

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Санкт-Петербургский горный университет»

На правах рукописи

Куншин Андрей Андреевич



ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ МОНИТОРИНГА
И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ НАГРУЗКИ
НА ДОЛОТО РДС В ПРОЦЕССЕ БУРЕНИЯ СКВАЖИН

Специальность 25.00.15 – Технология бурения и освоения скважин

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Двойников М.В.

Санкт-Петербург – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1 НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ И ПРАКТИЧЕСКОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ НЕОБХОДИМОСТИ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КНБК В ПРОЦЕССЕ БУРЕНИЯ СКВАЖИН.....	12
1.1 Рассмотрение типов вибраций компоновки низа бурильной колонны.....	15
1.2 Анализ современных способов вращательного бурения и их динамическая составляющая	25
1.3 Обоснование выбора способа бурения с роторно-управляемыми системами.....	29
1.4 Анализ исследования оборудования с автоматизированными системами управления в процессе бурения скважин	33
1.5 Анализ телеметрических систем для проведения скважинных измерений в процессе бурения	36
1.6 Анализ характеристик и условий применения наземных контрольно-измерительных приборов для бурения скважин.....	43
1.7 Анализ устройств и способов для снижения вибраций при бурении скважин	45
1.7.1 Способы снижения вибраций	45
1.7.2 Цифровой амортизатор Хатчинсона	49
1.8 Математические модели, описывающие колебания в процессе бурения.....	53
1.9 Выводы по Главе 1	63

ГЛАВА 2 МЕТОДЫ И МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ НАГРУЗКИ НА ДОЛОТО PDC В ПРОЦЕССЕ БУРЕНИЯ СКВАЖИН	65
2.1 Материалы и оборудование для проведения экспериментальных исследований продольных и поперечных деформаций горных пород	65
2.2 Разработка алгоритмов связи осевой и боковой вибрации в процессе бурения.....	66
2.3 Выводы по Главе 2.....	71
ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И АНАЛИЗ РАЗРАБОТАННЫХ АЛГОРИТМОВ	73
3.1 Результаты экспериментальных исследований продольной и поперечной деформации образцов горных пород	73
3.2 Моделирование динамики косоугольного удара для определения глубины резания при разрушении горной породы.....	74
3.3 Методика оценки ударной нагрузки КНБК	76
3.4 Алгоритм для прогнозирования ударно-вращательного импульса КНБК и определения эффективной нагрузки на долото при бурении скважин	80
3.5 Выводы по Главе 3.....	81
ГЛАВА 4 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ И АНАЛИЗ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И АЛГОРИТМА	83
4.1 Анализ разработанной математической модели и алгоритма.....	83
4.2 Результаты расчета	89
4.3 Выводы по Главе 4.....	91
ГЛАВА 5 РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТНО-ПРОМЫСЛОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ДЛЯ ВЕРИФИКАЦИИ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И АЛГОРИТМОВ	93

5.1	Опытно-промышленные испытания на полигоне «Нефтяник»	93
5.2	Разработка технических средств снижения вибрации бурильного инструмента.....	95
5.3	Вывод по Главе 5	97
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	98
	СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	100
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	101

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Возрастающие объемы потребления углеводородного сырья обуславливают освоение новых месторождений нефти и газа. Темпы ввода их в эксплуатацию во многом зависят от качественного и эффективного строительства скважин. Причем снижение капитальных затрат от 15 до 20 % можно достичь за счет применения инновационных технико-технологических решений в процессе бурения скважин. К наиболее передовым технологиям мирового уровня, позволяющим оптимизировать процесс бурения относятся новые виды контроля, управления и прогнозирования напряженно-деформированного состояния (НДС) динамически активной системы бурильного инструмента.

Известно, что фактическая нагрузка на долото является дискретной величиной и складывается из статической и динамической составляющих.

Особенно это касается процесса бурения, где в качестве породоразрушающего инструмента (ПРИ) используются долота режуще-скалывающего действия *PDC* – лопастное долото с поликристаллическими алмазными вставками.

Высокая степень неоднородности и переслаивания горных пород в процессе их разрушения, а также недостаточная контролируемость НДС бурильного инструмента и режимных параметров бурения ведет к невозможности адекватной оценки фактической нагрузки на долото *PDC* и снижению эффективности проводки скважин.

Например, при роторном бурении или комбинированном способе углубления скважины с использованием гидравлических забойных двигателей (ГЗД) могут возникать сложно контролируемые крутильные, торсионные, продольные и поперечные колебания бурильной колонны (БК). Данные формы колебаний обуславливают возникновение мгновенной неконтролируемой вибрации, в том числе латеральных и аксиальных ударов компоновки низа бурильной колонны (КНБК) о горную породу, что приводит

к резкому падению механической скорости бурения, потере продольной устойчивости инструмента, а также риску аварийных ситуаций в скважине.

Изменяющиеся частоты и амплитуды биений долот *PDC* математически сложно определимы. На практике для измерения вибрации долота в телеметрической системе располагается трехпозиционный акселерометр. Согласно паспортным данным применяемого оборудования для геофизических исследований скважин (ГИС), а также во избежание повреждений элементов колонны, действуют ограничения виброускорения от 30 до 45 g. В результате несвоевременного регулирования режимных параметров бурения, обусловленных скоростью передачи информации и откликом автоматической системы управления верхнего привода, виброускорение может составить более 100 g, что приводит к отклонению от проектной траектории и снижению качества ствола скважины или отвороту и излому бурильного инструмента.

Повышение эффективности бурения скважин возможно за счет разработки технологии оперативного управления нагрузкой и прогнозирования сбалансированности системы статической и динамической составляющих фактической нагрузки на долото *PDC* на основе интерпретации данных виброускорения и геомеханических свойств горных пород, получаемых в режиме реального времени с телеметрических систем КНБК.

Степень разработанности темы исследования

В настоящее время существует большое количество технических средств и технологических решений контроля и управления параметрами бурения, а также методов получения более достоверной информации, получаемой с забоя по каналам связи с датчиков, устанавливаемых в телеметрических системах КНБК.

Большой вклад в решение задач динамики БК в процессе бурения скважин внесли исследования отечественных и зарубежных ученых.

Среди отечественных ученых можно выделить труды Балденко Д.Ф., Балицкого П.В., Белоруссова В.О., Бикчурина Т.Н., Буслаева В.Ф., Грачева Ю.В., Григоряна А.М., Дмитриева В.Н., Калинина А.Г., Кулябина Г.А., Лебедева Н.Ф., Лукьянова Э.Е., Мавлютова М.Р., Мищенко Р.Н., Нескоромных В.В., Погарского А.А., Попова А.Н., Рогоцкого Г.В., Симонова В.И., Симонянца С.Л., Спивака А.И., Султанова Б.З., Филимонова Н.М., Федорова В.С., Хегая В.К., Хузиной Л.Б., Эйгелеса Р.М., Юнина Е.К., Ямалиева В.У., Янтурина А.Ш.

Наиболее значимые труды зарубежных ученых в области формирования и прогнозирования динамики БК принадлежат *K. Blackwood, D.F. Brevdo, S.L. Chen, A.P. Christoforou, M.W. Dykstra, E.M. Galle, R.F. Mitchell, P.D. Spanos, Van Den Stein, H.V. Woods, A.S. Yigit.*

Однако в работах перечисленных авторов не рассмотрен вопрос возможности оценки ударно-вращательного импульса КНБК, формирующего фактическую нагрузку на долото *PDC* в процессе бурения скважин.

Объект исследования – оперативный контроль и управление процессом бурения скважин.

Предмет исследования – динамическая составляющая нагрузки на долото *PDC* с учетом ударно-вращательного импульса КНБК.

Цель работы – повышение эффективности бурения скважин разработкой технологии оперативного контроля и управления фактической нагрузки на долото *PDC*.

Идея работы заключается в оперативном управлении фактической нагрузкой на долото режуще-скалывающего действия (*PDC*) с определением ударно-вращательного импульса КНБК на основе данных о петрофизических свойствах горных пород по литолого-стратиграфическому разрезу бурящейся скважины и результирующих колебаниях телеметрической системы в режиме реального времени.

Основные задачи исследования:

1. Теоретическое обоснование и научное подтверждение необходимости и целесообразности мониторинга и прогнозирования процесса формирования нагрузки на долото *PDC* при бурении скважин.
2. Экспериментальные исследования продольных и поперечных деформаций образцов горных пород для определения ударно-вращательного импульса КНБК.
3. Разработка математической модели, позволяющей определить энергоэффективный ударно-вращательный импульс КНБК в зависимости от ее виброускорения и объемного разрушения горной породы долотом *PDC*.
4. Разработка технологии мониторинга и прогнозирования энергоэффективной нагрузки на долото *PDC* при бурении скважин.
5. Опытно-промысловые испытания (ОПИ) и верификация разработанной математической модели и технологии мониторинга и прогнозирования энергоэффективной нагрузки на долото *PDC*.

Научная новизна

1. Полученная зависимость ударно-вращательного импульса КНБК, на основе интерпретации данных виброускорения телеметрической системы и геомеханических свойств горных пород в режиме реального времени, позволяет определить фактическую нагрузку на долото *PDC*.
2. На основе предложенного коэффициента разгрузочной способности КНБК разработана математическая модель, позволяющая определить энергоэффективную нагрузку на долото *PDC* в зависимости от объемных результирующих напряжений в горной породе, возникающих в результате режуще-скалывающего действия резцов *PDC* в процессе бурения скважин.

Теоретическая и практическая значимость работы

1. Разработана математическая модель для расчета энергоэффективной нагрузки на долото *PDC* в процессе бурения скважин, позволяющая сбалансировать систему статической и динамической составляющих фактической нагрузки на долото.

2. Разработан алгоритм и программный комплекс, позволяющий, используя данные ГИС и параметров бурения с датчиков телеметрии в режиме реального времени, прогнозировать фактическую нагрузку на долото *PDC* для энергоэффективного и безаварийного строительства скважин.

3. Разработанные математическая модель и алгоритмы определения параметров бурения с использованием в качестве ПРИ долота *PDC* включены в состав учебно-методического комплекса для обучения бакалавров и магистров по направлениям подготовки 21.03.01, 21.04.01 «Нефтегазовое дело» Горного университета.

Методология и методы исследований

В теоретическом исследовании использованы алгоритмы цифровых информационных ресурсов авторской документации в соответствии с предметом исследований. В вычислительных экспериментах использованы методы машинного обучения для решения задачи классификации промысловых данных и корреляционный анализ в среде объектно-ориентированного языка программирования *Python*, методы математической статистики, в том числе корреляционно-регрессионный анализ. Математическая модель разработана на основе положений гипотезы малости деформации, четвертой теории прочности и теории Пальмгрена-Майнера.

Положения, выносимые на защиту:

1. Предложенный коэффициент разгрузочной способности КНБК равный отношению затрачиваемых осевой энергии к энергии вращения позволяет определить энергоэффективную нагрузку на долото *PDC*.

2. Разработанный алгоритм мониторинга фактической нагрузки на долото *PDC*, включающий критерий оценки энергоэффективного разрушения горной породы, основой которого являются режимные параметры бурения и ГИС с учетом виброускорения КНБК и объемных результирующих напряжений в горной породе, позволяет сбалансировать систему статической и динамической составляющих фактической нагрузки на долото.

Степень достоверности результатов исследования

Степень достоверности защищаемых научных положений, выводов и рекомендаций основана на сходимости и воспроизводимости результатов лабораторных и вычислительных экспериментов. Верификация разработанной математической модели и алгоритмов осуществлена на основе ОПИ при бурении скважины самоходной буровой установкой *GM 200 GL* на полигоне «Нефтяник» Горного университета.

Апробация результатов проведена на научно-практических мероприятиях с докладами:

1. Российская техническая конференция «SPE Russian Petroleum Technology Conference», г. Москва, Россия, 2018 г.
2. 12-я Российско-германская сырьевая конференция, г. Санкт-Петербург, Россия, 2019 г.
3. Международная научно-практическая конференция «Рассохинские чтения», г. Ухта, 2021 г.

Личный вклад автора. Проведены теоретические и экспериментальные исследования, в результате которых разработана математическая модель и алгоритм для создания технологии мониторинга и прогнозирования энергоэффективной нагрузки на долото *PDC* в процессе бурения скважин. Получены 3 свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ. На уровне изобретения разработано устройство амортизатора наддолотного, способствующего повышению эффективности бурения скважин, в том числе в интервалах перемежающихся по прочности пропластков горных пород.

Публикации. Результаты диссертационной работы освещены в 7 печатных работах, в том числе в 2 статьях – в изданиях из перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (далее – Перечень ВАК), в 1 статье – в издании, входящем в международную базу данных и

систему цитирования Scopus. Получен 1 патент на изобретение и 3 свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из оглавления, введения, пяти глав, с выводами по каждой их них, заключения, списка литературы, включающего 116 наименований. Работа изложена на 116 страницах машинописного текста, содержит 32 рисунка, 11 таблиц, список сокращений и условных обозначений.

ГЛАВА 1 НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ И ПРАКТИЧЕСКОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ НЕОБХОДИМОСТИ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КНБК В ПРОЦЕССЕ БУРЕНИЯ СКВАЖИН

Процесс бурения скважины предусматривает разрушение горной породы, ее извлечение и как следствие образование горной выработки цилиндрической формы. В результате воздействия ПРИ на горную породу, имеющую определенные физико-механические свойства, ее дробления, скалывания при использовании шарошечных долот происходит образование сети трещин и углубление зубьев на величину, соответствующую создаваемой осевой нагрузке к площади контакта.

Для определения удельного момента на шарошечном долоте, с целью расчета необходимой создаваемой осевой нагрузки для объемного разрушения горной породы с достаточно точным приближением можно определить площадь всех зубцов, входящих в одновременный контакт с забоем. Также следует отметить, что зубья шарошечного долота перекатываются по забою скважины и практически не выполняют истирающее и режущее действия.

В трудах ученых Г.А. Кулябина, А.Н. Попова и А.И. Спивака указывается, что фактическая осевая нагрузка складывается из статической и динамической составляющих. Причем статическая составляет 85 %, а динамическая – 25 %.

Для расчетов фактической нагрузки принимается коэффициент динамичности нагрузки $k = 1,1 \div 1,3$, из работ Л.Е. Симонянца и А.М. Некрасова – $1,3 \div 1,4$. Данный диапазон коэффициента определялся как теоретически, так и экспериментально. Однако в научных трудах не поясняется каким образом производился его расчет с учетом разных видов горных пород, осевых и поперечных биениях бурильного инструмента.

Необходимо привести тот факт, что паспортные данные о максимальной нагрузке на шарошечное долото $\varnothing 215,9$ мм варьируется от

120 до 180 кН. При этом в процессе бурения возникает виброускорение КНБК превышающее 40-60 g и мгновенные удары до 100-200 g. Вследствие такого виброускорения динамическая нагрузка на долото может превышать 300-400 кН, что в 4 раза больше нагрузки предусмотренной заводом изготовителем. В результате бурения на таких режимах происходит выход из строя долота и разрушается обойма подшипников.

Было отмечено, что шарошечные долота, имеющие штырьевое или фрезерованное зубчатое вооружение дают возможность определить площади их контакта с забоем для расчета удельного момента и затрачиваемой энергии на разрушение (дробяще-скалывающее действие) горной породы.

Снижение популярности шарошечных долот обусловлено их невысокой надежностью: подшипники часто выходят из строя, в то время как долота *PDC* позволяют производить бурение более протяженных участков скважин. Проходка шарошечным долотом может достигать как 2000, так и 500 м, что негативно сказывается на скорости бурения. На рисунке 1.1 приведен анализ проходки различными шарошечными долотами $\varnothing 215,9$ и $\varnothing 244,5$ мм.

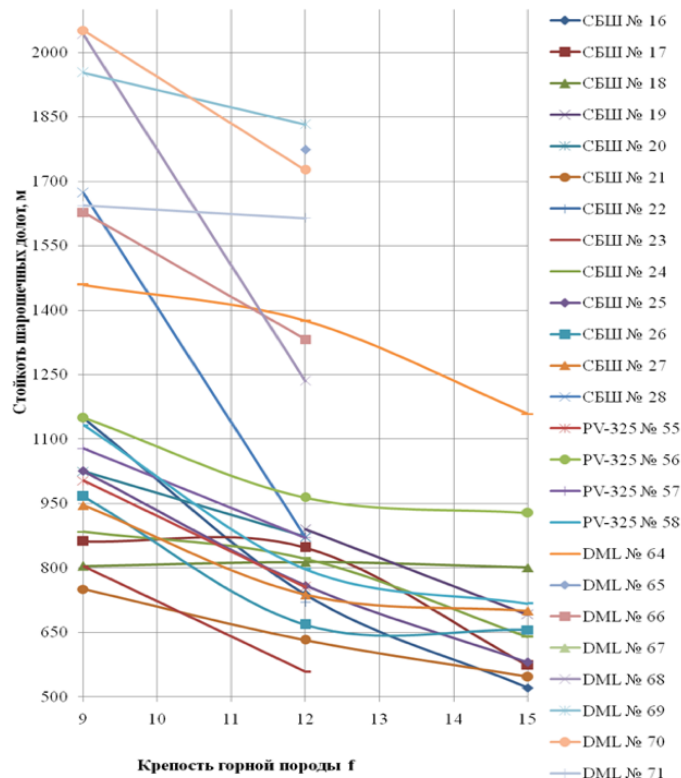


Рисунок 1.1 – Анализ проходки скважин шарошечными долотами [10]

Из представленного анализа проходки шарошечных долот, следует что по причине больших нагрузок на долото происходит превышение запаса прочности подвижных элементов (шарошки, цанги, подшипники). Данные осложнения могут происходить по причине того, что не учитываются виброускорения, происходящие на забое: измерительные приборы калибруются для ускорения свободного падения (g) на поверхности, ближе к забою, как показано на рисунке 1.2, g может многократно превосходить значение, полученное на устье.

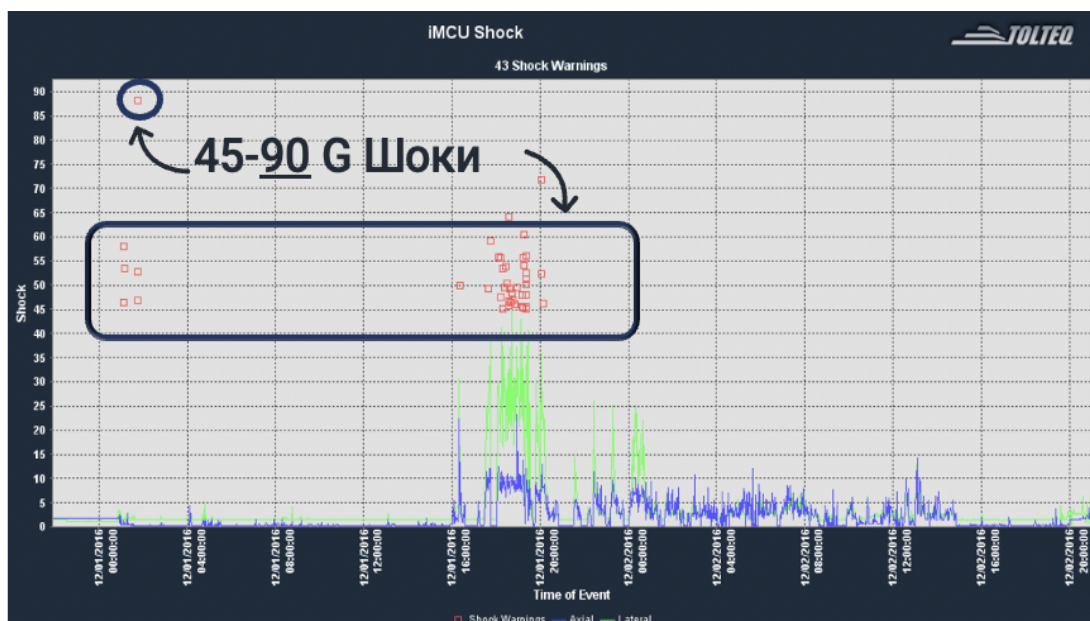


Рисунок 1.2 – Данные о виброускорении на забое (в единицах g)

По причине многократного увеличения g (30-45 g , в то время как для стабильной работы по строительству скважин с винтовым забойным двигателем (ВЗД) или роторно-управляемой системой (РУС) достаточно 3-5 g) БК теряет устойчивость и становится динамически нестабильной. Латеральные и осевые вибрации в БК присутствуют на всем интервале бурения скважины, и не способствуют потере устойчивости и жесткости системы, но с увеличением амплитуды колебаний, в следствие оказания высоких нагрузок на КНБК появляется высокоэнергетическая вибрация [51], которая может оказывать разрушительное влияние на компоненты КНБК, особенно на телеметрическую систему РУС. Пластические деформации БК и компонентов КНБК напрямую связаны с влиянием вибрации [92]. Вибрации

на забое в основном вызваны резонансом [67], возникающим вследствие потери устойчивости БК.

Другое дело обстоит с определением затрачиваемой энергии на режуще-скалывающее действие лопастных долот с поликристаллическими алмазами (*PDC*).

В процессе резания происходит одновременное усилие на внедрение острой кромки вооружения лопасти на глубину резания и ее проворот в породе. Определить площадь контакта вооружения данных типов долот не представляется возможным. Поэтому требуется разработка математических моделей, которые позволят ввести и определить коэффициент разгрузочной способности КНБК с долотами режуще-истирающего действия – *PDC* с учетом физико-механических свойств разбуриваемых горных пород.

1.1 Рассмотрение типов вибраций компоновки низа бурильной колонны

Когда долото не вращается вокруг своего центра масс, оно теряет в эффективности разрушения горной породы. Такие отклонения движения называются вибрациями. Даже небольшие уровни вибраций могут оказать значительное влияние на механическую скорость проходки.

Рассмотрим типы вибраций КНБК. Как правило, вибрации делятся на три вида:

1. Аксиальная (осевая-продольная) вибрация. Данный тип вибраций представляет собой периодическое возвратно-поступательное движение БК по вертикали вдоль оси скважины. Осевая вибрация, с увеличением амплитуд колебаний, вызывает отскок долота, наиболее вероятный при бурении шарошечными долотами (дробяще-скалывающего действия) в перемежающихся пропластках, вследствие чего происходят необратимые деформации вооружения долота и КНБК, разгерметизация опорных элементов компоновки, и снижение скорости бурения [95]. Кроме того, осевая вибрация также вызывает и латеральное смещение БК [106]. В работе Т.В. Бадретдинова обозначено, что «осевые вибрации происходят с 1-10 Гц и

гаются самой БК, следовательно, скорость их затухания главным образом зависит от веса и жесткости компоновки [95]. Для этого в состав КНБК вводится дополнительная секция утяжеленных бурильных труб (УБТ). Однако установленные УБТ в КНБК без изменения режима бурения могут привести к росту ударных импульсов и повреждениям забойных систем и оборудования. Для управления продольными колебаниями большой амплитуды необходимо увеличивать нагрузку и уменьшать значение скорости вращения ПРИ. Наиболее предпочтительным вариантом типа долота, при данном типе вибраций, является долото, обладающее невысоким реактивным моментом. Эффективным методом для снижения осевых вибраций является использование демпфирующих устройств, таких как амортизаторы, виброгасители, обеспечивающих увеличение ресурса бурового оборудования» [2].

2. Торсионная (крутильная / скручивающая) вибрация. Данный тип вибраций происходит вследствие резкого ускорения и замедления при вращении БК с образованием ее скачкообразного движения. Данные вибрации вызваны, в основном, агрессивностью долота, что ведет к нарушению баланса между жесткостью реактивным моментом от горной породы и жесткостью колонны [96]. В процессе вращения долото совершает равнопериодичные приостановки (продолжительность доли секунды), вызывая увеличение крутящего момента и последующее скручивание БК. С превышением момента скручивания над моментами сопротивлений резанию пород и момента сил трения о стенки скважины происходит резкое ускорение долота – проскальзывание, когда его угловая скорость резко возрастает в 2-3 раза [2]. Продолжительность данного процесса составляет от секунд и до нескольких минут, с развитием максимальной интенсивности колебаний в нижней части колонны.

Торсионные вибрации распространены при бурении долотами *PDC* в комбинации, в некоторых случаях, с поперечными вибрациями КНБК [95]. Данный тип вибраций в литературе *stick-slip* (стик-слип эффект), имеет

частоту менее 1 Гц (на устье происходит резкое понижение скорости бурения до 30-40 % и периодические изменения скорости вращения и значений крутящего момента на 20-25 %) и может оказывать больше негативного влияния и последствия в сравнении с осевыми вибрациями. Для описания рассматриваемого эффекта важной является модель Доусона, которая описывает зависимость момента трения от скорости вращения [68]. Модель показывает, что при превышении некоторой критической скорости вращения стик-слип эффект прекращается, что было подтверждено рядом более поздних работ. Для минимизации влияния данного вида вибраций предложен ряд способов, главным образом полагающихся на методы снижения угловой скорости, что способствует снижению влияния стик-слип эффекта на компоненты КНБК [81, 85]. При роторном бурении БК вращается с постоянной скоростью, однако, поскольку математическое отношение между моментом и угловой скоростью на долоте нелинейно, вращение КНБК можно представить как наложение постоянной составляющей (вращение) и переменной (торсионные вибрации с разной амплитудой). Янсенем и ван ден Штееном было предложено рассматривать БК как вращающийся с постоянной угловой скоростью крутильный маятник [81].

Основные последствия от воздействия крутильных вибраций следующие: слом и деформация вооружения долота, особенно боковых режущих граней; нарушение целостности резьбовых соединений, что ведет к рискам оставления инструмента в скважине.

Снижение крутильных вибраций возможно за счет воздействия диссипативных сил на сжатую часть БК [104]. Стоит отметить, что при данном типе вибраций жесткость колонны в тангенциальном направлении, несмотря на установку секций УБТ и опорно-центрирующих элементов (ОЦЭ) (калибраторов, центраторов), недостаточна для полного гашения вибраций [2]. В связи с этим, регулирование режимов бурения, как при осевой вибрации, является основным методом устранения торсионных колебаний.

Для целей бурения скважин с большим отходом от вертикали (БОВ), когда важно обеспечить максимально возможную проходку одним долотом, возможно использование высокочастотного забойного двигателя в комбинации с демпфирующими устройствами, при бурении тангенциальных участков наклонно направленных скважин. Демпфирующие устройства обеспечивают колонну дополнительной эластичностью с целью снижения латеральных ударных нагрузок на долото. Также необходимо обеспечивать своевременную и качественную очистку забоя и увеличить расход бурового раствора (БР) (возможно, с применением растворов на углеводородной основе (РУО)) для эффективного избыточных диссипативных сил.

3. Латеральная (касательная-поперечная) вибрация. Данные вибрации могут возникать в следствие движения БК по принципу маятника, перпендикулярно относительно оси скважины, с одновременным эксцентричным завихрением долота относительно центра масс [23]. Эксцентричное вращение долота может привести, как следствие, к возникновению крутильных вибраций КНБК разной частоты и разбалансированию системы «ПРИ-КНБК-БК» [87]. Особенно часто завихрения инструмента возникают при бурении перемежающихся по твердости горных пород и при проработке ствола скважины режущими кромками долота. В следствие того происходит снижение долговечности режущих элементов КНБК в абразивных и твердых пластах и возникает неравномерная проработка ствола скважины. Крутильные вибрации могут быть снижены путем регулирования режимных параметров бурения: осевой нагрузки и частоты вращения. Также, для устранения проблемы завихрений следует изначально производить правильный подбор ПРИ. Исследование Чена и Блэквуда показывает, что более сбалансированная структура режущей лопасти уменьшает разрушительные вибрации и улучшает производительность долот при бурении [66].

Измерения вибрации на забое скважины впервые были введены в нефтяной промышленности в начале 1990-х гг. и в последние годы оказались

жизненно важными для повышения эффективности бурения и снижения эксплуатационных расходов во всем мире. Сегодня использование инструментов измерения вибрации стало стандартной процедурой, и большинство операторов имеют встроенные датчики вибраций, работающие вместе с замером параметров бурения (*MWD*) и каротажа (*LWD*) в процессе бурения. Данные в режиме реального времени позволяют оператору контролировать степень воздействия вибраций в скважине и управлять параметрами бурения.

Понятие «в реальном времени» является не совсем корректным поскольку существующие технические решения подразумевают расположение системы телеметрии на расстоянии 14-20 м от долота. В связи с этим происходит задержка в передаче данных оператору. В результате задержки в передаче операционной информации, в ситуации, когда происходит переход литологии от упруго-пластичных пород к крепким, начинается эксцентричное движение долота, вызывающее колебания, затяжки инструмента, и приводящее к снижению механической скорости проходки.

Несмотря на то, что вибрации БК получили повышенное внимание в последние годы, отраслевого стандарта по отбору, обработке и интерпретации данных о вибрации скважины по-прежнему нет.

Сервисные компании измеряют те же параметры, но имеют свой собственный способ измерений, интерпретации результатов в зашифрованном виде. *Schlumberger* (Шлюмберже), *Halliburton* (Халибёртон) и *Baker Hughes* (Бейкер Хьюз) определяют рабочие пределы оборудования, группируя измеренные *g*.

Бейкер Хьюз основывает свою систему на среднеквадратичных значениях (*RMS*) от мгновенных *g*. Для осевых и поперечных колебаний определены восемь уровней тяжести вибрации (пронумерованные 0-7) (таблицы 1.1 и 1.2). Компания не использует пиковые значения, и, по-видимому, их не регистрирует для более точной интерпретации данных.

Таблица 1.1 – Воздействие боковых колебаний

Боковые значения <i>RMS</i>	Опасность
Повторные боковые значения <i>RMS</i> от 3 до 5 <i>g</i>	Быстрый износ оборудования. Время безопасного воздействия, не более 3 часов
>5 <i>g</i>	Аварийная ситуация. Время безопасного воздействия, не более 20 минут

Таблица 1.2 – Воздействие осевых колебаний

Осевые значения <i>RMS</i>	Опасность
от 3 до 5 <i>g</i>	Критическая, но редкая. Не должно происходить более 3 часов
>5 <i>g</i>	Критический, но редкий. Не должно происходить более 20 минут

Бейкер Хьюз рассматривает крутильные колебания как часть более общей проблемы проскальзывания (стик-слип эффекта).

Халибёртон разделяет измеренные *g* на три уровня серьезности: низкий (зеленый), средний (желтый) и высокий (красный). Как средние, так и пиковые значения *g* используются для классификации тяжести вибрации. Средние значения *g* рассчитываются за период в 4 с и зависят от величины *g* и промежутка времени воздействия. Пиковый уровень *g* определяется как максимальное мгновенное *g* в интервале 4 с и классифицируется по величине и частоте возникновения (количество ударов – шоков). Определение каждого уровня варьируется для разных типов инструментов и является довольно сложным. Типичные значения *g* приведены в таблицах 1.3 и 1.4.

Таблица 1.3 – Воздействие боковых и осевых колебаний (средние значения)

Тип вибраций	Среднее значение <i>g</i>	Опасность
Боковые	>4-6	Красная зона, не должна продолжаться более 18 минут
Осевые	4	Красная зона, не должна продолжаться более 8 минут

Таблица 1.4 – Воздействие боковых и осевых колебаний (пиковые значения)

Тип вибраций	Пиковые значения <i>g</i>	Опасность
Боковые	более 150 ударов, >90 <i>g</i>	Моментальная критическая
Осевые	более 100 ударов, 20-40 <i>g</i>	Моментальная критическая

Определенные пределы критичности, основанные на средних значениях *g*, относительно одинаковы у Бейкер Хьюз и Халлибёртон.

Шлюмберже использует иную систему количественного определения *g*, чем Бейкер Хьюз и Халлибёртон. Определяется порог, обычно 50 *g* / с, и

подсчитывается количество ударов, когда g превышает данное значение (таблица 1.5). Шоки ниже данных уровней рассматриваются как не повреждающие инструмент. Воздействие шоков разделены на 4 уровня (0-3) [11].

Таблица 1.5 – Таблица тяжести осевых и боковых колебаний

Количество ударов	Опасность
Менее 50 000 ударов, > 50 g	Уровень 0, нет риска поломки инструмента
Более 200 000 ударов, > 50 g	Уровень 3 (красный), высокий риск поломки инструмента

Как видно из таблицы выше, одна и та же система классификации применима как для осевых, так и для боковых колебаний. Крутильные колебания имеют другую систему классификации и измеряются отдельно.

Перейдем к анализу промысловой ситуации. Рассмотрим случай, представленный на рисунке 1.3. Полевые испытания показали, что в большинстве случаев долото *C*, которое было конструкционно изменено с целью минимизации возникающих вибраций, не только демонстрировало меньшие осевые вибрации, в то же время показало значительно большую скорость проходки несмотря на то, что обладало меньшей удельной энергией, чем немодифицированное долото *D*. При этом вибрации были отмечены как один из важных факторов износа долота любого типа [91].

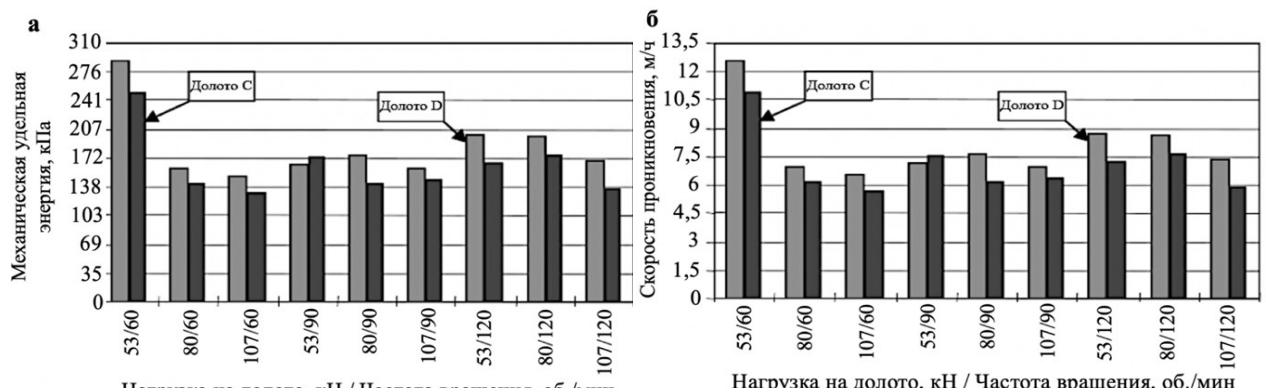


Рисунок 1.3 – Сравнение удельной энергии и скорости проходки от нагрузки и частоты вращения на долотах *C* и *D*

Механическая удельная энергия (МУЭ) от долота, представленная на рисунке 1.3 (а), используется в качестве параметра для оценки его производительности в случае, когда долото работает при постоянном режиме

с минимальным воздействием вибраций. Если долото вращается эксцентрично, за счет влияния латеральных вибраций, то использование МУЭ для оценки производительности долота ненадежно, и результаты могут быть недостаточно достоверными.

Необходимо отметить, что трение о стенки скважины, плохая смазывающая способность БР, недостаточная жесткость компоновки, также способствуют возникновению эксцентричных вращений КНБК [23]. Длительная работа разбалансированной компоновки приводит к поломкам гидравлических двигателей и другого забойного оборудования [95].

Для выхода на стабильный (сбалансированный) режим бурения из вибрационного состояния, необходимо полностью остановить вращение и поднять инструмент над забоем. В противном случае, возможен быстрый и неконтролируемый переход в другую область или появление смешанного колебательного движения (осевое-вращательное-боковое).

На рисунке 1.4 представлена схема поддержания режима в стабильной зоне. Для выхода на стабильный (сбалансированный) режим бурения из вибрационного состояния, необходимо полностью остановить вращение и поднять инструмент над забоем. В противном случае, возможен быстрый и неконтролируемый переход в другую область или появиться смешанное колебательное движение.

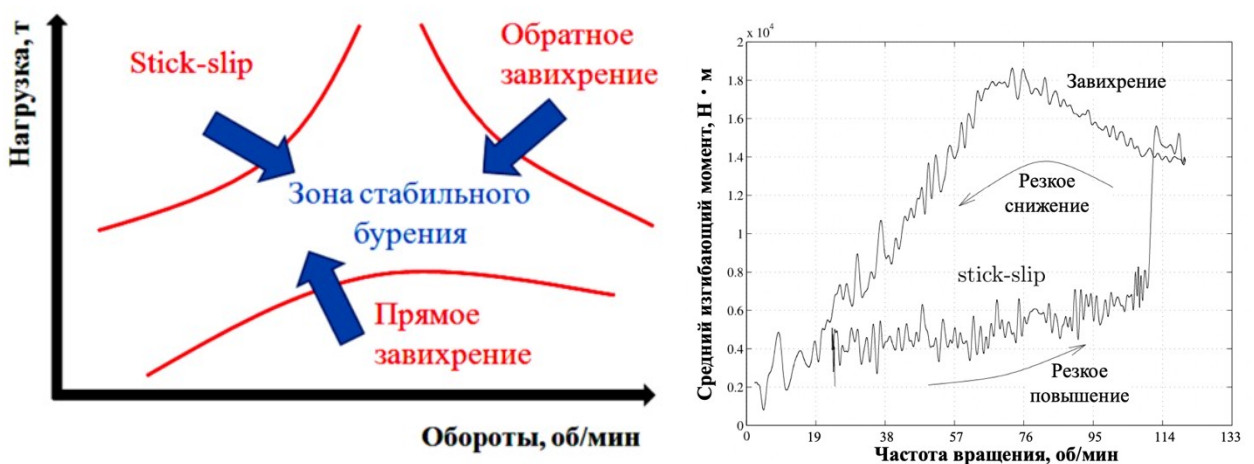


Рисунок 1.4 – Схема поддержания режима бурения в зоне стабильности [87]

В таблице 1.6 приведены технические ситуации, являющиеся источником возникновения вибраций в БК.

Таблица 1.6 – Механизмы воздействия на БК [58]

Физические механизмы	Начало воздействия	Вторичное воздействие
Дисбаланс масс в компоновке	Боковая вибрация	Смешанное колебание
Перекося компоновки	Боковая вибрация	Осевая вибрация
Бурение трехшарошечным долотом	Осевая вибрация	Вращательные-боковые колебания
Потеря бурильной колонны	Смешанное колебание	-
Отклонение с вращением / без вращения	Боковая вибрация	Осевые-вращательные колебания

Колебания и последующие удары КНБК о стенки скважины могут привести к повреждению ее компонентов, смещению направления бурения и ухудшению качества проработки ствола скважины. Опасность поперечного перемещения БК заключается в том, что в случае отклонения центра тяжести КНБК от оси скважины при вращении в секции УБТ будет возникать центробежная сила, приводящая к скручиванию колонны [113].

В работе Т.В. Бадретдинова и В.У. Ямалиева дано следующее объяснение: «использование только демпферов в процессе завихрений и поперечных колебаний малоэффективно. С целью ограничения деструктивного воздействия применяется комбинация механических ограничителей поперечного действия, такие как невращающиеся центраторы или шарошечные расширители. В таблице 1.7 представлены основные характеристики вибраций БК и рекомендуемые меры для их снижения и устранения» [2].

Таблица 1.7 – Классификация вибраций БК

Тип вибраций Параметр	Осевая	Торсионная	Поперечная
Признак проявления	Подскок долота	Скручивание колонны, стик-слип эффект	Изгиб и завихрение долота и КНБК
Направление движения	Вдоль оси вращения	Тангенциально оси вращения	Поперечно оси вращения

Продолжение таблицы 1.7

Причина возникновения	Твердость горных пород / недостаточная нагрузка на долото	Высокая агрессивность долота / трение колонна-скважина / большой зенитный угол наклонных скважин	Высокая боковая резная способность долота / мягкие, рыхлые, трещиноватые горные породы / недостаточная жесткость КНБК
Частотный диапазон, Гц	1-10	<1	Завихрение долота: 5-100 / завихрение КНБК: 5-20
Признаки на устье	Колебания нагрузки / уменьшение скорости бурения / вибрация стола ротора или верхнего привода	Колебания момента и скорости вращения / уменьшение скорости бурения / остановка верхнего привода	Увеличение крутящего момента / уменьшение скорости бурения
Повреждения и отказы	Выход из строя подшипниковых узлов / слом вооружения долот / поломка элементов КНБК	Повреждение вооружения долот / перетяжка резьбовых соединений / поломка элементов КНБК	Повреждение вооружения долот и калибраторов / Поломка элементов КНБК / промывы труб / потеря диаметра и односторонний износ инструмента
Уменьшение уровня вибрации во время бурения	Увеличение осевой нагрузки и уменьшение частоты вращения	Увеличение частоты вращения и уменьшение осевой нагрузки	Увеличение осевой нагрузки и уменьшение частоты вращения
Применение демпфера	Рекомендуется	Рекомендуется	В комбинации с центраторами

Также в работе пояснено, что «Как видно из таблицы 1.7, применением демпфирующих устройств позволяет обеспечить снижение вибраций всех типов. Демпфирующие устройства, по конструкционным особенностям, подразделяются на: демпферы с упругими элементами, состоящие из материалов с высокими амортизирующими характеристиками типов пружин (конический, винтовой, тарельчатый и др.); на основе различного типа полиуретановых и резиновых смесей; отражатели упругих волн (комбинация элементов, обладающих разными скоростями распространения в них упругих

волн), полости данного типа демпферов заполняются маслом, сжатым воздухом или различными вязкими жидкостями.

Область применения и способов бурения обуславливает применение устройств в зависимости от типа гасимых вибраций при ударно-вращательном, ударном и вращательном бурении» [2].

В большинстве конструкций демпфирующих устройств присутствуют пружинные элементы, при максимальном сжатии которых, происходит повышение жесткости конструкции, следовательно, режим работы устройства должен находиться в определенном диапазоне колебаний (главным образом осевых), которые регулируются параметрами бурения [2].

Методы и устройства снижения вибраций в полной мере не способны устранить колебательный процесс колонны. Необходимо осуществлять строгое и оперативное управление и контроль параметров бурения, так как сбалансированность конструкции скважины и стабильность ее работы во многом зависит от технологических параметров, в наибольшей степени от фактической нагрузки на долото с учетом ее динамической составляющей.

С целью более детального рассмотрения динамической составляющей фактической нагрузки на долота *PDC* требуется затронуть виды вращательного способа бурения.

1.2 Анализ современных способов вращательного бурения и их динамическая составляющая

При роторном способе бурения скважин основным источником передачи энергии к долоту является ротор, при котором вращающий момент сообщается долоту не напрямую, а посредством вращения БК. Роторное бурение позволяет эффективно бурить вертикальные и наклонные скважины с БОВ, поскольку снижается вероятность возникновения дифференциальных прихватов и синусоидального изгиба БК. Однако данный способ обуславливает возникновение сложных форм крутильных колебаний, способствующих нарушению целостности КНБК и выходу из строя забойных телеметрических систем [60].

Для роторного бурения характерны осевые, боковые и крутильные колебания.

Второй способ включает в себя использование забойных двигателей, которые преобразуют гидравлическую энергию БР в механическую, сообщаемую долоту. Как правило, ГЗД используют в скважинах с отходом от вертикали не более 1000 м с абсолютной вертикальной глубиной более 500 м [19]. В случае использования вращательного способа бурения с ГЗД не предусматривающего вращения БК увеличивается риск дифференциального прихвата инструмента и невозможность создания нагрузки на долото вследствие трения БК о стенки скважины [19, 20, 39, 83, 84].

Забойные двигатели подразделяются на турбобуры и ВЗД.

Рассмотрим бурение с турбобуром. Рабочим органом в турбобуре служит многоступенчатая турбина, которая способна обеспечить быструю проходку даже в твердых породах за счет большой частоты вращения, сохраняя при этом высокий коэффициент полезного действия (КПД) [56]. Также отмечена повышенная эффективность при бурении в абразивных породах с использованием долот с импрегнированными твердосплавными вставками, по сравнению с долотами *PDC*. Стоит отметить, что скважины, пробуренные с применением турбобура, имеют более качественную проработку ствола, чем при использовании ротора, за счет особенностей его энергетической характеристики.

Бергойном было показано, что зависимость мощности турбобура от скорости вращения параболическая, и при малой скорости вращения мощность значительно падает [60], причем пик мощности приходится при скорости вращения около 1000 об/мин [56]. Поскольку для бурения турбобуром необходимо строгое отслеживание скорости вращения, целесообразнее применять ВЗД, так как при бурении с ВЗД вращающий момент пропорционален разности давления [60, 69]. Устройство турбобура с кривым переводником и типовая схема соотношения мощности и момента [56] приведены на рисунке 1.5.

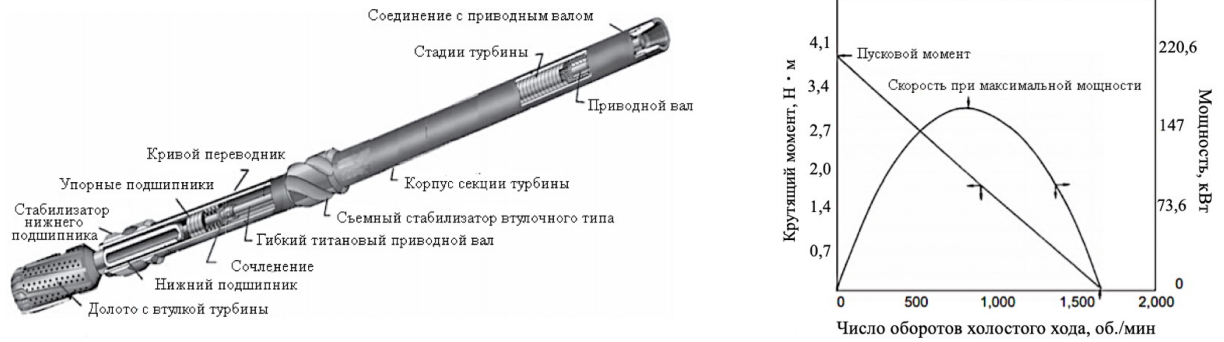


Рисунок 1.5 – Устройство турбобура с кривым переводником и его энергетическая характеристика [51]

Стоит отметить, что зависимость мощности от скорости вращения отличается от строго параболической в зависимости от режимов работы турбобура [70, 91].

Современные модели турбобуров, например, модель «*Turbopower*» компании Халлибертон, обладают большой механической мощностью и высокой скоростью. Скорость бурения наклонно направленной скважины, без вращения БК, близка и может превышать значение скорости бурения с вращением колонны. Производительность двигателя не снижается на всем протяжении участка бурения в отличие от ВЗД, производительность которого снижается с течением времени, тем самым вызывая увеличение количества операций по спуско-подъему [15].

Повышенный ресурс турбобуров (около 1000 ч по сравнению с 200 ч у ВЗД), плавная передача энергии от турбобура к долоту и эффект гидравлической подушки, а также конструкция КНБК с ОЦЭ и долотом с удлиненной калибрующей частью, умеющий муфтовую присоединительную резьбу, обеспечивает хорошую управляемость, высокое качество ствола скважины, целостность КНБК и БК, оперативное разбуривание башмака обсадной колонны (ОК).

Для целей бурения наклонно направленных и глубоких скважин разработан ВЗД. Данные двигатели в своем составе используют пару ротор-статор. Ротор имеет форму закрученного винта. На внутренней поверхности статора привулканизирована резина, имеющая подобную геометрию

внутренней поверхности штока и ротора, и служит для передачи реактивного момента ротору за счет движения потока БР [81]. ВЗД хорошо подходит для бурения в том числе алмазными долотами и долотами *PDC*, а также позволяет достичь высоких скоростей проходки [91], сократить утечки жидкости в процессе ее прокачки, однако, в следствие использования при изготовлении статора эластомеров, ВЗД уязвим к температурам, абразивным и химически агрессивным средам. Так, при использовании ВЗД ограничивается применение широкого спектра БР. Например, РУО неприменимы с ВЗД, поскольку они разрушают эластомер в статоре и кольматируют пространство между статором и ротором.

В следствие технических (разрушение эластомера статора, появление люфтов шпindelной секции, приводящих к преждевременному износу долота и т.д.) и технологических ограничений (подбор режимов бурения под каждый конкретный пропласток, составы БР, количество спуско-подъемных операций (СПО), низкая эффективность при бурении долотом *PDC* в сравнении с другими двигателями и т.д.), ВЗД не подходит для бурения наклонных и горизонтальных с БОВ по причине того, что в скважинах с зенитным углом более 30 градусов возникают проблемы с циркуляцией БР, которые препятствуют передаче энергии на силовую секцию двигателя и на долото. Сформированный таким образом профиль скважины предопределяет возникновение силовых факторов, влияющих на реализацию требуемой осевой нагрузки на долото, что обуславливает необходимость применения дополнительных технико-технологических приемов, обеспечивающих снижение вынужденных (резонансных колебаний, биений) и трений БК в скважине. Сопротивление движению БК (осевое трение) при бурении с ВЗД с кривым переводником ведет к потере осевой нагрузки до 80 и более %, с потерей возможности доведения нагрузки до долота при бурении горизонтальных секций более 700-800 м [30, 43].

Устройство ВЗД с кривым переводником и его энергетическая характеристика представлена на рисунке 1.6.

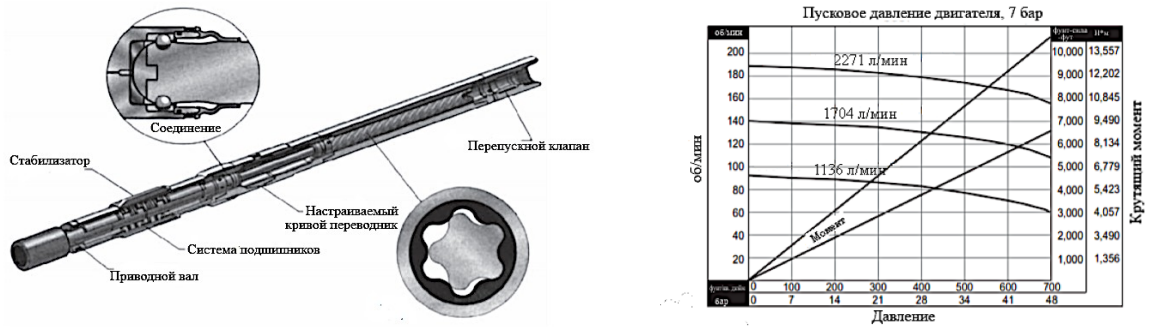


Рисунок 1.6 – Устройство ВЗД с кривым переводником и его энергетическая характеристика [112]

Таким образом, бурение скважин с БОВ, затруднительно при использовании ротора, турбобура или ВЗД ввиду сложности в передаче энергии долоту.

Для бурения с ВЗД и турбобуром наиболее характерны осевые, боковые и смешанные колебания в следствие того, что в процессе бурения с ГЗД БК колонна неподвижна, а КНБК с долотом, обладающие разной жесткостью, вращаются с образованием инерционных сил разного значения.

Для перечисленных выше способов вращательного бурения проявляется эффект Бойкотта, заключающийся в ускорении осаждении дисперсной фазы БР на наклонной стенке скважины, что ведет к повышенному риску прихвата бурильного инструмента. В следствие чего, необходимо рассмотреть способ бурения скважин со сложным пространственным профилем при помощи РУС.

1.3 Обоснование выбора способа бурения с роторно-управляемыми системами

Сложности проводки протяженных наклонных и горизонтальных участков в основном связаны с проблемой невозможности доведения требуемой нагрузки на долото и ее неконтролируемости, а также с качеством проводки ствола скважины. Современные технические и технологические решения включают либо устройства, создающие генерируемые импульсы, резонаторы, вызывающие колебания в системе КНБК, либо элементы компоновок и совокупность технологических операций, способствующие

повышению точности ориентации профиля скважины. Технологическая операция, состоящая из периодического или постоянного проворота КНБК, включающей в себя ВЗД в настоящее время является наиболее эффективной. Данный способ эффективен при бурении наклонного участка скважин с постепенным набором зенитного угла, в случае, когда необходимо строго регулировать направление долота. Подкручивание колонны осуществляется после проводимых контрольных замеров азимутальных и зенитных углов с постоянной корректировкой положения КНБК. В результате процесс бурения горизонтального участка с постоянным гидростатическим и переменным гидродинамическим давлением носит неупорядоченный, дискретный характер. В связи с тем, что при проводимых замерах не учитывается реактивный момент от ВЗД, приложенный к КНБК, исправления носят не точный характер, и проводка горизонтального интервала скважины без изгибов значительно осложняется [21].

Для решения данной задачи, направленной на повышение качества бурения скважин с протяженными горизонтальными участками, предусматривается включение в КНБК РУС. Управляемая система в своем составе может содержать как винтовую двигательную секцию, так и эксплуатироваться без нее. На сегодняшний день к основным производителям систем можно отнести зарубежные компании: система *Push-the-Bit* (с отклонением долота): «*Autotrack*» - *Baker Hughes INTEQ*, «*PowerDrive*» - *Schlumberger*, «*WellDirector*» и «*ExpressDrill*» - *Noble Drilling*, «*RSM*» - *APS Technology*, «*РУК-8.75БС*» - АО «Концерн «ЦНИИ «Электроприбор»; система *Point-the-Bit* (с направлением долота): «*GeoPilot*» - *Halliburton Sperry Drilling*, «*AGS*» - *CDAL*, «*DART*» и «*AnderDrill*» - *Andergage*, «*Revolution*» - *Weatherford*, «*SmartSlive*» - *Rotary Steerable Tool*, «*PowerDrive Exceed*» - *Schlumberger*.

В работе В.С. Литвиненко и М.В. Двойникова говорится, что «выпускаемые РУС различаются по конструкции, но их общим принципом работы является использование вращающейся вместе с БК телеметрической

системы, на которой установлены внешние или внутренние отклоняющие (поршневые системы) элементы. Последние управляются электроникой в синхронизации с вращением БК и находятся в постоянном контакте со стенками скважины и валом близи долота, что позволяет вести непрерывное управление траекторией ствола скважины» [22].

На рисунке 1.7 представлена упрощенная схема РУС.

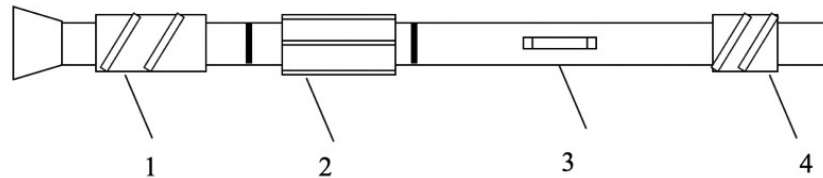


Рисунок 1.7 – Схема РУС: 1 – нижний наддолотный калибратор (блок навигации); 2 – вращающийся базовый блок в виде переводника центриатора; 3 – блок управления (энергоблок); 4 – колонный стабилизатор

Например, Компания Бейкер Хьюз предлагает три модели РУС: *AutoTrak Curve Rotary Steerable System (RSS)*; *AutoTrak G3 RSS*; *AutoTrak X-treme RSS* [14].

AutoTrak Curve и *AutoTrak G3 RSS* позволяют проводить сложные наклонно направленные траектории скважин используя постоянное вращение БК верхним приводом. Максимальная интенсивность изменения зенитного угла составляет до 15° на 100 м. Отличительной особенностью системы *AutoTrak X-treme* является использование в компоновке совместно с РУС ВЗД *X-treme*. Присутствие в КНБК ВЗД приводит к возможности создания дополнительной частоты вращения и повышению мощности на долоте. Добавление забойного двигателя минимизирует колебания КНБК и обеспечивает целостность ее конструкции.

Также, в работе В.С. Литвиненко и М.В. Двойникова приведено, что «РУС позволяет бурить наклонно направленные скважины с более точной (отсутствие волнового и спирального движения долота) траекторией и более качественной проработкой ствола скважины за счет сил трения БК о стенки скважины. Более высокая скорость проходки с постоянным вращением БК исключает вероятность прихватов, сокращает время на очистку скважины от

выбуренной породы, снижает фильтрацию БР, за счет применения РУО, в продуктивный пласт, что обеспечивает сокращение сроков строительства и освоения скважины.

К положительным сторонам при бурении скважин с применением РУС можно отнести [91]: увеличение механической скорости бурения; уменьшение времени бурения скважины за счет более равномерной отработки долота; снижение количества СПО для регулирования угла забойного двигателя; улучшение очистки скважины от шлама; сокращение времени на промывку перед СПО; уменьшение динамических скачков давления, что способствует снижению вероятности гидроразрыва пород (ГРП); улучшение качества ствола скважины с минимальной микрокривизной.

Отрицательными сторонами при бурении с РУС являются: высокие требования к очистке БР (низкое содержание твердой фазы и кольматирующих добавок в растворе); сложность обслуживания устройства в полевых условиях; необходимость привлечения персонала подрядчика; внедрение дополнительных датчиков в систему буровой установки; ограничения по расходу БР и буровым насосам; использование специализированных долот» [22]. В техническом плане – невозможность эксплуатации РУС в интервалах с интенсивностью искривления более $1^{\circ}15'$ на 10 м.

На текущий момент, данные системы не позволяют полностью автоматизировать процесс бурения в условиях сложного и неоднородного литологического разреза, следовательно требуется дополнительный контроль оператора, расположенного на поверхности [54, 75].

В процессе бурения с РУС могут образовываться осевые и крутильные колебания в следствие того, что бурение с долотом *PDC* сопровождается поперечными вибрациями КНБК (стик-слип эффект).

Анализ результатов исследований динамики работы инструмента при разных способах бурения показал, что возникновение биения (вибрации)

КНБК и БК появляется в следствие вращения инструмента и контакта долота с горной породой. Вибрации представлены осевыми, боковыми и крутильными (торсионными) биениями и возникают в результате несоответствия режимных параметров, т.е. превышения осевой нагрузки, приводящей к потере устойчивости инструмента, заклинивания вооружения долота *PDC* в горной породе и др.

С целью возможности регулирования НДС и реализации оптимальной работы долот *PDC*, в том числе снижение вибрации, рассмотрены системы управления ПРИ и определения осевой нагрузки на долото.

1.4 Анализ исследования оборудования с автоматизированными системами управления в процессе бурения скважин

В исследовании [25] рассматриваются вопросы разработки технических решений, в частности, малогабаритных секционных ГЗД и бурения каналов сверхмалого диаметра, а также методология выбора конфигурации секций ГЗД, отличных от серийных посредством расчетов гидравлики. В работах [63, 76] приведено исследование подбора оптимальных параметров бурения скорости и нагрузки на долото шарошечного типа. Поскольку шарошечные долота оказывают дробяще-скалывающее действие на породу, следовательно математические модели будут различны по сравнению с бурением долотом *PDC* – режуще-истирающего действия, получившим широкое распространение в настоящее время. Работа [107] содержит описание функции угловой скорости, параметры координаты длины и затухания волн, характеризующие процесс трения и разрушения горной породы долотом. Эксперименты показали, что момент сил трения как функция нелинейен, что далее рассмотрено в работе [115]. В научной работе [115] приведено исследование управления динамикой бурильной колонны посредством разработки системы контроля проскальзывания долота в процессе бурения. Математические алгоритмы в данной работе, в частности, содержат описание непрерывной функции угловой скорости с параметрами модели трения. В следствие сложности определения коэффициентов трения из-за

литологической неоднородности расчеты по данной модели на практике затруднены. В статье [40] авторы предлагают технические решения для бурения направленных скважин с помощью верхнего силового привода с забойным двигателем. Авторами отмечено, что применение ГЗД с одновременным вращением БК позволяет увеличить частоту вращения без дополнительного нагружения БК. Управление бурением на наклонных участках скважины осложнено в следствие роста трения БК о горную породу. В работе [68] авторы рассматривают модель проскальзывания долота, которая описывает зависимость момента трения от скорости вращения. Модель показывает, что при превышении некоторой критической скорости вращения стик-слип эффект прекращается. Рекомендуемые меры снижения негативного влияния колебаний оборудования, возникающих при бурении скважин, а также способы повышения эффективности работ описаны в работе [2]. Также даны эксплуатационные критерии, выполнение которых по мнению авторов необходимо для успешной разработки и применения виброзащитных устройств бурильной колонны.

Однако силы сопротивления – трения БК о стенки скважины, в большинстве случаев, вызванные неконтролируемостью пространственного положения колонны, оставляют нерешенными ряд задач по обеспечению доведения фактической нагрузки на долото в наклонно направленных скважинах.

Снижение сил сопротивления (помимо частичного или постоянного вращения ротором) и доведения нагрузки на долото за счет использования специальных технических средств, обеспечивающих дополнительное статическое прижатие долота к забою скважины и дополнительных смазывающих добавок к БР позволило бы частично решить проблемы доведения фактической нагрузки на долото. Также частично можно решить вышеуказанную проблему установкой над долотом и в расчетных местах вибраторов (генераторов импульсов, гидровибраторов), в которых часть энергии потока БР преобразовывается в энергию дополнительных

продольных колебаний [31, 45, 47, 48, 65]. Снижение сил сопротивления за счет использования специальных технических средств и дополнительных смазывающих добавок к БР позволило бы частично решить проблемы, связанные с доведением нагрузки на долото при бурении скважин [3]. Например, Ухтинским ГТУ разработаны забойное устройство и методики управления динамикой БК, позволяющие снизить трения БК о стенки наклонной скважины и осуществлять безаварийность ее проводки [27, 42, 46]. Промысловые испытания данных методов и устройств позволило, по словам авторов, увеличить механическую скорость в 1,5 раза и проходку на долото в 4 раза.

Не маловажное значение при проводке скважин, имеющих сложно построенный профиль, является применение технических средств, принцип действия которых основывается на создании и поддержании определенного диапазона (амплитуды и частоты) осевых и радиальных колебаний КНБК. В качестве примера можно назвать забойный осциллятор, предусматривающий создание дополнительных продольных виброперемещений колонны и тем самым способствующий снижению сил трения БК о стенки скважины. Предложены способы использования нескольких вибраторов, расчеты, определяющие их расстановку по длине КНБК [23, 24, 34, 44, 68].

Вместо применения забойного осциллятора в настоящее время может использоваться система автоматического контроля положения вала верхнего привода при бурении в направленном режиме – *ROCKit*. Запатентованная технология для осцилляции (вращения) бурильной колонны, основана на положении вала верхнего электропривода. Колебания уменьшают трение вдоль ствола скважины для улучшения переноса веса (осевой нагрузки) на долото. Режим осцилляции может быть регулирован так, чтобы обеспечить максимальное вращение бурильной колонны без влияния на ориентацию забойного инструмента и увеличение скорости проходки при слайдировании.

Выведенные теоретические и практические зависимости технико-технологических параметров бурения скважин на сегодняшний день не

сформированы в единую базу данных (*Big Data*) для создания математической модели, способной автоматизировать процесс вычисления фактических параметров бурения, за счет применения корреляционных алгоритмов, направленных на оперативное управление и контроль за процессом бурения. Также, в перечисленных работах не рассмотрено влияние динамической составляющей фактической нагрузки на долото, представленной ударным импульсом системы «КНБК-горная порода», в процессе роторного бурения скважин.

В самом начале, необходимо производить сбор данных с датчиков телеметрии в процессе бурения. Данные системы телеметрии требуют подробного описания для понимания процесса их работы и взаимодействия между собой цифровых измерительных блоков.

1.5 Анализ телеметрических систем для проведения скважинных измерений в процессе бурения

В настоящее время существует большое количество технических средств и технологических решений регулирования параметров бурения, а также методов получения более достоверной информации получаемой с забоя по каналам связи с датчиков *MWD / LWD* устанавливаемых в КНБК [57, 114]. Их работа основана на принципе двухсторонней беспроводной передачи информации (канал связи).

Рассмотрим понятие телеметрии. Телеметрия – передача данных с забойных датчиков телеметрии, преобразованных в сигнал, оператору на поверхность. Приведем несколько передовых компаний, занимающихся производством телеметрических систем и сопровождением бурения.

Начнем с разновидностей систем телеметрии, на примере оборудования компании Халлибертон. Компания Халлибертон предлагает использовать четыре вида систем телеметрии *Sperry Drilling Services* для проведения *MWD / LWD*: по положительному или отрицательному гидроимпульсным каналам связи, электромагнитным способом и посредством кабеля на БК.

Рассмотрим системы телеметрии компании *Weatherford* (Везерфорд). Они представлены с кабельным, гидравлическим и электромагнитным каналами связи: *MWDQ 55-1 Becfield* с гидравлическим каналом связи; *EMPulse* с электромагнитным каналом связи; *PrecisionPulse* с комбинированным каналом связи [17].

Основные узлы системы телеметрии измерения во время бурения с гидравлическим каналом связи *MWD System MWDQ 55-1 Becfield* представлена на рисунке 1.8.



Данная телесистема обеспечивает передачу данных зенитного и азимутального углов, температуры в скважине, силы гравитационного поля, силы магнитного поля, угла простираия магнитного поля.

Преимуществом системы является возможность подъема ее забойной части на кабеле, следовательно, отпадает необходимость поднимать весь бурильный инструмент.

Рисунок 1.8 – Система телеметрии с гидравлическим каналом связи *MWD System MWDQ 55-1 Becfield*

В ситуациях, когда процесс бурения может затянуться, а также в случае оставления БК в скважине, дорогостоящую забойную часть телесистемы можно спасти, что способствует существенному снижению экономических рисков и затрат от применения системы.

Система обладает высокочастотным пульсатором, обеспечивая передачу большего количества гидравлических импульсов на единицу времени (сигнал угла установки отклонителя передаётся через каждые 6 с). Некоторое ограничение скорости передачи сигналов может иметь место в зависимости от реологических свойств БР. Для передачи полного цикла

сигналов всех параметров инклинометрии потребуется отключать буровые насосы не более чем на 45 с.

Подробнее рассмотрим способ передачи информации по гидравлическому каналу связи. Управление давлением БР осуществляется с помощью находящегося на забое клапана. Путем открытия, либо закрытия клапана создаются скачки давления, регистрируемые на поверхности. Данный метод неприменим при бурении на депрессии, поскольку БР при данном способе бурения часто аэрируют, что создает помехи. Помимо этого, помеху создают осевые вибрации и латеральные вибрации БК, которые возникают в процессе бурения скважин [110]. Основным способом борьбы с помехами в данном случае является изменение частоты вращения таким образом, чтобы возникающий на забое шум не влиял на качество сигнала.

Система телеметрии с электромагнитным каналом связи (*EM MWD*) позволяет операторам осуществлять строительство скважины и производить замеры инклинометрии независимо от гидравлических характеристик буровой установки (рисунок 1.9). Перепад давления на долоте, скорость потока и потеря циркуляции не влияют на показатели замеров по *EM* технологии, что способствует значительному сокращению времени бурения и затрат по проекту.

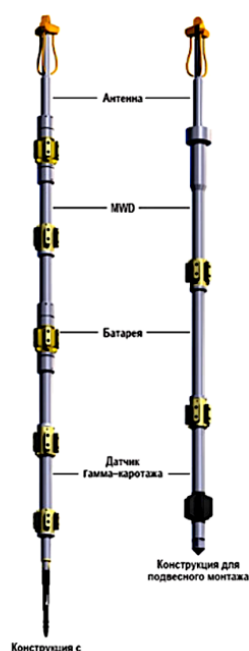


Рисунок 1.9 – Система телеметрии с *EM MWD*

Система *EM MWD* в среднем сокращает время бурения от 2 до 5 дней на скважину благодаря более оперативному производству замеров инклинометрии и небольшому количеству ограничений по гидравлике, в сравнении с системой телеметрии с гидравлическим каналом связи и кабельной системой телеметрии, но хуже себя показывает при бурении глубоких скважин и значительно более чувствительна к геологии.

Электромагнитная телеметрия преимущественно используется при бурении с отсутствием минерализованных водоносных горизонтов из-за сложностей в регистрации замеров при значительной проводимости минерализованной воды.

БК включает в себя изолятор, на двух концах которого создается переменная разность напряжений. К БК на устье подводится провод, затем второй провод прикрепляется к заземленному стержню. Система из патрубка на устье скважины и заземленного стержня функционирует как вибратор. Принимаемым сигналом является разница в напряжении между двумя электродами вибратора.

В системе *EMpulse* нет движущихся частей, питание обеспечивается батареями с длительным сроком службы, а не генератором, приводимым в действие БР. Инструмент распространяет электромагнитную волну вдоль БК на поверхность, здесь данные детектируются и декодируются наземным трансивером. Данный метод позволяет передавать данные инклинометрии независимо от свойств БР. Электромагнитная инклинометрия не требует дополнительного времени бурения, в отличие от систем с гидравлическим каналом связи (где в среднем требуется от 3 до 5 мин) или кабельных систем телеметрии (в среднем требуется 25 мин для выполнения наращивания).

Как только наращивание колонны труб выполнено, бурение оперативно возобновляется. Система *EMpulse* позволяет работать независимо от системы циркуляции БР. Современные системы *EM MWD*, передают с забоя на поверхность в реальном времени следующие данные: инклинометрия; давление в затрубном пространстве; гамма-замеры пласта; азимутальный гамма-каротаж (АГК); удельное сопротивление пласта; замеры наддолотного инструмента (зенитный угол, гамма-замер). Данный инструмент особенно пригоден при бурении проницаемых пластов, поскольку на него не влияет потеря циркуляции, при этом электромагнитная телеметрия хорошо подходит для бурения на депрессии, так как оборудование не требует однородного столба флюида в скважине для передачи данных.

Конструкция системы *EMpulse* предусматривает использование датчиков в немагнитных трубах различного профиля и в широком диапазоне размеров ствола скважины. Необходимо отметить, что в данной системе данные инклинометрии могут быть записаны за 15 с, пока БК находится в

неподвижном состоянии, что меньше стандартного времени связи. Тем самым уменьшается возможность дифференциального прихвата или осыпания ствола скважины, которое может произойти в результате отсутствия циркуляции или перемещений БК в течение долгого времени. Благодаря тому, что система не зависит от гидравлики, отсутствует задержка по времени и нет необходимости включать насосы в целях синхронизации, в процессе передачи данных инклинометрии, или повторной синхронизации после нестандартных ситуаций, касающихся работы гидравлики.

В последних поколениях систем *EM MWD* предусмотрено (при определенных конфигурациях КНБК), извлекать электронику на кабеле. Еще одним преимуществом *EMpulse* является содержащаяся в ней электроника, обеспечивающая работу в экстремальных условиях. Например, при бурении с очисткой забоя воздухом и введением туманообразующих агентов, бурении с применением пенного БР и при многоступенчатом горизонтальном бурении на депрессии. Также система *EMpulse* снабжена датчиком давления в затрубном пространстве для замера текущего забойного давления, циркуляции, борьбы с поглощением БР или во время закрытия скважины при возникновении газонефтеводопроявлений (ГНВП). Еще одним положительным моментом является наличие в наддолотном переводнике гамма-датчика (*GABIS*).

Данный короткий переводник с датчиком может быть установлен непосредственно над долотом для обеспечения гамма-замеров и замеров зенитного угла вблизи долота, что предопределяет качество проводки скважины. Он позволяет осуществлять гамма-каротаж верхней и нижней стенок наклонной скважины в реальном времени во время вращения наряду с общим гамма-каротажем в реальном времени.

Рассмотрим еще одну систему телеметрии *PrecisionPulse MWD*, специально разработанную для наклонно направленного бурения с выполнением гамма-замеров (рисунок 1.10).

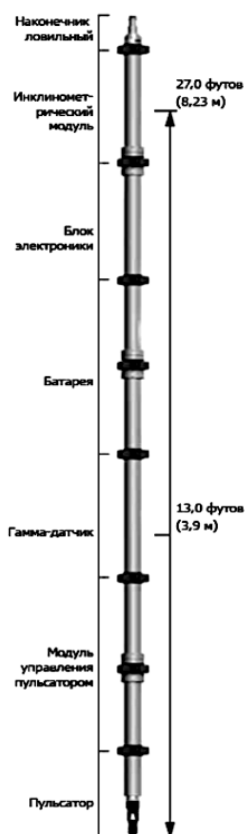


Рисунок 1.10 – Система *MWD PrecisionPulse*

В пластах с низким давлением и зонах поглощений электромагнитная система *EM MWD* значительно экономит время бурения по сравнению с гидроимпульсными *MWD* и другими приборами. Надежность технологии электромагнитного канала связи системы *EMpulse MWD* применяется в новой системе *MWD* с гидравлическим каналом связи.

Рабочее давление системы составляет не более 105 МПа и температура до 150 °С. Она содержит гамма-датчик с сцинтилляционным счётчиком для точных замеров в системе *API* и записи данных в энергонезависимой памяти. Телеметрическая система, модулированная по давлению (*PMT*), использует поток БР и питание от батареи для генерирования положительного гидроимпульса.

На сегодняшний день существуют разработанные забойные системы телеметрии с электромагнитным каналом связи по БК и БР в затрубном пространстве, обеспечивающие время автономной работы от аккумуляторных литиевых батарей до 250 ч [33, 35, 41] для бесперебойной передачи сигнала телеметрии оператору.

Рассмотрим более подробно один из ранних западных образцов устройства *MWD* для измерения параметров бурения, в частности осевой нагрузки и момента на долото [13].

Данное устройство, предложенное Уильямом Вахтлером и Томасом Янгом, представляет собой конструкцию из двух сваренных цилиндров, пространство между которыми изолировано от внешней среды и снабжено тензометрическими датчиками и термометром сопротивления, для внесения поправок по сопротивлению в показания тензометрических датчиков.

Датчики, служащие для определения нагрузки на долото, расположены на поверхности внутреннего цилиндра по направлению к оси БК и перпендикулярно ей. Сонаправленный датчик предназначен для определения

осевой деформации, направленный перпендикулярно – служит для измерения длины кривой поверхности. Для компенсации напряжения, возникающего на изгибе, и температурного расширения либо сжатия датчики смонтированы парно наподобие мостика Уитстона, причем одинаково ориентированные датчики расположены диаметрально противоположно. Схожим образом расположены тензометрические датчики, необходимые для измерения момента на долоте.

Для напряжения выходного сигнала на тензометрических датчиках в милливольтгах Вахтлер и Янг предлагается следующая формула (1.1):

$$V_o = \left(\frac{V \cdot F \cdot e \cdot (1+n) \cdot 10^{-3}}{2} + F \cdot e \cdot (1+n) \cdot 10^{-6} \right), \quad (1.1)$$

где V_o – выходное напряжение, мВ; V – напряжение возбуждения мостика, В; F – коэффициент тензочувствительности используемого датчика, ед.; n – коэффициент Пуассона, ед.; e – значение деформации, ед.

При нормальных рабочих условиях в скважине существует разность температур между БР, двигающимся внутри БК, и БР, текущим в затрубном пространстве. Градиент температур может вызвать деформацию, которая без внесения поправок искажает значения момента и нагрузки на долото. Чтобы исключить или компенсировать влияние разности температур, одинаковые датчики температуры расположены на поверхностях внешнего и внутреннего цилиндров устройства. Чувствительный элемент резистивного датчика температуры представляет собой платиновую проволоку, расположенную без деформации в платиновом корпусе, который, в свою очередь, смонтирован к определенному участку поверхности цилиндра.

Для определения по показаниям термодатчиков величины поправки нагрузки приведена следующая формула (1.2):

$$L_a = L \cdot g \cdot (T_o - T_i) / \left(\frac{1}{K_{os}} + \frac{1}{K_{is}} \right), \quad (1.2)$$

где L_a – кажущаяся нагрузка из-за перепада температуры, Н; L – длина внутреннего цилиндра, м; g – коэффициент температурного расширения, ед.; T_o – измеряемая на внешней поверхности внешнего цилиндра температура, °С;

T_i – измеряемая на внешней поверхности внутреннего цилиндра температура, °С; K_{os} – коэффициент упругости внешнего цилиндра, Н/м; K_{is} – коэффициент упругости внутреннего цилиндра, Н/м.

Стоит отметить, что хотя в составе рассматриваемого устройства нет акселерометра, уже в 1992 г. было показано, что значительное влияние на эффективность бурения, срок службы как долота, так и компонентов *MWD*, оказывают осевые и латеральные вибрации, в связи с этим акселерометры стали входить в состав любого устройства, рассмотренного выше назначения [99].

1.6 Анализ характеристик и условий применения наземных контрольно-измерительных приборов для бурения скважин

Наземное оборудование буровой установки контролируется наземными и управляется скважинными данными, передаваемыми на поверхность через БК.

Синхронизация данных такой системы открывает возможности автоматизации оборудования с применением скважинных данных. Полевые испытания в штате Оклахома (США) показали, что для автоматизации процесса бурения требуется высокоскоростной надежный доступ к информации об измеренной на забое нагрузке на долото (*DWOB*) с введением поправок по давлению и температуре.

Контроль нагрузки на долото может производиться двумя способами [91]:

- через замеры на поверхности;
- посредством наддолотных датчиков *MWD*.

Рассмотрим подробнее способ контроля нагрузки на долото с помощью замеров на поверхности с использованием индикаторов веса. Замеры проводятся следующим образом. Вначале определяется вес на крюке, когда КНБК находится в подвешенном состоянии, затем колонна постепенно опускается, следовательно, осевая нагрузка определяется как разность между текущими показаниями и показаниями до касания забоя. Данный способ не

позволяет точно оценить значение осевой нагрузки, поскольку не учитывает потери веса, например, при частичной разгрузке в наклонной скважине. Следовательно, рассматриваемый способ наиболее подходит для роторного бурения в вертикальных скважинах.

Второй способ основан на использовании датчиков *MWD*, которые производят замеры на забое и передают данные на поверхность. Главными проблемами данного способа являются точность передачи сигнала и актуальность данных, поскольку данные передаются с некоторой задержкой, которая тем больше, чем длиннее ствол скважины и больше расстояние блока телеметрии до долота. На рисунке 1.11 представлен пример КНБК с РУС и датчиками *MWD* и *LWD*.



Рисунок 1.11 – Пример КНБК с РУС и датчиками *MWD* и *LWD* [53]

Рассмотрим способ замера режимных параметров при бурении с ВЗД. Данный способ является подходящим для наиболее точного замера нагрузки на забое при бурении скважин с использованием ВЗД или турбобура. При этом, в случае бурения, например, с ВЗД, при замерах нагрузки необходимо вводить поправки.

При бурении в нижней части БК происходит знакопеременное изменение напряжений вследствие действия реактивного момента двигателя,

реакции на долоте в зависимости от осевой нагрузки, с учетом расстояний от долота до места искривления КНБК и верхней точки касания компоновки со стенкой скважины, а также диаметральных соотношений вращающихся элементов.

Как указывалось выше, значения параметров бурения на поверхности и на забое различны по причине ряда технико-технологических осложнений, таких как образование пространственной спирали БК в следствие оказания избыточной нагрузки на долото, что ведет к возникновению вибраций и биений колонны труб, которые ведут к потере устойчивости и пластической деформации БК, а также выходу из строя элементов КНБК.

Следовательно, необходимо подробное изучение вопроса снижения вибраций при бурении скважин.

1.7 Анализ устройств и способов для снижения вибраций при бурении скважин

1.7.1 Способы снижения вибраций

Рассмотрим способы снижения вибраций.

1. Размещение и интервал между стабилизаторами.

Рекомендуется размещать стабилизатор рядом с долотом, так как это обеспечит более низкие уровни вибрации. В идеале, стабилизаторы должны быть перемещаемыми, чтобы иметь возможность регулировать расстояние между ними и, следовательно, обеспечивать конфигурацию устойчивой к вибрациям КНБК. Это можно достичь за счет оснащения колонны стабилизаторами с возможностью их перемещения [19, 20, 83, 84, 86]. Значительный интервал между стабилизаторами может привести к образованию боковых вибраций [89]. Интервал необходимо подбирать таким образом, чтобы колонна не могла прогибаться под собственным весом. Стоит отметить, что в точках контакта может создаваться большой крутящий момент, и, следовательно, крутильные колебания и стик-слип-вибрации

могут стать проблемой. В таких случаях роликовые расширители могут найти хорошее применение.

По возможности, количество стабилизаторов уменьшенного диаметра должно быть минимальным, поскольку они допускают нежелательный контакт со стенкой скважины, в случае, когда создается небольшое смещение.

2. Острые кромки на долоте, калибраторах и стабилизаторах.

Несплошная геометрия скважинных инструментов может приводить к серьезным вибрациям. Острые кромки имеют возможность инициировать точки поворота на стенке скважины, когда присутствуют эксцентрические движения долота и / или КНБК. Взаимодействие между острыми краями и стенкой скважины создает колебания режимных параметров бурения независимо от режима вибрации. Например, долота с большими плечами момента силы имеют тенденцию генерировать интенсивные колебания [53]. Компания Бейкер Хьюз обосновывает свою разработку увеличенного по длине долота *PDC*, способствующего снижению вибраций за счет устойчивости нижней части КНБК, но не учитывают создаваемые избыточные крутящие моменты, которые могут повлиять на общую целостность КНБК, но данное решение ведет к потере осевой устойчивости и высоким крутящим моментам.

3. Роликовые расширители.

Роликовые расширители обычно используются для приведения скважины в требуемое состояние, и их способность предотвращать проскальзывание все еще не признано общей практикой [97]. Если в скважине появляется эксцентрическое вращение, латеральные колебания вызывают сильные боковые силы в стабилизаторах, а сопротивление трению создает высокий крутящий момент. Предел крутильных колебаний в БК часто не позволяет оператору применить достаточное количество нагрузки для предотвращения эксцентрического вращения долота, поскольку это может привести к проскальзыванию колонны. В таких условиях замена

стабилизатора роликовым расширителем может снизить вероятность возникновения крутящего момента в точках контакта. Оператор может увеличить осевую нагрузку, поскольку долото сможет работать с большим крутящим моментом, что приводит к увеличению скорости проходки.

Значительная часть улучшений качества строительства скважин, которые наблюдалась в промышленности при использовании роликовых расширителей, может быть связана с косвенным эффектом, который позволяет оператору изменить соответствующие параметры бурения, чтобы уменьшить или устранить завихрение долота. Однако наиболее известным атрибутом роликовых расширителей является то, что они сглаживают вихревые элементы ствола скважины, так как они полноразмерны и имеют роликовые вставки из карбида вольфрама. Тем самым, роликовые расширители могут уменьшить искривление скважины [90].

4. Анти-стик-слип-технология (АСТ / *AST*).

Данный метод был внедрен в промышленность с целью снижения риска проскальзывания долота и поломки КНБК при бурении в сложных геолого-технических условиях. Технология АСТ (технология для противодействия пробуксовке) имеет несколько преимуществ:

- снижает торсионные колебания;
- увеличивает скорость проходки;
- улучшает работу и увеличивает срок службы долота.

АСТ основана на динамической скважинной механической системе, которая оперативно управляет крутящим моментом долота, тем самым регулируя углубление инденторов (*DOC*). Система автоматически регулирует крутящий момент при бурении, чтобы противодействовать пиковым нагрузкам и перекосам на долоте [90].

Инструмент АСТ размещается в нижней части КНБК ближе к долоту и, таким образом, позволяет быстро предотвратить пробуксовку долота и ограничить риск развития сильных вибраций скольжения. Механическая функция АСТ состоит в том, чтобы преобразовать увеличение крутящего

момента, предшествующего проскальзыванию, в осевое сжатие, снижая при этом осевую нагрузку, следовательно, происходит увеличение скорости бурения. Переход к осевому сжатию рассматривается как уменьшение длины спирали. Пружина и амортизатор одновременно сжимаются внутри в корпусе инструмента над телескопическим узлом. Затем поглощенная энергия в пружине возвращается через систему для поддержания постоянной крутильной нагрузки [97].

5. *HI* – инструмент Франка:

HI – это антивибрационный инструмент, предназначенный для снижения осевых и латеральных вибраций в КНБК. Инструмент располагается непосредственно над долотом. В отличие от АСТ, инструмент *HI* имеет не пружину, а шарнирное соединение с компрессионными кольцами, включающими резину. Нижняя часть инструмента уменьшает осевые колебания, в то время как резиновый элемент в верхней части инструмента снижает боковые колебания. Верхнее антивибрационное кольцо, расходомерная трубка и нижние антивибрационные кольца действуют как демпфирующие пружины и позволяют инструменту кратковременно отклоняться под нагрузкой.

По словам изобретателя (*Frank's International*), инструмент имеет несколько свойств, в том числе [98]:

- ограничивает осевые и латеральные вибрации, снижая время простоя;
- предохраняет от эксцентрического вращения при наклонно направленном бурении за счет находящегося с конструкции устройства невращающегося стабилизатора.

Заявленные преимущества:

- увеличение скорости проходки в крепких породах;
- увеличение ресурса долота;
- предотвращение повреждения верхнего привода;
- предотвращение повреждений систем телеметрии;

– повышение качества ствола скважины.

Разработано несколько вариантов исполнения инструмента для различных геолого-технических условий. Для целей наклонно направленного бурения устройство размещается под РУС. Система была проверена в Северном море для обеспечения стабильной работы КНБК при бурении горизонтальной скважины [97].

1.7.2 Цифровой амортизатор Хатчинсона

Стабилизация КНБК важна для предотвращения вибраций и колебаний БК [72]. Традиционный подход к снижению вибраций заключается в установке в КНБК амортизатора или ограничителя крутящего момента с последующим контролем вибраций в скважине, путем внесения корректив в параметры управления на поверхности, когда уровни удара превышают допустимые. В определенных сценариях автоматизированная система управления (АСУ) верхним приводом может устранить возникающие вибрации и любые, связанные с ними, ситуации на забое [55].

Предложенный Хатчинсоном подход к снижению вибраций заключается в использовании активного регулирования напряженности магнитного поля, окружающего магнитореологическую демпфирующую жидкость (смесь мелких частиц железа и масла) [71]. Жесткость демпфирования и магнитное сопротивление магнитореологической жидкости контролируют демпфирующие характеристики амортизатора, сохраняя жесткость КНБК. Предлагаемая система демпфирования вибраций может быть запрограммирована на обнаружение и оперативное смягчение вибраций до того, как оператор на поверхности отреагирует, на изменение ситуации на забое [108].

Согласно таксономии, предложенной Шериданом и Верпланком, самоадаптирующийся амортизатор Хатчинсона классифицируется как система уровня 8 (по классификации АСУ), работающая без требования разрешения оператора, которая записывает информацию о том, как работает

устройство. Информация может быть затем проанализирована на предмет последовательности внесенных корректив [80].

В настоящее время данный анализ возможен только после извлечения амортизатора. Инструмент был разработан для взаимодействия с датчиками *MWD*, которые могут передавать информацию о работе амортизатора в режиме реального времени (например, изменение тока намагничивания, амплитуды движения демпфера и режимов вибрации в скважине), что помогает при выборе оптимального предварительно настроенного алгоритма демпфирования. Двухнаправленные системы телеметрии могут дополнительно обеспечивать передачу пользовательских алгоритмов демпфирования по нисходящей линии связи для бурения в неизученной среде, где отсутствуют заранее полученные данные о вибрациях [108]. Фактически амортизатор Хатчинсона позволяет в дополнение к традиционным способам контроля режимов бурения прибавить возможность контролировать жесткость КНБК.

Адаптивный амортизатор состоит из четырех модулей, которые показаны на рисунке 1.12.



Рисунок 1.12 – Адаптивный амортизатор Хатчинсона: 1 – подшипник кручения; 2 – набор пружин Бельвиля; 3 – магнито реологическая жидкость и намагничивающие катушки; 4 – электроника, содержащая датчики вибрации, логику управления демпфером, память и турбогенератор

Торсионный подшипник способствует осевому перемещению демпфера, одновременно передавая крутящий момент долоту. Одна из опорных конструкций демпфера является прямой и реагирует только на

осевые усилия, при этом все крутящие силы передаются непосредственно через внешний корпус демпфера. Альтернативная конструкция подшипника имеет спиральную форму и реагирует непосредственно как на осевые, так и на латеральные (скручивающие) силы [105]. Данный спиральный подшипник трансформирует комбинацию осевых сил, с частью скручивающих, в главную осевую силу, действующую на компоненты внутри демпфера.

Осевые, боковые и крутильные колебания КНБК связаны между собой. Амортизатор, выполненный с наличием осевого подшипника, может подавлять боковые или крутильные колебания, в том случае, когда боковые или крутильные колебания связаны с осевыми [71].

За модулем торсионного подшипника находится набор пружин Бельвиля, жесткость которого настраивается для различных рабочих диапазонов, зависящих от нагрузки и динамического изменения сил на долоте. Для спиралевидных подшипников дополнительно учитывается переменная сила скручивания. Распорки позволяют настроить демпфер для различных КНБК, подвешенных под демпфером под определенный диапазон зенитного угла. На рисунке 1.13 показано осевое усилие как функция осевого смещения оправки амортизатора для набора пружин «Средний-Жесткий».

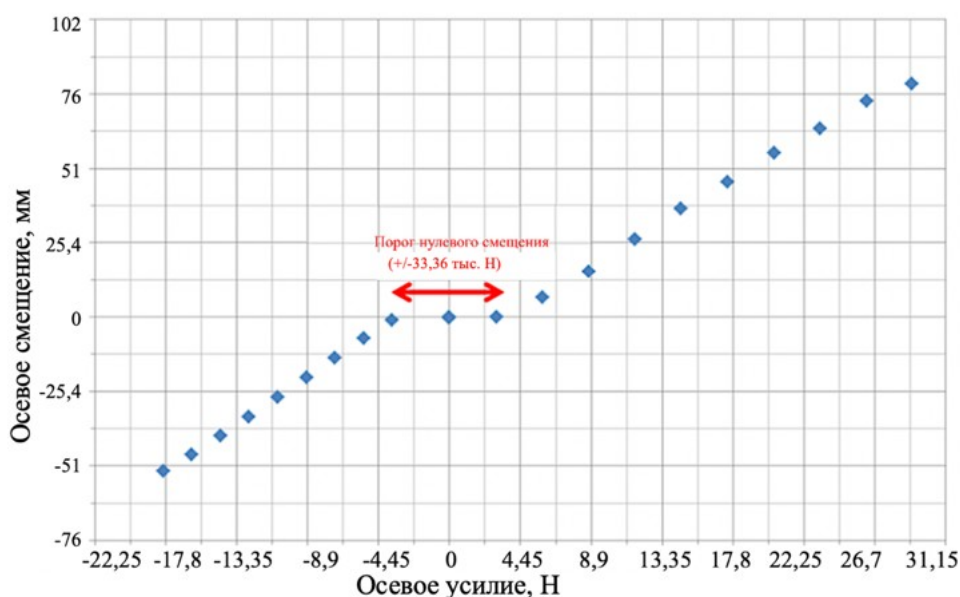


Рисунок 1.13 – График осевого смещения набора пружин

С точки зрения оперативного демпфирования, амортизатор должен работать с отрегулированными проставками и достаточной нагрузкой на долото (или при натяжении с достаточной массой, подвешенной ниже амортизатора), чтобы пружинный блок работал в своем диапазоне эластичности и не проходил через разрыв нулевого смещения [108].

В центре устройства течет магнитореологическая демпфирующая жидкость, вязкость которой почти мгновенно изменяется от свободно текущей до пастообразной консистенции, вследствие воздействия магнитного поля, создаваемого катушками, расположенными концентрически в зазоре, через который жидкость проходит в процессе сжатия и расширения блока пружин Бельвиля. Магнитореологическая жидкость содержится в собственном герметичном резервуаре, таким образом, она не может смешиваться с БР. Магнитное поле, создаваемое катушками демпфера, также локализовано и не влияет на систему *MWD*, в частности на магнитометры, используемые для позиционирования ствола скважины.

Напряженность магнитного поля, создаваемого самоадаптирующимся демпфером, контролируется интеллектуальным квадратичным алгоритмом, который итеративно регулирует величину электрического тока через магнитные катушки в ответ на движение КНБК. Движение обнаруживается датчиком смещения, который измеряет сжатие и изменение сжатия блока пружин Бельвиля, а также собственными акселерометрами и магнитометрами инструмента. Таким образом, демпфер может автономно реагировать и подавлять нежелательные удары в скважине и вибрацию в течение доли секунды после изменения параметров нагрузки.

Верхняя часть заслонки содержит электронику с датчиками динамического движения и память для записи данных.

1.8 Математические модели, описывающие колебания в процессе бурения

Приведем краткое описание математических моделей, описывающих торсионные колебательные движения БК, а также рассмотрим моделирование латеральных и аксиальных колебаний. Моделирование поведения колонны при наличии одновременно нескольких видов колебаний, представляет сложный процесс построения и решения систем дифференциальных уравнений. Однако, как правило, моделируется одновременно только один, реже два вида вибраций, в то время как при бурении могут возникать одновременно два, а то и три. Кроме того, большое количество допущений при создании моделей означает, что их точность не всегда хороша.

В частности, при моделировании торсионных колебаний БК рассматривается как крутильный маятник с несколькими степенями свободы [101]. Обычно, в моделях указаны одна или две степени свободы, однако существует отдельная работа, рассматривающая колонну с четырьмя степенями свободы [93].

Для простоты описания алгоритма работы модели рассмотрим базовую модель торсионных колебаний вертикальной колонны с двумя степенями свободы. Графическая интерпретация рассчитываемой системы с точки зрения механики представлена на рисунке 1.14 [94].

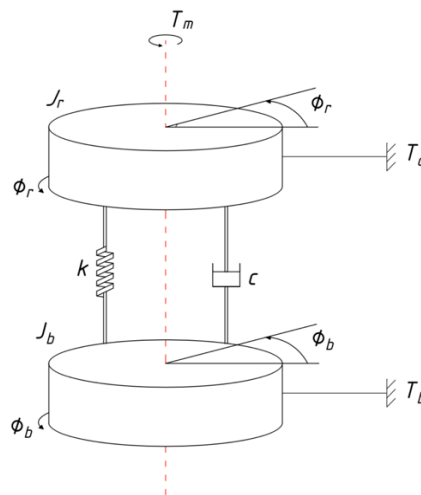


Рисунок 1.14 – Модель крутильных вибраций колонны

Здесь J_r и J_b моменты инерции БК и КНБК, соединенные между собой пружиной с жесткостью k и затуханием c . Тогда уравнения движения системы (1.3) будут записываться следующим образом:

$$\begin{cases} J_r \ddot{\Phi}_r + c(\dot{\Phi}_r - \dot{\Phi}_b) + k(\Phi_r - \Phi_b) = T_m - T_d \dot{\Phi}_r \\ J_b \ddot{\Phi}_b - c(\dot{\Phi}_r - \dot{\Phi}_b) - k(\Phi_r - \Phi_b) = -T_b \dot{\Phi}_b \end{cases}, \quad (1.3)$$

где Φ_r и Φ_b – угловые смещения БК и КНБК, м; T_m – вращающий момент, сообщаемый двигателем, Н·м; T_d и T_b – моменты силы трения БК и КНБК, Н·м.

T_b представляет собой момент на долоте и влияние нелинейных сил трения вдоль УБТ. Хотя модели, подобные описываемой, относительно просты для анализа, иногда точнее колебания БК описывает волновая модель [111].

Применяемое в данной модели волновое уравнение (1.4) выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} GJ \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \xi^2}(\xi, t) - I \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2}(\xi, t) - \beta \frac{\partial \Phi}{\partial t}(\xi, t) = 0 \\ \xi \in (0, L) \\ \beta \geq 0 \end{cases}, \quad (1.4)$$

где L – длина БК, м; $\Phi(\xi, t)$ – угол поворота, рад.; ξ – координата длины, м; t – координата времени, с; I – инерция, м; G – модуль сдвига, Па; J – момент инерции, кг·м²; β – коэффициент затухания (учитывает вязкое затухание колебаний, ед).

Для решения полученного уравнения необходимо определить краевые условия. Так, необходимую точность может обеспечить следующий набор условий (1.5) [62]:

$$\begin{cases} \Phi(0, t) = \Omega t \\ GJ \frac{\partial \Phi}{\partial \xi}(L, t) + I_B \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2}(L, t) + T \frac{\partial \Phi}{\partial t}(L, t) = 0 \end{cases}, \quad (1.5)$$

где I_B – инерция КНБК; Ω – постоянная циклическая скорость на поверхности (где координата длины $\xi = 0$), м/с; T – момент на долоте ($\xi = L$), Н·м.

Как указано выше, данная система краевых условий хорошо описывает поведение колонны, в особенности на устье. Однако, модель не учитывает важной особенности динамики верхней части колонны, а именно постоянную угловую скорость на роторе, которая не совпадает со скоростью вращения нагруженной части колонны $\frac{\partial\Phi}{\partial t}(0, t)$, что приводит к местному искажению БК. Более поздние работы для уточнения данной модели (1.6) рассматривают следующее условие [101, 102]:

$$GJ \frac{\partial\Phi}{\partial\xi}(0, t) = c_a \left(\frac{\partial\Phi}{\partial t}(0, t) - \Omega(t) \right). \quad (1.6)$$

Волновое уравнение можно упростить, сделав некоторые допущения. Так, поскольку наибольшее количество энергии рассеивается в месте контакта долота с горной породой на забое, можно пренебречь затуханием колебаний вдоль колонны. Данное допущение упрощает уравнение до одномерного (1.7):

$$\begin{cases} \frac{\partial^2\Phi}{\partial\xi^2}(\xi, t) = p^2 \frac{\partial^2\Phi}{\partial t^2}(\xi, t) \\ \xi \in (0, L) \end{cases} \quad (1.7)$$

Здесь произведена следующая подстановка:

$$p^2 = \frac{1}{JG}$$

Из уравнения (1.7) с учетом краевых условий (1.5) и (1.6) можно получить дифференциальное уравнение (1.8), описывающее поведение БК в процессе бурения:

$$\begin{aligned} \ddot{\Phi}_b(t) - \Upsilon \ddot{\Phi}_b(t - 2\Gamma) = -\Psi \dot{\Phi}_b(t) - \Upsilon \Psi \dot{\Phi}_b(t - 2\Gamma) - \frac{1}{I_B} T(\dot{\Phi}_b(t)) + \frac{1}{I_B} - \\ - \frac{1}{I_B} T(\dot{\Phi}_b(t)) + \frac{1}{I_B} \Upsilon T(\dot{\Phi}_b(t - 2\Gamma)) + \Pi \Omega(t - \Gamma), \end{aligned} \quad (1.8)$$

где $\dot{\Phi}_b$ – скорость вращения на забое, м/с.

Произведены следующие подстановки [131]:

$$\Pi = \frac{2\Psi c_a}{c_a + \sqrt{IGJ}}, \Upsilon = \frac{c_a - \sqrt{IGJ}}{c_a + \sqrt{IGJ}}, \Psi = \frac{\sqrt{IGJ}}{I_B}, \Gamma = \sqrt{\frac{IL^2}{GJ}}.$$

Предполагается, что потеря устойчивости КНБК, приводящая к стик-слип эффекту, возникает из модели трения, которая описывает взаимодействие долота с горной породой. Для моделирования трения долота с породой применяются различные математические модели. Подробное рассмотрение данных моделей взаимодействия не входит в задачи данной работы, поэтому будет приведена наиболее распространенная модель для функции момента сил трения на долоте – комбинация модели сухого трения с моделью Карноппа (1.9) [62, 82]:

$$T_{fb}(\dot{\Phi}_b(t)) = \begin{cases} T_{eb}, \text{ если } \begin{cases} |\dot{\Phi}_b(t)| < D_v \\ |T_{eb}| \leq T_{sb} \end{cases} \text{ (простой)} \\ T_{sb} \text{sgn}(T_{eb}), \text{ если } \begin{cases} |\dot{\Phi}_b(t)| < D_v \\ |T_{eb}| > T_{sb} \end{cases} \text{ (переход к проскальзыванию)}, \\ T_{cb} \text{sgn}(\dot{\Phi}_b(t)), \text{ если } |\dot{\Phi}_b(t)| \geq D_v \text{ (проскальзывание)} \end{cases} \quad (1.9)$$

где $D_v > 0$ – окрестность $\dot{\Phi}_b(t) = 0$, T_{eb} – прилагаемый момент (должен преодолевать сопротивление момента сил статического трения T_{sb} , чтобы сдвинуть долото), Н·м; sgn – кусочно-постоянная функция действительного аргумента; T_{cb} – момент сил трения Кулона, Н·м; T_{fb} – искомый момент сил трения, Н·м.

T_{eb} находится по формуле (1.10):

$$T_{eb} = c(\dot{\Phi}_r - \dot{\Phi}_b) + k(\Phi_r - \Phi_b) - c_b \dot{\Phi}_b. \quad (1.10)$$

Кратко опишем модели латеральной вибрации. Наиболее ранние модели рассматривают резец долота под воздействием трех сил: нормальной силы реакции, силы сопротивления и боковой силы сопротивления, однако данные модели устарели с появлением новых образцов долот *PDC*, имеющих режущие поверхности с фаской [77]. Фаска была введена во избежание сколов технических алмазов при бурении в крепких породах. На фаске действуют два разных механизма в зависимости от величины углубления инденторов. Если глубина больше, чем высота фаски, шлам оказывается

заключен между режущей поверхностью долота и неразрушенной горной породой, и таким образом возникают дополнительные сложно регистрируемые силы, воздействующие на долото. Однако если глубина внедрения долота меньше, чем высота фаски, то фаска начинает выполнять функцию режущей поверхности с большим углом наклона, и силы на фаске будут представлять силы на режущей поверхности. Эффективный угол наклона находится в таких случаях сложением значений. Например, угол фаски 45° и угол наклона 15° , расчетный угол наклона для малой глубины внедрения индентора составляет 60° .

Более современные математические модели воздействия латеральных вибраций представляют расчеты динамики БК и КНБК с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [72]. Далее приведен материал, на котором основывается модальный анализ латеральных вибраций колонны. В расчетах известна собственная частота колебаний БК. На практике данную величину можно найти с помощью гармонического анализа покоящейся колонны.

Рассмотрим вал пренебрежимо малой массы, несущий ротор, где точка G является центром тяжести вала. Когда вал неподвижен, осевая линия подшипника и ось скважины совпадают. В случае, когда вал вращается с постоянной циклической скоростью ω , центробежная сила (1.11), действующая радиально наружу через G , вызывающая при этом отклонение вала, задается следующим образом:

$$F_c = m\omega^2(y + e), \quad (1.11)$$

где m – масса ротора, кг; e – первоначальный эксцентриситет центра тяжести ротора при условии нахождения вала в состоянии покоя, м; y – добавочное отклонение центра тяжести ротора, вызванное вращением вала, м.

Упругие свойства вала принимаются как описываемые моделью пружины, отсюда сила сопротивления отклонению $f = ky$.

Тогда при достижении равновесия системой, выражение (1.11) примет следующий вид (1.12):

$$m\omega^2(y + e) = ky, \text{ откуда } y = \frac{\omega^2 e}{\frac{k}{m} - \omega^2}. \quad (1.12)$$

Зная, что циклическая частота равна $\omega_n^2 = \frac{k}{m}$, при подстановке получим (1.13):

$$y = \frac{\omega^2 e}{\omega_n^2 - \omega^2},$$

$$y = \frac{e}{\frac{\omega_n^2}{\omega^2} - 1}. \quad (1.13)$$

Стоит отметить, что в данном случае рассматривается только положительное значение y . Если значение примет отрицательную форму, механизм отклонения останется прежним, а изменится лишь направление.

Введем новую переменную, обозначающую естественное отклонение покоящейся колонны за счет собственной массы (1.14):

$$\delta = \frac{mg}{k}. \quad (1.14)$$

Тогда критическая скорость (1.15), при которой отклонение стремится к бесконечности, выражается следующим образом:

$$\omega_n = \omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{\delta}}. \quad (1.15)$$

Переведем полученное выражение для скорости вращения в количество вращений в секунду (1.16):

$$2\pi N_c = \sqrt{\frac{g}{\delta}}, \quad (1.16)$$

откуда критическая частота выражается как (1.17):

$$N_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta}} \approx \frac{0,4985}{\sqrt{\delta}}, \quad (1.17)$$

где N_c – критическая частота вращения ротора, об/с. Также, расчет отклонения может производиться и по формуле (1.13).

Рассмотрим выражения, выведенные для условий наклонно направленного бурения, которые представлены ниже [72].

Собственная частота продольной вибрации УБТ $f_1 = \frac{4212}{L_{dc}} \frac{1}{c}$; собственная частота торсионной вибрации $f_2 = \frac{2662}{L_{dc}} \frac{1}{c}$, где L_{dc} – длина УБТ в метрах. Для предотвращения вибрации при использовании трехшарошечных долот достаточно поддерживать частоту вращения, меньшую f_1 , либо большую f_2 . Наиболее подходящим значением является значение ниже наименьшей критической. При вычислении частоты вынужденных колебаний шарошечных долот также необходимо учитывать, что она в среднем втрое превышает скорость на роторе.

Перейдем к рассмотрению моделирования осевого типа вибраций.

Модель Вика описывает перемещающуюся вдоль оси скважины БК как одномерное конечное жесткое тело, точнее, как систему жестких цилиндрических сегментов, скрепленных пружинами, назначение которых является – приближение осевой гибкости БК. Константы пружин рассчитываются на основе геометрии (сечения и длины) и свойств материала с применением теории упругости, для корректного отображения продольной жесткости колонны. В любой момент времени действующие на пружины силы рассчитываются на основе вышеупомянутых постоянных и отклонений в относительном положении смежных сегментов относительно контрольной недеформированной длины. Константы пружин, отображающие аксиальную жесткость между соседними i и $i+1$ сегментами (1.18), находятся следующим образом:

$${}_{ext}^i K = \frac{1}{\frac{{}_0^i L}{{}_2^i E_0^i A} + \frac{{}_0^{i+1} L}{{}_2^{i+1} E_0^{i+1} A}}, \quad (1.18)$$

где K_{ext} – жесткость на растяжение между двумя соседними сегментами, Н/м; L – длина сегмента, м; A – площадь поперечного сечения сегмента, м²; E – модуль Юнга, Па.

В любой момент времени линейное движение сегмента следует классическим законам динамики Ньютона. Силы, действующие на каждый сегмент, включают в себя внутренние силы (происходящие от пружин,

удерживающих сегменты вместе), а также силы, обусловленные вязкостным и механическим трением БР и БК со стенкой скважины. В модели применяется кулоновское (сухое) трение со статическими и динамическими коэффициентами для стационарных и подвижных сегментов БК. Влияние БР учитывается через плавучесть (влияющую на силу контакта между БК и горной породой) и силу сопротивления, линейно пропорциональную осевой скорости. Ключевыми входными данными для одномерной модели являются боковые силы (ограниченные стенками скважины), и гравитационная нагрузка. Во избежание использования сложных вычислительных алгоритмов моделей гидродинамики, Вискс использует упрощенную модель БР. Данная итерационная модель приближает линейное сопротивление из-за наличия жидкости внутри БК и в затрубном пространстве.

В целях понимания того, как осевая вибрация может уменьшить трение, предположим, что нагрузки постоянны. Значения предварительно вычисляются с использованием модели жестких струн, основанной на трехмерной конечно-элементной формулировке [51]. В модели предполагается, что колонна выполнена из балочных элементов, состоящих из упругого материала. За исключением стандартной формулировки балочного элемента Эйлера, включена нелинейность матрицы геометрической жесткости, которая представляет влияние сжатия/растяжения на жесткость при изгибе, и может обеспечить лучший прогноз деформации колонны.

Трехмерная траектория скважины строится на основе данных телеметрии. Стенка скважины моделируется как упругая граница с использованием модифицированной контактной формулировки Герца, которая учитывает полуэллипсоидальную геометрию БК [12, 61]. Что дает возможность учитывать силу, нормальную по отношению к стенке скважины, величина которой является функцией мгновенной глубины взаимодействия между колонной и стенкой скважины. Глубина взаимодействия выступает как геометрическая мера того, как далеко может проникнуть колонна в стенку

открытого ствола скважины, сложенного горной породой. В данном случае, оба объекта рассматриваются как идеально жесткие. Эквивалентное представление комбинированной жесткости основано на модели из двух последовательно соединенных пружин, одна из которых представляет величину линейной жесткости поперечного сечения тела на изгиб, а вторая – эффективную нелинейную жесткость контактирующих цилиндрических тел (БК-скважина).

Существуют отдельные комбинированные модели, рассматривающие торсионную и осевую вибрации совместно [63]. Так, одна из таких упрощенных моделей использует следующие формулы для описания поведения БК (1.19):

$$\begin{cases} J\ddot{\phi} + k_T(\phi - \phi_{rt}) + c_v\dot{\phi} = -TOB \\ (J_{rt} + n^2J_m)\ddot{\phi}_{rt} + k_T(-\phi + \phi_{rt}) + c_{rt}\dot{\phi}_{rt} - nT_m = 0, \\ m_a\ddot{x} + c_a\dot{x} + k_ax = -WOB + m_ag - F_h \end{cases} \quad (1.19)$$

где первые два уравнения системы управляют торсионными вибрациями, рассматривая два крайних случая на забое и на столе бурового ротора, третье – осевыми. WOB – нагрузка на долото, Н; TOB – момент на долоте, Н·м; ϕ и ϕ_{rt} – угловые смещения долота и стола бурового ротора, м; J , J_{rt} , J_m – моменты инерции БК, стола ротора и двигателя, кг·м²; k_T – эффективная жесткость БК на кручение, Н/м; c_{rt} – затухание вращательного движения; c_v – эффективное затухание из-за движения жидкости вокруг БК; n – передаточное отношение; T_m – момент силы на валу двигателя, приводящем в движение стол ротора, Н·м. В уравнении осевого движения x – осевая деформация долота; m_a – эффективная осевая масса БК, кг; k_a – эффективная осевая жесткость БК, Н/м; c_a – затухание осевых колебаний, ед.; g – ускорение свободного падения, Н/кг; F_h – нагрузка на крюке, Н.

Нагрузка на крюке находится как:

$$F_h = m_ag - F_0, \quad (1.20)$$

где F_0 – нагрузка на долото, Н.

В модели, нагрузка на долото выражается как $WOB = \begin{cases} k_c(x-s) & \text{при } x \geq s \\ 0 & \text{иначе} \end{cases}$, где k_c – жесткость горной породы в месте контакта, Н/м; s – уровень поверхности горной породы, находящийся как $s = s_0 f(\phi)$ [110]. Присутствующая в формуле уровня поверхности функция $f(\phi)$ выбирается при составлении модели отдельно (обычно, является периодической).

Момент на долоте выражается как $TOB = (WOB)r_b(\mu(\dot{\phi}) + \xi \sqrt{\frac{\delta_c}{r_b}})$, где r_b – радиус долота, м; δ_c – величина углубления за один поворот, м, находящаяся как $\delta_c = \frac{2\pi ROP}{\omega_d}$, где ROP – средняя скорость проходки, м/с; ω_d – средняя скорость вращения долота, м/с.

Средняя скорость проходки находится как $ROP = c_1 F_0 \sqrt{\omega_d} + c_2$.

Функция угловой скорости μ и параметры ξ , c_1 и c_2 характеризуют процесс трения и разрушения породы на долоте. Эксперименты показали, что момент сил трения μ как функция нелинеен [107]. В модели Йигита и Христофору была выбрана следующая непрерывная функция (1.21) [115]:

$$\mu(\dot{\phi}) = \mu_0 \left(\tanh \dot{\phi} + \frac{\alpha \dot{\phi}}{(1 + \beta \dot{\phi}^{2\gamma})} + v \dot{\phi} \right), \quad (1.21)$$

где μ_0 , α , β , γ и v – параметры модели трения, которые могут быть изменены, в целях математического повторения поведения долота.

В условиях большого значения g пропорционально увеличивается нагрузка на долото, следовательно, осевая нагрузка, необходимая для разрушения породы, меньше рассчитываемой, без учета g .

Вибрация, как осевая, так и латеральная, повреждает и долота *PDC*. Как было указано ранее, модели, разработанные для симуляции вибраций на забое, обладают узкими границами применимости. В частности, конструкция скважины играет значительную роль в определении характера движения КНБК. Так, во время тестов долота *PDC* в Северном море участок $\varnothing 215,9$ мм КНБК проходил в $\varnothing 310$ мм стволе. Вибрация высокой частоты (>100 Гц) была зафиксирована в данном промежутке, поскольку КНБК не стабилизировалась и осуществляла прецессию. Когда стабилизатор оказался

в $\varnothing 215,9$ мм стволе, вибрация снизилась до 2 Гц [99]. В связи с этим необходимо выработать новый метод оценки нагруженности КНБК, который позволит учесть виброускорения и определить необходимое значение осевой нагрузки. Помимо улучшения общей надежности компонентов КНБК это также позволит увеличить срок службы элементов РУС и блоков телеметрии [52].

На сегодняшний день в КНБК присутствует телеметрическая система, в которой расположены датчики, позволяющие контролировать в режиме реального времени виброускорение на долото.

Требуется создать технологию мониторинга и прогнозирования динамической составляющей нагрузки на долото. В результате решения данной задачи можно будет продлить ресурс долот PDC на уровень 1 долото – 1 скважина.

1.9 Выводы по Главе 1

По результатам теоретических исследований технологических и технических решений в области контроля и управления режимными параметрами вращательного способа бурения, определено, что применяемые методы и методики эксплуатации устьевого оборудования, забойных телеметрических систем и элементов КНБК не учитывают динамическую составляющую нагрузки на долото.

Однако, проведенный анализ результатов исследований динамики работы инструмента при разных способах вращательного бурения показал, что, в следствие вращения инструмента и контакта долота с горной породой происходят периодические неконтролируемые биения (вибрации) КНБК и БК. Вибрации представлены осевыми, боковыми и крутильными (торсионными) биениями и возникают в результате несоответствия режимных параметров бурения, т.е. превышения осевой нагрузки, приводящей к потере устойчивости инструмента, заклинивания вооружения долота *PDC* в горной породе и др.

Существующие системы автоматического контроля и управления процессом бурения позволяют решить вопрос компенсации критического виброускорения и колебаний КНБК. Для снижения «шоковых» колебаний, регистрируемых забойными датчиками телеметрической системы *MWD* и стабилизации бурильного инструмента, производится изменение частоты вращения верхнего привода или нагрузки на долото. При этом, четкого определения динамической составляющей фактической нагрузки на долото *PDC* во время ударов о забой и стенки скважины не существует.

Эмпирические зависимости, определяющие технико-технологические параметры бурения скважин на сегодняшний день не сформированы в единую базу данных (*Big Data*). Причиной является отсутствие корреляционных алгоритмов, позволяющих связать статическую и динамическую составляющие нагрузки на долото. В частности, это касается динамических систем «БК-долото *PDC*».

Недостаточный контроль процесса бурения обусловил необходимость разработки технологии мониторинга виброускорений КНБК путем прогнозирования эффективной нагрузки на долото с учетом ее динамической составляющей.

ГЛАВА 2 МЕТОДЫ И МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ НАГРУЗКИ НА ДОЛОТО *PDC* В ПРОЦЕССЕ БУРЕНИЯ СКВАЖИН

2.1 Материалы и оборудование для проведения экспериментальных исследований продольных и поперечных деформаций горных пород

Для исследования использовались следующие образцы горных пород:

- терригенные – алеврит (рисунок 2.1 (а)), песчаник (рисунок 2.1 (б)) и песчаник алевритистый (рисунок 2.1 (в));
- биогенные – известняк (рисунок 2.1 (г));
- метаморфические и магматические – гранит (рисунок 2.1 (д)), кварц (рисунок 2.1 (е)) и глинистый сланец (рисунок 2.1 (ж)).

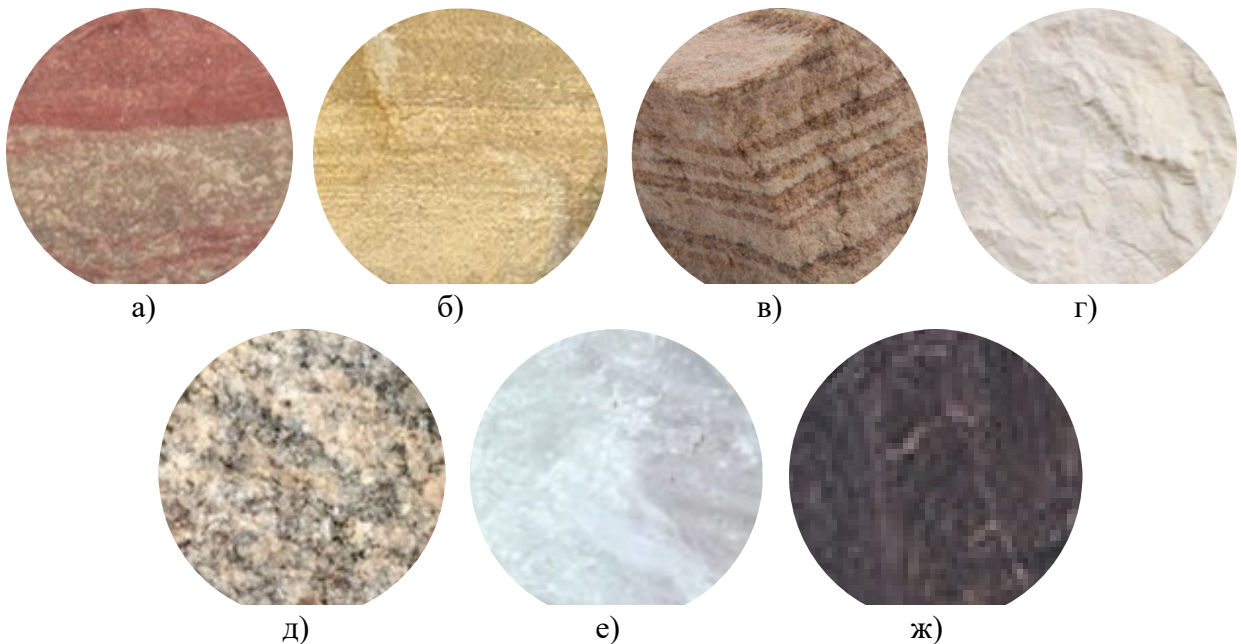


Рисунок 2.1 – Образцы горных пород для прочностного исследования

В качестве установки для проведения экспериментальных исследований используется сервогидравлическая установка трехосного – объемного сжатия (рисунок 2.2) *MTS* 815. В таблице 2.1 представлены технические характеристики установки.

Рисунок 2.2 – Испытательная установка *MTS 815*Таблица 2.1 – Технические характеристики испытательной установки *MTS 815*

Параметр	Значение
Силовая рама <i>MTS</i>	315.04
Нагрузка при сжатии, кН	4600
Нагрузка при растяжении, кН	2300
Жесткость рамы, Н/м	$10,5 \times 10^9$
Ход гидроцилиндра, мм	100
Максимальная сила сдвига, кН	250
Размеры контейнера ($l \times b \times h$), мм	159 x 127 x 280
Диаметр образца, мм	до 54; 100
Объемное давление, МПа	80; 140
Поровое давление, МПа	80; 140
Диапазон рабочих температур	от -23 °С до +200 °С

2.2 Разработка алгоритмов связи осевой и боковой вибрации в процессе бурения

Для перехода к этапу формирования математической модели на основе построения численных экспериментов была сформулирована следующая гипотеза:

при приложении критической осевой нагрузки на бурильную колонну, находящуюся в скважине, определенного диаметра и длины, может возникать потеря ее устойчивости, приводящая к продольному или спиральному изгибу.

Потеря устойчивости и изменение пространственной формы БК обусловлено как превышением статической нагрузки на долото над осевой жесткостью стержня, так и динамической составляющей, образующейся в результате крутильных колебаний КНБК и воздействия осевых и латеральных вибраций в следствие разрушения горной породы ПРИ.

Ударный импульс инструмента характеризуется виброускорением и перемещением (глубиной проникновения-резания) зубца долота в горную породу.

Для расчета упруго-деформируемого стержня в работе рассматриваются осевые колебания, возникающие в КНБК, считая колонну пружиной [93, 101, 102, 111].

В каждый момент времени осевая деформация колонны вызывается некой результирующей силой, которой сопротивляется упругость пружины (2.1):

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = 0. \quad (2.1)$$

Однако нужно также учитывать диссипативные силы, которые способствуют затуханию колебаний, например, силы трения [62, 63] Объединим их в общий член сил сопротивления, пропорциональный первой производной перемещения (2.2) и (2.3):

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx + r \frac{dx}{dt} = 0; \quad (2.2)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k}{m}x + \frac{r}{m} \frac{dx}{dt} = 0. \quad (2.3)$$

Обозначим $\frac{k}{m}$ как ω^2 , а $\frac{r}{m}$ – как 2β , где ω – круговая частота гармонических колебаний, а β – коэффициент затухания.

Зная, что общее решение уравнений затухающих колебаний может быть представлено с помощью комбинации гармонических колебаний и экспоненциального члена (2.4):

$$x = e^{-\beta t} f(t). \quad (2.4)$$

Используем производные этой функции для упрощения дифференциального уравнения, (2.5):

$$\frac{d^2 f(t)}{dt^2} + (\omega^2 - \beta^2)f(t) = 0. \quad (2.5)$$

Поскольку на практике наблюдаются колебания бурильной колонны, можно утверждать, что квадрат циклической частоты превышает по значению квадрат коэффициента затухания.

Заменив $\omega^2 - \beta^2$ на исправленную циклическую частоту ω_1^2 , получим уравнение гармонических колебаний. Известно, что его решение (2.6):

$$f(t) = A \sin(\omega_1 t + \varphi). \quad (2.6)$$

Откуда из уравнения (2.4) и (2.6) получим (2.7):

$$x = A e^{-\beta t} \sin(\omega_1 t + \varphi), \quad (2.7)$$

Объединив (2.5), (2.6) и (2.7) получим (2.8):

$$g_{\text{эфф}} = \frac{d^2 x}{dt^2} = -A \beta e^{-\beta t} [(\omega_1^2 - \beta^2) \sin(\omega_1 t + \varphi) + 2\omega_1 \beta \cos(\omega_1 t + \varphi)]. \quad (2.8)$$

Задаются граничные условия.

Колебания генерируются при ударе долота о забой. Помимо нахождения в поле силы тяжести, долото также подвергается воздействию сил сопротивления забоя внедрению индентора. Воспользовавшись энергетическим критерием прочности, найдем энергию, сохраненную после удара (2.9):

$$E = E_0 + E_{\text{в}} - E_{\text{разруш}}, \quad (2.9)$$

Эта энергия сообщает долоту движение вверх (2.10) и (2.11):

$$\frac{d^2 x}{dt^2}(0) = g + \frac{F}{m}, \quad (2.10)$$

$$\frac{dx}{dt}(0) = \sqrt{\frac{2E}{m}}, \quad (2.11)$$

Полученное уравнение описывает одну волну, распространяющуюся от забоя по КНБК. Полное состояние описывается суммой волн, сдвинутых на

$$\frac{T \cdot c}{L_{\text{КНБК}}}.$$

Методология разработки алгоритма включает в себя следующие этапы:

1. Задаются высота индентора долота h , коэффициент затухания, который объединяет в себя действие диссипативных сил и управляет скоростью затухания колебаний, модуль упругости колонны, внешний и внутренний диаметры колонны, ее масса, длина КНБК и частота генерируемых на забое ударов.
2. Начальные условия полагаются следующими: колонна опущена на забой, происходит разрушение породы и одновременная генерация первой волны, которая вносит следующий вклад в эффективное ускорение свободного падения, действующее на колонну, уравнение (2.8).
3. Для времени в заданном диапазоне производится расчет генерации новых волн. Новые волны могут генерироваться двумя способами:
 - 3.1. волна, распространяясь со скоростью звука в стали, достигает вершины КНБК. Происходит отражение волны, которое можно представить как моментальное гашение падающей волны с генерацией вторичной отраженной в обратном направлении.
 - 3.2. колонна вновь опускается на забой, генерируя волну при появлении контакта индентора с породой забоя.
4. Строится на заданном времени график суммарного воздействия волн с учетом их затухания, декремент которого можно выразить как $\lambda = \beta T$,

где T – период, причем $T = \frac{2\pi}{\omega_1}$, и $\omega_1 = \sqrt{\omega^2 - \beta^2} = \sqrt{\frac{k}{m} - \beta^2} =$

$$\sqrt{\frac{E\pi(d_H^2 - d_{BH}^2)}{4m} - \beta^2}.$$

При этом необходимо учитывать, что создаваемая колебаниями дополнительная эффективная нагрузка, выражаемая как дополнительное эффективное ускорение свободного падения, может быть использована для ускорения разрушения породы. В связи с этим представляется необходимым разработать алгоритм, который позволил бы установить зависимость осевой нагрузки и скорости вращения, достаточных для разрушения той или иной

породы, чтобы оптимизировать процесс бурения с использованием осевых вибраций.

Это возможно сделать с помощью энергетического критерия прочности. Использование энергетического критерия представляется наиболее удобным, потому что оно позволяет в полной мере отобразить кинетическую энергию приходящего в контакт с забоем ПРИ и позволяет учесть совокупно и осевое, и вращательное движения долота.

Пусть известны прочность породы на трехосное сжатие σ и ее коэффициент Пуассона μ .

Будем представлять график в координатах $\omega - g$, где g отображает эффективное ускорение свободного падения, то есть линейный коэффициент, связывающий осевую нагрузку в данный момент времени и массу создающей его колонны.

Рассчитаем сообщенную колонной энергию. Ее можно выразить как состоящую из двух членов, выраженных в напряжениях – осевого σ_1 и перпендикулярного ему бокового, вызванного вращением ПРИ: σ_3 .

Пусть вся энергия переходит в энергию формоизменения. Тогда можно будет применить энергетический критерий прочности для определения нужных для разрушения комбинаций угловой скорости и эффективного ускорения свободного падения (2.12):

$$\sigma_1 = \frac{E_0}{A_k} = \frac{mg}{A_k}, \quad (2.12)$$

где m – масса КНБК, кг; A_k – пропорциональная площади индентора площадь контакта, м².

При этом, вращательная энергия равна (2.13):

$$E_B = \frac{\omega^2 I}{2}, \quad (2.13)$$

где ω – частота вращения, рад/с; I – момент инерции колонны КНБК, кг · м². Момент инерции колонны КНБК определится как момент инерции цилиндра (2.14):

$$\begin{cases} I = \int R^2 dm \\ I = \frac{mR^2}{2} \end{cases}, \quad (2.14)$$

где R – радиус КНБК, м.

Боковое напряжение выражается следующим образом (2.15):

$$\sigma_3 = \frac{E_{\text{в}}}{\Delta h \cdot A_k} = \frac{(2\pi \cdot \omega)^2 m R^2}{4 \Delta h \cdot A_k}, \quad (2.15)$$

где Δh – глубина резания при разрушении породы, м.

Тогда общее напряжение, сравниваемое с прочностью на сжатие, будет равно (2.16):

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}. \quad (2.16)$$

Воспользовавшись условием разрушения породы $\sigma \geq \sigma_{\text{сж}}$, возможно рассчитать минимальную нужную для разрушения породы величину ускорения свободного падения для любого значения круговой скорости, что позволит использовать осевые колебания для оптимизации процесса бурения.

При точном выдерживании угловой скорости и эффективного ускорения свободного падения энергия будет в наибольшей степени затрачиваться на разрушение породы, а при превышении – появится значительный избыток энергии, ведущий к образованию дополнительных излишних колебаний.

2.3 Выводы по Главе 2

Во второй главе представлена разработка методов и методологии исследования динамической составляющей нагрузки на долото *PDC* в процессе бурения скважин.

С целью определения ударно-вращательного импульса КНБК проведены экспериментальные исследования по установлению диапазона продольных и поперечных деформаций горных пород с разными петрофизическими и физико-механическими свойствами.

Для исследования деформации применялись терригенные породы с твердостью от 60 до 170 МПа и другие типы пород по литолого-

стратиграфическому разрезу Среднего Приобья и Севера Тюменской области.

Разный тип керна выбирался для последующего прогнозирования ударно-вращательного импульса КНБК по всему интервалу бурящейся скважины.

Представлена методология построения алгоритма связи осевой и боковой вибрации в процессе бурения. Первая часть алгоритма основана на расчете изменения НДС БК, потери ее устойчивости за счет превышения статической нагрузки на долото *PDC* над осевой жесткостью стержня, так и динамической ее составляющей, образующейся в результате крутильных колебаний КНБК и воздействия осевых и латеральных вибраций вследствие разрушения горной породы долотом *PDC*. При этом, возникающий от приложения избыточной осевой нагрузки ударно-вращательный импульс КНБК характеризуется виброускорением, глубиной проникновения резца долота в горную породу и ее резания (скола).

Вторая часть алгоритма включает расчет минимально необходимого для разрушения породы виброускорения для любого значения частоты вращения долота *PDC*. Определенный диапазон минимального виброускорения позволит использовать осевые колебания для повышения механической скорости проходки, при этом энергия будет в наибольшей степени затрачиваться на разрушение породы, а при превышении – появится значительный избыток энергии, ведущий к образованию дополнительных излишних колебаний. В качестве основы для разработки математической модели, позволяющей рассчитать энергоэффективную нагрузку с учетом ударной составляющей КНБК и деформации горных пород предлагается использовать гипотезу малости деформации, четвертую теорию прочности и теорию Пальмгрена-Майнера. Энергоэффективность разрушения породы долотом *PDC* достигается, когда значение механической удельной энергии (*MSE*) приближается к значению предела прочности на ее одноосное сжатие.

ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И АНАЛИЗ РАЗРАБОТАННЫХ АЛГОРИТМОВ

3.1 Результаты экспериментальных исследований продольной и поперечной деформации образцов горных пород

На рисунках 3.1-3.3 приведены результаты исследований продольной и поперечной деформации образцов пород. Сводная таблица с данными по породам представлена в таблице 3.1.

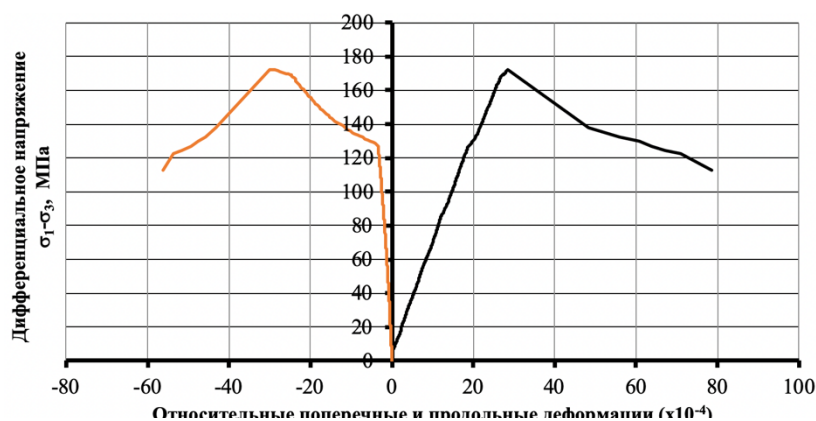


Рисунок 3.1 – Физико-механические свойства песчаника-алевритистого

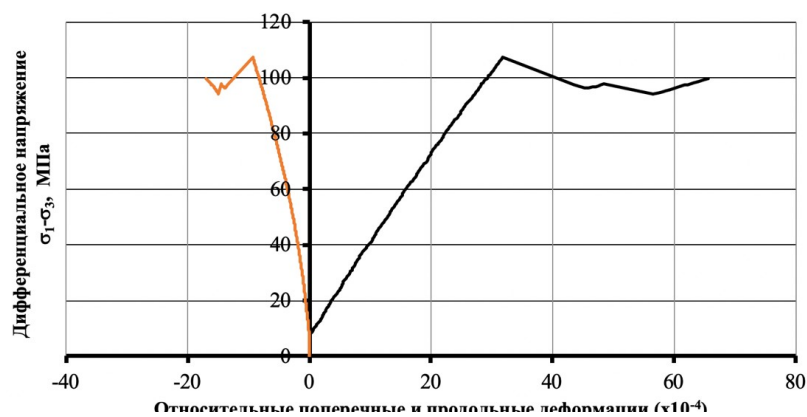


Рисунок 3.2 – Физико-механические свойства алевролита

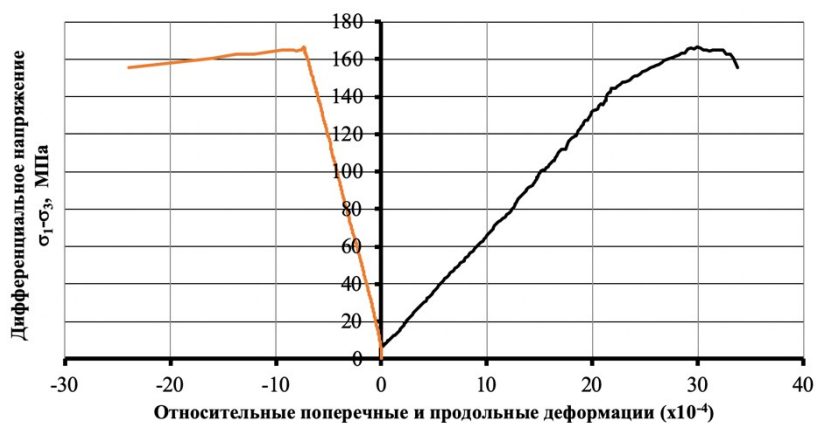


Рисунок 3.3 – Физико-механические свойства гранита

Таблица 3.1 – Прочностные характеристики горных пород

Наименование породы	Коэффициент Пуассона	Твердость, МПа
Глинистый сланец	0,11	20
Известняк	0,32	50
Алевролит	0,35	107
Гранит	0,27	166
Песчаник алевритистый	0,28	172
Кварц	0,15	216

Из таблицы 1 видно, что для песчаника-алевритистого продольная деформация составляет от 0,28 мм до 0,79 мм и для алевролита – от 0,33 мм до 0,65 мм. Данные показатели деформации горных пород принимаются в качестве параметра – глубины резания при разрушении породы в ходе составления программных алгоритмов.

Глубина проникновения индентора *PDC*-долота, основываясь на гипотезе о малости деформаций, может составлять от 0,2-0,4 мм [59]. Расчетные значения данного параметра для формирования математической модели будут представлены в главе 4 диссертационной работы.

3.2 Моделирование динамики косоугольного удара для определения глубины резания при разрушении горной породы

При бурении долотами *PDC* происходит режуще-скалывающее разрушение породы. Так как угол наклона *PDC*-вставки имеет некоторый наклон к поверхности горной породы происходит косоугольный удар с плоскостью контакта.

Рассмотрим динамическую составляющую удара при бурении породы долотами *PDC*. Ударной силой, действующей на резец, будет импульс S . Скорость центра масс КНБК v вначале удара направлена под углом к горной породе и может быть представлена в виде линейной скорости v_x и осевой скорости в момент удара v_y (рисунок 3.4) и математически описывается системой уравнений (3.1).

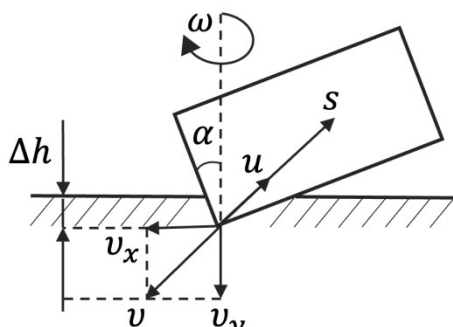


Рисунок 3.4 – Схема косого удара PDC-вставки, где α – угол наклона индентора долота, град.; u – скорость отраженной механической волны, м/с; S – импульс при ударе, Н · с

$$\begin{cases} v_x = \omega R \\ v_y = \sqrt{2gh} \\ v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \end{cases} \quad (3.1)$$

Глубина резания долота *PDC* является прямым указанием на его агрессивность. Чем больше глубина резания, тем агрессивнее долото взаимодействует с породой и тем выше потенциальная скорость проходки. Однако, с другой стороны, высокая глубина резания приводит к высокому реактивному крутящему моменту и может вызвать стик-слип эффект, повышенные виброускорения и последующую потерю управления инструментом во время бурения слайдированием. Для предотвращения возникновения крутильных вибраций долота *PDC* снабжены ограничителями глубины резания.

Глубина резания для определения вращающей энергии берется из соображений проходки на один оборот долота (3.2). При глубине резания менее 2 мм порода разрушается пластически, при достижении глубины резания более 3 мм, происходит хрупкое разрушение породы.

$$\Delta h = \frac{v}{\omega}, \quad (3.2)$$

где v – механическая скорость проходки, м/с.

Ударный импульс при этом можно определить исходя из коэффициента отражения механических волн и представить в виде (3.3):

$$\begin{cases} S = mvk_0 \\ u = vk_0' \end{cases} \quad (3.3)$$

где k_0 – коэффициент отражения механических волн, ед.

При этом коэффициент отражения механических волн (3.4) зависит от упругих свойств и импеданса материала инструмента и горной породы:

$$k_0 = \frac{I_M - I_{ГП}}{I_M + I_{ГП}}, \quad (3.4)$$

где $I_M, I_{ГП}$ – импеданс материала и горной породы соответственно, кг·с/м².

Ударный импульс (3.5), исходя из подстановки формул (3.1 и 3.4) в (3.3), рассчитывается как:

$$S = m \cdot \sqrt{\left(\omega \frac{D}{4}\right)^2 + 2g\Delta h} \cdot \frac{\rho_{ст} \sqrt{\frac{E_{ст}}{\rho_{ст}}} - \rho_{ГП} \sqrt{\frac{E_{ГП}}{\rho_{ГП}}}}{\rho_{ст} \sqrt{\frac{E_{ст}}{\rho_{ст}}} + \rho_{ГП} \sqrt{\frac{E_{ГП}}{\rho_{ГП}}}}. \quad (3.5)$$

Для уточнения времени удара необходимо учесть упругое распространение волн в инструменте и породе. Отскок долота будет зависеть от коэффициента относительных упругих свойств материалов $c_{ж}$ (безразмерный коэффициент) (3.6), выражаемый следующей формулой:

$$c_{ж} = \frac{\sqrt{\frac{E_{ст}}{\rho_{ст}}}}{\sqrt{\frac{E_{ГП}}{\rho_{ГП}}}}, \quad (3.6)$$

где $E_{ст}, E_{ГП}$ – модуль Юнга стали и горной породы, Па; $\rho_{ст}, \rho_{ГП}$ – плотность стали и горной породы соответственно, кг/м³.

Время удара t , с (3.7) определяется следующим выражением:

$$t = \frac{\Delta h \cdot c_{ж}}{v}. \quad (3.7)$$

Соответственно, средняя величина ударной реакции N , Н, (3.8) вычисляется следующим образом:

$$N = \frac{S}{t}. \quad (3.8)$$

3.3 Методика оценки ударной нагрузки КНБК

Количественно оценить эффективность разрушения горной породы в процессе бурения достаточно проблематично, поскольку невозможно точно определить эффективное соотношение прикладываемых осевых и

поперечных сил. В лабораторных исследованиях [64] получено, что соотношение осевой и вращающей силы воздействия составляет порядка 83 %, а оптимальный угол нагрузки составил 50 градусов от вертикали. Однако данные эксперименты брали в расчет единичный вставку PDC-долота. Для описания системы в целом предлагается ввести коэффициент разгрузочной способности КНБК k . Данный коэффициент (3.9) определится как отношение осевой энергии E_o к вращающей E_B :

$$k = \frac{E_o}{E_B}. \quad (3.9)$$

Данные типы энергий можно определить в соответствии со следующей системой уравнений (3.10):

$$\begin{cases} E_o = F \cdot \Delta h; \\ E_B = 2\pi \cdot n \cdot M_d \cdot \Delta h = 2\pi \cdot \frac{\omega}{v} \cdot M \cdot \mu_d \cdot e^{-\mu\gamma} \cdot \Delta h; \\ k = \frac{F}{2\pi \cdot \frac{\omega}{v} \cdot M \cdot \mu_d \cdot e^{-\mu\gamma}}, \end{cases} \quad (3.10)$$

где n – число оборотов, ед.; M_d – крутящий момент на долоте, Н · м; M – крутящий момент на роторе, Н · м; μ_d – коэффициент трения долота о горную породу; μ – коэффициент трения КНБК о стенки скважин; γ – зенитный угол, рад.

Используем коэффициент разгрузочной способности для вывода соотношения стрессовых напряжений. Исходя из четвертой теории, прочности осевая и вращающая энергия формируют соответствующий тензор напряжений (3.11) σ_1 и σ_3 :

$$\begin{cases} E_o = k \cdot E_B; \\ \sigma_1 = k\sigma_3; \\ \sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}. \end{cases} \quad (3.11)$$

Отсюда следует поправочный коэффициент β (3.12), который можно представить из коэффициента k :

$$\begin{cases} \sigma^2 = 2\sigma_1^2 \left(1 + \frac{1}{k} + \frac{1}{k^2}\right); \\ \beta = 1 + \frac{1}{k} + \frac{1}{k^2}. \end{cases} \quad (3.12)$$

Тогда эффективную нагрузку можно выразить через поправочный коэффициент β (3.12) следующим образом (3.13):

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{\sigma}{\sqrt{2\beta}}; \\ \sigma_1 = \frac{F \cdot G}{A_k}, \text{ где} \end{cases} \quad (3.13)$$

Отсюда, энергоэффективная нагрузка на долото *PDC* (3.14) равна:

$$G = \frac{\sigma \cdot A_k}{\sqrt{2\beta} \cdot F}. \quad (3.14)$$

Площадь контакта резцов долота *PDC* в случае определения осевых вибраций (3.15) определится как 1/2 площади сечения, поскольку при бурении долотом *PDC* с забоем взаимодействует только часть бурильного инструмента:

$$A_k = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4}. \quad (3.15)$$

Для верификации математической модели необходимо произвести корреляционный анализ при помощи коэффициента корреляции Пирсона (3.16):

$$r = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{dx_i dy_i}{\sigma_x \sigma_y}. \quad (3.16)$$

Для качественной оценки ударной нагрузки предлагается использовать параметр МУЭ, далее в работе – *MSE* [109]. Данный критерий широко применяется для определения осложнений в процессе бурения скважин [6]. Для количественной оценки предлагается ввести понятие коэффициента разгрузочной способности КНБК. Данный коэффициент является отношением подводимых на забой энергий – осевой и вращательной. Данная количественная оценка может быть выведена эмпирически по промышленным данным со скважин.

Анализ *MSE* способен отображать эффекты низкого уровня вибрации долота, которые обычные телеметрические инструменты не способны показать в реальном времени. Преимущество скважинных акселерометров состоит в том, что они четко указывают тип возникающей вибрации, в то

время как для их определения по кривой MSE требуются дополнительные опыты.

Энергоэффективность разрушения породы долотом достигается, когда значение MSE приближается к значению предела прочности на одноосное сжатие горных пород [5].

Качественная оценка состояния подразумевает под собой определение зон неэффективного бурения. Параметр MSE (3.17) представляет собой энергию, затрачиваемую на разрушение единицы объема горной породы:

$$MSE = \frac{E}{V}, \quad (3.17)$$

где E – затраченная на разрушение энергия, Дж; V – объем разрушенной породы, м³.

Полная удельная энергия может быть представлена в виде осевой и вращательной составляющих и выражается следующим образом (3.18) и (3.19):

$$MSE = \frac{E_o + E_B}{V}, \quad (3.18)$$

$$MSE = \frac{F}{S_c} + \frac{2\pi \cdot \omega \cdot M}{S_c \cdot v}, \quad (3.19)$$

где F – нагрузка на долото, Н; M – крутящий момент, Н·м; S_c – площадь сечения скважины, м².

Для оценки состояния посредством MSE в работе [50] предложено использовать условное разделение конфигурации параметров режима бурения на две зоны – зеленую и красную. Зеленая зона сигнализирует о стабильном бурении, когда значения удельной энергии минимальны. Зависимость скорости проходки от нагрузки на долото линейна, то есть отношение скорости к нагрузке не меняется с течением времени. Красная зона характеризуется высокими значениями MSE и приводит к возникновению осложнений, таких как вибрации, прихваты, износ инструмента и т.д. Зависимость скорости проходки от нагрузки на долото нелинейна (рисунок 3.5).

Зеленая зона (3.20):

$$\begin{cases} \frac{v}{F} = Const \\ MSE = min \end{cases} \quad (3.20)$$

Красная зона (3.21):

$$\begin{cases} \frac{v}{F} \neq Const \\ MSE = max \end{cases} \quad (3.21)$$

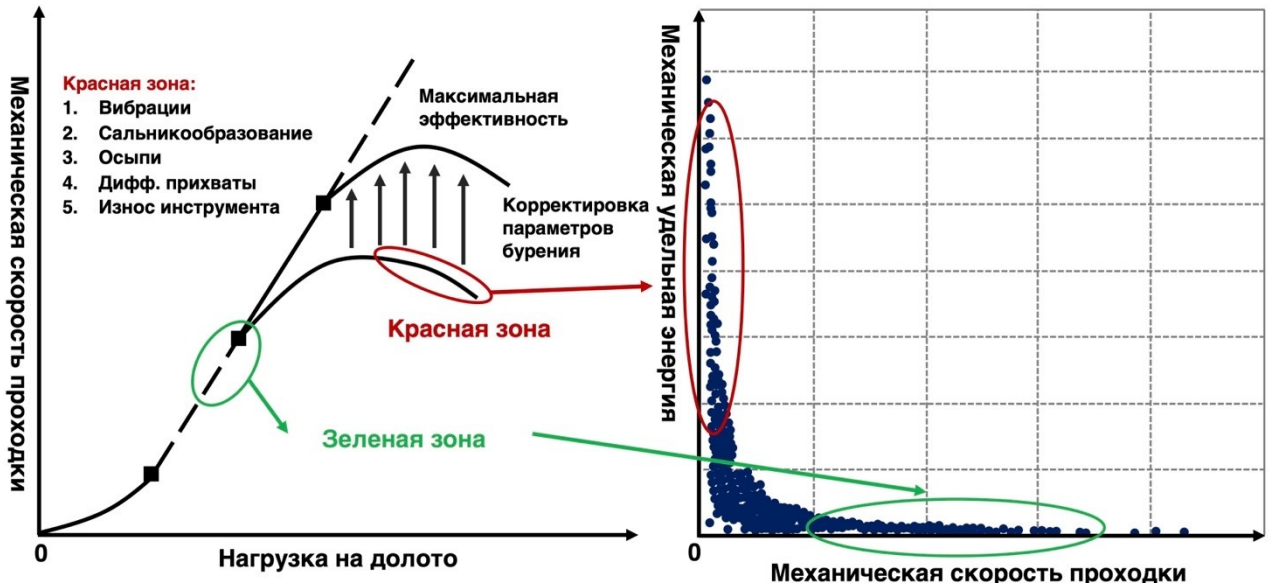


Рисунок 3.5 – Механизм определения зон осложнений при помощи MSE [63]

3.4 Алгоритм для прогнозирования ударно-вращательного импульса КНБК и определения эффективной нагрузки на долото при бурении скважин

На основе лабораторных исследований трехосного сжатия горных пород, данных с датчиков телеметрии и геофизических скважинных автоматизированных систем, предложен алгоритм для прогнозирования ударно-вращательного импульса КНБК и определения эффективной нагрузки на долото при бурении скважин. Алгоритм представлен на рисунке 3.6 [100, 116].



Рисунок 3.6 – Схема разработанного алгоритма

В качестве оценки выборки промышленных данных в процессе обучения нейронной сети используется параметр средней абсолютной ошибки (*MAE*) (3.22), рассчитываемая как:

$$MAE = \frac{\sum_{i=1}^n |y_i - x_i|}{n}, \quad (3.22)$$

где y – прогнозируемое значение модели; x – реальное значение; n – количество значений.

3.5 Выводы по Главе 3

Приведены результаты экспериментальных исследований продольных и поперечных деформаций образцов горных пород для определения ударно-вращательного импульса КНБК.

Разработан алгоритм мониторинга и прогнозирования динамической составляющей нагрузки на долото *PDC*, включающий критерий оценки энергоэффективного разрушения горной породы, основой которого являются

режимные параметры бурения и ГИС с учетом виброускорения КНБК и объемных результирующих напряжений в горной породе.

Предложен коэффициент разгрузочной способности КНБК, позволяющий определить энергоэффективную нагрузку на долото *PDC* в зависимости от объемных результирующих напряжений в горной породе, возникающих в результате режуще-скалывающего действия резцов *PDC* в процессе бурения скважин.

Сформирована математическая модель и алгоритм, с использованием методов машинного обучения для решения задачи классификации промышленных данных и корреляционного анализа в среде объектно-ориентированного языка программирования *Python*, методов математической статистики, в том числе корреляционно-регрессионного анализа. Математическая модель разработана на основе положений гипотезы малости деформации, четвертой теории прочности и теории Пальмгрена-Майнера.

ГЛАВА 4 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ И АНАЛИЗ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И АЛГОРИТМА

4.1 Анализ разработанной математической модели и алгоритма

На основе промысловых данных на месторождении *Volve* шельфа Северного моря [66] определяется коэффициент разгрузочной способности КНБК k и поправочный коэффициент β .

В качестве примера, на основе анализа данных бурения интервала 1000-3500 м скважины F_{14} , произведен расчет среднего коэффициента разгрузочной способности КНБК для бурения скважин по интервалам разного литолого-стратиграфического разреза горных пород. Результаты расчетов представлены в таблице 4.1.

В качестве параметров бурения представлены: нагрузка на долото – от 5 до 140 кН, частота вращения – от 0 до 143 об/мин, крутящий момент – от 2 до 24 кН · м и диаметр скважины в рассматриваемом участке 215,9 мм.

Таблица 4.1 – Значения коэффициентов в зависимости от типа горной породы

Порода	Коэффициент разгрузочной способности КНБК, ед.	Поправочный коэффициент β , ед.
Глинистый сланец	0,05-0,1	110-170
Известняк	0,03-0,06	300-900
Песчаник	0,04-0,08	170-650
Гранит	0,03-0,05	300-550
Песчаник алевритистый	0,05-0,08	170-420
Кварц	0,06-0,08	170-300

На рисунке 4.1 представлен результат работы программы для оценки энергоэффективности разрушения породы на основе данных со скважины F_{9A} шельфа Северного моря.



Рисунок 4.1 – Рабочее окно программы

Для работы программы необходимы следующие входные параметры: нагрузка на долото; вес на крюке; крутящий момент; механическая скорость проходки; частота вращения; диаметр скважины; гамма-каротаж; давление на стояке.

Программа производит расчет MSE на выбранном интервале скважины и определяет anomalously high values of energy, not characteristic for drilling of this horizon [36].

Исходя из практики, при достижении некоторого значения MSE существует высокая вероятность возникновения крутильных вибраций [88]. Излишняя энергия, высвобождаемая в виде механической волны вследствие удара долота о породу, рассеивается в колонне бурильных труб и образует крутильные вибрации.

Для анализа промышленных данных применен метод машинного обучения – полно связная нейронная сеть прямого распространения [4]. Метод хорошо подходит для решения задач классификации данных в случае

отсутствия или невозможности расчета параметров вероятностного распределения и меры расстояний.

Выбрана архитектура полно связной нейронной сети, 8 входных и 2 выходных нейронов. Один из выходных нейронов сигнализирует о наличии крутильных вибраций, другой описывает стабильность параметров. На вход нейронная сеть воспринимает 8 параметров, перечисленных выше.

Из данных [73] выбраны тренировочная и тестовая выборка в соотношении 80/20. Процесс обучения представлен на рисунке 4.2.

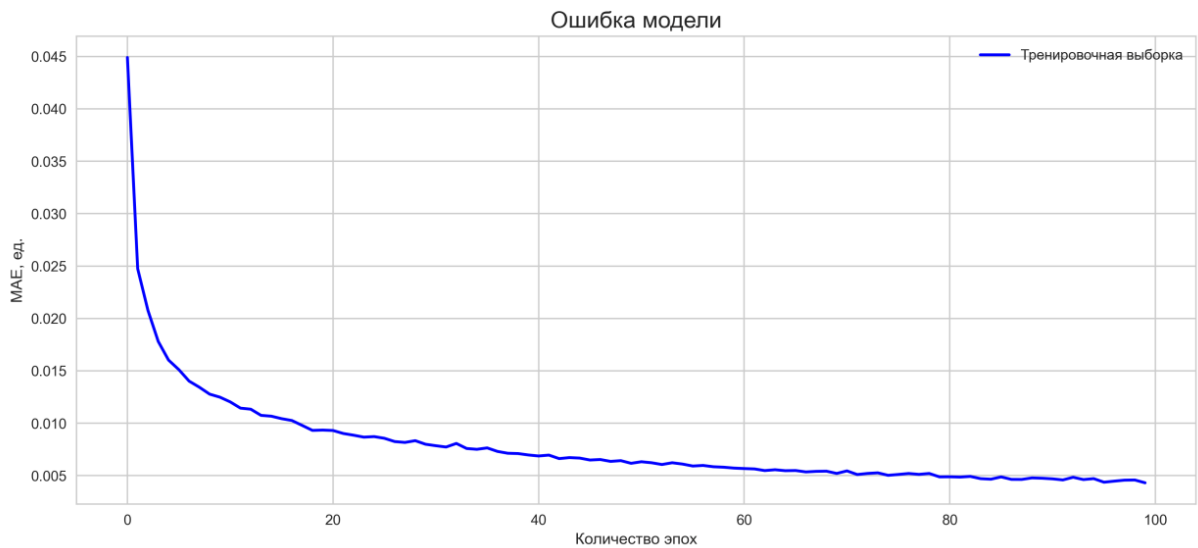


Рисунок 4.2 – Обучение модели

Посредством программы проведен анализ параметров режима бурения в интервале 500-1200 м по стволу. С глубины 950 м происходит смена геологии, глины, суглинки сменяются песчаниками. Высокие значения MSE характеризуют некорректно подобранный режим бурения. Излишняя энергия способствовала образованию крутильных колебаний БК и КНБК, которые привели к поломке и износу долота на глубине 1009 м скважины F_{9A} .

Для выбора корректных параметров бурения предлагается использовать коэффициенты k по (3.9) и β по (3.13). Рассмотрим интервалы бурения 950-1000 м и 1020-1100 м и определим средние значения коэффициентов. В таблице 4.2 представлены средние значения исходных данных для расчета.

Таблица 4.2 – Исходные данные

Параметр	Интервал, м	
	950-1000	1020-1100
Нагрузка на долото F , кН	31,0	101,4
Диаметр скважины D , мм	215,9	215,9
Механическая скорость бурения v , м/ч	16,8	51,0
Частота вращения ω , об/мин	140,8	193,0
Крутящий момент, кН·м	8470,0	8360,0
Зенитный угол, град.	59,0	60,0
Коэффициент трения долота о забой	0,2	0,2
Коэффициент трения труб о стенки скважины	0,45	0,45
Предел прочности на трехосное сжатие песчаника, МПа	115,0	
Плотность песчаника, кг/м ³	2400,0	
Плотность стали, кг/м ³	7800,0	
Модуль Юнга песчаника, ГПа	25,0	
Модуль Юнга стали, ГПа	200,0	

Для анализируемых интервалов значения коэффициентов составляют:

– 950-1000 м:

$$k = \frac{3018 \cdot 9,81}{2\pi \cdot \frac{140,8/60}{16,8/3600} \cdot 8470 \cdot 0,2 \cdot e^{-0,45 \cdot \frac{59 \cdot \pi}{180}}} = 0,008;$$

$$\beta > 1000.$$

– 1020-1100 м:

$$k = \frac{10140 \cdot 9,81}{2\pi \cdot \frac{193/60}{51/3600} \cdot 8360 \cdot 0,2 \cdot e^{-0,45 \cdot \frac{60 \cdot \pi}{180}}} = 0,068;$$

$$\beta = 1 + \frac{1}{0,068} + \frac{1}{0,068^2} = 234.$$

На рисунке 4.3 представлен результат расчета на всей секции скважины F_{9A} .

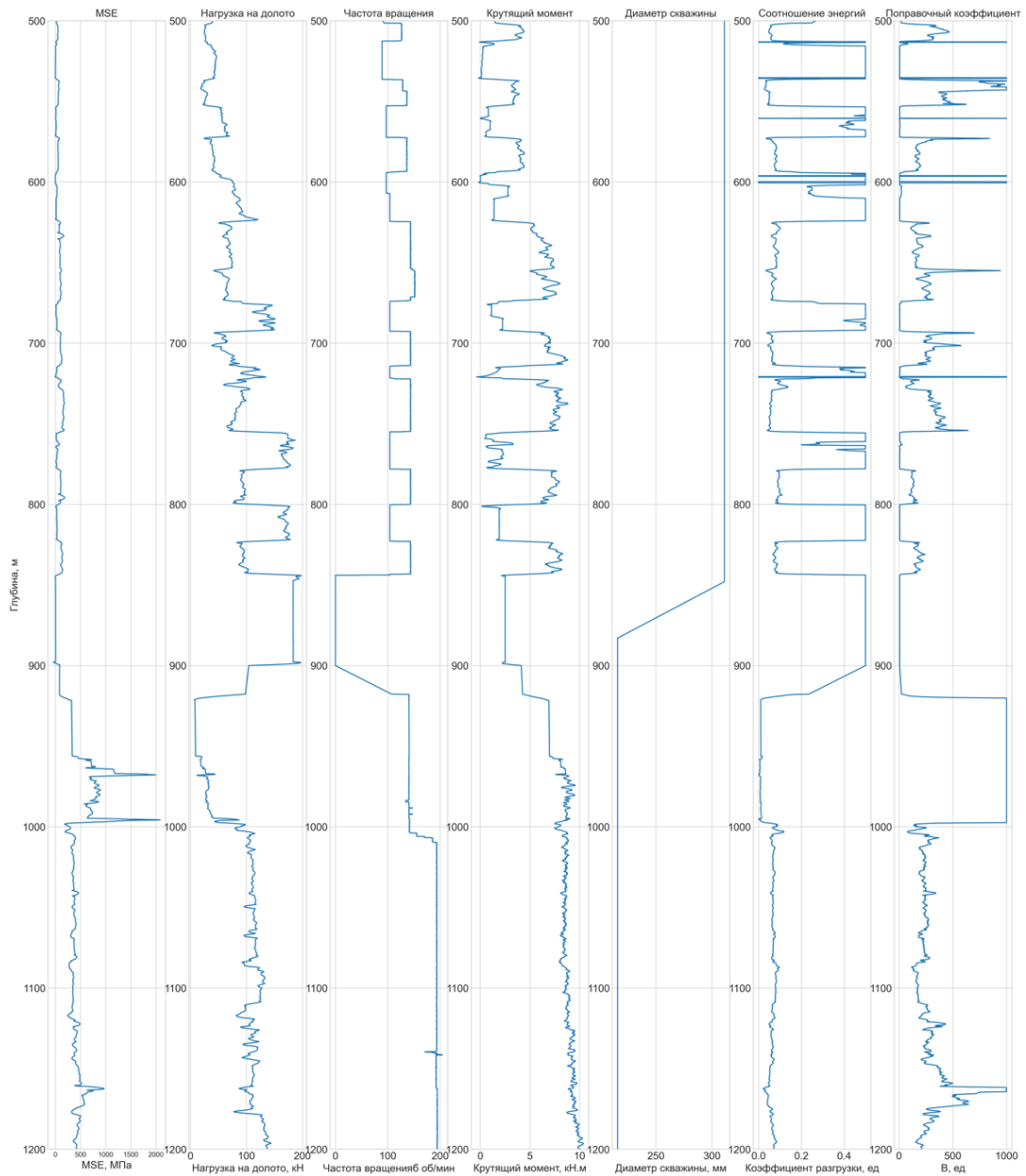


Рисунок 4.3 – Результаты расчета

Из рисунка 4.3 видно, что в интервале 950-1000 м наблюдаются высокие значения MSE , более 2 ГПа, и относительно низкие значения осевой нагрузки на долото – менее 30 кН. Коэффициент разгрузочной способности КНБК составляет 0,008 ед., что является низким значением для песчаника. Из таблицы 4.1 следует, что k для песчаника варьируется в диапазоне от 0,04 до 0,08 ед. Как правило, значения ниже 0,01 ед. способны провоцировать упругие удары долота о забой. Так, практически вся энергия на разрушение – кинетическая вращающая. Таким образом, при недостаточном внедрении резцов долота существует высокая вероятность возникновения крутильных

колебаний. В данном случае несоответствие k табличным значениям привело к возникновению осевого и поперечного виброускорения.

Для определения совместного действия осевых и поперечных шок необходимо определить среднюю глубину резания на рассматриваемом интервале [37, 38]. Глубина резания по (3.2) составляет:

$$\Delta h = \frac{16,8/3600}{140,8/60} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{об}}$$

Таким образом глубина резания за один оборот составляет 2,5 мм (рисунок 4.4 (а)). Исходя из лабораторных экспериментов [36], при внедрении индентора менее 2 мм происходит преимущественно пластическая деформация породы (рисунок 4.4 (б)). Совместное действие осевой и поперечной составляющих виброускорений описывается исходя из соображений накопления усталостных напряжений в горной породе по теории Пальмгрена-Майнера [50]. Для расчета энергоэффективной нагрузки воспользуемся уравнением (3.14). С учетом рассчитанных коэффициентов k и β энергоэффективная нагрузка на долото равняется:

$$G = \frac{115 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2159^2}{4}}{\sqrt{2 \cdot 234 \cdot 3,1 \cdot 10^3}} = 3,4 \text{ г.}$$

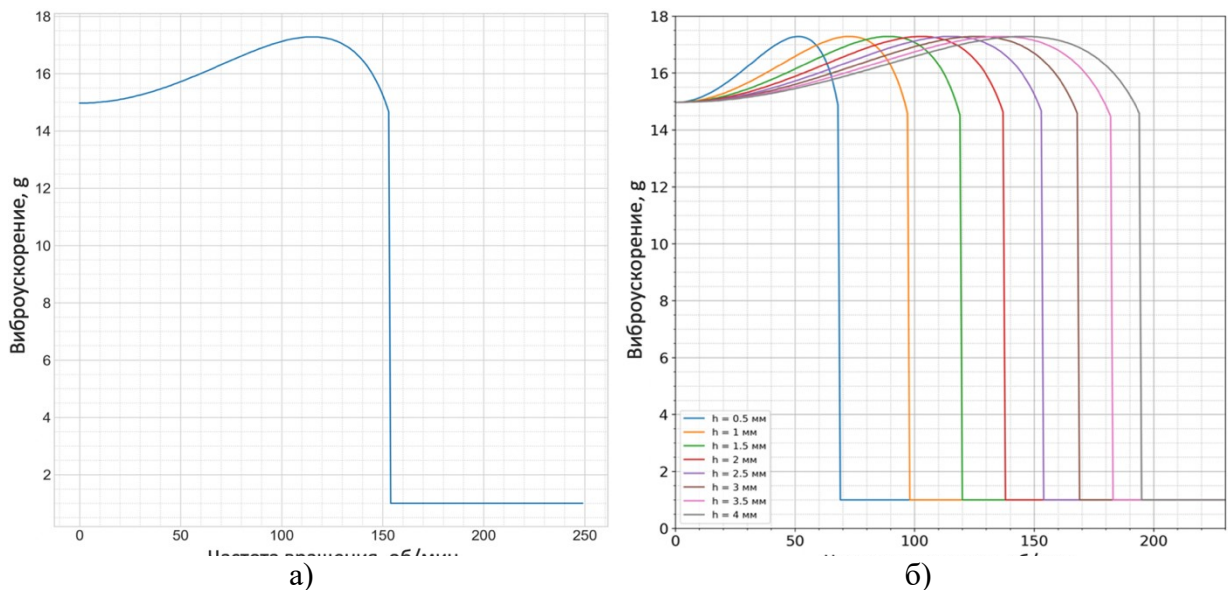


Рисунок 4.4 – Номограммы, а) – зависимость виброускорения от нагрузки на долото; б) – зависимость виброускорения от нагрузки на долото в зависимости от глубины резания

На рисунке 4.5 (а) представлена зависимость осевого виброускорения от нагрузки на долото при ударе долота о породу. Можно заметить, что рекомендуемая нагрузка на долото на интервале 950-1000 м составляет 100-120 кН, когда динамическая нагрузка минимальна. Однако, при бурении данного интервала была выбрана нагрузка 30 кН, что вызвано повышением динамической составляющей нагрузки.

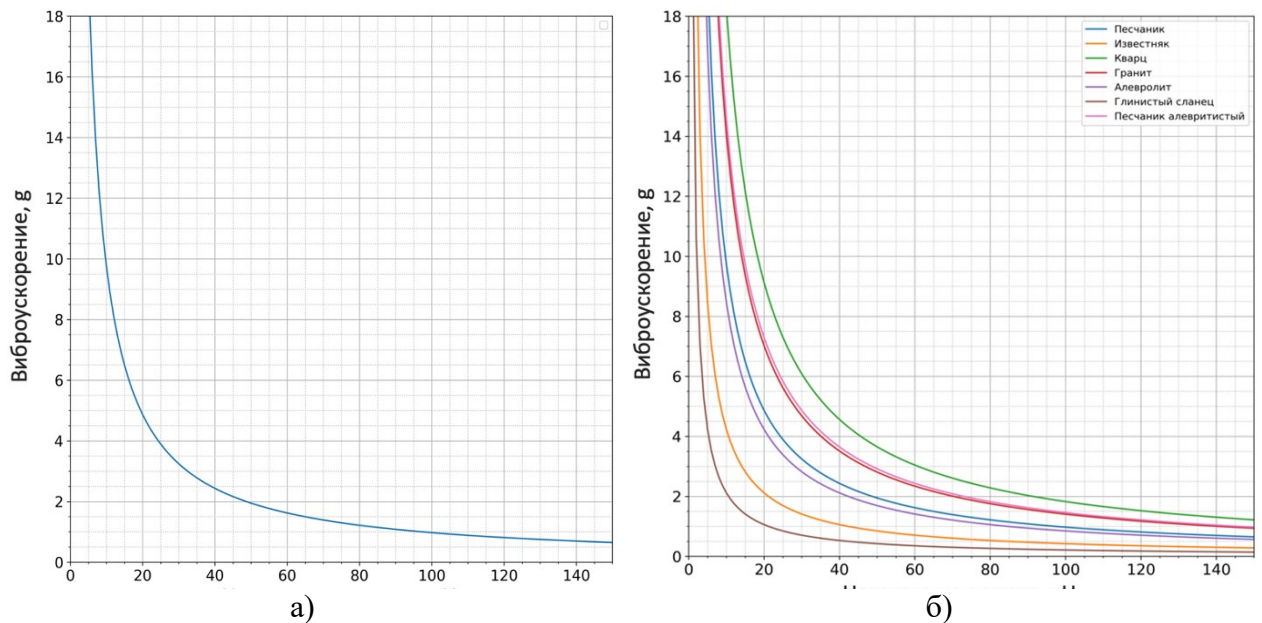


Рисунок 4.5 – Номограммы, а) – зависимость осевого виброускорения от нагрузки на долото при бурении песчаника; б) – зависимость осевого виброускорения от нагрузки на долото при бурении разных горных пород

4.2 Результаты расчета

Исходя из рисунков 4.4 (а) и 4.5 (а), при рекомендуемой нагрузке в 100-120 кН и частоте вращения более 155 об/мин на интервале 950-1000 м происходит хрупкое разрушение горной породы. При частоте 140 об/мин порода деформируется пластически, что вызывает образование осевого и поперечного виброускорения 15-16 g.

– Ударно вращательный импульс по (3.5) составляет:

$$S =$$

$$3,1 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\left(2\pi \cdot 140,8 / 60 \cdot \frac{0,2159}{4}\right)^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 16 \cdot 0,001 \cdot \frac{7800 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{7800}} - 2400 \sqrt{\frac{9 \cdot 10^9}{2400}}}{7800 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{7800}} + 2400 \sqrt{\frac{9 \cdot 10^9}{2400}}} = 2342 \text{ Н} \cdot \text{с}.$$

- Время удара по (3.7) составляет:

$$t = \frac{0,002 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{7800}}}{\sqrt{\frac{9 \cdot 10^9}{2400}}} = \frac{2\pi \cdot 140,8 / 60 \cdot \frac{0,2159}{4}}{2\pi \cdot 140,8 / 60 \cdot \frac{0,2159}{4}} = 6,6 \cdot 10^{-3} \text{ с}.$$

- Средняя величина ударной реакции по (3.8) составляет:

$$N = \frac{2342}{6,6 \cdot 10^{-3}} = 354,5 \text{ кН}.$$

Средняя величина ударной реакции составляет 354,5 кН, что значительно превышает статическую нагрузку на забой 31 кН (таблица 4.2), более чем в 11 раз. При корректировке параметров статической нагрузки на долото и частоты вращения достигается стабильное разрушение горной породы на забое.

Результаты верификации математической модели по (3.16) представлены на рисунке 4.6.

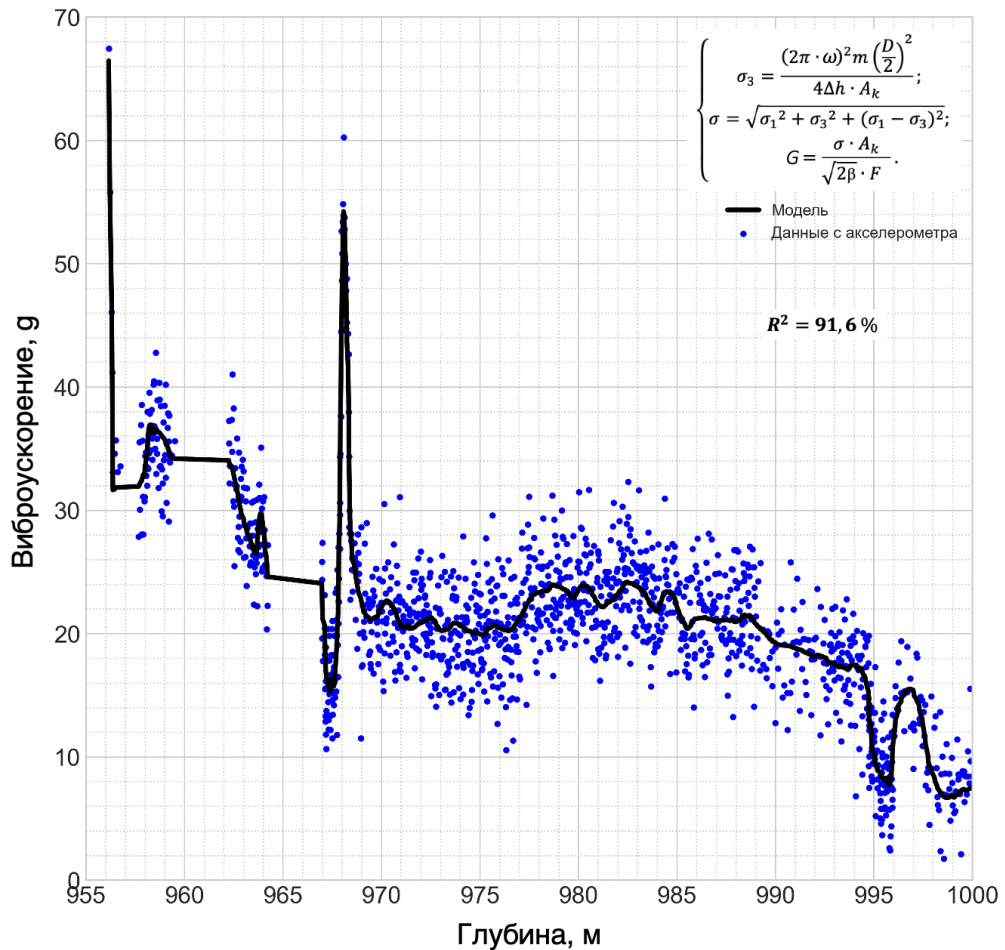


Рисунок 4.6 – Верификация математической модели

4.3 Выводы по Главе 4

По результатам расчетов на основе промысловых данных месторождения Volve шельфе Северного моря произведен расчет среднего коэффициента разгрузочной способности КНБК для бурения скважин по интервалам разного литолого-стратиграфического разреза горных пород.

Для терригенных горных пород, представленных алевритами, песчаниками и песчаниками алевритистыми с твердостью от 60 до 170 МПа, а также продольной и поперечной деформацией от 0,15 до 0,79 мм коэффициент варьируется от 0,04 до 0,08 ед., при этом поправочный коэффициент находится в пределах 170-650 ед. Для биогенных горных пород, представленных известняками с твердостью 50 МПа коэффициент варьируется от 0,03 до 0,06 ед. и поправочный коэффициент от 300 до 900 ед. Для магматических и метаморфических пород, представленных гранитом,

кварцем и глинистым сланцем с твердостью от 20 до 216 МПа коэффициент составляет от 0,03 до 0,1 ед. и поправочный коэффициент от 110 до 550 ед.

Анализ разработанной математической модели и алгоритма показал, что при рекомендуемой нагрузке в 100-120 кН и частоте вращения более 155 об/мин на интервале 950-1000 м скважины F_{14} происходит хрупкое разрушение горной породы. При частоте 140 об/мин порода деформируется пластически, что вызывает образование осевого и поперечного виброускорения 15-16 g. Ударно вращательный импульс составляет 2342 Н·с, время удара равно $6,6 \cdot 10^{-3}$ с.

Средняя величина ударной реакции составляет 354,5 кН, что значительно превышает статическую нагрузку на забой 31 кН, более чем в 11 раз. При корректировке параметров статической нагрузки на долото и частоты вращения достигается стабильное разрушение горной породы на забое.

По результатам верификации математической модели $R^2 = 91,6$ %.

ГЛАВА 5 РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТНО-ПРОМЫСЛОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ДЛЯ ВЕРИФИКАЦИИ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И АЛГОРИТМОВ

5.1 Опытные-промышленные испытания на полигоне «Нефтяник»

Произведено бурение четвертичных отложений – известняков, на буровой установке *Geomachine Geomatic GM 200 GL* (рисунок 5.1) на базе учебно-научного полигона «Нефтяник» Санкт-Петербургского горного университета, пос. Уляновка, г. Санкт-Петербург.



Рисунок 5.1 – Опытные-промышленные испытания на полигоне «Нефтяник», Санкт-Петербург, Россия

Апробация разработанной математической модели и алгоритма мониторинга и прогнозирования энергоэффективной нагрузки на долото произведена при бурении скважины. На глубине от 12 до 30 м породы представлены плотными известняками с твердостью от 55 до 60 МПа.

На интервале 12-15 м по глубине представлен пласт известняков. Энергоэффективная нагрузка на долото по (3.14), в результате удара долота о забой при бурении на данном интервале, равняется:

$$G = \frac{50 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,152^2}{4}}{\sqrt{2 \cdot 500} \cdot 2 \cdot 10^3} = 1,7 \text{ г.}$$

При бурении данного интервала изначально была выбрана нагрузка в 20 кН. Исходя из зависимости, представленной на рисунке 5.2 можно

заметить, что рекомендуемая нагрузка на долото составляет 33 кН, когда динамическая нагрузка минимальна. Однако, при бурении данного интервала нагрузка составила 200 кН, что вызвано повышением динамической составляющей нагрузки на долото.

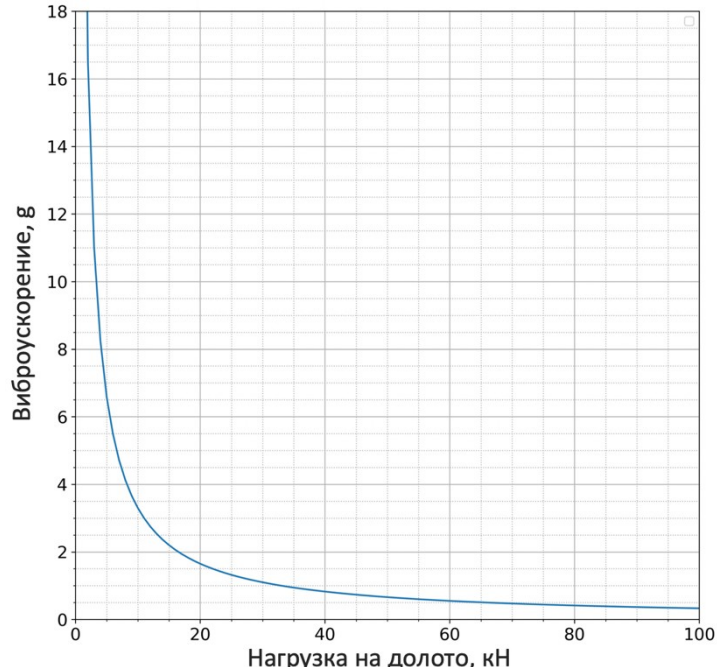


Рисунок 5.2 – Зависимость виброускорения от нагрузки на долото

Глубина резания за один оборот составила 2 мм. Таким образом, полученная модель определила частоту вращения, необходимую для достижения хрупкого разрушения известняка, при нагрузке в 33 кН. Полученная зависимость представлена на рисунке 5.3.

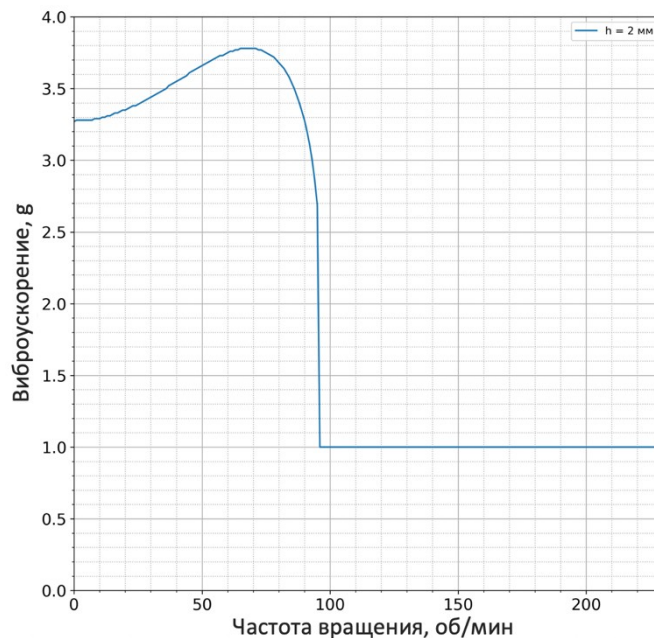


Рисунок 5.3 – Зависимость осевых и поперечных виброускорений от частоты вращения

Исходя из полученной зависимости, при рекомендуемой нагрузке в 33 кН и частоте вращения более 100 об/мин происходит хрупкое разрушение известняка. При частоте вращения менее 90 об/мин порода деформируется пластически, что вызывает образование осевого и поперечного виброускорения, составляющего 3-4 g.

Рассчитаем среднюю реакцию опоры при проходке пласта известняков при исходной нагрузке. Импульс, исходя из (3.5), равен:

$$S = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\left(2\pi \cdot 120/60 \cdot \frac{0,152}{4}\right)^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 3,5 \cdot 0,001} \cdot \frac{7800 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{7800}} - 2400 \sqrt{\frac{9 \cdot 10^9}{2400}}}{7800 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{7800}} + 2400 \sqrt{\frac{9 \cdot 10^9}{2400}}} = 860 \text{ Н} \cdot \text{с}.$$

Время удара по (3.7) составит:

$$t = \frac{0,002 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{7800}}}{\sqrt{\frac{9 \cdot 10^9}{2400}}} = 10^{-2} \text{ с}.$$

Средняя величина ударной реакции по (3.8) составит:

$$N = \frac{860}{10^{-2}} = 86 \text{ кН}.$$

Средняя величина ударной реакции составляет около 86 кН. При этом удалось достичь увеличения механической скорости бурения с 2-4 м/ч до 8-10 м/ч.

5.2 Разработка технических средств снижения вибрации бурильного инструмента

Есть механизмы для гашения колебаний, так и возбуждения колебаний (только осевые). Все эти механизмы имеют множество подвижных

элементов (пружины, подшипники). Компании неохотно идут на усложнение системы в скважине. «Лучшее решение – наименее заметное, но наиболее эффективное (Теория решения изобретательских задач)».

С целью оптимизации диссипативно-жесткостных свойств опоры, был разработан наддолотный амортизатор (рисунок 5.4) [32], способствующий повышению эффективности бурения скважин, в том числе в интервалах, перемежающихся по прочности пропластков горных пород. Вибрации от долота гасятся посредством дилатантной жидкости, перетекающей по камерам амортизатора.

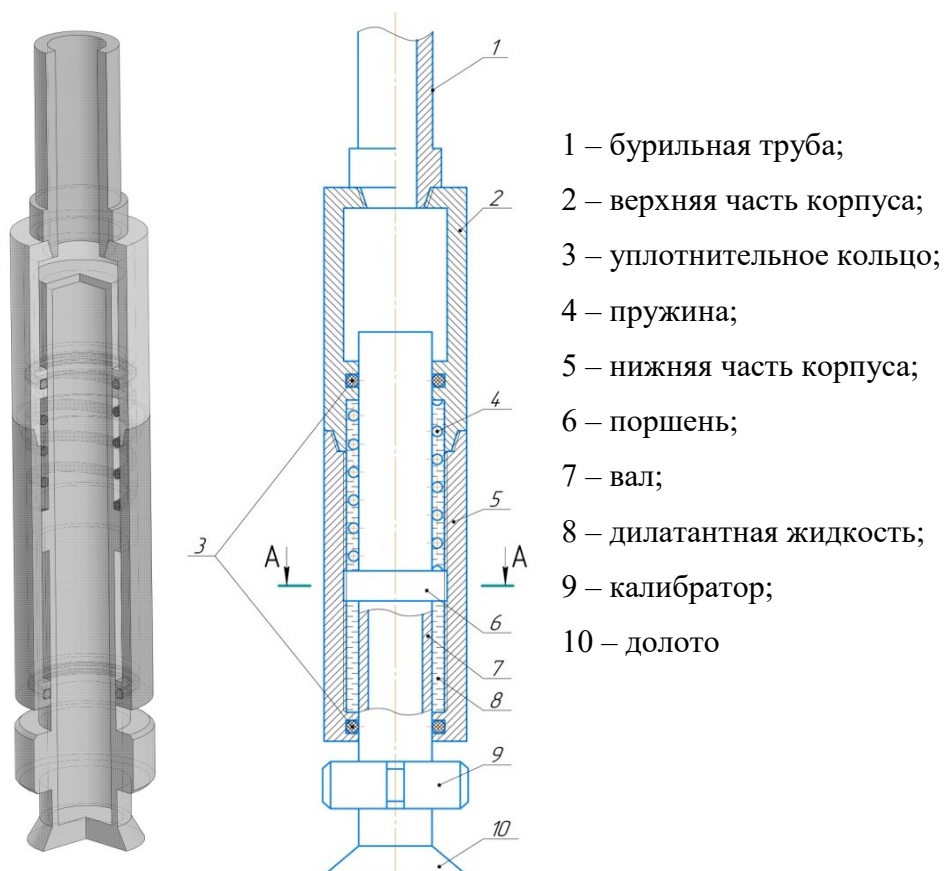


Рисунок 5.4 – Структурная схема устройства наддолотного амортизатора

Надежность конструкции амортизатора наддолотного обусловлена отсутствием контакта подвижных частей с внешней средой. Дилатантная жидкость, входящая в состав устройства позволяет эффективно компенсировать вибрации бурильного инструмента за счет увеличения ее вязкости при увеличении скорости деформации. Во избежание полного

твердения дилатантной жидкости предусмотрены шлицевые полости в вале для ее перетекания в нижнюю часть корпуса устройства.

5.3 Вывод по Главе 5

Верификация разработанной технологии управления динамической составляющей нагрузки на долото *PDC* в ходе ОПИ при бурении известняка показала, что при статической нагрузке в 40 кН и частоте вращения 80 об/мин виброускорения КНБК составляют от 18 до 25 g. Средняя механическая скорость проходки составляет не более 2-4 м/ч. Расчет по предложенной математической модели с учетом известных физико-механических свойств горных пород показал, что ударно-вращательный импульс составляет от 70 до 90 кН. Следовательно, фактическая нагрузка на долото варьируется от 90 до 110 кН. Причем латеральные биения составляют 70 % от общей динамики колебаний КНБК. После проведения соответствующих расчетов нагрузку на долото снизили до 1,5 кН, это обеспечило рост аксиальных перемещений и снизило латеральные, что обеспечило снижение виброускорения КНБК с 18 до 9 g и увеличение механической скорости бурения до 8-10 м/ч.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной научно-квалифицированной работой, в которой предлагается решение важной и актуальной научно-технической задачи – повышение эффективности бурения скважин разработкой технологии оперативного контроля и управления фактической нагрузкой на долото режуще-скалывающего действия (*PDC*).

По результатам выполнения диссертационной работы сделаны следующие выводы:

1. Теоретически обоснована и научно подтверждена необходимость и целесообразность мониторинга и прогнозирования ударно-вращательного импульса КНБК, представляющего основу процесса формирования энергоэффективной нагрузки на долото *PDC* при бурении скважин.

2. На основе экспериментальных исследований физико-механических свойств горных пород с твердостью от 60 до 170 МПа установлен диапазон продольной и поперечной деформации, позволяющий оценить глубину внедрения режущей части вооружения долота *PDC* для оперативного определения ударно-вращательного импульса КНБК и его прогнозирования по литолого-стратиграфическому разрезу скважины.

3. Разработана математическая модель, позволяющая определить энергоэффективную нагрузку на долото режуще-скалывающего действия – *PDC*, представленную введенным коэффициентом разгрузочной способности КНБК, на основе энергоэффективного разрушения горной породы в зависимости от виброускорения телесистемы и объемных результирующих напряжений в горных породах.

4. На основе предложенного алгоритма определения минимального результирующего виброускорения КНБК и глубины резания горной породы, обеспечивающих создание оптимального ее ударно-вращательного импульса, разработана технология мониторинга и прогнозирования энергоэффективной нагрузки на долото *PDC*.

5. В результате ОПИ, математическая модель и алгоритм мониторинга и прогнозирования энергоэффективной нагрузки на долото подтвердили свою эффективность. Технология контроля и управления динамической нагрузкой на долото обеспечит эффективное бурение скважин долотами *PDC* не менее 20 % за счет увеличения механической скорости углубления скважин с обеспечением сохранения оборудования КНБК и увеличением ресурса долота.

Определение динамической составляющей нагрузки на долото для бурения шарошечными долотами и продления их моторесурса до уровня времени работы долот *PDC* будет рассмотрены в следующей научной работе.

Перспективами дальнейшего развития темы диссертации следует считать разработку забойного гидромеханического автономного роботизированного комплекса, повышающего эффективность бурения скважин в сложных геолого-технических условиях.

Методология научного исследования будет базироваться на применении программных алгоритмов управления исполнительными механизмами, посредством сенсоров (измерение), приводов (клапан, двигатель) и контроллеров (процессор), работающих на основе прогнозирующих моделей с применением машинного обучения по данным, поступающим с датчиков системы (*IoT*).

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

НДС	–	напряженно-деформированное состояние
PDC	–	долото с поликристаллическими алмазными вставками
ОПИ	–	опытно-промысловые испытания
ГЗД	–	гидравлический забойный двигатель
БК	–	бурильная колонна
КНБК	–	компоновка низа бурильной колонны
ВЗД	–	винтовой забойный двигатель
РУС / RSS	–	роторно-управляемая система
УБТ	–	утяжеленные бурильные трубы
ПРИ	–	породоразрушающий инструмент
ОЦЭ	–	опорно-центрирующий элемент
БОВ	–	большой отход от вертикали
БР	–	буровой раствор
MWD	–	замер режимных параметров в процессе бурения
LWD	–	каротаж в процессе бурения
RMS	–	среднеквадратичное значение
МУЭ / MSE	–	механическая удельная энергия
КПД	–	коэффициент полезного действия
ОК	–	обсадная колонна
РУО	–	раствор на углеводородной основе
СПО	–	спускоподъемная операция
ГРП	–	гидроразрыв пласта
АГК	–	азимутальный гамма-каротаж
ГНВП	–	газонефтеводопроявление
АСТ / AST	–	анти-стик-слип технология
АСУ	–	автоматизированная система управления
МКЭ	–	метод конечных элементов
МАЕ	–	средняя абсолютная ошибка

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акбулатов, Т. О. Определение расчетного радиуса искривления при работе роторных управляемых систем (РУС) / Т. О. Акбулатов, Л. М. Левинсон, Р. А. Хасанов // Журнал «Территория «НЕФТЕГАЗ». – М.: ООО «Камелот Паблишинг», 2007. - № 10. – С. 20-25.
2. Бадретдинов, Т. В. Анализ колебаний бурильной колонны и применения демпфирующих устройств / Т. В. Бадретдинов, В. У. Ямалиев // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – Уфа: УГНТУ, 2016. - № 6. – С. 5-22.
3. Буслаев, Г. В. Анализ современного мирового и отечественного опыта разработки и испытаний забойных механизмов подачи долота для бурения глубоких, наклонно-направленных и горизонтальных скважин / Г. В. Буслаев, **А.А. Куншин**, Г. М. Сергеев, В. В. Стариков, М. М. Павлов // Научный журнал российского газового общества. – М.: ООО «Издательство «Граница». – 2019. - №2. – С. 47-50.
4. Буслаев, Г. В. Опыт применения искусственных нейронных сетей для прогнозирования оптимальных параметров режима бурения скважин / Г.В. Буслаев, **А.А. Куншин**, Г. М. Сергеев, В. В. Стариков, М. М. Павлов // Научный журнал российского газового общества. – М.: ООО «Издательство «Граница». – 2019. - №2. – С. 51-55.
5. Буслаев, Г. В. Исследование влияния удельной механической энергии на подбор оптимальных параметров режима бурения / Г.В. Буслаев, **А.А. Куншин**, В.В. Стариков // Научно-технический журнал «Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море». – М.: ПАО «ВНИИОЭНГ». – 2020. - №6. – С. 10-13.
6. Буслаев, Г. В. Прогнозирование и предупреждение осложнений в процессе бурения при помощи методов искусственного интеллекта и машинного обучения / Г. В. Буслаев, **А. А. Куншин**, М. М. Павлов, В. В. Стариков // Научный журнал российского газового общества. – М.: ООО «Издательство «Граница». – 2021. - №2. – С. 38-43.

7. Габдрахимов, М. С. Динамика бурильного инструмента при проводке вертикальных, наклонных и горизонтальных скважин / М. С. Габдрахимов, А. С. Галеев, Л. Б. Хузина, Р. И. Сулейманов. – СПб.: ООО «Недра», 2011. – 244 с. : ISBN 978-5-90515-303-7.

8. Габзалилова, А.Х. Снижение коэффициентов трения в горизонтальных скважинах использованием скважинных вибраторов / А.Х. Габзалилова, А.Х. Янтурин, Л.Б. Хузина // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: ВНИИОЭНГ, 2012. - №5. – С. 4-8.

9. ГТМ РД 39-0147716-102-2001. Геолого-технологические исследования в процессе бурения. Утвержден и введен в действие Министерством нефтяной промышленности : дата введения 1987-03-26. Подготовлен всесоюзным научно-исследовательским институтом нефтепромышленной геофизики. – Москва : Всесоюзный научно-исследовательский институт нефтепромышленной геофизики, 1987. – 250 с.

10. Гилев, А. В. Анализ проходки шарошечных долот в условиях Олимпиадинского ГОКа / А. В. Гилев, К. А. Бовин, А. О. Шигин, И. Р. Белозеров // Современные проблемы науки и образования. – Пенза: ИД «Академия естествознания», 2015. – № 2-1, 153 с.

11. Двойников, М. В. Повышение эффективности бурения наклонных и горизонтальных скважин / М. В. Двойников, **А.А. Куншин** // Деловой журнал Neftegaz.RU. – М.: ООО Информационное агенство Neftegaz.RU. – 2020. - №4. – С. 169-171.

12. Двойников, М. В. Применение методов численной оптимизации для повышения эффективности планирования профиля скважин / М. В. Двойников, Г. В. Буслаев, **А.А. Куншин**, С. Д. Полянский // Научный журнал российского газового общества. – М.: ООО «Издательство «Граница». – 2021. - №1. – С. 30-33.

13. Имаева, Э. Ш. Вибронагруженность глубинного бурового оборудования при случайных колебаниях / Э. Ш. Имаева ; Диссертация на

соискание ученой степени кандидата технических наук. – Уфа: УГНТУ, 2003. – 194 с.

14. Интернациональная компания Бейкер Хьюз. Сервис измерений в процессе бурения : сайт. – Техас, 2021. – URL: <https://www.bakerhughes.com/drilling/measurementwhiledrilling-services> (дата обращения: 25.11.2021). – Режим доступа: открытый доступ. – Текст: электронный.

15. Интернациональная компания Халибертон. Сервис бурения наклонных скважин турбобурами : сайт. – Техас, 2021. – URL: <https://www.halliburton.com/en/well-construction/drilling/halliburton-sperry-directional-drilling-solutions/turbine-drilling> (дата обращения: 25.11.2021). – Режим доступа: открытый доступ. – Текст: электронный.

16. Интернациональная компания Халибертон. Геонавигация и геофизика в процессе бурения : сайт. – Техас, 2021. – URL: <https://www.halliburton.com/en/well-construction/drilling/halliburton-sperry-directional-drilling-solutions/well-positioning> (дата обращения: 25.11.2021). – Режим доступа: открытый доступ. – Текст: электронный.

17. Интернациональная компания Везерфорд. Сервис измерения технологических параметров в процессе бурения : сайт. – Техас, 2021. – URL: <https://www.weatherford.com/en/products-and-services/drilling/drilling-services/measurement-while-drilling/> (дата обращения: 25.11.2021). – Режим доступа: открытый доступ. – Текст: электронный.

18. Куншин, А.А. Программно-информационное сопровождение бурения скважин на шельфе / **А.А. Куншин**, М. В. Двойников, В. Г. Кадочников // Научно-технический журнал «Инженер-нефтяник». – М.: ООО «Ай Ди Эс Дриллинг». – 2017. - №1. – С. 23-28.

19. Куншин, А.А. Совершенствование топологии и динамических характеристик оснастки обсадной колонны хвостовика для заканчивания горизонтальных скважин / **А.А. Куншин**, М.В. Двойников // Научно-

технический журнал «Вестник Ассоциации буровых подрядчиков». – М.: Ассоциация буровых подрядчиков. – 2019. - № 2. – С. 2-7.

20. Куншин, А.А. Совершенствование топологии и динамических характеристик оснастки обсадной колонны хвостовика / **А.А. Куншин**, М.В. Двойников // Деловой журнал Neftegaz.RU. – М.: ООО Информационное агентство Neftegaz.RU. – 2019. - №3. – С. 24-29.

21. Курочкин, Б. О возможности проведения наклонных и горизонтальных скважин с помощью устройства с винтовой парой / Б. Курочкин, А. Вакула, И. Кагарманов, Р. Ахметшин // Журнал «Бурение и нефть». – М.: ООО «Бурнефть». – 2004. - №1. – С. 10-12.

22. Литвиненко, В. С. Обоснование выбора параметров режима бурения скважин роторными управляемыми системами / В. С. Литвиненко, М. В. Двойников // Записки Горного института. – СПб: СПГУ. – 2019. - Т. 235. – С. 24-29. DOI: 10.31897/PMI.2019.1.24.

23. Любимова, С. В. Повышение эффективности бурения наклонно-направленных скважин с горизонтальными участками путем снижения прихватоопасности / С. В. Любимова // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Уфа: УГНТУ, 2012. – 195 с.

24. Любимова, С. В., Хузина, Л. Б. Разработка вспомогательного оборудования, снижающего коэффициент трения бурильной колонны о стенки скважины при бурении скважин с горизонтальным участком / С. В. Любимова, Л. Б. Хузина // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: ВНИИОЭНГ. – 2012. - №2. – С. 12-15.

25. Лягов, И. А. Методология расчета технической эффективности силовых секций малогабаритных винтовых забойных двигателей для системы «Перфобур» / И. А. Лягов, Ф. Д. Балденко, А. В. Лягов, В. У. Ямалиев, А. А. Лягова // Записки Горного института. – СПб: СПГУ. – 2019. - Т. 240. – С. 694-700. DOI:10.31897/PMI.2019.6.694.

26. Мищенко, Р. Н. Контроль и управление параметрами режима бурения наклонно направленных скважин с применением навигационных

телесистем / Р. Н. Мищенко // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Ухта: УГТУ, 2009. – 24 с.

27. Молоканов, Д. Р. Вопросы и способы снижения сил сопротивления при бурении горизонтальных скважин / Д. Р. Молоканов, Г. В. Буслаев // Научно-технический журнал «Инженер нефтяник». М.: ООО «Ай Ди Эс Дриллинг». – 2008. - №3. – С. 16-17.

28. Мухин, Э. М. О динамике взаимодействия долота с недеформируемым забоем / Э. М. Мухин, В. Е. Копылов // Технология бурения нефтяных и газовых скважин : Сборник научных трудов. – Тюмень: ТИИ, 1972. – С. 57-61.

29. Мухина, С. А., Щепин, А. С. Когда ВЗД становится лишним / С. А. Мухина, А. С. Щепин // Журнал «Бурение и нефть». – М.: ООО «Бурнефть». – 2013. - № 7-8. – С. 60-63. URL: <https://burneft.ru/archive/issues/2013-07-08/15> (дата обращения: 25.11.2021).

30. Нескоромных, В. В. Анализ сопротивлений и разработка технических средств для бурения в горизонтальном стволе скважины: научное издание / В. В. Нескоромных, Л. Баочанг, П. Г. Петенев // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: РГУ нефти и газа (НИУ) им. И.М. Губкина. – 2020. - №3. – С. 10-14. DOI: 10.33285/0130-3872-2020-3(327)-10-14.

31. Панфилов, Г. А. Исследование частотной характеристики передаточного звена «колонна бурильных труб-скважина» / Г. А. Панфилов // Проблемы нефти и газа Тюмени: Сб. науч. тр. – Тюмень: ЗапСибНИГНИ. – 1980. – № 48. – С. 31-35.

32. Патент № 2749705 Российская Федерация, МПК E21B 17/07. Амортизатор наддолотный : № 2020139107: заявлено 30.11.2020: опубликовано 06.16.2021 / Куншин А. А., Сидоров Д. А., Буслаев Г. В., Двойников М. В. ; заявитель СПГУ. – 8 с. : ил.

33. Патент № 2272132 Российская Федерация, МПК E21B 47/12. Способ передачи информации из скважины на поверхность :

№2001122012/03 : заявлено 20.06.2003 : опубликовано 20.03.2006 / Скобло В. З., Ропяной А. Ю. ; заявитель ЗАО «НТ-Курс». – 7 с. : ил.

34. Патент № 96160, Российская Федерация, МПК E21B 7/00. Скважинный осциллятор : № 2008139867/22 : заявлено 2008.10.07 : опубликовано 2010.07.20 / Хузина Л. Б., Любимова С. В., Набиуллин Р. Б. ; заявитель ГОУ ВПО АГНИ. – 8 с. : ил.

35. Патент № 104623, Российская Федерация, МПК E21B 47/12. Устройство для передачи информации на поверхность : № 2010146623/03 : заявлено 16.11.2010 : опубликовано 20.05.2011 / Старцев А. Э., Ягубов З. Х. ; заявитель ГОУ ВПО УГТУ. – 3 с.: ил.

36. Свидетельство № 2021665628. Российская Федерация. Программа прогнозирования возможных осложнений в процессе бурения в режиме реального времени на основе искусственных нейронных сетей и расчёта удельной механической энергии : № 2021664686 : заявлено 22.09.2021 : опубликовано 30.09.2021 / **Куншин А.А.**, Стариков В.В., Буслаев Г.В. ; заявитель СПГУ. – 1 с.

37. Свидетельство № 2020616213 Российская Федерация. Программа для определения необходимой нагрузки на долото при бурении скважин с учетом виброускорений КНБК : № 2020612899: заявлено 12.03.2020 : опубликовано 11.06.2020 / **Куншин А.А.**, Двойников М.В. ; заявитель СПГУ. – 1 с.

38. Свидетельство № 2020615753 Российская Федерация. Программа для определения виброускорения при затухающих осевых колебаниях бурильной колонны : № 2020614864: заявлено 27.05.2020 : опубликовано 01.06.2020 / **Куншин А.А.**, Двойников М.В., Полянский С.Д. ; заявитель СПГУ. – 1 с.

39. Сидоров, Д.А. Технологии иммерсивного погружения как фактор снижения риска при подготовке кадров в нефтегазовой промышленности / Д.А. Сидоров, **А.А. Куншин**, В.В. Подпоркин // Деловой журнал

Neftegaz.RU. – М.: ООО Информационное агенство Neftegaz.RU. – 2021. - №1. – С. 96-99.

40. Симонянц, С. Л. Стимулирование процесса бурения верхним силовым приводом с использованием винтового забойного двигателя / С. Л. Симонянц, М. Аль Тии // Записки Горного института. – СПб: СПГУ. – 2019. - Т. 238. – С. 438-442. DOI: 10.31897/PMI.2019.4.438.

41. Старцев, А. Э. Совершенствование телесистемы с электромагнитным каналом и ее влияние на увеличение скорости строительства скважин / А. Э. Старцев, З. Х. Ягубов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: ВНИИОЭНГ. – 2012. - №2. – С. 39-43.

42. Хегай, В. К. Управление динамикой бурильной колонны в направленных скважинах / В. К. Хегай // Диссертация на соискание степени доктора технических наук. – Ухта: УГТУ, 2005. – 339 с.

43. Хнычкин, Э. В. Стабилизация зенитного угла наклонно направленных скважин при бурении компоновками с кривым переводником / Э. В. Хнычкин, Ю. А. Пуля, В. Т. Лукьянов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: ВНИИОЭНГ. – 2012. - №5. – С. 18-22.

44. Любимова, С. В. Технико-технологическое решение для снижения коэффициента трения бурильной колонны о стенки скважины при бурении скважин с горизонтальным участком / С. В. Любимова, Л.Б. Хузина // Научно-технический журнал «Нефтегазовое дело». – Уфа: УГНТУ. – 2012. - № 2. – С. 22-24.

45. Хузина, Л. Б. О передаче осевой нагрузки на забой горизонтальной скважины / Л. Б. Хузина, А. Ш. Янтурин // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: ВНИИОЭНГ. – 2006. - №10. – С. 4-7.

46. Юнин, Е. К. Волновые процессы при наклонно-направленном бурении: Научное издание / Е. К. Юнин, В. Н. Рубановский, В. К. Хегай. – Ухта: УГТУ, 2002. – 60 с.: ил. : ISBN 5-88179-245-9.

47. Янтурин, А. Ш. Передовые методы эксплуатации и механика бурильной колонны / А. Ш. Янтурин. – Уфа: Башкирское книжное издательство, 1988. – 167, [1] с. : ил. : ISBN 5-295-00186-5.

48. Янтурин, Р. А. О некоторых аспектах увеличения длины эффективного бурения горизонтального интервала или бокового ответвления ствола скважины / Р. А. Янтурин, А. Х. Габзалилова, А. Ш. Янтурин // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: ВНИИОЭНГ. – 2012. - №2. – С. 28-31.

49. Aadnoy, B. S. Advanced Drilling and Well Technology / B. S. Aadnoy, I. Cooper, S. Z. Miska, R. F. Mitchell, M. L. Payne, // SPE. – USA: Society of Petroleum Engineers, 2009. – 888 p. : ISBN 978-1-55563-145-1.

50. Abdelkrim, A. Fatigue life estimation of components with use a non-linear energy model coupled a finite element method / A. Abdelkrim, A. Aissa, B. Mostefa, D. Abdelkader, E. G. Mohammed // International Conference on Materials & Energy. – France: EDP Sciences – Web of Conferences. – 2020. – V. 307. DOI: 10.1051/mateconf/202030701003.

51. Adewuya, O. A. A Robust Torque and Drag Analysis Approach for Well Planning and Drill string Design / O. A. Adewuya, S. V. Pham // IADC / SPE Drilling Conference. – TX: SPE. – 1998. DOI: 10.2118/39321-MS.

52. Alley, S. D. The Use of Real-Time Downhole Shock Measurements to Improve BHA Component Reliability / S. D. Alley, G. B. Sutherland // SPE Annual Technical Conference and Exhibition. – USA: SPE. – 1991. DOI: 10.2118/22537-MS.

53. Bailey, J. R. Design Evolution of Drilling Tools to Mitigate Vibrations / J. R. Bailey, C. C. Elsborg, R. W. James, P. E. Pastusek, M. T. Prim, W. W. Watson // SPE / IADC Drilling Conference and Exhibition. – Netherlands: SPE. – 2013. DOI: 10.2118/163503-PA.

54. Baker Hughes. The Autotrak System. Rotary Closed-Loop Drilling System, 01-1716A4 08-01 2M, 2001.

55. Bailey, J. R. Drilling Vibrations Modeling and Field Validation / J. R. Bailey, E. Biediger, V. Gupta, D. Ertas, W. C. Elks, F. E. Dupriest // IADC / SPE Conference. – USA: SPE. – 2008. DOI: 10.2118/112650-MS.

56. Beaton, T. Applications and Case Histories of Geared Turbodrilling in the North Sea / T. Beaton, R. Seale, M. Van Den Bos, G. Salomons, G. Strang // IADC / SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference and Exhibition. – Malaysia: SPE. – 2004. DOI: 10.2118/87970-MS.

57. Berro, M. J. Laboratory investigations of a hybrid mud pulse telemetry (HMPT) – A new approach for speeding up the transmitting of MWD / LWD data in deep boreholes / M. J. Berro, M. Reich // Journal of Petroleum Science and Engineering. – Netherlands: Elsevier. – 2019. – V. 183. DOI: 10.1016/j.petrol.2019.106374.

58. Besaisow, A. A. A study of excitation mechanisms and resonances including bottomhole-assembly vibrations / A. A. Besaisow, M. L. Payne // SPE Drilling Engineering. – USA: SPE. – 1988. – V. 3. – pp. 93-101. DOI: 10.2118/15560-PA.

59. Besson, A. Reinventing Drill Bit Cutters (in Russian) / A. Besson, B. Berr, S. Dillard, E. Drake // Oil and Gas Review. – 2002. – V. 7. - № 2. – pp. 4-31. Available online: <https://docplayer.com/31415616-Novyy-vzglyad-na-rezhushchie-elementy-burovyh-dolot.html> (accessed on 6 October 2021).

60. Bourgoyne Jr, A. T. Applied drilling engineering / A. T. Bourgoyne Jr, K. K. Millheim, M. E. Chenevert, F. S. Young Jr. – TX: Society of Petroleum Engineers Richardson, 1991. – 508 p. ISBN: 978-1-55563-001-0.

61. Budynas, R. Roark's Formulas for Stress & Strain, 7th Edition / R. Budynas, W. Young. – USA: McGraw-Hill Professional, 2001. – 852 p. Available online: http://materiales.azc.uam.mx/gjl/Clases/MA10_I/Roark%27s%20formulas%20for%20stress%20and%20strain.pdf (accessed on 25 November 2021).

62. Challamel, N. Rock destruction effect on the stability of a drilling structure / N. Challamel // *Journal of Sound and Vibration*. – UK: Crossref / Elsevier. – 2000. – V. 233. – pp. 235–254. DOI: 10.1006/jsvi.1999.2811.

63. Chen, S. L. Field Investigation of the Effects of Stick-Slip, Lateral, and Whirl Vibrations on Roller-Cone Bit Performance / S. L. Chen, K. Blackwood, E. Lamine // *SPE Drilling & Completion*. – 2002. – V. 17. – USA: SPE. – pp. 15–20. DOI: 10.2118/76811-PA.

64. Chen, X. Drilling Performance Optimization Based on Mechanical Specific Energy Technologies / X. Chen, D. Gao, B. Guo, Y. Feng // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. – Netherlands: Elsevier. – 2016. – V. 35. – pp. 686-694. DOI: 10.1016/j.jngse.2016.09.019.

65. Clausen, J. R. Drilling with Induced Vibrations Improves ROP and Mitigates Stick/Slip in Vertical and Directional Wells / J. R. Clausen, A. E. Schen, I. Forster, J. Prill, R. Gee // *IADC / SPE Drilling Conference and Exhibition*. – USA: SPE. – 2014. DOI: 10.2118/168034-MS.

66. Cunha, J. C. Buckling of Tubulars Inside Wellbores: A Review on Recent Theoretical and Experimental Works // *SPE Drilling & Completion*. – USA: SPE. – 2004. – 13-19 p. DOI: 10.2118/87895-PA.

67. Dareing, D. W. Longitudinal and Angular Drill String Vibrations with Dampening / D. W. Dareing, J. Livesay // *Journal of Engineering for Industry*. – USA: American Society of Mechanical Engineers. – 1968. – pp. 671-679. DOI: 10.1115/1.3604707.

68. Dawson, R. Drill String Stick-Slip Oscillations / R. Dawson, Y. Q. Lin, P. D. Spanos // *Conference of the Society for Experimental Mechanics*. – TX: Houston. – 1987. – pp. 590-595.

69. Dvoynikov, M. V. Development of Mathematical Model for Controlling the Drilling Parameters with a Screw Downhole Motor / M. V. Dvoynikov, **A.A. Kunshin**, P. A. Blinov, V. A. Morozov // *International Journal of Engineering (IJE) – IJE TRANSACTIONS A: Basics*. – 2020. – V. 33. - № 7. – pp. 1423-1430. DOI: 10.5829/IJE.2020.33.07A.30.

70. Dvoynikov, M. V. Development of Hydraulic Turbodrills for Deep Well Drilling / M. V. Dvoynikov, D. I. Sidorkin, **A.A. Kunshin**, D. A. Kovalev // Applied Science. – 2021. – V. 11. DOI: 10.3390/app11167517.

71. Dykstra, M. W. Improving drilling Performance by Applying Advanced Dynamics Models / M. W. Dykstra, M. Neubert, J. M. Hanson; M. J. Meiners // SPE / IADC Conference. – Netherlands: SPE. – 2001. DOI: 10.2118/67697-MS.

72. Emudiaga, O.D. Torsional and Lateral Vibrations of Polycrystalline Diamond Compact PDC Bits in Directional Drilling / O.D. Emudiaga, A. Dosunmu, O. C. Victor // SPE Nigeria Annual International Conference and Exhibition. – USA: SPE. – 2016. DOI: 10.2118/184384-MS.

73. Equinor ASA : web site. – Norway, 2021. URL: <https://www.equinor.com/en/what-we-do/norwegian-continental-shelf-platforms/volve.html> (Accessed on 25 November 2021). – Access mode: open access. – Text: electronic.

74. Frenzel, M. Dynamic Balancing of Bit/Reamer Cutters Improves Drilling Performance / M. Frenzel, B. J. Kull // World Oil. – 2008. – V. 229. – USA: N.p. – pp. 68-72.

75. Halliburton Energy Services, Inc. Geo-Pilot Rotary Steerable System: Steering the Wellbore While Rotating the Drillstring, H02157B 10/99, 1999.

76. Galle, E. M. Best Constant Weight and Rotary Speed for Rotary Rock Bits / E. M. Galle, H. B. Woods // AIME Drilling and Production Practice. – American petroleum institute (API): USA. – 1963. – pp. 48-55. Paper Number: API-63-048.

77. Gerbaud, L. PDC Bits: All Comes from the Cutter Rock Interaction / L. Gerbaud, S. Menand, H. Sellami // SPE / IADC Drilling Conference. – USA: SPE. – 2006. DOI: 10.2118/98988-MS.

78. Gere, J. M. Mechanics of Materials, 4th edition / J. M. Gere, S. P. Timoshenko, – USA: PWS Publishing Company, 1996. – 794 p. : ISBN 0130164674.

79. Hutchinson, M. Automated Downhole Vibration Damping / M. Hutchinson // SPE / IADC Middle East Drilling Technology Conference & Exhibition. – USA: SPE. – 2013. – 12 p. DOI: 10.2118/166736-MS.

80. Hutchinson, M. Self-Adapting Bottom-Hole-Assembly Vibration Suppression / M. Hutchinson, D. Burgess, F. Thompson, A. Kopfstein // Proceedings of the SPE Annual Technical Conference and Exhibition. – USA: SPE. – 2010. DOI: 10.2118/166071-MS.

81. Jaeger, T. Navi-Drill Motor Handbook / T. Jaeger, K. Doering. – USA: Baker Hughes Incorporated, 2019. – 76 p. URL: <https://www.bakerhughes.com/sites/bakerhughes/files/2020-11/Baker-Hughes-Navi-Drill-motor-handbook-15th-edition-2020.PDF> (Accessed on 25 November 2021). – Access mode: open access. – Text: electronic.

82. Karnopp, D. Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems / D. Karnopp // ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. – 1985. – V. 107. – USA: American Society of Mechanical Engineers. – pp. 100-103. DOI: 10.1115/1.3140698.

83. Kunshin, A. A. Design and process engineering of slotted liner running in extended reach drilling wells / **A.A. Kunshin**, M. V. Dvoynikov // SPE Russian Petroleum Technology Conference. – 2018. – pp. 1-12. DOI: 10.2118/191520-18RPTC-MS.

84. Kunshin, A. A. Topology and dynamic characteristics advancements of liner casing attachments for horizontal wells completion / A. A. Kunshin, M. V. Dvoynikov, P. A. Blinov // Proceedings of the VI Youth Forum of the World Petroleum Council – Future Leaders Forum. CRC Press/Balkema, Taylor & Francis Group, UK. – 2019, pp. 376-381. DOI: 10.1201/9780429327070-52.

85. Kyllingstad, A. A Study of Slip-Stick Motion of the Bit / A. Kyllingstad, G. W. Halsey // SPE Drilling Engineering. – 1988. – V. 3. – USA: SPE. – pp. 369–373. DOI: 10.2118/16659-PA.

86. Larsen, L. K. Tools and Techniques to Minimize Shock and Vibration to the Bottom Hole Assembly / L. K. Larsen // Master thesis, Faculty of Science and Technology. – Norway: University of Stavanger, 2014.

87. Leine, R. I. Stick-slip Whirl Interaction in Drillstring Dynamics / R. I. Leine, D. H. Van Campen, W. J. Keultjes, // Journal of Sound and Acoustics. – 2002. – V. 124. – pp. 209-220. DOI: 10.1115/1.1452745.

88. Liu, Sh. Numerical study of the compound vertical and horizontal impact cutting with a single PDC cutter / Sh. Liu, H. Ni, X. Wang, P. Wang, N. Li // Energy Reports. – Netherlands: Elsevier. – 2020. – V. 6. – pp. 1520-1527. DOI: 10.1016/j.egy.2020.05.020.

89. Marquez, A. Mitigating Downhole Vibrations in Bottom Hole Assemblies using Finite Element Analysis / A. Marquez, E. Omojuwa, C. Teodoriu // SPE Health, Safety, Security, Environment, & Social Responsibility Conference. – USA: SPE. – 2017. DOI: 10.2118/184420-MS.

90. Mensa-Wilmot, G. Little Things, Big Effect-Identifying Causes and Addressing Vibrations Issues in Challenging Deepwater Applications / G. Mensa-Wilmot, P. Benet, D. Ramchune, B. Maddoux // SPE / IADC Drilling Conference and Exhibition. – Netherlands: SPE. – 2013. DOI: 10.2118/163565-MS.

91. Mitchell, R. F. Fundamentals of Drilling Engineering / R. F. Mitchell, S. Miska, B. S. Aadnøy. – USA: Society of Petroleum Engineers, 2011. – 696 p. : ISBN: 978-1-55563-207-6.

92. Mitchell, R. F. Lateral vibration: the key to BHA failure analysis / R. F. Mitchell, M. B. Allen // World Oil. – 1985. – V. 200. – USA: N.p.

93. Navarro-Lopez, E. Sliding-mode of a multi-DOF oil well drill string with stick-slip oscillations / E. Navarro-Lopez, D. Cortes // Proceedings of the 2007 American Control Conference. – USA: IEEE. – 2007. – pp. 3837–3842. DOI: 10.1109/ACC.2007.4282198.

94. Navarro-Lopez, E. Practical approach to modelling and controlling stick-slip oscillations in oil well drill strings / E. Navarro-Lopez, R. Suarez // IEEE

International Conference on Control Applications. – USA: IEEE. – 2004. – pp. 1454–1460. DOI: 10.1109/CCA.2004.1387580.

95. Osnes, S. M. MWD Vibration Measurements: A Time for Standardisation / S. M. Osnes, P. A. Amundsen, T. Weltzin, E. Nyrnes, B. L. Hundstad, G. Grindhaug // IADC Drilling Conference and Exhibition held in Amsterdam. – Netherlands: SPE. – 2009. DOI: 10.2118/1209-0062-JPT.

96. Patent № 4608861. MWD tool for measuring weight and torque on bit. Wachtler, William J., Yang, Thomas M. – USA: MacLeod Laboratories, Inc. Publication Date 09.02.1986.

97. Patent № 8944190. System and Method for Damping Vibration in a Drill String. Wassell, M. et al. – USA: APS Tech Inc. Publication Date: 22.05.2007.

98. Reimers, N. Antistall Tool Reduces Risk in Drilling Difficult Formations / N. Reimers // Journal of Petroleum Technology. – USA: SPE. – 2012. – 3 p. DOI: 10.2118/0112-0026-JPT.

99. Rewcastle, S. C. Real-Time Downhole Shock Measurements Increase Drilling Efficiency and Improve MWD Reliability / S. C. Rewcastle, T. M. Burgess // SPE / IADC Drilling Conference. – USA: SPE. – 1992. DOI: 10.2118/23890-MS.

100. Richard, T. The scratch test as a means to measure strength of sedimentary rocks / T. Richard, E. Detournay, A. Drescher, P. Nicodeme, D. Fourmaintraux // SPE/ISRM Proceedings EuRock'98 Conference (Rock Mechanics in Petroleum Engineering). – Norway: SPE. – 1998. – V. 2. – pp. 15-22. DOI: 10.2118/47196-MS.

101. Saldivar, M. B. An Overview on the Modeling of Oilwell Drilling Vibrations / M. B. Saldivar, I. Boussaada, H. Mounier, S. Mondié, S.I. Niculescu. // IFAC Proceedings Volumes. – 2014. – V. 47. – South Africa: Elsevier. – pp. 5169-5174. DOI: 10.3182/20140824-6-ZA-1003.00478.

102. Saldivar, M.B. Stick-slip oscillations in oil well drill strings: distributed parameter and neutral type retarded model approaches / M. B. Saldivar,

S. Mondíe, J. J. Loiseau, V. Rasvan // 18th IFAC World Congress. – Italy: IFAC. – 2011. – pp. 284-289. DOI: 10.3182/20110828-6-IT-1002.00084.

103. Saldivar, M.B., Mondíe S. Drilling vibration reduction via attractive ellipsoid method / M. B. Saldivar, S. Mondíe // Journal of the Franklin Institute. – Netherlands: Elsevier. – 2013. – V. 350. – pp. 485-502. DOI: 10.1016/j.jfranklin.2012.12.010.

104. Sanankone, P. A Field Method for controlling Drillstring Torsional Vibration / P. Sanankone, O. Kamoshima, D. B. White // IADC / SPE Drilling Conference. – New Orleans: SPE. – 1992. DOI: 10.2118/23891-MS.

105. Sheridan, T. B. Human and Computer Control of Undersea Teleoperators.: Man-Machine Systems Laboratory / T. B. Sheridan, W. Verplank // Department of Mechanical Engineering. – USA: MIT. – 1978. DOI: 10.21236/ada057655.

106. Shyu, R. J. Bending vibration of rotating drillstrings / R. J. Shyu, // Ph.D Thesis of Massachusetts Institute of Technology (MIT). – USA: MIT, 1989.

107. Spanos, P. D. Modeling of Roller Cone Bit Lift-Off Dynamics in Rotary Drilling / P. D. Spanos, A. K. Sengupta, R. A. Cunningham, P. R. Paslay // ASME J. Energy Resour. Technol. – USA: American Society of Mechanical Engineers. – 1995. – V. 117. – pp. 197-207. DOI: 10.1115/1.2835341.

108. Spinnler, R. F. Mud pulse logging while drilling telemetry system: design, development, and demonstrations / R. F. Spinnler, F. A. Stone. – USA: Teleco Oilfield Services, Inc., 1978.

109. Teale, R. The concept of specific energy in rock drilling. International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics / R. Teale // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts. – UK: Mining Research Establishment. – 1965. – V. 2, - № 1 – pp. 57-73. DOI: 10.1016/0148-9062(65)90022-7.

110. Tu, B. Sh. L. Research on mud pulse signal data processing in MWD / B. Sh. L. Tu, H. L. De, En, M. J. Miao // EURASIP Journal on Advances in Signal

Processing. – Germany: Springer Open. – 2012. – V. 1. DOI: 10.1186/1687-6180-2012-182.

111. Tucker, R. W. On the effective control of torsional vibrations in drilling systems / R. W. Tucker, C. Wang // *Journal of Sound and Vibration*. – UK: Crossref / Elsevier. – 1999. – V. 224. – pp. 101–122. DOI: 10.1006/jsvi.1999.2172.

112. Underwood, L. D. Directional Drilling in Petroleum Well Construction, Chapter 2 / L. D. Underwood, M. L. Payne. – USA: John Wiley and Sons, 1997.

113. Vandiver, J. K. Case studies of the bending vibration and whirling motion of drill collars / J. K. Vandiver, J. W. Nicholson, R. J. Shyu // *SPE Drilling Engineering*. – USA: SPE. – 1990. – 14 p. DOI: 10.2118/18652-PA.

114. Wicks, N. Modeling of Axial Vibrations to Allow Intervention in Extended Reach Wells / N. Wicks, J. A. Pabon, F. M. Auzerais, R. Kats, M. Godfrey, Y. Chang, A. S. Zheng // *SPE Deepwater Drilling and Completions Conference*. – USA: SPE. – 2012. DOI: 10.2118/156017-MS.

115. Yigit, A. S. Stick-Slip and Bit-Bounce Interaction in Oil-Well Drill strings / A. S. Yigit, A. P. Christoforou // *Journal of Energy Resources Technology*. – USA: American Society of Mechanical Engineers. – 2006. – V. 128. DOI: 10.1115/1.2358141.

116. Zhang, H. Numerical study on optimal impact angle of a single PDC cutter in impact rock cutting / H. Zhang, L. Shubin, N. Hongjian // *Energy Reports*. – Netherlands: Elsevier. – 2021. – V. 7. – pp. 4172-4183. DOI: 10.1016/j.egy.2021.06.076.