В. Краткий курс сопротивления материалов. Учебник для авиационных специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1986. – 328 с.

50. Исакович С. Я., Починов В. И., Попадько В. Е. Автоматизация производственных процессов нефтяной и газовой промышленности. – М.: Недра, 1983. – 424 с.

51. Ишемгужин Е. И., Султанов Б. З. О взаимодействии сжатой нижней части бурильной колонны со стенкой скважины // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1969. – № 11. – С. 29 – 32.

52. Ишемгужин Е. И., Султанов Б. З. Отклоняющая на долоте при продольном изгибе бурильной колонны. В кн.: Машины и механизмы для бурения и эксплуатации нефтяных скважин. – М.: Недра, 1969. – С. 59 – 65.

53. Керимов З. Г. Динамика системы буровая оснастка – скважина при глубоководном бурении // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1981. – №9. – С. 34 – 38.

54. Керимов З. Г. Динамические расчёты бурильной колонны. – М.: Недра, 1970. – 155 с.

55. Керимов З. Г., Садыхов М. А. Исследования продольных колебаний бурильных труб при бурении // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1971. – №9. – С. 33 – 36.

56. Кольцов О. П., Осипов В. В. Экспериментальные исследования продольных колебаний бурильной колонны // Науч. труды КраснодарНИПИнефть. – 1972. – Вып.3. – С. 36 – 46.

57. Краснов С. А. Управление и оптимизация режимов бурения в системе удалённого мониторинга по значениям текущей рейсовой скорости и амплитуде продольных колебаний (на примере месторождений Тимано-Печорской провинции): Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. – Ухта: УГТУ, 2008. – 22 с

58. Лубинский А., Вудс Г. Искривление скважин при бурении. – М.: Гостоптехиздат. – 1960. – 222 с.

59. Лукас В. А. Теория автоматического управления. – М.:Недра,1990. – 416 с.

60. Майоров И. К. Спиральный продольный изгиб колонны труб // Нефтяное хозяйство. – 1966. – №4. – С. 28 – 32.
61. Максименко М. Е., Симонов В. В., Юнин Е. К. Низкочастотный резонанс бурильной колонны в вертикальной скважине и способ его устранения / 217 Гос. акад. нефти и газа. – М.: ГАНГ им. И. М. Губкина, 1993. – 43с. – Деп. в ВИНТИ 02.08.93, № 2189.
62. Мальцев А. В., Дюков Л. М. Приборы и средства контроля процессов бурения: Справочное пособие. – М.: Недра, 1989. – 253 с.
63. Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления: Учебник для вузов / под ред. Пупкова К. А., Егуповой Н. Д. – М.: Издательство МГТУ им. Баумана Н. Э., 2004г. – 656 с., ил.
64. Мищенко Р. Н. Контроль и управление параметрами режима бурения наклонно направленных скважин с применением навигационных телесистем: Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. – Ухта: УГТУ, 2009. – 23 с.
65. Молоканов Д. Р. Развитие методов оценки нагруженности бурильного инструмента при проводке горизонтальных скважин: Дис. кандидата техн. наук. – Ухта: УГТУ, 2011. – 146 с.
66. Нагаев Р. Ф., Пальмов В. А., Распутина Е. И. Общая задача об устойчивости стационарного вращения буровой колонны // Институт проблем машиноведения РАН, Труды 23 школы-семинара «Анализ и синтез нелинейных механических колебательных систем». – С-Пб.: РАН, 1996. – С. 23 – 28.
67. Огородников П. И., Сурнин Л. С. Влияние компоновки низа бурильной колонны на углубление скважины // Тез. докл. IV Всесоюзн. науч.-техн. конф. «Разрушение горных пород при бурении скважин», 9-11 сентября 1986 г. – Уфа, изд. Уфимск. нефт. ин-та, 1986. – С. 204 – 206.
68. Огородников П. И. Управление углублением забоя скважины на базе изучения динамических процессов в бурильной колонне: Дис. доктора техн. наук. – М.: МИНХ им. Губкина, 1991. – 421 с.

69. Пальмов В. А. Простейший анализ неустойчивости при бурении нефтяных скважин // Труды СПбГТУ, Механика и процессы управления. – 1993. – Вып. 446. – С. 154 – 156.
70. Перминов Б. А., Белоусов Д. В. Метод измерения крутящего момента с выделением динамической составляющей. Сборник научных трудов №2. Проблемы освоения природных ресурсов Европейского Севера, под общ. ред. И. Ю. Быкова // Коми региональное отделение РАЕН. – Ухта: УГТУ, 1996. – С. 8 – 12.
71. Перминов Б. А., Белоусов Д. В., Христин И. П. Методы измерения крутящего момента на валу электропривода по энергетическому состоянию электродвигателя // Сб. научных трудов №3. Проблемы освоения природных ресурсов Европейского Севера, под общ. ред. И. Ю. Быкова // Коми региональное отделение РАЕН. – Ухта: УГТУ, 1997. – С. 30 – 34.
72. Перминов Б.А., Белоусов Д.В. Христин И. П. Метод измерения крутящего момента с полной компенсацией статических ошибок // Сб. научных трудов №3 Проблемы освоения природных ресурсов Европейского Севера, под общ. ред. И. Ю. Быкова // Коми региональное отделение РАЕН. – Ухта: УГТУ, 1997. – С. 252 – 255.
73. Перминов Б. А., Перминов В. Б., Ягубов З. Х. Динамические измерения крутящих моментов // Проблемы промышленных электромеханических систем и перспективы их развития: тез. докл. науч.-техн. конф. с междунар. участием (11-14 окт.). Ч. 1 / науч. ред. Кислицын А. Л. – Ульяновск: УлГТУ, 1996. – С. 96 – 99.
74. Перминов Б. А., Перминов В. Б., Ягубов З. Х. Динамический метод измерения крутящего момента // Проблемы промышленных электромеханических систем и перспективы их развития: тез. докл. науч.-техн. конф. с междунар. участием (11-14 окт.). Ч. 1 / науч. ред. Кислицын А. Л. – Ульяновск: УлГТУ, 1996. – С. 99 – 102.
75. Перминов Б. А., Кичигин А. А., Ягубов З. Х. Погрешности косвенного измерителя крутящего момента // Сборник научных трудов: материалы научно-технической конференции (14-17 апреля 2009 г.): В 3 ч.; Ч. I / под ред. Н. Д. Цхадая. – Ухта: УГТУ, 2009. – С. 115 – 120.

76. Перминов Б. А., Христич И. П. Динамический метод измерения крутящих моментов // Труды международной юбилейной конференции «Датчик–98», Госстандарт России, Российская метрологическая Академия. – Гурзуф: Министерство общего и профессионального образования РФ, 1998. – С. 26 – 28.
77. Перминов Б. А., Христич И. П., Ягубов З. Х. Измерение динамических набросов крутящего момента в процессе бурения // Материалы международной конференции «Проблемы освоения Тимано-Печорской нефтегазоносной провинции». – Ухта: Печорнипинефть, 1998. – С. 35 – 38.
78. Перминов Б. А., Христич И. П., Ягубов З. Х. Повышение достоверности результатов измерения крутящего момента на роторе буровой установки // Материалы международной конференции «Проблемы освоения Тимано-Печорской нефтегазоносной провинции». – Ухта: Печорнипинефть, 1998. – С. 38 – 42.
79. Перминов В. Б., Балахнов Д. А., Лихачев В. Н., Норицын А. Д. Динамические методы измерения крутящих моментов // Приборы и системы управления. – 2002. – № 12. – С. 58 – 59.
80. Погарский А. А. Автоматизация процесса бурения глубоких скважин. – М.: Недра, 1972. – 216с.
81. Погарский А. А., Чефранов К. А., Шишкин О. П. Оптимизация процессов глубокого бурения. – М.: Недра, 1981. – 296с.
82. Потапов Ю. Ф., Симонов В. В. Разрушение горных пород трёхшарошечными долотами малого диаметра. – М.: Гостоптехиздат, 1961. – 157 с
83. Сароян А. Е. Теория и практика работы бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 263 с.
84. Сароян А. Е. Бурильные колонны в глубоком бурении. – М.: Недра, 1979. – 231 с.
85. Середа Н. Г., Соловьёв Е. М. Бурение нефтяных и газовых скважин. – М.: Недра, 1988. – 456 с.
86. Симонов В. В., Юнин Е. К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. – М.: Недра, 1977. – 217с.

87. Симонов В. В., Юнин Е. К. Волновые процессы в бурильной колонне. – М.: МНИХ и ГП имени И. М. Губкина, 1979. – 56с.
88. Скобло В. В. Исследование низкочастотных продольных колебаний бурильного инструмента и разработка методов их использования для повышения эффективности турбинного бурения: Дис. канд. техн. наук. – М.: МНИХ и ГП имени И. М. Губкина, 1986. – 178 с.
89. Скобло В. В., Васильев И. А. и др. Контроль забойных параметров при турбинном бурении // Нефтяное хозяйство. – 1987. – №10. – С. 14 – 18.
90. Спасибов В. М. Совершенствование систем управления и оптимизация процессов углубления скважин забойными гидравлическими двигателями: Диссертация доктора технических наук: 05.15.10. – Тюмень: ТГТУ, 2000. – 302 с.
91. Спивак А. И., Попов А. Н. Разрушение горных пород при бурении скважин. М.: Недра, 1994. – 261с.
92. Султанов Б. З., Янтурин А. Ш. О величине нормального давления сжатой части бурильной колонны на стенки скважины // Нефтяное хозяйство. – 1973. – № 8. – С. 27 – 28.
93. Султанов Б.З. Работа бурильной колонны в скважине. – М.: Недра, 1973.–216с.
94. Султанов Б. З. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны. – М.: Недра, 1991. – 208с.
95. Сумбатов А. С., Юнин Е. К. Очерки о трении. – М.: ВЦ РАН, 2000. – 140с.
96. Сурнин Л. С. Повышение эффективности применения амортизаторов в бурении скважин на базе исследования волновых процессов в бурильной колонне: Дис. канд. техн. наук. – Иваново-Франковск: ИФИНГ, 1987. – 189 с.
97. Теория систем автоматического регулирования: Учебник для вузов / Под ред. Бесекерского В. А, Попова В. П. – М.: Наука, 1975. – 768 с.
98. Технология бурения глубоких скважин: Учебник для вузов / под ред. Мавлютовой М. Р. – М.: Недра, 1982. – 287 с.
99. Турыгин Е. Ю. Повышение эффективности процесса бурения глубоких скважин роторным способом посредством управления динамикой бурильной

колонны: Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. – Ухта: УГТУ, 2011. – 23 с.

100. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592с.

101. Хегай В. К. К вопросу оптимизации режимных параметров бурения с учетом крутильных автоколебаний // Известия Коми НЦ УрО РАН. – 2010. – №2. – С. 78 – 83.

102. Хегай В. К. Управление динамикой бурильной колонны в направленных скважинах: Автореферат диссертации на соискание учёной степени доктора технических наук. – Ухта: УГТУ, 2005. – 45 с.

103. Христоч И. П., Иванов Б. А., Коротков Ю. П. Косвенный измеритель момента на основе наблюдающего устройства // Труды международной юбилейной конференции «Датчик–98», Госстандарт России, Российская метрологическая Академия. – Гурзуф: Министерство общего и профессионального образования РФ, 1998. – С. 28 – 31.

104. Христоч И. П. Прибор для измерения крутящего момента на валу асинхронного электродвигателя // Труды международной конференции “Проблемы освоения природных ресурсов европейского севера” / под ред. И. Ю. Быкова. – М.: АООТ «Политех 4», 1997. – С. 245 – 248 .

105. Христоч И. П., Перминов Б. А., Ягубов З. Х. Метод динамических измерений крутящего момента // Труды международной юбилейной конференции «Датчик–98», Госстандарт России, Российская метрологическая Академия. – Гурзуф: Министерство общего и профессионального образования РФ, 1998. – С. 31 – 34.

106. Чефранов К. А. Регулирование процесса бурения. – М.: Недра, 1972. – 160с.

107. Чупров В. П., Сираев А. Х., Бикчурин Т. Н. и др. Из опыта исследования вибраций бурильного инструмента в бурящихся скважинах Татарии // Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности. – 1978. – №2. – С. 24 – 25.

108. Юнин Е. К. Низкочастотные колебания бурильного инструмента. – М.: Недра, 1983. – 132с.

109. Юнин Е. К., Рубановский В. Н., Хегай В. К. Волновые процессы при наклонно-направленном бурении. – Ухта: Ухтинский гос. тех. ун-т, 2002. – 60с.
110. Юнин Е. К. Введение в механику глубокого бурения: Учебное пособие. – Ухта: УГТУ, 2003. – 120 с.
111. Юнин Е. К., Хегай В. К. О минимизации низкочастотных продольных колебаний посредством специальной компоновки бурильной колонны // XXIII Российская школа по проблемам науки и технологии. Краткие сообщения / УрО РАН. Екатеринбург, 2003. – С. 93 – 98.
112. Юнин Е. К. Динамика бурения нефтяных и газовых скважин: Учебное пособие. – Ухта: УГТУ, 2004. – 90 с.
113. Юнин Е. К., Хегай В. К. Динамика глубокого бурения. – М.: Недра, 2004. – 286 с.
114. Юнин Е. К. Введение в динамику глубокого бурения. – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2009. – 168 с.
115. Юнин Е. К., Хегай В. К. Основы механики глубокого бурения. Курс лекций. – М.: ООО «Издательский дом Недра», 2010. – 163 с.
116. Яковлев А. А., Горшков Л. К. Теория колебаний. Исследование колебаний консервативной системы с одной степенью свободы: Методические указания к расчётно-графическим работам / Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», СПб, 2012. – 32 с.
117. Янтурин А. Ш., Чупров В. П., Бикчурин Т. Н. Промысловые замеры продольных, крутильных и поперечных колебаний низа бурильной колонны глубинным автономным виброметром // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 1997. – №8-9. – С. 5 – 7.
118. А.с. 1290108 СССР, МКИ³G01 L 3/10. Сигнализатор крутящего момента на валу асинхронного электродвигателя. [Текст] / Перминов Б. А., Голубев Б. Б. (СССР). – №834418; заявлено 29.05.85; опубл. 15.02.87, Бюл. №6.
119. А.с. 1500876 СССР, МКИ³G01 L 3/10. Сигнализатор крутящего момента на валу асинхронного электродвигателя. [Текст] / Перминов Б. А. (СССР). – №1290108; заявлено 22.12.87; опубл. 15.09.89, Бюл. №30.

120. А.с. 1539548 СССР, МКИ³G01 L 3/10. Устройство для контроля крутящего момента на роторе электродвигателя буровой установки. [Текст] / Перминов Б. А., Аванесов В. А. и др. (СССР). – №1290108; заявлено 29.04.88; опубл. 30.01.90, Бюл. №4.
121. А.с. 1580187 СССР, МКИ³G01 L 3/10. Устройство для измерения крутящего момента на валу асинхронного электродвигателя. [Текст] / Перминов Б. А., Мягкий В. Ф. (СССР). – №515043; заявлено 30.12.87; опубл. 23.07.90, Бюл. №27.
122. А.с. 1691690 СССР, МКИ³G01 L 3/10. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки. [Текст] / Перминов Б. А. (СССР). – №1539348; заявлено 19.09.89; опубл. 15.11.91, Бюл. №42.
123. А.с. 1695157 СССР, МКИ³G01 L 3/10. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки. [Текст] / Перминов Б. А., Сабов В. В. (СССР). – №1580187; заявлено 19.06.89; опубл. 30.11.91, Бюл. №44.
124. А.с. 1732197 СССР, МКИ³G01 L 3/10. Устройство для измерения крутящего момента на валу асинхронного электродвигателя. [Текст] / Перминов Б. А., Перминов В. Б., Христич И. П. (СССР). – №1580187; заявлено 11.06.90; опубл. 07.05.92, Бюл. №17.
125. А.с. RU5026 U1 МКИ³G01 L 3/10. Измеритель крутящего момента. [Текст] / Перминов В. Б., Христич И. П. (РФ). – приоритет 14.05.95; опубл. 16.09.97, Бюл. № 9.
126. А.с. SU 1548419 A1 E21 B44/00. Способ управления процессом бурения [Текст] / Жуковский А. А., Ранкин Ю. А., Герасимов Ю. В., Авдеев В. В. приоритет 18.05.88; опубл. 7.03.90, Бюл. № 9.
127. Пат. 2228438 RUC2, 7 E21 B44/00. Способ определения жёсткости колонны бурильных труб. [Текст] / Кёлтес Ваутер Йоханес Грегориус, Ван Ден Стен Леон (NL) - №2228438, заявлено 07.09.99; опубл. 10.05.2004, Бюл. № 13.
128. Пат. 2244117 RUC2, E21 B44/00. Способ управления работой в скважине и система бурения скважины. [Текст] / ЭЛДРЕД Уолтер Д. (GB), МИХАН Ричард (US) - №2244117, заявлено 05.03.2003; опуб. 10.01.2005, Бюл. № 1.

129. Пат. 1794243 СССР, МКИ³G01 L 3/10. Устройство для измерения крутящего момента на валу асинхронного электродвигателя. [Текст] / Перминов Б. А., Перминов В. Б., Христич И. П. (СССР) – №1747963; заявлено 05.03.91; опубл. 07.02.93, Бюл. № 5.
130. Пат. РФ № 2232882, МПК E21B19/08 Способ регулирования нагрузки на долото при бурении глубоких скважин [Текст] / Иванников В. И. (Патент RU 2232882); восстановлено 20.11.08; опубл. 20.11.08.
131. Пат. РФ № 2478781, МПК E21B44/00 Способ и устройство для уменьшения колебаний прилипания-проскальзывания в бурильной колонне [Текст] / Кюлленгстад Оге; заявлено 02.12.2008; опубл. 10.04.13.
132. Пат. РФ № 2495240, МПК E21B44/00 Способ адаптивного управления процессом бурения скважин [Текст] / Цуприков А. А., Чередниченко В. Г., Якименко К. Ю.; заявлено 04.05.12; опубл. 10.10.13.
133. Пат. RU 2569652 C1, МПК E21B 44/00 Способ управления процессом бурения и система для его осуществления [Текст] / Ягубов З. Х., Перминов Б. А., Перминов В. Б., Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Полетаев С. В.; заявлено 16.05.2014; опубл. 27.11.15, Бюл. № 33.
134. Пат. RU 2588053 C2, МПК E21B 44/00 Способ управления процессом бурения и система для его осуществления [Текст] / Цхадая Н. Д., Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б., Хегай В. К., Ягубов З. Х.; заявлено 05.11.2014; опубл. 27.06.16, Бюл. № 18.
135. Lubinski A. *Developments in Petroleum Engineering* // V / 1, Houston-London, 1987, p. 464.
136. Lubinski A. and Woods H. B.: “Factors affecting the angle of Inclination and Dog-Legging in Rotary Bore Holes”, *Drill and Prod. Prac.*, API (1953) 222.
137. Rapold K. *Drilling vibration measurement detect bit stick-slip* // *Oil and Gas Journal*. – 1993. – Vol.91, N9. – P. 66 – 70.
138. Vandiver J. K., Nicholson J., Shyu R. J. *Case Studies of the Banding Vibration and Whirling Motion of Drill Collars* // *SPE Drilling Engineering*. – 1990. Vol. 5, № 4. – P. 282 – 290.

139. Bikov I., Zaikin S., Perminov B., Perminov V., Poletaev S., Yagubov Z. Investigation of the structural model of the drillstring // DOAJ - Lund University: Konzept : Scientific and Methodological e-magazine. - Lund, №4 (Collected works, Best Article), 2014. – URL: <http://www.doaj.net/2385/>

140. Bikov I., Zaikin S., Perminov B., Perminov V., Poletaev S., Yagubov Z. The frequency characteristics of the drill string as a management object // DOAJ - Lund University: Konzept: Scientific and Methodological e-magazine. - Lund, №4 (Collected works, Best Article), 2014. - URL: <http://www.doaj.net/2386/>

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 569 652** ⁽¹³⁾ **C1**(51) МПК
E21B 44/00 (2006.01)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2014119752/03, 16.05.2014

(24) Дата начала отчета срока действия патента:
16.05.2014

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 16.05.2014

(45) Опубликовано: 27.11.2015 Бюл. № 33

(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: RU 2087701 C1, 20.08.1997. SU 1539548
A1, 30.01.1990. SU 1695157 A1, 30.11.1991. SU
1437884 A2, 15.11.1988. US 6785641 B1,
31.08.2004.

Адрес для переписки:

169300, Республика Коми, г. Ухта, ул.
Первомайская, 13, ЦИ и ПЛД

(72) Автор(ы):

Ягубов Зафар Хангусейн-Оглы (RU),
Перминов Борис Алексеевич (RU),
Перминов Виктор Борисович (RU),
Быков Игорь Юрьевич (RU),
Заикин Станислав Фёдорович (RU),
Полетаев Сергей Васильевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования "Ухтинский
государственный технический университет"
(RU)

(54) СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ БУРЕНИЯ И СИСТЕМА ДЛЯ ЕГО ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ

(57) Реферат:

Изобретение относится к области бурения нефтяных и газовых скважин и может быть использовано для оптимального управления процессом бурения. Техническим результатом является упрощение структуры системы управления, увеличение точности управления, оптимизация систем измерения, снижение вибраций буровой колонны и как результат увеличение скорости проходки скважины. Способ включает измерение скорости изменения мощности привода ротора буровой установки, измерение скорости изменения частоты вращения вала привода. Причем в канал измерения мощности привода ротора буровой установки и

в канал измерения частоты вращения вала привода введены операция дифференцирования и операция деления результатов измерения скорости изменения мощности привода ротора буровой установки на результат измерения скорости изменения частоты вращения вала привода, определяющая градиент изменения крутящего момента на валу привода ротора буровой установки, при этом регулирование частоты вращения вала привода проводится по знаку градиента изменения крутящего момента на валу привода ротора буровой установки. 2 н.п. ф-лы, 2 ил.

RU 2 569 652 C 1

RU 2 569 652 C 1

RUSSIAN FEDERATION

FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 569 652** ⁽¹³⁾ **C1**(51) Int. Cl.
E21B 44/00 (2006.01)(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21)(22) Application: 2014119752/03, 16.05.2014

(24) Effective date for property rights:
16.05.2014

Priority:

(22) Date of filing: 16.05.2014

(45) Date of publication: 27.11.2015 Bull. № 33

Mail address:

169300, Respublika Komi, g. Ukhta, ul.
Pervomajskaja, 13, TsI i PLD

(72) Inventor(s):

Jagubov Zafar Khangusejn-Ogly (RU),
Perminov Boris Alekseevich (RU),
Perminov Viktor Borisovich (RU),
Bykov Igor' Jur'evich (RU),
Zaikin Stanislav Fedorovich (RU),
Poletaev Sergej Vasil'evich (RU)

(73) Proprietor(s):

Federal'noe gosudarstvennoe bjudzhetnoe
obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego
professional'nogo obrazovanija "Ukhtinskij
gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet" (RU)(54) **METHOD OF DRILLING CONTROL AND SYSTEM FOR ITS IMPLEMENTATION**

(57) Abstract:

FIELD: oil and gas industry.

SUBSTANCE: method includes power measurement of engine being the drilling rig rotor drive, measurement of change rate of speed of rotation of drive shaft. At that to the channel of power measurement of the drilling rig rotor drive, and to channel measurement of rotation frequency of the drive shaft the differentiating and division of the measurements results of change rate of power of the drilling rig rotor drive by the result of measurement of change rate of rotation frequency of

the drive shaft determining gradient of torque change on shaft of the drilling rig rotor drive, at that the rotation frequency of the drive shaft is regulated according to sign of the gradient of torque change on the drive shaft of the drilling rig rotor.

EFFECT: simplified structure of control system, increased control accuracy, optimisation of measurement systems, reduced vibrations of drilling string, and hence increased speed of well drilling.

2 cl, 2 dwg

RU 2 569 652 C 1

RU 2 569 652 C 1

RU 2 569 652 C1

Изобретение относится к области бурения нефтяных и газовых скважин и может быть использовано для оптимального управления процессом бурения.

Известен способ адаптивного управления процессом бурения скважин по патенту РФ №2495240, МПК E21B 44/00, опубл. 04.05.2012, включающий использование модели процесса бурения, технический результат в которой достигается оперативным управлением коэффициентами этой модели, значения которых определяются минимальными вибрациями бурильной колонны.

Недостатками способа являются предварительное построение модели процесса бурения, привязанное конкретно к данной геологической структуре, знанию ее геологического строения и твердости пород, а также проведение бесконечного множества скважинных измерений. Использование детерминированной модели часто приводит к ее непредсказуемому обновлению и, как следствие, низкой точности управления. Использование сложной наземной аппаратуры и скважинной системы измерения забойных параметров создает дополнительные, иногда нерешаемые задачи.

Известен способ управления работой в скважине и система бурения скважины по патенту РФ 2244117, МПК E21B 44/00, опубл. 10.01.2005. Техническая реализация известного способа осуществляется с использованием вычислительной модели процесса бурения, представляющей комбинированное влияние условий на забое скважины и работы колонны бурильных труб. Модель процесса бурения непрерывно обновляется результатами скважинных измерений, производимых в ходе операции бурения. На основании непрерывных измерений вырабатываются и исполняются различные сценарии управления для передачи данных в систему управления наземным оборудованием.

Недостатком способа является необходимость предварительного построения модели процесса бурения и ее коррекция текущими значениями параметров бурения. Однако колонна бурильных труб, как объект управления, является неустойчивой [4], и текущие параметры бурения изменяются по кривым колебательного процесса, что исключает возможность их использования для целей коррекции.

Известен способ и устройство для уменьшения колебаний прилипания-проскальзывания колонны бурильных труб по патенту РФ №2478781, МПК E21B 44/00, опубл. 10.04.2013, патентообладатель НЭШНЛ ОЙВЕЛЛ ВАРКО (US), в котором демпфирование колебаний осуществляется путем использования бурильного механизма изменения веса бурильной колонны и регулирование скорости вращения бурильного механизма с использованием ПИ-регулятора. Недостатком предложенного изобретения является сложность настройки ПИ-регулятора с использованием скважинных измерений. Включение ПИ-регулятора в цепь управления бурильной колонной повышает порядок астатизма замкнутой структуры, что еще более ухудшает условия устойчивости системы управления. Использование полосы оптимальных частот не позволяет реализовать надежное управление с углублением скважины.

Наиболее близким по сущности предлагаемого изобретения является способ управления колебаниями в буровом оборудовании и система для его осуществления по патенту РФ 2087701 C1, МПК E21B 44/00, опубл. 20.08.1997, где колебания в буровом оборудовании регулируются посредством определения потока энергии через оборудование как произведение «поперечной» переменной и «сквозной» переменной. Причем колебания одной переменной измеряются, а поток энергии регулируется путем изменения другой переменной в ответ на измеряемые колебания упомянутой одной переменной. В качестве переменных величин для определения потока энергии используются напряжение, умноженное на ток электрического привода, давление, умноженное на скорость потока гидравлического привода, или крутящий момент,

RU 2 569 652 C1

умноженный на угловую скорость вала вращательного привода.

Способ управления колебаниями в буровом оборудовании реализуется системой, содержащей средства измерения колебаний продольной и поперечной переменной, связанные со средствами контроля истока энергии через буровое оборудование и средство регулирования крутильных колебаний оборудования путем поддержания потока энергии через буровое оборудование на заданном уровне. Дополнительно система снабжена средствами определения крутящего момента приводного двигателя и средствами его регулирования.

Предпосылки изобретения.

Бурение нефтяной или газовой скважины включает в себя создание ствола скважины значительной глубины, часто в несколько километров по вертикали. Бурильная колонна содержит буровое долото на своем нижнем конце и звенья трубы, свинченные вместе. Бурильную колонну вращает бурильный механизм на поверхности, колонна в свою очередь вращает долото для проходки скважины. Бурильный механизм, обычно верхний привод или ротор, по существу является массивным маховиком. Бурильная колонна является гибкой конструкцией и во время бурения может закручиваться под действием крутящего момента, запасая потенциальную энергию. При достаточном ее запасе наблюдается прокручивание низа колонны (проскальзывание), т.е. наблюдается процесс перехода потенциальной энергии в кинетическую.

На основании работ Перминова Б.А., Перминова В.Б., Заикина С.Ф., Быкова И.Ю. [1-5], возникающие в результате превращения энергии крутильные автоколебания бурильной колонны определяют колонну как неустойчивый объект управления. Это положение подтверждается и анализом структурной схемы бурильной колонны [4], из которого следует, что как объект управления колонна бурильных труб является структурно неустойчивым звеном. Это означает, что процесс бурения скважины всегда сопровождается автоколебаниями бурильной колонны, что существенно уменьшает механическую скорость проходки скважины, увеличивает износ бурового инструмента. Приведенные способы оптимизации управления процессом бурения не позволяют эффективно демпфировать автоколебания бурильной колонны, сопряжены со сложностями скважинных измерений, а управление с использованием моделирования не выдерживает критики, так как невозможно создать модель структурно неустойчивого объекта управления.

Задачей изобретения является устранение недостатков демпфирования автоколебаний бурильной колонны в процессе бурения и предложение дешевого и разумного способа управления процессом бурения и системы для его осуществления, обеспечивающих регулирование автоколебаний в оборудовании для бурения.

Сущность изобретения.

Автоколебания бурильной колонны в процессе углубления скважины демпфируются посредством определения градиента изменения крутящего момента на приводе буровой установки как частного от деления скорости изменения мощности привода ротора буровой установки на скорость изменения частоты вращения вала привода. Причем по знаку градиента изменения крутящего момента на приводе ротора буровой установки частота вращения вала привода, а, следовательно, и бурильной колонны либо увеличивается, либо уменьшается в пределах определяемых геологической структурой разбуриваемой породы.

Способ управления процессом бурения, позволяющий эффективно демпфировать автоколебания бурильной колонны, реализуется системой бурения, содержащей средства измерения градиента изменения крутящего момента, блока определения знака градиента,

RU 2 569 652 C1

регулятора, обеспечивающего изменение частоты вращения вала привода с задатчиком максимальной и минимальной частоты вращения, определяемой геологической структурой породы.

Способ управления процессом бурения в соответствии с настоящим изобретением заключается в регулировании частоты вращения вала привода ротора буровой установки, по измеренному значению градиента изменения крутящего момента и знаку этого градиента.

Способ управления процессом бурения в соответствии с настоящим изобретением основан на понимании того, что срыв установившегося процесса бурения и возникновение автоколебаний происходит в результате воздействия на бурильную колонну какого-либо возмущения, например резкого изменения момента сопротивления. Это приводит к динамическому набросу крутящего момента на валу привода ротора буровой установки вследствие изменения мощности привода и частоты вращения вала привода. Если измерять скорости изменения мощности привода и частоты вращения с использованием дифференцирующих фильтров, работы Перминова Б.А., Перминова В.Б. [1-3], то градиент изменения крутящего момента можно определить соотношением:

$$\text{grad}M = \frac{dP}{dt} / \frac{dn}{dt} = \frac{v_P}{v_n};$$

где $\frac{dP}{dt} = v_P$ - скорость изменения мощности привода ротора буровой установки, Вт/с;

$\frac{dn}{dt} = v_n$ - скорость изменения частоты вращения вала привода, об/с;

gradM - градиент изменения крутящего момента на валу привода, Нм/об.

Эффективный способ управления процессом бурения состоит в определении градиента изменения крутящего момента на валу привода, который определяется как частное от деления скорости изменения мощности привода ротора буровой установки на скорость изменения частоты вращения вала привода, определении знака градиента крутящего момента и регулировании частоты вращения вала привода по знаку градиента при постоянном оптимальном значении осевой нагрузки.

Система для осуществления способа управления процессом бурения в соответствии с настоящим изобретением включает в себя канал измерения скорости изменения мощности привода ротора буровой установки, канал измерения скорости изменения частоты вращения вала привода, делитель результатов измерения скорости изменения мощности на скорость изменения частоты вращения вала привода, распознаватель знака градиента изменения крутящего момента на валу привода, регулятор, обеспечивающий изменение частоты вращения вала привода.

Изобретение поясняется чертежом фиг. 1, фиг. 2.

На фиг. 1 представлена схема измерения градиента изменения крутящего момента на валу привода, знака градиента и регулятора, обеспечивающего изменение частоты вращения вала привода по определенному знаку градиента.

На фиг. 2 представлена общая структура системы управления процессом бурения.

На фиг. 1 показано схематичное изображение привода ротора буровой установки 1, включающего в себя непосредственно привод с выходным валом вращения, движитель привода мощностью P, это может быть электродвигатель, дизель, газотурбинный двигатель и т.д., выходной вал которого вращается с частотой вращения n, причем

RU 2 569 652 C1

привод имеет устройство изменения частоты вращения, канал измерения скорости изменения мощности 2, канал измерения скорости изменения частоты вращения вала 3, блок деления 4, с помощью которого определяется $gradM$, как функции $gradM = \frac{v_p}{v_n}$,

5 определитель знака $gradM$ 5 и регулятор 6, обеспечивающий изменение скорости вращения вала привода по определенному знаку градиента.

Определитель знака $gradM$ представляет собой фазочувствительный усилитель, выходной сигнал которого изменяет фазу на выходе в зависимости от знака сигнала $gradM$; в зависимости от фазы выходного сигнала, регулятор 6, например реверсивный
10 двигатель, воздействует на исполнительные органы, которые в свою очередь изменяют угловую скорость выходного вала привода, который через передаточный механизм подключается к колонне бурильных труб с породоразрушающим инструментом 7.

На фиг. 2 показано схематическое изображение структуры управления процессом бурения, включающей в себя непосредственно привод ротора буровой установки 1,
15 колонну бурильных труб с буровым инструментом 7, канал измерения скорости изменения мощности P привода 2, канал измерения скорости изменения частоты вращения вала n привода 3, блок деления 4, определитель знака градиента 5, регулятор частоты вращения 6.

Бурильная колонна как объект автоматического управления [4] представляет собой
20 структурно-неустойчивое звено с астатизмом третьего порядка. Для реализации устойчивого процесса бурения требуется коррекция частотных характеристик этого объекта [5], которая может быть реализована различными способами: путем последовательного подключения дифференцирующих звеньев, путем параллельной коррекции, либо путем введения компенсирующей обратной связи. Так как параллельная
25 коррекция и коррекция с использованием обратной связи невозможны вследствие большой длины колонны бурильных труб и сложности использования ствола скважины, то наиболее эффективной является последовательная коррекция. В качестве такого корректирующего дифференциального звена используются дифференцирующие фильтры, введенные в каналы измерения мощности и угловой скорости. Кроме того, введение
30 дифференцирующих фильтров способствует полному устранению статических ошибок измерения и управления, что существенно повышает точность измерения и управления.

В блоке деления 4 производится деление результата измерения $\frac{dP}{dt} = v_p$ на результат
измерения $\frac{dn}{dt} = v_n$, что определяет на выходе блока деления $gradM = \frac{v_p}{v_n}$. В
35 зависимости от знака v_p или v_n $gradM$ может быть больше нуля или меньше нуля, что определяется определителем знака $gradM$ 5, например, фазочувствительным усилителем, фаза выходного напряжения которого определяется знаком $gradM$. К выходу определителя знака $gradM$ 5 подключен регулятор частоты вращения вала привода 6,
40 например, реверсивный двигатель, направление вращения вала которого определяется фазой выходного напряжения фазочувствительного усилителя, следовательно $gradM$. Регулятор частоты вращения непосредственно воздействует на исполнительные органы привода 1.

Литература

45 1. Перминов Б.А. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки. АС СССР №1691690, 1991.

2. Перминов Б.А., Сабов В.В. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки. АС СССР №1695157, 1991.

3. Перминов Б.А., Перминов В.Б. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки. АС СССР №1697157, 1991.

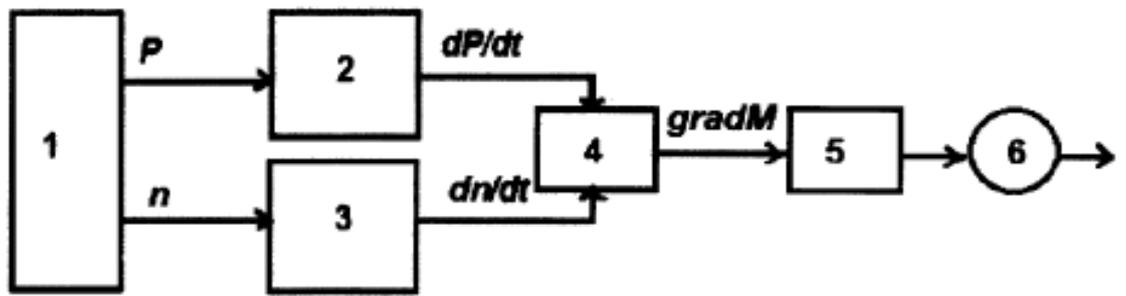
4. Быков И.Ю., Заикин С.Ф., Перминов Б.А. Колонна бурильных труб в процессе углубления скважины как объект автоматического регулирования. // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2012. - №10. С. 13-17.

5. Быков И.Ю., Заикин С.Ф., Перминов Б.А. Оптимизация управления процессом углубления скважины. // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2012. - №10. С. 17-21.

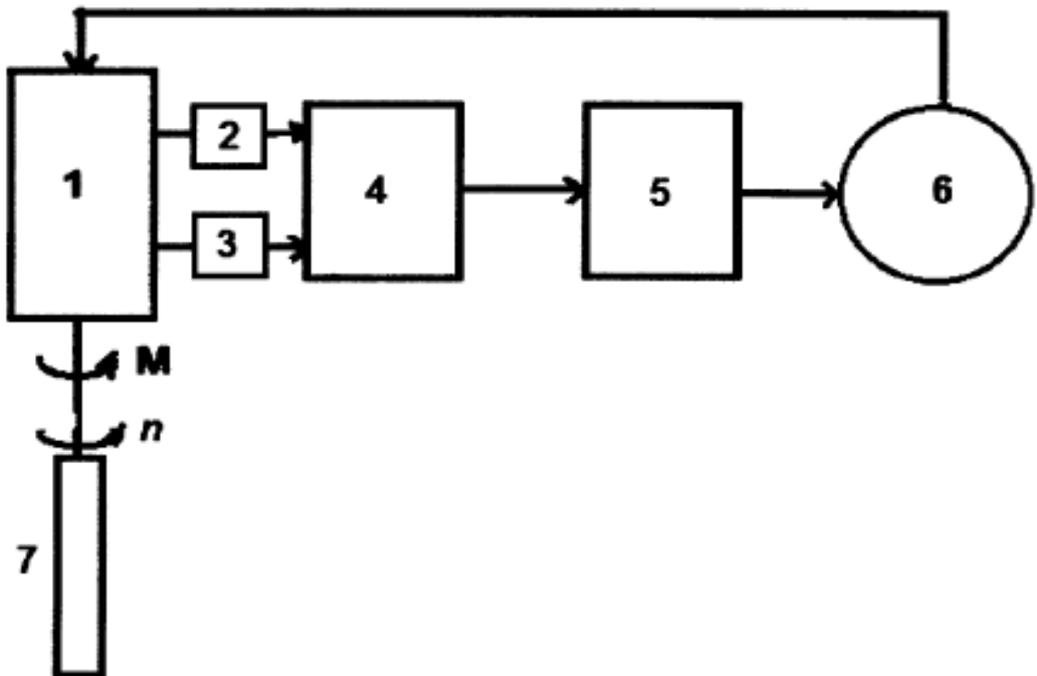
Формула изобретения

1. Способ управления процессом бурения, включающий измерение скорости изменения мощности привода ротора буровой установки, измерение скорости изменения частоты вращения вала привода, отличающийся тем, что в канал измерения мощности привода ротора буровой установки и в канал измерения частоты вращения вала привода введены операция дифференцирования и операция деления результатов измерения скорости изменения мощности привода ротора буровой установки на результат измерения скорости изменения частоты вращения вала привода, определяющая градиент изменения крутящего момента на валу привода ротора буровой установки, при этом регулирование частоты вращения вала привода проводится по знаку градиента изменения крутящего момента на валу привода ротора буровой установки.

2. Система управления, осуществляющая способ управления процессом бурения, включает привод ротора буровой установки, колонну бурильных труб с породоразрушающим инструментом, измеритель скорости изменения мощности привода ротора буровой установки, измеритель скорости изменения частоты вращения вала привода, отличающаяся тем, что выходы измерителей скоростей изменения мощности и частоты вращения подключены к входам блока деления, на выходе которого определяется градиент изменения крутящего момента, причем выход блока деления подключен к определителю знака градиента изменения крутящего момента на валу привода, который подключен к регулятору, обеспечивающему изменение частоты вращения вала привода ротора буровой установки.



Фиг.1



Фиг.2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 588 053** ⁽¹³⁾ **C2**(51) МПК
E21B 44/00 (2006.01)**(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ**

(21)(22) Заявка: 2014144772/03, 05.11.2014

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
05.11.2014

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 05.11.2014

(43) Дата публикации заявки: 27.05.2016 Бюл. № 15

(45) Опубликовано: 27.06.2016 Бюл. № 18

(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: RU 2495240 C1, 10.10.2013. SU 1695157
A1, 30.11.1991. RU 2087701 C1, 20.08.1997. US
5721376 A1, 24.02.1998. US 20120130693 A1,
24.05.2012.

Адрес для переписки:

169300, Респ. Коми, г. Ухта, ул. Первомайская,
13, ЦИ и ПЛД

(72) Автор(ы):

Цхадая Николай Денисович (RU),
Быков Игорь Юрьевич (RU),
Зайкин Станислав Фёдорович (RU),
Перминов Борис Алексеевич (RU),
Перминов Виктор Борисович (RU),
Хегай Валерий Константинович (RU),
Ягубов Зафар Хангусейн оглы (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования "Ухтинский
государственный технический университет"
(RU)**(54) СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ БУРЕНИЯ И СИСТЕМА ДЛЯ ЕГО ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ**

(57) Реферат:

Изобретение относится к области бурения нефтяных и газовых скважин и может быть использовано для оптимизации управления процессом бурения. Техническим результатом является повышение эффективности управления на основе реализации разработанной стратегии бурения, увеличение точности управления, компенсация автоколебаний буровой колонны и как результат увеличение механической скорости проходки скважины. Технический

результат достигается предложенным способом оптимизации процесса бурения, при котором осуществляется регулирование осевой нагрузки и угловой скорости вала привода в зависимости от расчетной стратегии бурения. При этом компенсация автоколебаний буровой колонны на промежуточных этапах стратегии бурения осуществляется по динамическому приращению крутящего момента. 2 н.п. ф-лы, 1 ил.

RU 2 588 053 C 2

RU 2 588 053 C 2

RUSSIAN FEDERATION

FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY(19) **RU**⁽¹¹⁾ **2 588 053**⁽¹³⁾ **C2**
(51) Int. Cl.
E21B 44/00 (2006.01)(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21)(22) Application: 2014144772/03, 05.11.2014

(24) Effective date for property rights:
05.11.2014

Priority:

(22) Date of filing: 05.11.2014

(43) Application published: 27.05.2016 Bull. № 15

(45) Date of publication: 27.06.2016 Bull. № 18

Mail address:

169300, Resp. Komi, g. Ukhta, ul. Pervomajskaja,
13, TSI i PLD

(72) Inventor(s):

TSkhadaya Nikolaj Denisovich (RU),
Bykov Igor YUrevich (RU),
Zaikin Stanislav Fedorovich (RU),
Perminov Boris Alekseevich (RU),
Perminov Viktor Borisovich (RU),
KHegaj Valerij Konstantinovich (RU),
YAgubov Zafar KHangusejn ogly (RU)

(73) Proprietor(s):

Federalnoe gosudarstvennoe byudzhetnoe
obrazovatelnoe uchrezhdenie vysshego
professionalnogo obrazovaniya "Ukhtinskij
gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet" (RU)(54) **METHOD OF CONTROLLING DRILLING AND SYSTEM THEREFOR**

(57) Abstract:

FIELD: oil and gas industry.

SUBSTANCE: invention can be used to optimise control over drilling process. Technical result is achieved by proposed method of optimization of drilling process, wherein control of axial load and drive shaft angular speed depending on design strategy of drilling is implemented. At that, compensation for auto-oscillations of drill string in intermediate stages of

drilling strategy is carried out by dynamic increment of torque.

EFFECT: higher efficiency of control based on implementation of developed drilling strategy, increased accuracy of control, compensation of auto-oscillations of drilling column and as result is higher mechanical speed of well drilling.

2 cl, 1 dwg

RU 2 588 053 C 2

RU 2 588 053 C 2

Описание изобретения к патенту

Изобретение относится к области бурения нефтяных и газовых скважин и может быть использовано для оптимизации процесса бурения.

Известен способ адаптивного управления процессом бурения скважин по патенту РФ №3495240, МПК E21B 44/00, опубл. 04.05.2012, включающий использование модели процесса бурения, технический результат в которой достигается оперативным управлением коэффициентами этой модели, значения которых определяются минимальными вибрациями бурильной колонны. Недостатками способа являются предварительное построение модели процесса бурения, привязанное конкретно к данной геологической структуре, знанию ее геологического строения и твердости пород, а также проведение бесконечного множества скважинных измерений. Использование детерминированной модели часто приводит к ее непредсказуемому обновлению, и как следствие, низкой точности управления. Использование сложной наземной аппаратуры и скважинной системы измерения забойных параметров создает дополнительные, иногда нерешаемые задачи.

Известен способ управления работой в скважине и система бурения скважины по патенту RU 2244117, МПК E21B 44/00, опубл. 10.01.2005, техническая реализация которого осуществляется с использованием вычислительной модели процесса бурения, представляющей комбинированное сочетание влияния условий на забое скважины и работы бурильной колонны. Модель процесса бурения непрерывно обновляется результатами скважинных измерений, производимых в ходе операции бурения. На основании непрерывных измерений вырабатываются и исполняются различные сценарии управления для передачи данных в систему управления наземным оборудованием. К недостаткам предложенного изобретения можно отнести все вышеперечисленные недостатки предыдущего изобретения.

Известен способ и устройство для уменьшения колебаний прилипания-проскальзывания по патенту РФ №2478781, МПК E21B 44/00, опубл. 10.04.2013, патентообладатель НЭШНЛ ОЙВЕЛЛ ВАРКО (US), в котором демпфирование колебаний осуществляется путем использования бурильного механизма изменения веса бурильной колонны и регулирование скорости вращения бурильного механизма с использованием ПИ-регулятора. Недостатком предложенного изобретения является сложность настройки ПИ-регулятора с использованием скважинных измерений. Включение ПИ-регулятора в цепь управления бурильной колонной повышает порядок астатизма замкнутой структуры, что еще более ухудшает условия устойчивости системы управления. Использование полосы оптимальных частот не позволяет реализовать надежное управление с углублением (длиной бурильной колонны) скважины.

Известно устройство для измерения крутящего момента ротора буровых установок по патенту РФ №1661596, МПК GOIL 3/10, опубл. 07.07.91, согласно которому измерение момента проводится как частное от деления мощности двигателя, измеряемой по первому каналу, к приращению частоты вращения вала, измеряемой по второму каналу.

Известно устройство для измерения крутящего момента на роторе буровых установок по а.с. СССР №1695157, МПК GOIL 3/10, опубл. 30.11.91, где приращение крутящего момента определяется через каналы измерения в виде дифференцирующих фильтров мощности двигателя привода и частоты вращения буровой колонны.

Более близким по сущности предлагаемого изобретения является способ управления процессом бурения, включающий измерение глубины проходки скважины, построение модели процесса бурения, на основании которой задают стратегию бурения, включающую различные этапы, характеризуемые оптимальными значениями

регулируемых параметров бурения для заданных глубин бурения RU 2495240 C1, опубликован 10.10.2013. Недостатком способа является отсутствие реакции на динамическое поведение бурильной колонны. Предлагаемый способ отличается от известного тем, что управление процессом бурения включает измерение динамического приращения крутящего момента.

Предпосылки изобретения

Бурение нефтяной или газовой скважины включает в себя создание ствола скважины значительной глубины, часто в несколько километров по вертикали. Бурильная колонна содержит буровое долото на своем нижнем конце и звенья трубы, свинченные вместе. Бурильную колонну вращает бурильный механизм на поверхности, колонна в свою очередь вращает долото для проходки скважины. Бурильный механизм, обычно верхний привод или ротор, по существу является массивным маховиком. Бурильная колонна является гибкой конструкцией и во время бурения может закручиваться под действием крутящего момента, запасая потенциальную энергию. При достаточном ее запасе наблюдается прокручивание низа колонны (проскальзывание), т.е. наблюдается процесс перехода потенциальной энергии в кинетическую. На основании работ Перминова Б.А., Перминова В.Б., Заикина С.Ф., Быкова И.Ю. [1-6], возникающие в результате превращения энергии крутильные автоколебания бурильной колонны определяют колонну как неустойчивый объект управления. Это положение подтверждается и анализом структурной схемы бурильной колонны [5], из которого следует, что как объект управления бурильная колонна является структурно неустойчивым звеном. Отсюда следует, что процесс бурения скважины всегда сопровождается автоколебаниями бурильной колонны, что существенно уменьшает механическую скорость проходки скважины, увеличивает износ бурового инструмента. Приведенные способы оптимизации процесса бурения не позволяют эффективно демпфировать автоколебания бурильной колонны, сопряжены со сложностями скважинных измерений, а управление с использованием моделирования не выдерживает критики, так как невозможно создать модель структурно неустойчивого объекта управления. Кроме того, рассмотренные способы и системы по их осуществлению не учитывают стратегию бурения, которая рассчитывается на базе геологической структуры проектной скважины и имеет решающее значение для определения оптимальных параметров режима бурения.

Сущность изобретения.

Стратегия бурения задается с помощью датчика глубины проходки скважины, а с помощью переключателей программы управления параметрами бурения задаются оптимальные параметры - осевая нагрузка P и скорость вращения долота n [7]. Так как стратегия предусматривает ступенчатое изменение этих параметров для различных глубин проходки скважины, то режим компенсации автоколебаний включается при переходе с одного участка расчетной стратегии параметров бурения на другой, а реализация автокомпенсаций колебаний осуществляется по динамическому приращению крутящего момента.

Способ реализуется системой, содержащей датчик глубины проходки скважины, переключатель программатора управления буровыми параметрами осевой нагрузки и скорости вращения долота, измеритель динамического приращения крутящего момента.

Настоящее изобретение ставит целью устранить недостатки, связанные с выбором стратегии бурения и возникающими автоколебаниями бурильной колонны на конкретных участках проходки скважины по выбранной стратегии, и предложить способ и систему оптимизации процесса бурения, позволяющую эффективно

RU 2 588 053 C2

демпфировать автоколебания бурильной колонны.

Способ в соответствии с настоящим изобретением заключается в переключении программатора управления режимными параметрами бурения в зависимости от глубины проводки скважины и автоматическом управлении процессом бурения на промежуточных участках стратегии по динамическому приращению крутящего момента.

Способ в соответствии с настоящим изобретением основан на понимании того, что режимные параметры бурения - осевая нагрузка и скорость вращения бурового инструмента - зависят от глубины проводки скважины [7]. Оптимальные их значения определяются расчетной стратегией бурения, а срыв установившегося процесса бурения и возникновение автоколебаний на промежуточных этапах стратегии бурения происходит в результате воздействия на бурильную колонну какого-либо возмущения, например резкого изменения момента сопротивления. Это приводит к динамическому приращению значения крутящего момента. Если измерять мощность двигателя и частоту вращения его вала с выделением их приращений [1-4], то приращение крутящего момента можно определить соотношением:

$$\Delta M = k \frac{\Delta N}{\Delta \omega};$$

где k - коэффициент передачи канала измерения;

ΔN - приращение мощности двигателя привода, Вт;

$\Delta \omega$ - приращение скорости вращения вала привода, рад/с;

ΔM - приращение крутящего момента, Нм.

Эффективный способ регулирования процесса бурения через буровое оборудование состоит в определении глубины скважины, выборе участка стратегии бурения в зависимости от глубины проводки и регулировании процесса бурения на выбранном участке стратегии бурения по динамическому приращению крутящего момента с изменением режимных параметров бурения - осевой нагрузки и скорости вращения бурового инструмента.

Система регулирования процесса бурения в соответствии с настоящим изобретением включает в себя привод, связанную с ним бурильную колонну, датчик глубины проводки скважины, переключатель программатора управления режимными параметрами бурения, измеритель динамического

приращения крутящего момента, регулятор осевой нагрузки, регулятор скорости вращения бурового инструмента.

На чертеже показано схематическое изображение структуры системы управления процессом бурения, включающей в себя привод 1, колонну бурильных труб с буровым инструментом 2, датчик глубины проводки скважины 3, переключатель этапов стратегии бурения 4, программатор управления процесса бурения 5, регулятор осевой нагрузки 6, регулятор скорости вращения вала привода 7, измеритель динамического приращения крутящего момента 8.

Принцип действия системы. С помощью привода 1 к бурильной колонне 2 прилагается крутящий момент M , в результате чего колонна приобретает вращательное движение с угловой скоростью ω . Осевая нагрузка и начальная угловая скорость бурильной колонны задаются с помощью датчика глубины 3, переключателя стратегии бурения 4 и программатора процесса бурения 5, через регулятор осевой нагрузки 6 и регулятор скорости вращения 7. Регулирование процесса бурения на этапе стратегии бурения осуществляется по динамическому приращению крутящего момента, который измеряется с помощью измерителя 8, при этом автоматически изменяются угловая скорость и осевая нагрузка с использованием регулятора осевой нагрузки 6 и регулятора угловой

RU 2 588 053 C2

скорости вращения 7, поддерживая их значения в заданном диапазоне этапа стратегии бурения для текущих значений глубины проводки скважины.

Литература

1. Перминов Б.А. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки. А.с. СССР №1691690, 1991.
2. Перминов Б.А., Сабов В.В. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки. А.с. СССР №1695157, 1991.
3. Перминов Б.А., Перминов В.Б. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки. А.с. СССР №1697157, 1991.
4. Быков И.Ю., Заикин С.Ф., Перминов Б.А. Дифференциальная (вариационная) структура измерителя крутящего момента на валу электродвигателя буровых установок // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - 2011. - №8. - С. 5-9.
5. Быков И.Ю., Заикин С.Ф., Перминов Б.А. Колонна бурильных труб в процессе углубления скважины как объект автоматического регулирования // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2012. - №10. С. 13-17.
6. Быков И.Ю., Заикин С.Ф., Перминов Б.А. Оптимизация управления процессом углубления скважины // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2012. - №10. С. 17-21.
7. Юнин Е.К., Хегай В.К. Динамика глубокого бурения. - М.: Недра, 2004. - 286 с.

Формула изобретения

1. Способ управления процессом бурения, включающий измерение динамической составляющей крутящего момента, измерение глубины проводки скважины, отличающийся тем, что задают стратегию бурения, включающую различные этапы, характеризующиеся оптимальными значениями регулируемых параметров бурения для заданных глубин бурения.
2. Способ по п. 1, отличающийся тем, что используют переключение заданных режимных параметров бурения в соответствии с этапом стратегии бурения по глубине проводки скважины.
3. Способ по п. 1, отличающийся тем, что управление на промежуточных этапах стратегии бурения осуществляют по динамическому набросу крутящего момента.
4. Система управления процессом бурения, включающая в себя колонну бурильных труб с породоразрушающим инструментом, привод с двигателем, регулятор осевой нагрузки, регулятор осевой скорости вала привода, датчик глубины проводки скважины, измеритель динамического наброса крутящего момента, отличающаяся тем, что к датчику глубины подключен переключатель этапов бурения.
5. Система по п. 4, отличающаяся тем, что к выходу переключателя этапов бурения подключен программатор бурения, выход которого, в свою очередь, подключен к регуляторам осевой нагрузки и угловой скорости.
6. Система по п. 4, отличающаяся тем, что выход измерителя динамического наброса крутящего момента подключен к программатору управления процессом бурения.

45

RU 2 588 053 C2

