

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



На правах рукописи

**Морозов Виктор Александрович**

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ВИНТОВОГО  
ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ПАРАМЕТРОВ  
РЕЖИМА БУРЕНИЯ НАКЛОННЫХ СКВАЖИН**

*25.00.15 – Технология бурения и освоения скважин*

**Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

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

Санкт-Петербург – 2019

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>4</b>
<b>ГЛАВА 1 АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЛАСТИ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ «ВИНТОВОЙ ЗАБОЙНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – КОЛОННА БУРИЛЬНЫХ ТРУБ».....</b>	<b>10</b>
1.1 Анализ колебаний системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» в процессе бурения скважин.....	10
1.2 Анализ причин колебаний системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» и возможности их регулирования.....	13
1.3 Анализ методик и методов испытания рабочего процесса ВЗД.....	22
1.4 Анализ математических моделей динамики.....	28
1.5 Анализ инструментов числового моделирования бурения направленных скважин.....	31
1.6 Анализ существующих глубинных контрольно-измерительных приборов для оперативного управления процессом бурения скважин.....	38
1.7 Выводы по первой главе.....	45
<b>ГЛАВА 2 МЕТОДОЛОГИЯ, МЕТОДЫ И МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ «ВИНТОВОЙ ЗАБОЙНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – КОЛОННА БУРИЛЬНЫХ ТРУБ».....</b>	<b>46</b>
2.1 Методика исследования колебаний корпуса ВЗД.....	46
2.2 Математическая модель динамики «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» в процессе бурения скважин.....	56
2.3 Выводы по второй главе.....	79
<b>ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ «ВИНТОВОЙ ЗАБОЙНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – КОЛОННА БУРИЛЬНЫХ ТРУБ».....</b>	<b>81</b>

3.1 Результаты экспериментальных исследований колебаний корпуса ВЗД.....	81
3.2 Выводы по третьей главе.....	86
<b>ГЛАВА 4 РАЗРАБОТКА МЕТОДА И ПРОГРАММЫ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА БУРЕНИЯ НАКЛОННО-ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКОВ СКВАЖИНЫ ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ СПОСОБЕ БУРЕНИЯ....</b>	<b>87</b>
4.1 Метод определения параметров режима бурения наклонных участков скважины.....	87
4.2 Разработка программы для ЭВМ числового моделирования динамически устойчивой работы системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб».....	88
4.3 Верификация адекватности модели устойчивой работы системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» с использованием теории вероятностей и математической статистики.....	94
4.4 Выводы по четвертой главе.....	107
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>109</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>111</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А</b> Текст программы числового моделирования значений колебаний системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб».....	123
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б</b> Справка о внедрении (реализация работы).....	128

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Повышение добычи углеводородного сырья разработкой, например, шельфовых месторождений, а также доработки ранее разбуренных площадей предусматривает наличие сложно построенных проектных профилей скважин, траектории которых могут содержать искривленные и наклонно - прямолинейные участки большой протяженности. Для бурения таких скважин в качестве привода долота используют роторные управляемые системы (РУС), либо винтовой забойный двигатель (ВЗД). Применение дорогостоящих зарубежных РУС является экономически не целесообразным. Поэтому проводку таких скважин в нашей стране осуществляют от 70 % до 80 % ВЗД.

Практика бурения показывает, что при проводке наклонно-направленных и горизонтальных участков скважин с использованием ВЗД часть осевой нагрузки до долота не передается, что обусловлено силами сопротивления, возникающими между стенками скважины и бурильной колонной. Для создания требуемой нагрузки на долото, в частности при проводке наклонно прямолинейных участков большой протяженности, используется комбинированный способ бурения. Особенность способа заключается в совместной работе колонны бурильных труб (КБТ) и ВЗД, осуществляемой посредством одновременной передачи крутящего момента, ротором или верхним силовым приводом и гидравлической энергией промывочной жидкости долоту.

Вращение бурильной колонны (БК), представленной разножесткостным по длине упругим стержнем, ограниченной стенками скважины и находящейся в переменном напряженно-деформированном состоянии (НДС), обуславливает возникновение форм сложных вращательных, поступательных, поперечных и торсионных колебаний.

В свою очередь, установленный в компоновку низа бурильной колонны (КНБК) ВЗД, в силу своей конструктивной особенности – силовой секции,

представленной героторным механизмом, совершает независимые от КБТ и долота собственные осевые и поперечные колебания.

В зависимости от типа породоразрушающего инструмента, состава КНБК и физико-механических свойств горной породы, а также режима бурения возникают сложные формы колебаний дискретного характера. На практике для измерения вибрации долота в телеметрической системе располагается трехпозиционный акселерометр, позволяющий контролировать ускорение КНБК. Наличие совместных вращательных, поступательных, поперечных, и торсионных колебаний долота, ВЗД и КБТ, превышающих критические значения виброускорений, приводит к потере устойчивости инструмента, отрицательно влияет на формирование стенок скважины, снижает качество управления траекторией, а также увеличивает риск возникновения аварийной ситуации, представленной отворотом резьбовых соединений и разрушением элементов КНБК. Следует отметить, что изменяющиеся частоты и амплитуды долота математически сложно определимы.

Поэтому управление динамикой КБТ при совместной эксплуатации с ВЗД регулированием параметров режима бурения наклонно-прямолинейных участков скважин позволит обеспечить устойчивую и безаварийную работу КНБК.

**Цель работы.** Повышение эффективности бурения наклонно-прямолинейных участков скважин винтовыми забойными двигателями при комбинированном способе бурения с вращением бурильной колонны.

**Идея работы.** Обеспечение устойчивой работы винтового забойного двигателя при одновременном вращении бурильной колонны за счёт снижения амплитуды колебаний регулированием параметров режима бурения на основе математического моделирования системы ВЗД-КБТ.

### **Основные задачи исследования**

1. Теоретическое обоснование и научное подтверждение необходимости регулирования и управления динамикой системы «ВЗД – КБТ» при бурении наклонно-прямолинейных участков скважины.
2. Теоретические и экспериментальные исследования колебаний винтового забойного двигателя в различных режимах его эксплуатации.
3. Разработка математической модели управления моментно - силовыми и частотными характеристиками системы «ВЗД – КБТ» при бурении наклонно - прямолинейных участков.
4. Разработка методики по определению требуемых параметров режима бурения наклонных участков скважины, обеспечивающих устойчивую работу КНБК.

**Методология и методы исследований.** Аналитический, экспериментальный, корреляционно - регрессионный анализ результатов исследований, числовое моделирование.

### **Научная новизна**

1. Экспериментально определены экстремумы распределения поперечных и осевых колебаний корпуса винтового забойного двигателя в зависимости от геометрических параметров героторного механизма и режимов его эксплуатации, обеспечивающие устойчивую его эксплуатацию.
2. Разработана математическая модель, позволяющая определить диапазон наступления автоколебаний системы «ВЗД - КБТ» и границы вращательного и поступательного волнового возмущения для разнородного стержня с установленным ВЗД при бурении наклонно–прямолинейных участков скважины.

**Объект и предмет исследования.** Объектом исследования является бурение наклонно-прямолинейных скважин, предметом – управление динамикой системы «ВЗД - КБТ».

### **Практическая и теоретическая значимость**

1. Разработана математическая модель динамики системы «ВЗД - КБТ», которая даёт возможность прогнозировать оптимальные параметры режима бурения направленных скважин, обеспечивающих устойчивую работу КНБК.

2. Определены оптимальные энергетические характеристики ВЗД на примере ДГР 178.7/8.56, обеспечивающие наименьшие поперечные колебания по всей длине героторного механизма и корпуса шпиндельной секции на разных режимах его эксплуатации.

3. Разработан инструмент численного моделирования устойчивой работы системы «ВЗД - КБТ» при совместной их эксплуатации. Алгоритм расчета используется в учебном процессе при проведении лабораторный и практических занятий по дисциплине «Технология бурения нефтяных и газовых скважин» для бакалавров по направлению 21.03.01 «Нефтегазовое дело». Свидетельство о регистрации программы ЭВМ: 2018616682. Дата регистрации: 05.06.2018. Заявка: 2018612341 12.03.2018. Дата публикации и номер бюллетеня: 05.06.2018 Бюл. №6.

### **Основные защищаемые положения:**

1. Обеспечение устойчивой работы ВЗД на основе результатов экспериментальных исследований равномерности распределения виброускорений и амплитуд поперечных и осевых колебаний по длине его корпуса в зависимости от энергетических характеристик героторного механизма и режимов эксплуатации. Оптимальный диапазон частот вращения ротора героторного механизма, обеспечивающий минимальные виброускорения и амплитуду колебаний двигателя находится в пределах 70% от частоты работы двигателя в режиме холостого хода.

2. Управление динамикой системы «ВЗД – КБТ» в зависимости от состава элементов разнородного стержня при его поступательном и вращательном волновом возмущении регулированием параметров режима бурения.

**Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждена уровнем аналитических и экспериментальных исследований, сходимостью и воспроизводимостью полученных результатов.

**Апробация исследований.** Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на всероссийской и международных конференциях: международной научно-практической конференции «Бурение в осложненных условиях» (г. Санкт – Петербург, Санкт – Петербургский горный университет, 2016, 2017, 2018 г.); 71 международная молодёжная научная конференция «Нефть и газ 2017» (г. Москва, Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина) 2017 г.; Международный форум-конкурс молодых учёных «Проблемы недропользования» (г. Санкт-Петербург, Санкт– Петербургский горный университет, 2018г.); XXIV научная конференция «Нефть и газ – 2018» (Монголия, г. Уланбаатор хот, Монгольский государственный университет науки и технологии, 2018 г.) Международная научно- практическая конференция «Бурение – 2018» (Монголия, г. Уланбаатор хот, Монгольский государственный университет науки и технологии, 2018 г.)

**Личный вклад автора.** Проведены стендовые испытания ВЗД. Определена устойчивая работа системы «ВЗД – КБТ». Усовершенствованна математическая модель, позволяющая рассчитать осевую нагрузку на долото и частоту его вращения с учётом адаптации границ автоколебаний и режимов эксплуатации ВЗД.

**Реализация работы.** Разработанные в диссертационном исследовании математические модели и технологические рекомендации, направленные на определение устойчивой работы системы «ВЗД - КБТ» используются филиале ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени, ПАО «ЛУКОЙЛ» при верификации проектных решений, определяющих моментно – частотные режимные параметры бурения наклонно – прямолинейных участков скважины.

**Публикации.** По теме диссертационных исследований опубликованы 11 трудов в печатных изданиях, из них 4 в изданиях рекомендованных высшей аттестационной комиссией (ВАК) Министерства образования и науки Российской Федерации.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа общим объемом 128 страниц состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы из 98 источников, включает 18 рисунков и 8 таблиц.

# **ГЛАВА 1 АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЛАСТИ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ «ВИНТОВОЙ ЗАБОЙНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – КОЛОННА БУРИЛЬНЫХ ТРУБ»**

## **1.1 Анализ колебаний системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» в процессе бурения скважин**

Распространённое явление (процесс, режим) в природе, физике, технике – колебание – поочередное возрастание и убывание во времени значений какой-либо величины под действием возникающей восстанавливающей силы. Колеблущейся величиной называют изменяющуюся величину, определяющую положение (координаты) или состояние (давление, температуру, скорость) колебательной системы (тела, электромагнитного контура). Физические сущности колеблющегося тела (колеблющихся величин) отличаются следующие:

- механические (колебания балок, машин, в том числе и буровых станков, фундаментов машин, породоразрушающего инструмента, колонн бурильных труб, корпусов кораблей, крыльев самолетов, рессор транспорта и т.п.);
- электромагнитные (электрических волн, магнитных полей);
- физические (колебания температуры, давления, влажности и т.д.);
- химические (реакции);
- термодинамические (энтропия, энтальпия);
- биологические и др.

Бегущей или стоячей волной называется распространение возмущения в некоторой среде. Отличие волны от движения – характеристика за промежуток времени любой длительности частотой (периодом), амплитудой, длиной волны (пространственным периодом). Движение определяется координатой (положением) системы или её точки в момент времени.

Процесс механических колебаний – непрерывное преобразование потенциальной энергии в кинетическую и обратно. Часть энергии

рассеивается в виде тепла из колеблющегося тела, если отсутствует источник восполнения энергии, то колебания через время затухают. Наличие колебаний при разрушении забоя не допустимо. Практика показывает «отрицательное» и «положительное» влияние распространения колебаний не направленного действия [34,63,95].

Колебанием или вибрацией инструмента называют перемещение отдельных точек («вниз», «вверх», «вбок») относительно статического положения или равномерного движения. Переменная угловая скорость движения инструмента характеризует вибрацию поперечными перемещениями на забое и частотой большей частоты вращения осевой нагрузки, передаваемой сечением.

В настоящее время при бурении нефтяных и газовых скважин используют вращательный способ. Данный способ предусматривает либо вращение колонны бурильных труб, либо вращение долота осуществляется посредством передачи гидравлической энергии бурового раствора валу объёмного двигателя или турбобура. Бурение скважин, содержащих протяжённые участки, наклонные и наклонно-прямолинейные, производители осуществляют роторным способом. Это обусловлено не возможностью доведения нагрузки на долота во время «слайдирования» с установленным гидравлическим забойным двигателем (ГЗД) в компоновку низа бурильной колонны (КНБК) по причине сопротивления в результате трения бурильных труб о стенки скважины при поступательных их перемещениях.

Для бурения роторным способом требуется управление траекторией профиля. В результате приходится использовать интеллектуальные роторные управляемые системы. Однако данное оборудование является крайне экономически не эффективным, поэтому использование ВЗД остаётся наиболее распространённым (более 70%). Следует отметить, что в процессе проводки наклонно-прямолинейных участков используется вращательный

способ бурения с ВЗД. Его называют комбинированный или роторно-турбинный.

Комбинированный способ бурения – совместная работа колонны бурильных труб (КБТ) и винтового забойного двигателя (ВЗД), осуществляемая посредством сообщения момента вращения, ротором или верхним силовым приводом и энергией потока промывочной жидкости долоту.

Характер движения бурильной колонны (БК), определяемый параметрами режима бурения и силами сопротивления, возникающими на контактах колонны бурильных труб, кривых переводников, центраторов, секций забойных двигателей, породоразрушающего инструмента со стенками скважины, отличен от равномерного вращения вокруг собственной оси или другой пространственной оси, не совпадающей с собственной. Действие сил сопротивления вращающейся упругой бурильной колонны приводит к движению с переменной угловой скоростью, изгибаясь с переменной амплитудой (промедление, приостановка – стопорение). БК передает и создает осевую нагрузку, неравномерное движение в отдельных точках или участках приводит к изменению создаваемой и передаваемой осевой нагрузки, величина и частота которой зависят от условий работы инструмента.

Конфигурация долота, конструкция забойного двигателя, жёсткость компоновки низа бурильной колонны (КНБК), количество расположенных по длине центраторов – расширителей, наличие замков – турбулизаторов, физические и реологические свойства технологической жидкости в местах контакта со стенками скважин обуславливают колебания БК.

Незатухающие колебания системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб», вызванные силами сопротивления, питаемые внешним источником энергии, которым является пульсирующий поток жидкости, привод забойного двигателя, привод бурового станка, относятся к фрикционно – релаксационным автоколебаниям.

Наличие силы трения и центробежной силы инерции, действующих попеременно по длине буровой колонны и во времени, определяют пространственную форму колебания инструмента и характеризуются траекторией ствола скважины. Можно лишь констатировать внешние признаки колебания: следующие большие затраты мощности; удары колонны о поверхность стенок скважины; изгибы и изломы колонны буровых труб усталостного характера [26,27,4].

## **1.2 Анализ причин колебаний системы «винтовой забойный двигатель – колонна буровых труб» и возможности их регулирования**

Фрикционно – релаксационные автоколебания колебания инициируются силами инерции вращающегося с высокой частотой и значительным эксцентриситетом массивного ротора системы «винтовой забойный двигатель – колонна буровых труб». Действие сил потока жидкости и изгибающего момента, направляют вращение элемента одновременно с вращением породоразрушающего инструмента, считаются одним из наиболее приоритетных для отказа буровой колонны.

В процессе бурения участков стабилизации различают следующие виды колебаний:

- поступательные, вызванные работой долота и пульсацией бурового раствора в камерах винтового забойного двигателя, ходом ротора винтового забойного двигателя,
- поперечные, определяемые работой долота и конструктивными особенностями винтового забойного двигателя,
- вращательные, обусловленные вращением долота, ВЗД и КБТ [1-9,23,30-32,37,38,44-46,50,51,52,57-59,64,66,68,74,76,80,82,84-90,92-98].

Догматические представления развития форм колебаний, возникающих в процессе бурения скважин, обобщение предыдущего опыта и попытки распространить решения в борьбе с негативным влиянием действия.

Режим бурения влияет на износ рабочих (РО) органов винтовых забойных двигателей. Работа винтового двигателя в перегрузке допускается только кратковременно. Буровые работы выполняются с использованием индикатора веса, что не может обеспечить полной безопасности эксплуатации ВЗД. Эффективное и экономически целесообразное применение регулирующих устройств существенно упростит работу, например, бурильщика и не допустит длительную работу ВЗД в перегруженном режиме. Согласно опытным данным испытания винтового забойного двигателя увеличение момента вращения на валу шпинделя от 1кН·м до 14кН·м величина потери мощности увеличивается в 1,7 раза, что соответствует перепаду давления в камерах рабочих органов забойного двигателя от 0,5 до 8 МПа [8].

Механика управления динамикой работы бурильного инструмента с использованием комплекса виброусилителей, конструкции которых предупреждают аварийность элементов бурильной колонны, снижают интенсивность усталостного разрушения уменьшая амплитуды поступательных, поперечных и вращательных колебаний колонны.

Эффективность использования виброгасителей:

- повышает механическую скорость бурения на десятки процентов;
- сохраняет целостность столба керна;
- снижает вероятность возникновения аварийной ситуации с бурильной колонной;
- повышает качество вскрытия пласта бурением.

Управление динамикой бурильного инструмента осуществляется устройствами, регулирующими поступательные, поперечные и вращательные колебания. В основе устройств используются:

- энергия вязкого трения (демпфирование), пропорциональное квадрату скорости энергии колебаний, гасится вытесняемой жидкостью через комбинированную щель между поршнем и цилиндром или через

комбинированные отверстия в поршне малого диаметра, в обводном канале,

- силы сухого трения, пропорциональны нормальной силе между двумя трущимися поверхностями, близкой к направлению нормали,
- конструктивное (гистерезисное, деформационное, структурное и др.) демпфирование, пропорциональное амплитуде виброперемещений, осуществляемое силами внутреннего трения между прижатыми цилиндрическими поверхностями упругоэластичных элементов, сегментов, волокон в канате и т.д.,
- динамическое виброгашение,
- комбинации элементов демпфирования.

Применение скважинных вибраторов в бурении забойными и многоступенчатыми гидроцилиндрами или гидроусилителями обеспечивает статическое прижатие долота к забою скважины. Эффективность вибратора достигается сочетанием следующих факторов:

- дополнительное вибровоздействие на забой,
- снижение коэффициента трения элементов бурильной колонны о стенки скважины,
- увеличение срока стабильной работы долота.

Применение в практике пассивных регулирующих устройств не выгодно. Переход к самонастраивающимся или настраиваемым системам требует разработки нового поколения конструкций регулирующих устройств, более сложных и более дорогостоящих [49].

В Пермском филиале ВНИИБТ проводились теоретические и экспериментальные исследования поперечных колебаний винтовых забойных двигателей в соответствии следующим задачам:

- повысить надежность и долговечность винтовых забойных двигателей,
- исследовать динамическую нагрузку в узлах двигателя и опытно-конструкторские и технологические работы,

- исследовать влияние поперечных колебаний долота,
- исследовать отличия конструкции ВЗД от забойных двигателей.

Исследованы совместные колебания ВЗД и низа буровой колонны до точки первого касания колонны со стенкой скважины. Разработана схема, учитывающая эксцентричное расположение ротора в статоре, наличие карданного вала, связь ротора со статором через упругую обкладку. Вал шпинделя опирается на долото, устанавливается в корпусе на трех радиальных и осевых опорах. Учтены действующие осевые силы в том числе и возникающие в работе двигателя, гидравлические поперечные силы в рабочей паре ротор-статор и массы бурового раствора между корпусом двигателя и стенками скважины.

Рассчитаны собственные колебания изолированных подсистем, значения динамических податливостей в узлах связи. Описаны вынужденные колебания ВЗД. В качестве возмущающих сил выступают центробежные силы от планетарного движения ротора с эксцентриситетом, и продольные гидравлические силы в рабочей паре. Наличие начальных прогибов и точность исполнения деталей вращения двигателя определяет амплитуду поперечных колебаний ВЗД.

С целью определения режима резонанса работы ВЗД в скважине вычислены собственные частоты поперечных колебаний низа буровой колонны с двигателем ДЗ-172 при осевой нагрузке на долото 50, 100, 150, 200 и 250 кН. Значения собственных частот колебаний, пересчитаны в соответствующие частоты вала двигателя. Значения собственных частот и значения собственных частот колебаний, определяют резонансные режимы двигателя. Работа двигателя ДЗ-172 с расходом жидкости 31 л/с резонансные режимы возникают для осевых нагрузок 55, 100 и 195 кН.

Возникновение резонанса получило прямое подтверждение. Исследование механической скорости и осевой нагрузки, проведенные сотрудниками Пермского филиала ВНИИБТ в процессе бурения двигателя Д1-195 нескольких скважин, с непрерывным контролем нагрузки на долото и

механической скорости установлено, что плавное увеличение и снижение нагрузки от 60 до 220 кН и обратно механическая скорость изменяется не плавно, выраженное чередование максимумов и минимумов с изменением осевой нагрузки от 70 до 100 кН. Характер изменения механической скорости вызван чередованием режимов устойчивой работы ВЗД и режима резонанса с вибрацией и потерь мощности двигателя от поперечных колебаний.

Из результатов проведенных исследований следует, что качественных отличий режимов резонанса ВЗД диаметром 172 и 195 мм нет, а собственные частоты колебаний ВЗД расположены в области рабочей частоты двигателя и с изменением осевой нагрузки от 50 до 100 кН периодически возникает режим резонанса.

Методика расчета проверена и подтверждена сотрудниками Пермского филиала ВНИИБТ испытаниями с использованием вертикального стенда. В эксперименте двигатель Д1-195 подвешивался буровым стендом без опоры в забой. Двигатель работал в холостом ходу и, пропорционально изменению расхода воды изменялись частота вращения вала двигателя и соответственно частота колебаний двигателя. С достижением частоты вращения БК  $\omega = 74 \pm 1$  рад/с происходило резкое увеличение амплитуды колебаний корпуса ВЗД в 2 - 5 раз. Расчеты показывают, что работа двигателя режиме резонанса Д1-195 значения четвертой собственной частоты колебаний корпуса равно 75 рад/с. Инструкция по эксплуатации ВЗД введена рекомендация о недопустимости работы в резонансных режимах. Чтобы снизить восприимчивость двигателя к резонансу, уменьшить динамические нагрузки в двигателе работа в режимах усиленной вибрации, целесообразно в двигатель вводить элементы, поглощающие энергию поперечных колебаний. Таким элементом является, например, шпиндель с резинометаллической осевой опорой (шпиндель с РМП). Практика применения ВЗД с такими шпинделями в условиях Западной Сибири показала повышенную долговечность и устойчивость

работы винтового забойного двигателя с РМП по сравнению с шаровой упорно – радиальной опорой серийного двигателя.

Полученные в результате расчетов формы колебаний двигателя ДЗ-172 и компоновки низа бурильной колонны. В зависимости от режима работы (различной осевой нагрузки) корпус двигателя с УБТ до точки первого касания УБТ со стенкой скважины образует от 3 до 5 полуволн изгиба. Амплитуда колебаний корпуса достигает от 2 до 4 мм, долота – от 1 до 2 мм. Искривления статора на длине обкладки соответствует от 0,3 до 0,7 мм, ротора – от 0,2 до 0,4 мм. При осевой нагрузке на долото 100 кН – 200 кН получены большие значения амплитуд колебаний и сил реакции, что объясняется близостью этих режимов к резонансным. В результате была разработана методика расчета поперечных колебаний ВЗД в скважине, учитывающая конструктивные особенности ВЗД и условия его работы в скважине, а также создан алгоритм определения собственных частот поперечных колебаний ВЗД в скважине и режима резонанса работы двигателя. Выявлено, что собственные частоты ВЗД диаметров от 172 до 195 мм расположены в рабочей области частот двигателя ВЗД с расходом жидкости и изменением осевой нагрузки от 50 до 100 кН будут возникать резонансные режимы, характеризующиеся повышенным уровнем поперечной вибрации.

Комплексная программа расчета вынужденных колебаний ВЗД и динамических сил, действующих в двигателе в различных режимах работы определила отличные при статических нагрузках и углов изгиба шарниров карданного вала. Значения радиальной нагрузки на обкладку статора составляют от 40 до 60кН и в радиальных опорах шпинделя от 8 до 10 кН [8,9,59].

Рассмотрим некоторые программы и системы разработанные зарубежными специалистами, например, программа «STIC-SLIP», учитывающая крутильные и продольные колебания БК в виде стержня, упругого на кручение и жесткого на растяжение, и технико-технологическое

решение «VORTEX» компании «Shlumberger»® представляет собой гибрид роторно-управляемой системы и забойного двигателя и позволяет оперативно реагировать на получаемую геологическую информацию о пласте.

Оснащённые буровые комплексом «Power Drive Vortex» регистрировали увеличение механической скорости бурения в пределах 50-60%:

- интегрированная силовая секция преобразует в механическую гидравлическую энергию бурового раствора, вращение колонны бурильных труб, увеличивает момент кручения и скорость вращения долота,
- момент позволяет увеличивать нагрузку на долото и увеличить механическую скорость бурения,
- автоматическая поддержка зенитного угла, уменьшает аварийность бурения транспортных и горизонтальных секций,
- автоматизация компоновки низа бурильной колонны увеличивает скорость бурения с большей точностью, чего не удастся достичь методами контроля бурения с поверхности,
- рентабельность бурения и продолжительность рейсов увеличивается,
- уменьшаются крутильные и продольные вибрации КНБК при бурении РУС, износ обсадных труб и бурильной колонны в участках интенсивного искривления ствола скважины уменьшается.

Практика работы долота от вала забойного двигателя с одновременным вращением бурильной колонны с поверхности для формирования прямолинейной траектории скважины, измерение наклона и азимута можно получать в режиме реального времени инструментами инклинометрии и необходимая корректировка траектории скважины сопровождается переходом с вращательного в скользящий режим.

Переход в скользящий режим сопровождается остановкой вращения бурильной колонны с выполнением ориентирования изгиба забойного двигателя в направлении желаемой траектории.

Учет момента вращения долота, контактного трения бурильной колонны с поворотом, появляется реактивный момент вращения, возникающий при внедрении долота в породу. При вращательном бурении изгиб буровой забойной компоновки заставляет долото вращаться с отклонителем от оси, из-за чего ствол скважины имеет больший диаметр и спиралевидную неровность. Причём вращение бурильной колонны, прилегание к нижней стороне скважины в наклонном и горизонтальном участках, меняет движение бурового раствора вокруг трубы, приводит к образованию слоя выбуренной породы, повышает риск прихвата трубы.

Как указывалось выше в стволах с большим отходом от вертикали силы трения растут до значения осевой нагрузки недостаточной для преодоления движения бурильной колонны. Смена режима бурения из скользящего во вращательный и обратно создаёт волнообразные неровности или резкие изгибы ствола. Повышение извилистости, увеличивает трение в процессе бурения и спуска обсадной колонны или оборудования для заканчивания скважин. Для решения данных проблем применяются наддолотные управляемые роторные системы (РУС).

Особенность РУС в обеспечении непрерывного вращения бурильной колонны, с исключением необходимости скольжения, высокая механическая скорость бурения в связи с уменьшением количества спускоподъёмные операции (СПО) и улучшение качества ствола скважины. РУС представляют собой гидравлические или механические модули и отклоняющие устройства.

Отклоняющие элементы, управляемые независимо друг от друга, выдвигаются из корпуса, радиальная сила к долоту направлена силой, соответствующей векторной сумме усилий на опорах, изменяют зенитный и азимутальный углы, интенсивность искривления скважины в диапазоне максимальной интенсивности кривизны ствола скважины [28,56].

Большинство компаний для проводки скважин используют гидравлические машины объёмного принципа действия. Технология бурения ВЗД имеет ряд особенностей по сравнению с бурением туррбобурами:

1. Выбор породоразрушающего инструмента зависит от условий бурения низкооборотные шарошечные долота с маслonaполненными опорами, гидромониторные долота (в сравнении с туррбобурами и перепадом давления в ВЗД создаваемый резерв мощности буровых насосов), моментоемкие фрезерные долота PDC с поликристаллическими алмазными или твердосплавными пластинами. Вооружение долот выбирается в соответствии с твердостью и абразивностью разбуриваемых пород.

2. Выбор рациональных параметров режима бурения производится с учётом технических характеристик ВЗД: частота вращения, расход жидкости, перепад давления, момент кручения, а также повышенную жёсткость характеристики  $n$ - $M$  (в зоне устойчивой работы двигателя от режима холостого хода до режима максимальной мощности падение частоты вращения составляет не более 15-20%).

Энергетические характеристики ВЗД позволяют создавать высокие осевые нагрузки (от 30 до 370 кН), приработку нового долота необходимо вести в течении 10-15 мин при пониженных осевых нагрузках.

Низкие частоты вращения долот обеспечивают преимущественно объёмный характер разрушения горных пород, поэтому с увеличением осевой нагрузки механическая скорость бурения винтовыми двигателями возрастает. С увеличением нагрузки на долото растёт его проходка до определенного значения, а затем начинает снижаться вследствие ухудшения условий очистки забоя и ограниченной прочности опор и вооружения долота.

Снижение объёмного разрушения горных пород сигнализирует о чрезмерном увеличении осевой нагрузки или в случае вхождения долота в пропласток более моментоемких пород что влечёт остановку двигателя и резкое повышение давления в нагнетательной линии. В случае остановки двигателя бурильный инструмент необходимо немедленно приподнять, а

затем осторожно довести к забою и продолжить бурение при пониженной нагрузке на долото. В случае длительной остановки двигателя жидкость под большим перепадом давления протекает через зазоры в РО, вызывая их интенсивный износ [2]. Работа ВЗД в экспериментальных и тормозных режимах приводит к потере его устойчивости в результате повышенных поперечных колебаний корпуса, вызванных конструктивной особенностями героторного механизма и пульсацией бурового раствора.

### **1.3 Анализ методик и методов испытания рабочего процесса ВЗД**

Измерение характеристик двигателей, отработки элементов конструкции и изменение ресурса отдельных узлов и деталей выполняется на стендах испытания винтовых забойных двигателей.

Универсальный буровой стенд (УБС) ВНИИБТ испытания забойных гидравлических двигателей и породоразрушающего инструмента. Входит в состав испытательного комплекса НПО «Буровая техника» и расположен под Москвой на ст. Поворово. База стационарной буровой установки с регулируемым электроприводом максимально воспроизводит эксплуатации условия (рисунок 1.1). С помощью стенда испытывают натурные образцы гидравлических двигателей, породоразрушающий инструмент и буровые механизмы. Разбуривание искусственного забоя (сталь, чугун, свинец, гранит) моделирует работу ВЗД стандартными долотами или специальными фрезерами в среде бурового раствора.

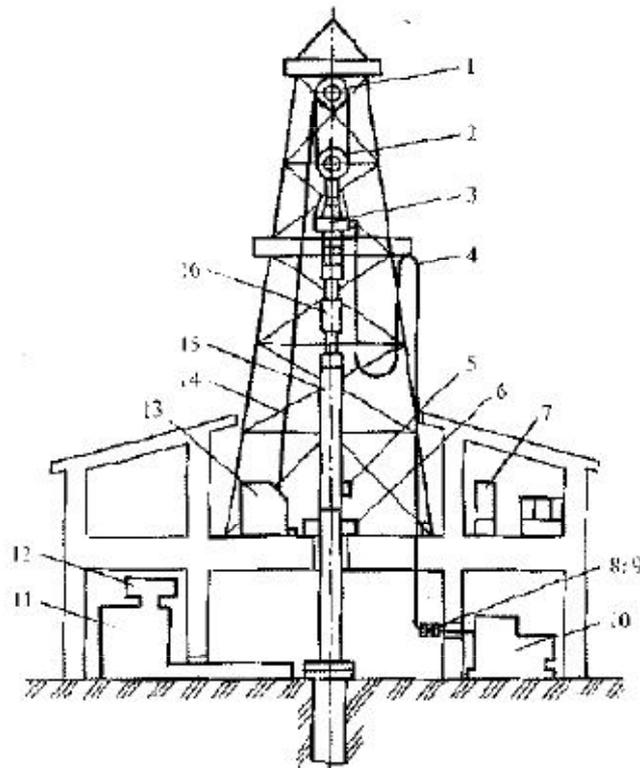


Рисунок 1.1 - Универсальный буровой стенд ВНИИБТ

1 – кронблок, 2 – крюкоблок с датчиком нагрузки, 3 – вертлюг, 4 – стояк и буровой рукав, 5,8 - расходомеры, 6 – ротор, 7- блок преобразователей сигнала, 9- датчик движения, 10 – буровые насосы, 11- ёмкости системы очистки, 12 – вибросито, 13 – буровая лебёдка, 14- талевый канат, 15 – забойный двигатель, 16 – манометр.

Сосредоточенная масса, смонтированной на ведущей трубе, одним или двумя буровыми насосами в процессе испытания регистрируется подача жидкости (воды или глинистого раствора) осуществляется момент двигателя перепад давления в двигателе, частота вращения выходного вала и нагрузка на долото. (тензодатчиком, установленным в переводнике выше ведущей труб).

Согласно техническим характеристикам УБС возможно испытания ВЗД с наружным диаметром 85 мм и более:

- подача буровых насосов, л/с 5-100;
- давление нагнетания, МПа 0-25;
- осевая нагрузка, кН 0-300;
- крутящий момент, кНм 0-15;
- частота вращения, об/мин 40-1500.

Стенд ПФ ВНИИБТ - универсальный горизонтальный стенд (рисунок 1.2) испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей.

Оснащение:

- регулируемым электроприводом постоянного тока силовых поршневых насосов, изменяющих расход жидкости;
- тормозным устройством в виде шинно-пневматической муфты и электродвигателем – генератором постоянного тока (рекуперативное торможение);
- амортизирующими элементами осевых опорных узлов.

Технические данные стенда:

- Диаметр испытываемых ВЗД мм 54-172
- Длина ВЗД, мм до 7000
- Частота вращения, об/мин 0-500
- Тормозной момент, кНм 0-
- Мощность привода насоса, кВт 90x2
- Подача насоса, л/с до 20

Стенд состоит из насосного блока, механической части и пульта контрольно - измерительные приборы (КИП). Рабочая жидкость – вода или глинистый раствор.

При испытании ВЗД устанавливается в балансирные опоры (рис.

2) уменьшающие реактивный момент корпуса 7 (люнеты). Через конусную – шлицевую муфту 5 гидродвигатель соединяется со шпинделем – сальником 4, соединённого – с электродвигателем – редуктором 2. Верхний переводник ВЗД соединяется с гидродвигателем поршневыми насосами 12 через вертлюг 9.

Момент сил сопротивления на валу ВЗД создается электродвигателем – генератором постоянного тока. Ток, вырабатываемый в момент торможения, передается трехмашинному агрегату.

В процессе испытания производится измерение частоты вращения, момента вращения вала ВЗД, расхода жидкости, давления нагнетания.

С помощью станда можно производить сборку – разработку ВЗД. Свинчивание и развинчивание резьбовых соединений осуществляется электродвигателем постоянного тока с использованием специальных захватов и ключей.

В настоящее время станд модернизирован и на нем проводятся испытания ВЗД производства ООО «ВНИИБТ-БИ» диаметром 42-240 мм с расход жидкости моментом – до 50 л/ и моментом вращения – до 20 кН·м.

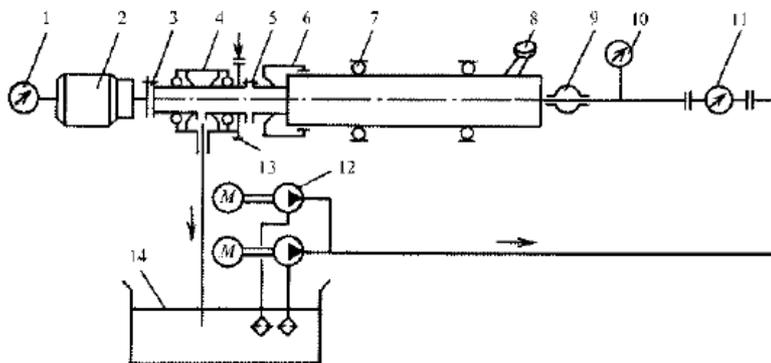


Рисунок 1.2 - Универсальный горизонтальный станд ПФ ВНИИБТ

1 – датчик скорости, 2 – электродвигатель – редуктор, 3,5 – муфты, 4 – шпиндель-сальник, 6 – сальник, 7 – балансирующие опоры, 8- датчик момента, 9 – вертлюг, 10 – датчик давления, 11- датчик расхода, 12 – насос, 13 – тормоз механический, 14 – бак.

Станд РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина для испытания малогабаритных ВЗД (рисунок 1.3) имеет следующие отличия:

- наклонное расположение гидродвигателя;
- вал ВЗД нагружается электромагнитным порошковым тормозом, момент которого пропорционален электрическому напряжению;
- клиноременная передача между ВЗД и тормозом;
- использование в качестве силового насоса многозаходного винтового насоса ( $i=5:6$ ;  $D_k=46\text{мм}$ );
- насос нерегулируемым, или регулируемым электродвигателем;

- направляют поток жидкости в бак полые валы шпинделя ВЗД и тормозное устройство без шпинделя – сальника.

В процессе испытания производится измерение давления входа и выхода ВЗД; частоты вращения валов насоса и гидродвигателя; напряжения тормозом устройстве.

Регистрация частоты вращения и давления нагнетания насоса определяется расходом жидкости  $Q$  и изменением давлением  $P$  в процессе его испытания с помощью уровня жидкости в мерном баке.

Измерения реактивного момента на корпусе не является необходимым, потому что момент сил сопротивления пропорционален напряжению тормоза, регистрируется активный момент на валу ВЗД. Момент сил сопротивления на валу ВЗД рассчитывается с учетом передаточного отношения клиноременной передачи момента холостого вращения привода.

Технические данные стенда испытываемого двигателя Д-48:

- марка тормоза ПТ-6М;
- тормозной момент, кНм 0-60;
- напряжение тормоза, В 0-12;
- передаточное отношение 2;
- рабочий объем насоса, л 0,2;
- подача насоса, л/с 0,1-1,5;
- давление нагнетания, МПа до 8.

Пример на рисунке 1.3 представлено графическое изображение характеристик двигателя в компьютерной обработке экспериментальных данных.

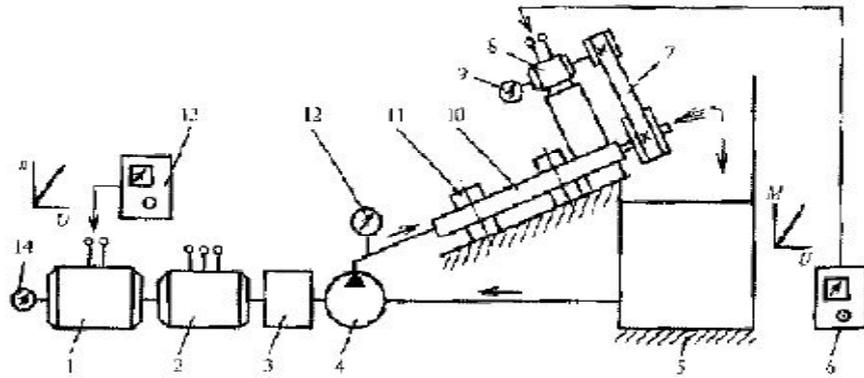


Рисунок 1.3 - Стенд РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина для испытания малогабаритных ВЗД

1 - электродвигатель постоянного тока, 2- электродвигатель переменного тока, 3 – коробка передач, 4 – одновинтовой насос, 5 – бак, 6,13 – регуляторы напряжения, 7 – клиноременная передача, 8 – электромагнитный порошковый тормоз, 9,14 – тахометры, 10 – ВЗД, 11 – зажимы, 12- манометр.

Специальный стенд исследования рабочего процесса ВЗД. Предназначенный для экспериментального определения составляющих механических потерь. Конструктивная особенность стенда – разобщение статора 3, установленного в балансирных опорах 2, от корпуса шпинделя 5, который жестко закреплен на раме стенда. Сопряжение статора с корпусом шпинделя подвижно (на скользящей посадке) и уплотнено резиновым кольцом. Восприятия осевой нагрузки, действующей статора, предусмотрен упорным подшипником 8. В отличие от стандартной схемы испытаний (рисунок 1.4), когда реактивный момент статора равен моменту нагрузки вала шпинделя ( $M_p=M$ ), и представляет собой сумму момента нагрузки момент потерь в опорах шпинделя соединения ротора и вала шпинделя ( $M_p=M+M_{ш}$ ) [2].

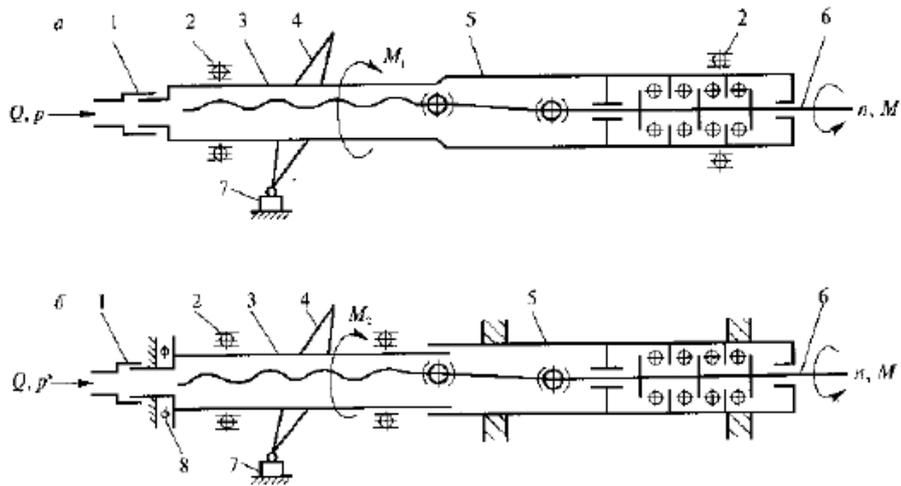


Рисунок 1.4 - Стенд ПФ ВНИИБТ для определения потерь в рабочей паре  
 а – обычная схема испытаний, б – схема испытания с разбиение статора от корпуса шпинделя, 1- вертлюг, 2 – балансирные опоры, 3 – статор, 4 – рычаг, 5 – корпус шпинделя, 6 - вал шпинделя, 7 – датчик момента, 8 – упорный подшипник.

Анализ эксплуатационных возможностей стендов показал, что имеющиеся горизонтальные и наклонные измерительные механизмы позволяют производить практически весь спектр энергетических характеристик гидравлических забойных двигателей. При этом следует отметить, что данные стенды не имеют возможности производить измерения амплитуды частотных характеристик отражающих устойчивую работу двигателей.

#### 1.4 Анализ математических моделей динамики

В исследование динамики буровой колонны в процессе бурения вписали свои имена отечественные и зарубежные ученые от начала XVII века. Метод исследования упругодеформированного состояния колонны буровых труб представленной одномерным стержнем сформулирован Л. Эйлером и продолжает совершенствоваться. Приращение потенциальной энергии бурового инструмента в виде механической системы и отклонениях оной от положения баланса, записаны и доказаны в виде теоремы П. С. Лапласа – П. Г. Л. Дирихле. Для рассматриваемого участка буровой колонны известен метод предложенный Л. С. Лейбензоном, определивший характер вращения. Определение области устойчивой работы буровой

колонной, методом механического аналога разработан Е. К. Юниным и В. К. Хегаем [47,55,78,81,83,84].

Большой вклад в конструирование и усовершенствование героторных машин внес выдающийся ученый Д.Ф. Балденко. Им проведены исследования рабочих процессов винтового забойного двигателя, а также предложены научные основы конструирования и создания объемных гидравлических машин для бурения и капитального ремонта скважин. Следует также отметить отечественных ученых внесших значительный вклад в конструирование, усовершенствование ВЗД и исследование их энергетических характеристик. Среди них можно выделить: Ф.Д. Балденко, Т.Н. Бикчурин, М.Г. Бобров, Ю.В. Вадецкий, М.Т. Гусман, М.В. Двойников, Ю.А. Коротаев, А.М. Кочнев, В.А. Каплун, С.С. Никомаров и др., а также зарубежные специалисты: Y.Forrest, M. Garrison, T. Hudson, R. Moineau, V. Tiraspolsky, W. Tcshirky, R. Yurgens, K. Wenzel и др [7,8,14-20,23-35,72,73,79].

Определение собственных колебаний методом динамических податливостей разделяет винтовой забойный двигатель на два изолированных элемента внутреннюю связи опор ротор и статор. Корпус двигателя принимают за однородный стержень, отдельно – вал шпинделя, карданный вал и ротор, соединённые шарнирами.

Характерные особенности расчётной модели ВЗД, в отличие от турбобура, в сочетании гибких и жёстких стержней, сосредоточенных и распределённых сил реакции радиальных опор, в наличии большого кинематического эксцентриситета, а также в действии поперечных сил и перекашивающего момента, обусловленных давлением жидкости.

Действие внутренних связей заменяют силами реакции. Продольную силу считают заданной, не меняющейся во времени, и постоянной по длине каждого из четырёх стержней (корпус, вал шпинделя, карданный вал и ротор). Задача определения собственных вынужденных колебаний записывается в виде алгебраических линейных уравнений относительно сил

реакции опоры, учитывающими не однородность кинематического эксцентриситета и гидравлической силы. Момент сил инерции ротора относительно его центра масс и перекашивающего момента гидравлических сил имеют один порядок пренебречь которым нельзя [8,9,59].

Описание работы бурильной колонны – двухмассовой динамической модели при углублении забоя скважины теорией погружения вращающегося твёрдого тела в сопротивляющуюся среду способствует исследованию продольных и крутильных автоколебаний релаксационного типа с учётом сил и моментов сопротивления со стороны забоя, прочностных свойств разрушаемой породы и корректировкой скорости вращения породоразрушающего инструмента. Использование аппроксимации Паде задаёт силу и момент сопротивления со стороны забоя скважины, а метод В.Ф. Журавлёва обобщают задачу бурения, как процесса погружения вращающегося тела, испытывающего поликомпонентное трение. Уравнения фрикционных автоколебаний релаксационного типа, записанные С.В. Белокобыльским и В.А. Корнатовым в виде динамической модели для определения скорости и глубины проходки при выборе параметров режима бурения, достаточно универсальны и справедливы при решении качественных задач процесса бурения [3,4,57,58].

Задача выбора эффективного измерения динамических составляющих крутящего момента и обоснованности управления параметрами режима работы бурильной колонны и устойчивости бурильной колонны в процессе бурения, решена как адаптированная физико-математическая модель бурильной колонны с двумя сосредоточенными массами, учитывает моменты инерции и жёсткую связь, описывает изменение вышеуказанных параметров. Исследование данной модели с помощью пакетов MATLAB и PDS показало, что переходные процессы, с изменением параметров режима бурения и влиянием диссипативной вязкой среды сопровождается автоколебаниями бурильной колонны, а работа имеет границу устойчивости, что позволяет разработать предположения повышения качества строительства скважин.

Изменяя динамический параметр (момент кручения) и управляя колонной, заданной длины, в процессе углубления скважины повышается эффективность бурения с целью регулирования режима работы бурильной колонны. Динамические составляющие крутящего момента в качестве управляющих параметров, обеспечивают устойчивую работу БК [5,10-17,20-22,48,60,61,63,66,71-73,80-82].

### **1.5 Анализ инструментов численного моделирования бурения направленных скважин**

Основанием объективно – ориентированного программирования является уровень языкового системного программирования к инфраструктуре аппаратного обеспечения с выполненным тестированием (технология, регламент API), изложенным в виде операционной системы с областью приложений строго связывающих структуру и алгоритмы числового моделирования.

Ограниченность линейным ускорением инфраструктуры аппаратного обеспечения в виде встроенных систем в однородный или разнородный составной стержень управляемый по средствам выполнения возвратно – поступательного и вращательного движения от возбудителя с сообщением волнового возмущения к старательному достижению цели – разрушения забоя с идеей – уменьшение ошибок, опорожнением негативной нагрузки, ведёт к разработке собственных технологий и техники [92-98].

Существует множество инструментов числового моделирования процесса бурения направленных скважин разработано к задачам компаний (организаций, корпораций, консорциумов и т.д.) с драйверами к техническим устройствам, создаваемых с использованием высокого уровня языка объективно – ориентированного системного программирования и библиотеками, предоставляющие соответствующие абстракции. Субъективно количество охваченных вопросов с представленным решением объективно не

может содержать решения всех вопросов (задач) процесса строительства (сооружения) скважин (горных выработок).

Специализированные средства нейтрализуют поразительную производительность современного компьютерного оборудования, добавлением избыточных программных абстракций слой за слоем.

Конкурирующая основа рынка инструментов числового моделирования способствует закреплению лидеров (от марок производителей) высокой ценовой категории, а низкой – утилизации.

Вопрос создания инструментов числового моделирования бурения направленных скважин конкурентного образца государственного содержания актуален. Попытки закрепить (установить, внедрить) «самый верный и рациональный» образец инструмента успеха не достигают.

В действительности инициатива создания универсального инструмента числового моделирования (обновляемое и дополняемое средство, зарегистрированное в государственном реестре (база данных)) в стремление к уменьшению цен строительства скважин в стадии проектирования требует анализа аспектов работы инструмента числового моделирования бурения – естественный результат деятельности.

В таблице 1.1 представлены наименования компании и программы для моделирования НДС КНБК и КБТ. Состояния КБТ в зависимости от сложности траектории профиля скважины и определения осевых и латеральных критических изгибающих в результате её скручивания при роторном вращении и реактивных моментов при бурении с ВЗД.

Таблица 1.1 - Программы для моделирования процесса бурения скважин

Наименование продукта	Возможности инструмента	Содержание пакета
1	2	3
WellPlan®	выбрать оптимальное снаряжение, оборудование, жидкость для бурения морских, прибрежных, глубоких, высоконапорных и высокотемпературных скважин, с 3D профилем, направленной и горизонтальной протяжённостью	Software® Интеграция Desktop™ инженера (EDT™)® базы данных Data Model™ инженера (EDM™)® Методология Output-driven-input™®

## Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
iQx®	<p>Визуализация данных бурения, скважин, литостратиграфия, системы бурового раствора, параметры бурения (ROP / WOB / FLOW / ECD / ESD / SPP)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Данные траектории</li> <li>➤ 3 визуализация</li> <li>➤ Общие тайминги</li> <li>➤ Анализ эффективности бурения</li> <li>➤ Визуализация основных знаний</li> </ul>	<p>E&amp;P</p> <p>Synchronised iQx: nutdaying IQ™ nothing IQ™</p>

*Продолжение таблицы 1.1*

1	2	3
WellPlanner®		Моделирование бурения при взаимодействии и использовании всей цепи данных для создания пилотного проекта с учётом стоимости бурения(WellPlanner), обучения и развития сценариев (WellSim), мониторинга и операций в реальном времени (WellAhead), анализа и передачи опыта (Wellahead Replay и WellAhead ReCalc service).

## Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
Модуль RMS wellplan®	<ul style="list-style-type: none"> <li>• автоматическое создание траекторий скважин и боковых стволов с учётом заданной программы бурения,</li> <li>• оценка «окна допуска» бурения,</li> <li>• антиколлизийное сканирование,</li> <li>• расчёт бурильной и обсадной колонн на допустимые механические нагрузки с учетом моментов, сил трения и нагрузок на смятие.</li> </ul> <p>Одним из элементов этого комплекса является получение, визуализация и анализ LWD и MWD данных в режиме реального времени. позволяет в автоматическом режиме получать, визуализировать и</p>	<p>Модуль RMS fieldplan</p> <p>Модуль RMS real-time</p> <p>RMS base клиент стандарта WITSML</p>

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
	<p>анализировать измерения, поступающие с одной или нескольких скважин в процессе бурения. RMS real-time может использоваться вместе с в качестве решения для геонавигации и мониторинга бурения, либо в составе комплексной системы геологического сопровождения и оптимизации эксплуатационного бурения прогноз положения долота по данным MWD и расчёт будущей траектории скважины для различных сценариев.</p>	
АМТ®	<p>Автоматический прием сигналов от технологических датчиков и забойной системы, контроль технологических процессов на скважине, оперативный контроль траектории скважины, построение коридора колокола (допустимого отклонения забоя скважины), построение проекций для проектной и фактической траекторий скважины, решение инженерных задач: расчет КНБК, прогноз и оценка рейса, определение сближения между скважинами куста, распознавание осложнений в процессе бурения, оперативное литологическое расчленение разреза по данным геофизики (ГК и КС др.), вывод на роторной площадке оперативных данных для инженера по кривлению, формирование и печать отчетной документации по скважине,</p>	

## Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
	экспорт накопленной информации в форматы данных (LAS,XLS), передача информации в удаленные центры приема и обработки данных. Методики расчета траекторий: тангенциальный - для S-образных траекторий, компенсированный - более точен при уменьшении шага измерений, усреднение углов - для слабонаклонных траекторий ствола, по радиусу кривизны - для горизонтальных S-образных стволов, способ двух хорд - для S-образных, сильнонаклонных траекторий.	

Анализ существующих программ для моделирования процесса бурения, а именно НДС КБТ и динамики показал, что на данный момент отсутствует математические модели позволяющие оценить вибрацию и уровень критических автоколебаний при комбинированном способе бурения скважин.

### **1.6 Анализ существующих глубинных контрольно-измерительных приборов для оперативного управления процессом бурения скважин**

Условие успешной проводки наклонно – направленных и горизонтальных скважин – навигационное сопровождение с использованием контрольно – измерительных приборов непрерывной передачи забойных параметров в процессе бурения (на Западе известных измерительные приборы MWD и LWD). Контрольно-измерительные приборы, предназначены для измерения регистрации и последующей дешифровки забойных параметров и передачи к поверхности.

В практике бурения известно четыре вида канала связи: электропроводный, электромагнитный, акустический и гидравлический.

Схема связи определяет конструктивные особенности, стоимость и комплектацию телеметрических систем.

*Электропроводная* связь предусматривает передачу сигнала по кабелю. В бурении электробуром используется электрический канал. В других способах бурения измерительный зонд спускается на электрическом кабеле внутри колонны бурильных труб. Преимуществом электропроводных (кабельных) приборов является высокая скорость передачи данных, возможность двусторонней связи между скважиной и наземной аппаратурой, возможность передачи электроэнергии питания к забойным датчикам. Недостаток – наличие кабеля внутри бурильных труб, проблема надежности специальных контактных разъемных устройств, износ и повреждение кабеля, увеличение времени спускоподъемных операций (СПО). Приборы кабельной связи требуют дополнительных устройств для проводки кабеля через вертлюг.

К *беспроводным* схемам относятся связи с электромагнитным, акустическим и гидравлическим каналом.

В электромагнитном канале связи данные забойных датчиков передаются в виде электромагнитных импульсов по горной породе и принимаются антенной, углубленной в грунте на некотором расстоянии от буровой. Электромагнитному каналу связи характерны повышенная (1,5 – 3 раза по сравнению с гидравлической) скорость передачи и обработки информации и большое число передаваемых забойных параметров (до 24), независимость от свойств бурового раствора и равномерности подачи насоса. Недостатки – затухание сигнала с увеличением глубины, наличие неустойчивой связи в разрезе скважин пород с низким удельным сопротивлением. Для усиления сигналов в бурильной колонне через определенное расстояние могут устанавливаться ретрансляторы.

Акустический канал связи звуковых волн передаваемые бурильными трубами. Канал ограничен глубиной скважины в связи с затуханием сигнала имеет низкую помехоустойчивость и информативность вследствие отражения и интерференции сигнала в замковых соединениях и при изменении диаметра труб, а также при параллельном формировании продольных колебаний в колонне бурильных труб в процессе взаимодействия долота с забоем.

Параллельное формирование продольных колебаний в колонне бурильных труб в начале работы нового долота и в процессе бурения определяется на момент его подъема.

В практике бурения акустический канал связи используется для оценки состояния долота, и в процессе бурения определяется момент его подъема и замены.

В технологиях ориентированного управления траекторией ствола скважины с использованием забойных гидравлических двигателей широкое распространение получили контрольно-измерительные приборы с гидравлическим каналом связи (импульсами давления или непрерывной волной). Преимущества обусловлены относительно большой дальностью передачи сигнала и независимостью от параметров проходимых горных пород и околоскважинного пространства. Недостаток таких каналов – низкая пропускная способность и зависимость затухания сигналов от физических свойств жидкости, степени аэрации раствора, поэтому их невозможно использовать при бурении с использованием газообразных агентов и пены.

Контрольно-измерительные приборы с гидравлическим каналом связи выпускаются западными компаниями и отечественными производителями.

Забойная часть таких приборов, размещенная в немагнитной трубе над ВЗД, включает блок забойных датчиков и средства хранения, кодирования и передачи информации на поверхность. Электропитание приборов автономное и осуществляется от забойного турбогенератора или аккумулятора.

Информация с забоя передается без остановки процесса бурения с помощью генерирования в гидроканале низкочастотных сигналов, создаваемых гидропульсатором. Гидравлические сигналы (с амплитудой 0,35-0,7 МПа) принимаются на поверхности датчиком давления, установленным на стояке, после чего обрабатываются и вводятся в компьютерную информационную базу оперативного контроля.

Измеряемые забойные параметры можно разделить на три группы:

- *навигационные* (траектории ствола скважины; зенитный угол, азимут, угол установки корпуса и азимут отклонителя);
- *геофизические* (сопротивление пород, гамма-каротаж, боковой каротаж, электромагнитный каротаж и др.);
- *технологические* (режим бурения ( $n$ ,  $M$ ,  $G$ ), давление в колонне бурильных труб и затрубье, температура на забое, уровень вибрации).

Расход бурового раствора, поступающего в гидродвигатель, определяется с помощью забойного турбогенератора.

Введение в забойный комплекс контрольно-измерительных приборов секции измерения технологических параметров с дополнительными датчиками усложняет и повышает требования к обслуживанию и тарировке, приводит к дополнительным затратам. Случаи поставки контрольно-измерительных приборов без секции измерения технологических параметров оставляет телеметрический контроль без включения основных параметров режима бурения ( $G$ ,  $M$ ,  $n$ ). Управление режимом работы забойного гидродвигателя ведется на основе показаний наземных датчиков технологического контроля (натяжение неподвижной струны талевого каната, давление на стояке, частота ходов насоса, скорость проходки, плотность и температура жидкости и др.), что не обеспечивает высокой точности.

Различают комплексы контрольно-измерительных приборов секций передачи информации с положительными и отрицательными импульсами давления. Положительные импульсы создаются путем частичного

перекрытия проходного сечения потока бурового раствора, отрицательные – впускном части потока в затрубное пространство, минуя долото. Способ передачи отрицательными импульсами давления с помощью регулируемого клапана используется в контрольно-измерительных приборах «Ориентир» особо малого диаметра компании Geolink для бурения горизонтальных скважин в ОАО «Татнефть».

В зарубежной практике используют системы (Ideal Schlumberger Anadrill) с *комбинированным* каналом связи (гидравлическим и электромагнитным), обеспечивающие максимальную эффективность измерительного комплекса, расположив датчики с электромагнитной связью с основной MWD в непосредственной близости к долоту (шпиндельную секцию ВЗД встраиваемые специальные зонды и передающие устройства).

Отечественными контрольно-измерительными приборами (ВНИИГИС) используется комбинированный канал связи – электрический и электромагнитный. Секции технологических датчиков наддолотных модулей связаны с основным модулем осуществляется электромагнитным каналом. Информация передается электрическим (проводником) каналом связи от основного модуля до приёмно-передающего устройства, расположенного в бурильной трубе в расстоянии от поверхности, необходимом для устойчивой связи с приемной антенной (50-100м).

Исполнение контрольно-измерительных приборов в виде модулей - основ навигации с возможностью измерения геофизических и технологических параметров.

Практическое применение в России получили телесистемы с кабельным каналом связи СТТ НПО «Потенциал», ГНПП «Пилот», ЭТО-ВНИИБТ, «Радиус» (ОАО «Удмуртнефть»), «Пеленг» (ООО «Кубаньгазпром»), ИГЛА, ГНОМ (ОАО «Газпром»), МСТ-45 (Техинформсервис), ГИРОКУРСОР ЗАО «НТ-КУРС» и электромагнитным каналом связи фирм ВНИИГИС, ВНИИПГ, НПФ «Самарские горизонты».

В качестве альтернативы зарубежным телеметрическим датчикам MWD и LWD в отечественной практике бурения применяются более простые контрольно-измерительные приборы измерения навигационных параметров с использованием инклинометров (от лат. *Inklino* – наклоняю) и *ориентаторов*.

ЭТО – 2М1 предназначен для передачи информации о зенитном угле и направлении действия отклонителя по отношению к апсидальной плоскости скважины по трехжильному каротажному кабелю. Контроль азимута применяется совместно с гироскопическим или магнитным инклинометром. Комплектуется немагнитной УБТ диаметром 105 и 168 мм, технологическая оснастка положения и защиты кабеля с наружной стороны бурильного инструмента. Наземная аппаратура имеет цифровое и аналоговое (контроль за малейшим изменением в поведении КНБК – стрелочные приборы) отображение информации.

Основные технические характеристики системы ЭТО-2М1:

Измеряемые параметры и погрешность, град.:

- зенитный угол 0-95( $\pm 0,5$ )
- отклонитель  $\pm 180$  ( $\pm 2$ )

Температура,  $^{\circ}\text{C}$ :

- для забойной части 120
- для наземной части  $\pm 50$

Габариты забойного модуля в сборе, мм:

- длина 700
- наружный диаметр 36

Инклинометр разделяется по принципу работы датчиков азимута на магнитные и гидроскопические.

Магнитные инклинометры измеряют зенитный угол и азимут (положение корпуса инклинометра) в открытом стволе скважины или в немагнитной УБТ или ЛБТ. Инклинометры для измерения и угла установки отклонителя, снабжаются наконечником и посадочным гнездом.

Гироскопические инклинометры отличаются от магнитных измерением азимута в них используются гироскопические датчики, применяемые в аэронавигационных системах и позволяющие проводить измерения в обсаженной трубами скважине.

Качество канала связи между забойным модулем и наземной аппаратурой инклинометров используется геофизический кабель с подъемником.

«Ориентир» контролируют угол установки отклонителя, конструкцией и зенитного угла.

Забойный модуль ориентатора при остановке бурения спускается на геофизическом кабеле внутрь бурильной колонны и своим наконечником стыкуется со специальным переводником, посадочное гнездо которого сориентировано с направлением действия отклонителя (меткой).

Последние модификации этой системы ЭТО-4, Это-4Т состоит из модулей замера навигационных, геофизических и технологических параметров функциональные возможности приближаются к зарубежным контрольно-измерительным приборам MWD и LWD.

Работа контрольно-измерительных приборов с кабельным каналом связи (ЭТО; СТТ-108; ОРБИ-36; Радиус и др.) заключается в следующем. Спуск инструмента на забой двигателя-отклонителя и размещённого ориентирующего устройства, установленного в направлении искривления. На последнюю бурильную трубу устанавливается кабельный переводник (УВК-устройство вывода кабеля) и направляющий ролик. Забойный зонд присоединяется к кабелю геофизического подъемника, вводится через УВК в бурильную колонну и спускается до состыковки с ориентирующим устройством. Известен способ спуска прибора через вертлюг, предотвращающий повреждение кабеля о стенки скважины.

Многолетний опыт бурения определил рациональные области применения телеметрических систем различного типа:

- при проводке наклонно – направленных скважин целесообразно используют контрольно-измерительные приборы с кабельным, электромагнитным или гидравлическим каналом связи, контролирующим пространственные параметры,
- при проводке горизонтальных скважин целесообразно использовать контрольно-измерительные приборы с кабельным, электромагнитным или гидравлическим каналом связи, контролирующим пространственные параметры,
- при проводке горизонтальных скважин с большим отклонением от вертикали – многофункциональных контрольно-измерительных приборов MWD+LWD (предпочтительно с гидравлическим каналом связи),
- при проводке дополнительных стволов – кабельные контрольно-измерительные приборы с гироскопическим датчиком,
- корректировка траектории ствола скважины в случае ухода от проектного профиля (азимута и зенитного угла) достаточно применять ориентаторы и инклинометры [1].

### **1.7 Выводы по первой главе**

В результате исследований выявлено, что отсутствуют методы и методики определения наступления автоколебаний КНБК при комбинированном способе бурения

Следует отметить, что системы MWD производства например BakerHughes®, Schlumberger® и др. содержат датчики-акселерометры шоковых виброускорений определяющих аксеальные и латеральные перемещения и виброускорения КНБК. Такие вибрации могут превышать 30 и 70 g.

Буровые компании в процессе проводки скважин предусматривают возможность ограничивать данные биений определяемые по датчикам (shock) с виброускорением до 40-50 g. При этом отсутствует возможность прогноза данных вибрации при комбинированном способе бурения с возможностью оценки их наступления в зависимости от состава разножесткостного стержня и включенного в состав КНБК ВЗД.

## ГЛАВА 2 МЕТОДОЛОГИЯ, МЕТОДЫ И МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ «ВИНТОВОЙ ЗАБОЙНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – КОЛОННА БУРИЛЬНЫХ ТРУБ»

### 2.1 Методика исследования колебаний корпуса ВЗД

Для обеспечения устойчивой работы двигателя в условиях скважины, выявления оптимальных нагрузочных параметров проведены исследования колебаний по всей длине силовой секции рабочих органов и шпиндельной части двигателя с учётом изменения его энергетических характеристик.

Известно, что ось ротора вращается вокруг собственной оси, а также совершает переносное движение вокруг оси статора направленное против часовой стрелки. Причем частота переносного (планетарного) вращения оси ротора относительно оси статора выше частоты вращения ротора вокруг собственной оси.

При эксплуатации ВЗД, а именно его запуске и последующем нагружении появляется перекашивающий момент, приводящий к нарушению пространственной ориентации (перекосу) ротора, неравномерности его вращения, образованию в рабочих органах (РО) дополнительных натягов и зазоров, обуславливающих появление дополнительной вибрации.

В общем виде перекашивающий момент равен

$$M_n = \frac{P \cdot D \cdot t^2}{4\pi} \quad (2.4)$$

где  $D$  - диаметр статора по впадинам зубьев (средний диаметр ротора), м;  $P$  - перепад давления в двигателе, Па;  $t$  - шаг ротора, м.

Также следует отметить, что дополнительным источником вибрации в двигателе является пульсация межвитковых перепадов давления, приводящая к продольным осевым колебаниям героторного механизма. Поперечные и продольные колебания, обусловленные отмеченными выше причинами их возникновения, распределяются по всей длине двигателя. Причем визуально было замечено, что на разных режимах работы двигателя максимальная и

минимальная амплитуда биений распределяется вдоль корпуса неравномерно.

Более детальное изучение неравномерности распределения колебаний корпуса выполнялось на стандартном горизонтальном стенде, предназначенном для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей.

Дополнительно на двигателе, закрепленном на стенде (технические характеристики стенда отражены в таблице 2.1), устанавливались датчики замера вибрации. Информация с датчиков поступала в общий блок контроля и управления параметрами гидродвигателя. Изучение неравномерности распределения колебаний корпуса выполнялось на стандартном горизонтальном стенде, предназначенном для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей (рисунок 2.1).

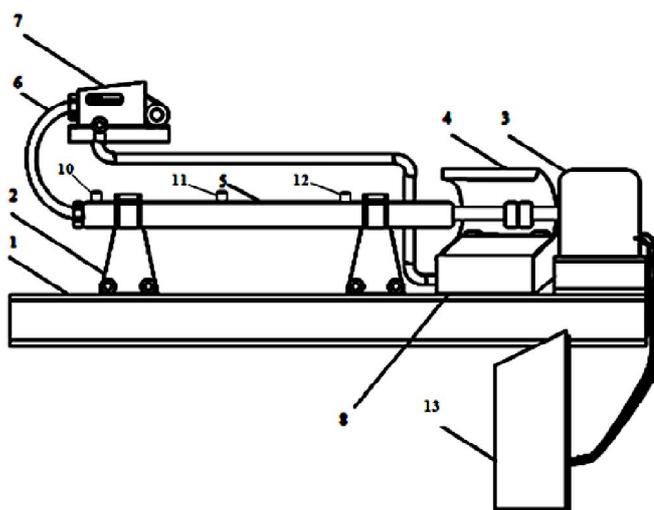


Рисунок 2.1 – Горизонтальный стенд для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей

1 – установочная база; 2 – зажимы; 3 – электромагнитный порошковый тормоз; 4 – гидроотбойник; 5 – ВЗД; 6 – трубопроводы; 7 – насос; 8 – приемная емкость; 10, 11, 12 – датчики замера вибраций; 13-программный комплекс (модуль обработки информации).

На установочную базу 1 устанавливался винтовой забойный двигатель 5, закрепляемый на установочной базе 1 самоустанавливающимися зажимами 2 и соединяемый с электромагнитным порошковым нагрузочным тормозом 3. К двигателю 5 присоединялся резинометаллический трубопровод высокого

давления 6, соединяемый с насосом 7, гидроотбойник 4 закрепляется у приёмной ёмкости 8. Производилось включение насоса и плавный пуск ВЗД в работу.

Изменение давления в двигателе и частоты вращения вала осуществлялось путём варьирования параметров работы насоса 7 и нагрузочного тормоза 3. Управление основными параметрами рабочего процесса ВЗД в процессе испытания и исследования гидродвигателей осуществляется пульт-регулятором управления и контроля. Параметры работы выводятся на цифровой экран в процессе испытания объёмных двигателей. Регулирование параметров работы двигателя сопровождается построением диаграммы.

Измерения энергетических характеристик и биений корпуса производились от начала запуска двигателя до максимальной частоты вращения вала –  $3 \text{ с}^{-1}$  (180 об/мин). В процессе испытаний поддерживался постоянный расход жидкости -  $0,016 \text{ м}^3/\text{с}$ . При достижении частоты вращения вала  $3 \text{ с}^{-1}$  создавался момент сопротивления тормозом 3, приводящий к полной остановке двигателя.

Таблица 2.1 - Технические характеристики горизонтального стенда испытания гидродвигателя

№ п/п	Характеристика		Показатели
	Параметр	тип устройства	
1	Максимальный тормозной момент, Нм	Гидравлический зажим	до 15000
2	Максимальная частота вращения вала ВЗД (ГЗД), об/мин	-	до 1000
3	Расход рабочей жидкости, л/сек	Насосная установка (Р 23/421) N= 250 - 560 кВт, с регулируемым приводом с автоматизированным	от 0,3-60

		блоком управления	
4	Габариты испытываемых ВЗД, мм	-	от 48-270
5	Габаритные размеры установочной базы, мм	-	1470x920x1 255
6	Масса стенда, кг	-	7350

Зависимости вышеприведенных параметров режима работы гидродвигателя определяются согласно методик [2,45]:

Перепад давления в двигателе:

$$P = \frac{2\pi \cdot M}{V \cdot \eta_{ГМ}}, \quad (2.5)$$

где  $M$  - момент в РО двигателя.

Гидромеханический КПД принимают  $\eta_{ГМ} = 0,5$ , т.е. расчёт ведётся для рабочего режима гидродвигателя с КПД  $\eta = \eta_o$ ,  $\eta_{ГМ} = 0,4$ .

Требуемый рабочий объем гидродвигателя (рабочих камер ВЗД)

$$V = \frac{Q}{n} \cdot \eta_o, \quad (2.6)$$

где  $Q$  - расход промывочной жидкости;  $n$  - частота вращения;  $\eta_o$  - объемный КПД двигателя. Для предварительных расчётов можно принять  $\eta_o = 0,8$ .

Для проектирования частоты вращения  $n$  и расхода  $Q$  можно использовать методику [45].

Вычисляют параметры расчётной характеристики двигателя в режиме максимальной мощности:

$$n = \frac{60 \cdot Q \cdot \eta_{об}}{V_o}; \quad (2.7)$$

$$M=0,159 p \cdot V_0 \cdot \eta_{ГМ}; \quad (2.8)$$

$$N_{эф} = \frac{M \cdot n}{9554}, \quad (2.9)$$

где  $\eta_{об}$  и  $\eta_{ГМ}$  – расчётные значения соответственно объёмного и гидромеханического к.п.д.

Для предварительных расчётов можно принимать:  $\eta_{об}=0,75$  до  $0,8$ ;

$\eta_{ГМ} = 0,5$  до  $0,7$ .

Работа программного комплекса осуществляется следующим образом: электрический сигнал с датчиков частоты, момента, расхода и давления поступает на плату, установленную в компьютере. Компьютерная программа регистрирует уровень сигналов (в вольтах) или частоту сигналов (в герцах), затем преобразует их в соответствующие значения параметров (n, M, Q, P) и данные об испытании, введённые оператором, сохраняются в специальные файлы протоколов на жёстком диске персонального компьютера. Полученные протоколы испытаний в дальнейшем распаковываются и распознаются с помощью программы, которая отображает на экране ПК зависимости частоты n, давления P, мощности N и КПД от приложенного к валу тормозного момента M.

Для проведения исследований при решении поставленных задач использовались: виброметр (АССИСТЕНТ SIVI); стенд для исследования энергетических характеристик гидравлических машин.

Анализатор шума и вибрации «АССИСТЕНТ» предназначен для измерения средних (эквивалентных), экспоненциально усреднённых и пиковых уровней звука, инфразвука и ультразвука; уровней звукового давления (УДЗ) в октавных и третьоктавных полосах частот в диапазонах звука, инфразвука и ультразвука; скорректированных уровней виброускорения общей и локальной вибрации и уровней виброускорения в октавных и третьоктавных полосах частот в диапазонах общей и локальной вибрации.



Рисунок 2.2 – Виброметр (АССИСТЕНТ SIVI)

Рабочие условия эксплуатации виброметра: температура от минус  $10^{\circ}\text{C}$  до плюс  $50^{\circ}\text{C}$ ; влажность до 90% при  $40^{\circ}\text{C}$ ; давление от 90 до 110 кПа. Основная погрешность градуировки виброметра в нормальных условиях (температура  $20\pm 5^{\circ}\text{C}$ , относительная влажность  $60\pm 20\%$ , атмосферное давление  $100\pm 4\text{кПа}$ ) свободного поля при опорном направлении падения звуковой волны не превышает  $\pm 0,7\text{дБ}$  диапазона шкалы виброметра после установки рабочего режима. Дополнительная погрешность показаний при опорной температуре в диапазоне от минус  $10^{\circ}\text{C}$  до плюс  $45^{\circ}\text{C}$  относительно показаний при опорной температуре  $20^{\circ}\text{C}$  не превышает  $\pm 0,5\text{ дБ}$ .



Рисунок 2.3 – Виброметр АССИСТЕНТ SIVI

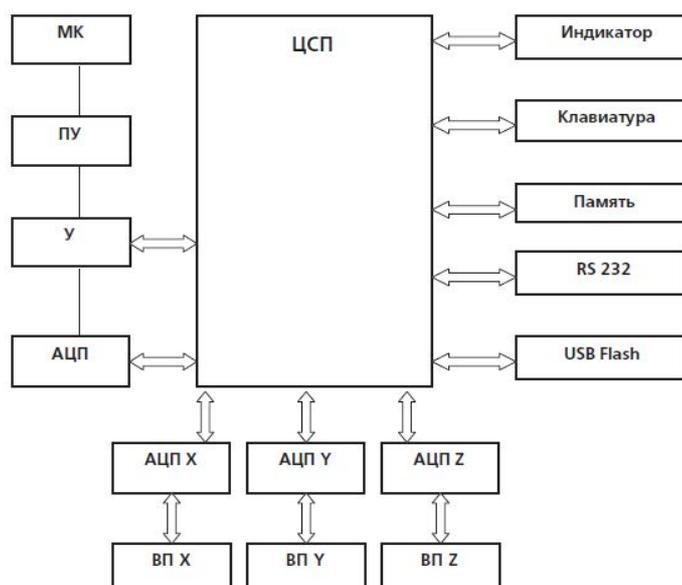


Рисунок 2.4 – Виброметр АССИСТЕНТ SIVI (схема)

Программное обеспечение (ПО), установленное на встроенный сигнальный процессор, выполняет функции управления режимами работы, математической обработки и представления измерительной информации.

Идентификационные данные (признаки) метрологически значимой части ПО указаны в таблице 2.2.

Таблица 2.2 - Идентификационные данные (признаки) метрологически значимой части ПО

Идентификационное наименование ПО	Номер версии (идентификационный номер) ПО	Цифровой идентификатор ПО (контрольная сумма исполняемого кода)	Алгоритм вычисления идентификатора ПО
MCORE firmware	MCORE	-	-

Метрологически значимая часть ПО анализаторов и измеренные данные не требуют специальных средств защиты. Защита ПО от

непреднамеренных и преднамеренных изменений соответствует «С» по МИ 3286-2010.

Метрологические и технические характеристики анализаторов приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 - Метрологические и технические характеристики анализаторов

Наименование характеристики	Значение характеристики
<b>Шумомер</b>	
Диапазон измерений уровней звука для характеристики «А», Дб	от 20 до 150
Диапазон измерений уровней звука для характеристики «С», Дб	от 22 до 150
Диапазон измерений уровней звука для характеристики «Z», Дб	от 30 до 150
Частотные характеристики	A,C,Z
Временные характеристики	S,F,I,Peak,Leg
Пределы допускаемой абсолютной погрешности измерений уровней звука, дБ	± 0,7
<i>Продолжение таблицы 2.3</i>	
Частотный диапазон измерений, Гц – для характеристик G,ZI – для характеристик A,C,Z	от 1,6 до 20 от 2 до 4000
<b>Виброметр</b>	
Количество каналов измерения	3
Динамический диапазон измерения виброускорения с полосовым фильтром Вd, дБ отн. $1 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}^2$	от 70 до 170
Частотный диапазон измерения виброускорения, Гц	от 0,8 до 1250
Пределы допускаемо абсолютной погрешности измерения виброускорения на опорной частоте 79,58 Гц	±0,5
Корректирующие фильтры	Wh, Wd, Wb, Wk, Wm, Wc, We, Wj
Полосовые фильтры	Bh, Bw, Bwm
<b>Анализатор</b>	
Частотный диапазон в режиме анализатора спектра, Гц	от 0,8 Гц до 40000
Диапазон частот цифровых октавных фильтров, Гц	от 1 до 32000
Диапазон частот цифровых	от 0,8 до 40000

третьоктавных фильтров, Гц	
Общие характеристики	
Средняя наработка на отказ, ч, не менее	2000
Срок службы, лет	7
Источник питания (четыре аккумулятора типа АА) Напряжение питания, В Потребляемый ток, Ма	5 200
Масса с аккумуляторами, кг, не более	0,8
Габаритные размеры (длина × ширина × высота), мм, не более	200×35×115
Рабочие условия эксплуатации: – температура окружающего воздуха, С – относительная влажность воздуха (при температуре 40 С), %, не более – атмосферное давление, кПа	от минус 10 до плюс 50  90 от 90 до 110

Нормативные и технические документы, устанавливающие требования к анализаторам шума и вибрации АССИСТЕНТ:

- ГОСТ 8.038-94 «Государственная система обеспечения единства измерений. Государственная поверочная схема для средств измерений звукового давления в воздушной среде в диапазоне частот 2 Гц – 100 кГц»;
- МИ 2070-90 «Государственная поверочная схема для средств измерения виброперемещений, виброскорости и виброускорения в диапазоне частот  $3 \cdot 10^{-1} - 2 \cdot 10^{-4}$  Гц»;
- ГОСТ ИСО 8041-2006 «Вибрация. Воздействие вибрации на человека. Средства измерения»;
- МЭК 61672-1 «Электроакустика. Измерители уровня звука. Часть 1. Технические условия»;
- ТУ 4381-005-18446736-08. «Анализатор шума и вибрации АССИСТЕНТ. Технические условия».

Измерение колебаний ВЗД осуществлялось в полосах частот с постоянной относительной шириной с возможностью представления на едином графике широкого частотного диапазона с достаточно узким разрешением на низких частотах.

Виброускорение (дБ) на разных частотах от 1 до 43 Гц фиксировалось в трех взаимно перпендикулярных направлениях  $x$ ,  $y$ ,  $z$  с одновременным замером энергетических характеристик ВЗД. Уровни виброскорости ( $L_v$ ), виброускорения ( $L_a$ ) и амплитуды ( $A$ ) связаны следующими уравнениями:

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0} ; L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0} ; \quad (2.8)$$

$$A = \frac{1}{2\pi f} \cdot v(a), \quad (2.9)$$

где  $v$  и  $a$  соответственно среднеквадратичные значения виброскорости (м/с) и виброускорения (м/с<sup>2</sup>);  $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  – опорное значение виброскорости, м/с;  $a_0 = 1 \cdot 10^{-6}$  – опорное значение виброускорения, м/с<sup>2</sup> [9].

## **2.2 Математическая модель динамики «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» в процессе бурения скважин**

Исследование колебаний БК с учетом ее НДС и параметров бурения проводилось с помощью разработанной математической модели бурового инструмента, прототип которой предложен Е.К. Юниным и В.К. Хегаем [9].

Установлено, что при разработке метода построения области вероятного возникновения резонансных колебаний бурильного инструмента было введено понятие «механического аналога». В качестве задачи была принята система уравнений, описывающая распространение вращательных колебаний бурильного инструмента (далее система уравнений (2.10)).

С технологической точки зрения при бурении скважины требуется определить сочетание нагрузки на долото ( $[P]=H$ ) и скорости вращения ротора ( $[n_0]=rad/c$ ) таким образом, чтобы время бурения ( $[t]=c$ ) заданного интервала было минимальным при условии оптимальных энергетических затрат. При этом в общем случае разрушаемая горная порода может быть

анизотропной и содержать пустоты (поры, каверны, трещины и т.д.). В случае, когда частота вращения вала ВЗД больше или равна частоте вращения ротора, разрушение горной породы осуществляется силовой секцией ВЗД, в противном случае – путем передачи момента бурильным инструментом от ротора к забою.

Зная это, ограничимся следующими условиями задачи, а именно: в качестве бурильного инструмента представим составной стержень, включающий участок БК длиной  $[L_1]=m$  с наружным и внутренним диаметрами  $[D_{L_1}, d_{L_1}]=m$ ; участок утяжеленных буровых труб (УБТ) длиной  $[L_2]=m$  с наружным и внутренним диаметрами  $[D_{L_2}, d_{L_2}]=m$ ; и участок, представленный корпусом ВЗД и навигационной системой, длиной  $[L_3]$  и диаметрами  $[D_{L_1}, D_{L_2}]=m$ . Текущая глубина скважины  $H=L_1+L_2+L_3$  процессе бурения некоторого интервала увеличивается за счет углубления забоя. При этом будем считать, что  $L_2, L_3 = const$ , а за счет наращивания  $L_1 + \Delta L$  возрастает величина  $[H]=m$ .

В общем случае считаем, что участки изготовлены из различных материалов. Поэтому первому, второму, третьему участку соответствует скорость распространения крутильных колебаний соответственно:  $[\lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3}]=m/c$ . Расчетная схема для анализа поведения бурильной колонны представлена на рисунке 2.5.

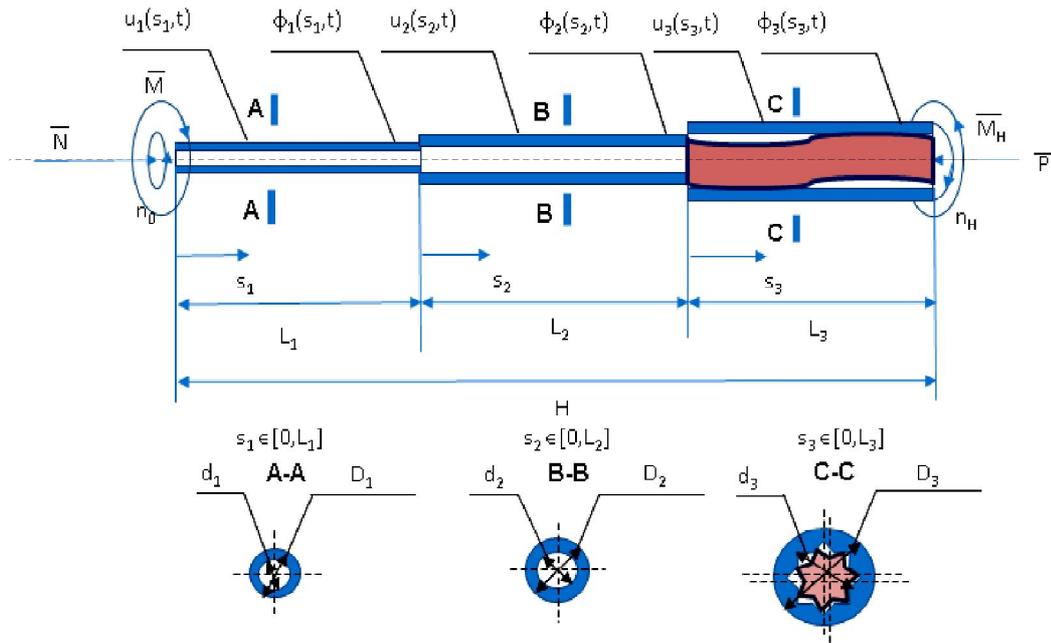


Рисунок 2.5 - Расчетная схема исследования вращательных и поступательных колебаний работы системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб»

Для заданной расчетной схемы запишем дифференциальное уравнение вращательного движения составного разнородного стержня, представленного в виде системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» с граничными и начальными условиями:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial t^2} + f_{\tau_1} \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial t} \right) = \lambda_{L_1}^2 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial s_1^2}, & s_1 \in [0, L_1] \\ \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} + f_{\tau_2} \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} \right) = \lambda_{L_2}^2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial s_2^2}, & s_2 \in [0, L_2] \\ \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial t^2} + f_{\tau_3} \left( \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right) = \lambda_{L_3}^2 \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial s_3^2}, & s_3 \in [0, L_3] \end{cases} \quad (2.10)$$

Граничные условия:

1.  $s_1 = 0; \varphi_1 = 0;$
2.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; \varphi_1 = \varphi_2 = 0;$
3.  $s_1 = L_1; s_2 = L_2; s_3 = 0; \varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 0;$
4.  $s_1 = L_1; s_2 = L_2; s_3 = L_3; \varphi_3 \equiv 0;$
5.  $s_1 = 0; \varphi = n_0 \cdot t;$
6.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; \varphi_1 = \varphi_2;$
7.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; G_{L_1} J_{L_1} \frac{\partial \varphi_1}{\partial s_1} = G_{L_2} J_{L_2} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_2};$
8.  $s_2 = L_2; s_3 = 0; \varphi_2 = \varphi_3;$
9.  $s_2 = L_2; s_3 = 0; G_{L_2} J_{L_2} \frac{\partial \varphi_2}{\partial s_2} = G_{L_3} J_{L_3} \frac{\partial \varphi_3}{\partial s_3};$
10.  $s_3 = L_3; G_{L_3} J_{L_3} \frac{\partial \varphi_3}{\partial s_3} = -M_H(P, n_H);$

Начальные условия записаны согласно методу закономерности сумм:

$$11. t = 0; \varphi_1(s_1, t = 0) = \frac{f_{\tau_1}(n_0)}{2\lambda_{L_1}^2} s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\tau_1}(n_0)L_1}{\lambda_{L_1}^2} + \theta \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\lambda_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_0)}{G_{L_3} J_{L_3}} \right) \right] \right\} s_1;$$

$$12. t = 0; \varphi_2(s_2, t = 0) = f_1(L_1) + \frac{f_{\tau_2}(n_0)}{2\lambda_{L_2}^2} s_2^2 - \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\lambda_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_0)}{G_{L_3} J_{L_3}} \right) \right] s_2;$$

$$13. t = 0; \varphi_3(s_3, t = 0) = f_1(L_1) + f(L_2) + \left[ \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + M_H \frac{(P, n_0)}{G_{L_3} J_{L_3}} \right] s_3;$$

$$s_1 \in [0; L_1]; s_2 \in [0; L_2]; s_3 \in [0; L_3];$$

$$\frac{\partial \varphi_1}{\partial t} = n_0; \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} = n_0; \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} = n_0;$$

С целью определения начальных условий и если  $n_0 \neq 0$  и  $P = const$ , то

$$\varphi_1 = n_0 t + \varphi_{0_1}(s_1),$$

$$\varphi_2 = n_0 t + \varphi_{0_2}(s_2),$$

$$\varphi_3 = n_0 t + \varphi_{0_3}(s_3),$$

$$\begin{cases} \lambda_{L_1}^2 \cdot \varphi_{0_1}''(s_1) = f_{\tau_1}(n_0), \\ \lambda_{L_2}^2 \cdot \varphi_{0_2}''(s_2) = f_{\tau_2}(n_0), \\ \lambda_{L_3}^2 \cdot \varphi_{0_3}''(s_3) = f_{\tau_3}(n_0). \end{cases}$$

Граничные условия:

$$1. s_1 = 0; \varphi_{0_1} = 0;$$

$$2. s_1 = L_1; s_2 = 0; \varphi_{0_1} = \varphi_{0_2} = 0;$$

$$3. s_1 = L_1; s_2 = L_2; s_3 = L_3; \varphi_{0_3} = \varphi_{0_1} = \varphi_{0_2};$$

$$4. s_1 = L_1; s_2 = L_2; s_3 = L_3; G_{L_1} J_{L_1} \varphi'_{0_1} = G_{L_2} J_{L_2} \varphi'_{0_2};$$

$$5. s_1 = L_1; s_2 = 0; G_{L_1} J_{L_1} \varphi'_{0_1} = G_{L_2} J_{L_2} \varphi'_{0_2};$$

$$6. s_2 = L_2; s_3 = 0; \varphi_{0_2} = \varphi_{0_3};$$

$$7. s_3 = L_3; G_{L_3} J_{L_3} \varphi_{0_3} = -M_H(P, n_0);$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_{0_1} = n_0 t + \frac{f_{\tau_1}(n_0)}{2\lambda_{L_1}^2} s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\tau_1}(n_0)L_1}{\lambda_{L_1}^2} + \theta \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\lambda_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M(P, n_0)}{G_{L_3} J_{L_3}} \right) \right] \right\} s_1, \\ \varphi_{0_2} = \varphi_1(s_1 = L_1) + \frac{f_{\tau_2}(n_0)}{2\lambda_{L_2}^2} s_2^2 - \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\lambda_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_0)}{G_{L_3} J_{L_3}} \right) \right] s_2, \\ \varphi_{0_3} = \varphi_1(s_1 = L_1) + \varphi_2(s_2 = L_2) + \frac{f_{\tau_3}(n_0)}{2\lambda_{L_3}^2} s_3^2 - \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_0)}{G_{L_3} J_{L_3}} \right) s_3. \end{array} \right.$$

$$s_1 \in [0, L_1], s_2 \in [0, L_2], s_3 \in [0, L_3];$$

$$\frac{\partial \varphi_{0_1}}{\partial t} = n_0; \frac{\partial \varphi_{0_2}}{\partial t} = n_0; \frac{\partial \varphi_{0_3}}{\partial t} = n_0,$$

где  $\varphi_1(s_1, t)$ ,  $\varphi_2(s_2, t)$ ,  $\varphi_3(s_3, t)$  – углы поворота текущих поперечных сечений колонны на соответствующих участках (рад);  $s_1, s_2, s_3$  – текущее положение

поперечного сечения (м);  $f_{\tau_1} \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial t} \right), f_{\tau_2} \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} \right), f_{\tau_3} \left( \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right)$  – диссипативные члены,

характеризующие сопротивление вращению бурильной колонны на соответствующих участках;  $n_0$  – скорость вращения верхнего торца колонны

(рад/с);  $G_{L_1}, G_{L_2}, G_{L_3}$  – модули сдвига материалов соответствующих участков ( $\text{Н} \cdot \text{м}^2$ );  $J_{L_1}, J_{L_2}, J_{L_3}$  – полярные моменты инерции поперечного сечения колонны

на соответствующих участках ( $\text{м}^4$ );  $M_H(P, n_H)$  – момент сопротивления вращению нижнего участка составного стержня со стороны горной породы ( $\text{Н} \cdot \text{м}$ );  $P$  – осевая нагрузка на торец нижнего участка составного стержня (Н);

$n_H = \left. \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right|_{s_3=L_3}$  – скорость вращения торца нижнего участка составного стержня

(рад/с),  $\theta = \frac{G_{L_1} J_{L_1}}{G_{L_2} J_{L_2}}$  – коэффициент моментно-силового отношения первого и

второго участков;  $\varepsilon = \frac{G_{L_2} J_{L_2}}{G_{L_3} J_{L_3}}$  – коэффициент моментно-силового отношения

второго и третьего участков.

Начальный момент времени  $t=0$  имеем

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_1(s_1, t=0) &= \frac{f_{\tau_1}(n_0)}{2\lambda_{L_1}^2} s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\tau_1}(n_0)L_1}{\lambda_{L_1}^2} + \theta \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\lambda_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_0)}{G_{L_3} J_{L_3}} \right) \right] \right\} s_1, \\ \varphi_2(s_2, t=0) &= \varphi_1(s_1 = L_1, t=0) + \frac{f_{\tau_2}(n_0)}{2\lambda_{L_2}^2} s_2^2 - \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\lambda_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_0)}{G_{L_3} J_{L_3}} \right) \right] s_2, \\ \varphi_3 &= \varphi_1(s_1 = L_1) + \varphi_2(s_2 = L_2) + \frac{f_{\tau_3}(n_0)}{2\lambda_{L_3}^2} s_3^2 - \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_0)}{G_{L_3} J_{L_3}} \right) s_3. \end{aligned} \right.$$

$$s_1 \in [0, L_1]; s_2 \in [0, L_2]; s_3 \in [0, L_3]$$

$$\frac{\partial \varphi_1}{\partial t} = n_0; \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} = n_0; \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} = n_0.$$

Всё вышеуказанное вкуче только конкретизирует условия задачи.

Решение поставленной задачи будем искать в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_1(s_1, t) &= \varphi_{0_1} + \Phi(s_1, t); s_1 \in [0; L_1], \\ \varphi_2(s_2, t) &= \varphi_{0_2} + \Phi(s_2, t); s_2 \in [0; L_2], \\ \varphi_3(s_3, t) &= \varphi_{0_3} + \Phi(s_3, t); s_3 \in [0; L_3]. \end{aligned} \right. \quad (2.11)$$

Здесь  $\varphi_1$  и  $\varphi_2, \varphi_3$  даются соотношениями (2.11), а функции  $\Phi(s_1, t)$ ,  $\Phi(s_2, t)$  и  $\Phi(s_3, t)$ , есть функция изменения значения углов поворота произвольных сечений на участках составного разнородного стержня в зависимости от значений их приращений в процессе равномерного вращения.

Очевидно, равенство скорости вращения породоразрушающего инструмента «забой» (при  $s_3 = L_3$ ) согласно (2.10) имеет вид

$$n_H = n_0 + \frac{\partial \Phi_3}{\partial t} \Big|_{s=H} \quad (2.12)$$

С учётом соотношений (2.10), начальных условий и несложных преобразований исходная задача принимает следующий вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial t^2} + f_{\tau_1} \left( n_0 + \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} \right) - f_{\tau_1}(n_0) = \lambda_{L_1}^2 \frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial s_1^2}, s_1 \in [0, L_1], \\ \frac{\partial^2 \Phi_2}{\partial t^2} + f_{\tau_2} \left( n_0 + \frac{\partial \Phi_2}{\partial t} \right) - f_{\tau_2}(n_0) = \lambda_{L_2}^2 \frac{\partial^2 \Phi_2}{\partial s_2^2}, s_2 \in [0, L_2], \\ \frac{\partial^2 \Phi_3}{\partial t^2} + f_{\tau_3} \left( n_0 + \frac{\partial \Phi_3}{\partial t} \right) - f_{\tau_3}(n_0) = \lambda_{L_3}^2 \frac{\partial^2 \Phi_3}{\partial s_3^2}, s_3 \in [0, L_3]. \end{cases}$$

Граничные условия:

1.  $s_1 = 0; \Phi_1 = 0$  (или же  $\frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = 0$ );
2.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; \Phi_1 = \Phi_2$  (или же  $\frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = \frac{\partial \Phi_2}{\partial t}$ );
3.  $s_2 = L_2; s_3 = 0; \Phi_2 = \Phi_3$  (или же  $\frac{\partial \Phi_2}{\partial t} = \frac{\partial \Phi_3}{\partial t}$ );
4.  $s_3 = L_3; \Phi_3 = 0$ ;
5.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; G_{L_1} J_{L_1} \frac{\partial \Phi_1}{\partial s_1} = G_{L_2} J_{L_2} \frac{\partial \Phi_2}{\partial s_2}$ ;
6.  $s_2 = L_2; s_3 = 0; G_{L_2} J_{L_2} \frac{\partial \Phi_2}{\partial s_2} = G_{L_3} J_{L_3} \frac{\partial \Phi_3}{\partial s_3}$ ;
7.  $s_3 = L_3; G_{L_3} J_{L_3} \frac{\partial \Phi_3}{\partial s_3} = -M_H \left( P, n_0 + \frac{\partial \Phi_3}{\partial t} \right)$ .

Начальные условия:

8.  $t = 0; \Phi_1 = 0; \Phi_2 = 0; \Phi_3 = 0$ .
9.  $t = 0; \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = 0; \frac{\partial \Phi_2}{\partial t} = 0; \frac{\partial \Phi_3}{\partial t} = 0$ .

Далее будет рассматриваться линеаризованный вариант диссипативных членов в волновых уравнениях задачи, поэтому имеем:

$$\begin{cases} f_{\tau_1} \left( n_0 + \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} \right) - f_{\tau_1}(n_0) \approx f'_{\tau_1}(n_0) \frac{\partial \Phi_1}{\partial t}, \\ f_{\tau_2} \left( n_0 + \frac{\partial \Phi_2}{\partial t} \right) - f_{\tau_2}(n_0) \approx f'_{\tau_2}(n_0) \frac{\partial \Phi_2}{\partial t}, \\ f_{\tau_3} \left( n_0 + \frac{\partial \Phi_3}{\partial t} \right) - f_{\tau_3}(n_0) \approx f'_{\tau_3}(n_0) \frac{\partial \Phi_3}{\partial t}. \end{cases}$$

Здесь  $f'_{\tau_1}(n_0), f'_{\tau_2}(n_0)$  и  $f'_{\tau_3}(n_0)$  соответственно производные диссипативных членов в уравнениях для различных участков стержня при

значении угловой скорости равномерного вращения. Обозначим эти производные как

$$\mu_1 = f'_{\tau_1}(n_0), \mu_2 = f'_{\tau_2}(n_0), \mu_3 = f'_{\tau_3}(n_0). \quad (2.13)$$

Далее с учётом соотношения (2.12) введём следующее обозначение:

$$M_H\left(P, n_0 + \frac{\partial \Phi_3}{\partial t}\right) - M_H(P, n_0) = \delta M_H(P, n_H) \text{ при } x_3 = L_3. \quad (2.14)$$

Выражение (2.14) показывает величину отклонения момента сопротивления вращению породоразрушающего инструмента со стороны забоя скважины при неравномерном вращении составного разнородного стержня, представленного системой «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» от значения этого момента в случае установившегося равномерного вращения.

С учётом (2.13) и (2.14) исходная задача (2.10) преобразуется к следующему виду:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial t^2} + \mu_1 \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = \lambda_{L_1}^2 \frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial s_1^2}, s_1 \in [0, L_1], \\ \frac{\partial^2 \Phi_2}{\partial t^2} + \mu_2 \frac{\partial \Phi_2}{\partial t} = \lambda_{L_2}^2 \frac{\partial^2 \Phi_2}{\partial s_2^2}, s_2 \in [0, L_2], \\ \frac{\partial^2 \Phi_3}{\partial t^2} + \mu_3 \frac{\partial \Phi_3}{\partial t} = \lambda_{L_3}^2 \frac{\partial^2 \Phi_3}{\partial s_3^2}, s_3 \in [0, L_3]. \end{cases} \quad (2.15)$$

Граничные условия:

$$1. s_1 = 0; \Phi_1 = 0 \left( \text{или же } \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = 0 \right).$$

$$2. s_1 = L_1, s_2 = 0; \Phi_1 = \Phi_2 \left( \text{или же } \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = \frac{\partial \Phi_2}{\partial t} \right).$$

$$3. s_1 = L_1, s_2 = 0; G_{L_1} J_{L_1} \frac{\partial \Phi_1}{\partial s_1} = G_{L_2} J_{L_2} \frac{\partial \Phi_2}{\partial s_2}.$$

$$4. s_2 = L_2, s_3 = 0; \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = \frac{\partial \Phi_2}{\partial t}.$$

$$5. s_2 = L_2; G_{L_2} J_{L_2} \frac{\partial \Phi_2}{\partial x_2} = G_{L_3} J_{L_3} \frac{\partial \Phi_3}{\partial s_3}, s_3 = 0.$$

$$6. s_3 = L_3, G_{L_3} J_{L_3} \frac{\partial \Phi_3}{\partial s_3} = -\delta M_H(P, n_H).$$

$$7. s_3 = L_3, \frac{\partial \Phi_3}{\partial t} \equiv 0.$$

и т.д.

Начальные условия:

$$8. t = 0; \Phi_1 = \Phi_2 = \Phi_3 = 0.$$

$$9. t = 0; \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = 0; \frac{\partial \Phi_2}{\partial t} = 0; \frac{\partial \Phi_3}{\partial t} = 0.$$

Задача (2.6) и будет подвернута анализу.

В предложении малости абсолютных величин параметров  $\mu_1, \mu_2$ , и  $\mu_3$

будем искать приближённое решение в виде:

$$\begin{cases} \Phi_1(s_1, t) = F \left( t - \frac{s_1}{\lambda_{L_1}} \right) e^{-\frac{\mu_1 s_1}{2\lambda_{L_1}}} - F_1 \left( t + \frac{s_1}{\lambda_{L_1}} \right) e^{\frac{\mu_1 s_1}{2\lambda_{L_1}}}, s_1 \in [0; L_1], \\ \Phi_2(s_2, t) = F_1 \left( t - \frac{s_2}{\lambda_{L_2}} \right) e^{-\frac{\mu_2 s_2}{2\lambda_{L_2}}} - F_1 \left( t + \frac{s_2}{\lambda_{L_2}} \right) e^{\frac{\mu_2 s_2}{2\lambda_{L_2}}}, s_2 \in [0; L_2], \\ \Phi_3(s_3, t) = F_2 \left( t - \frac{s_3}{\lambda_{L_3}} \right) e^{-\frac{\mu_3 s_3}{2\lambda_{L_3}}} - F_2 \left( t + \frac{s_3}{\lambda_{L_3}} \right) e^{\frac{\mu_3 s_3}{2\lambda_{L_3}}}, s_3 \in [0; L_3], \end{cases} \quad (2.16)$$

где  $F_1, F_2, F_3$  - члены уравнений диссипации приращений значений углов поворота произвольных участков составного разнородного стержня в процессе равномерного вращения.

Подставив записанные функции в уравнения задачи (2.15) и пренебрегая, в силу малости  $\mu_1, \mu_2$ , и  $\mu_3$  слагаемыми, умноженными на коэффициенты  $(\mu_1 / \lambda_{L_1})^2$ ,  $(\mu_2 / \lambda_{L_2})^2$ , и  $(\mu_3 / \lambda_{L_3})^2$ , мы полностью удовлетворим волновым уравнениям исходной задачи.

Далее, на функции  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ , и  $\Phi_3$ , записанные в форме (2.16), налагаем требования равенства нулю их самих и их производных по переменной  $t$  в начальный момент времени  $t=0$ . Тем самым будут соблюдены начальные условия 8 и 9 задачи (2.15).

Рассмотрим теперь краевые условия.

Запишем соответствующие производные по переменным  $t$ ,  $s_1$ ,  $s_2$ ,  $s_3$ , пренебрегая слагаемыми, содержащими сомножители  $\mu / \lambda_{L_1}$ ,  $\mu / \lambda_{L_2}$ , и  $\mu / \lambda_{L_3}$ , в силу их малости по сравнению с остальными:

$$\left\{ \begin{array}{l}
\frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = f\left(t - \frac{s_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 s_1}{2\lambda_1}} - f_1\left(t + \frac{s_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 s_1}{2\lambda_{L_1}}}; \\
\frac{\partial \Phi_1}{\partial s_1} \approx -\frac{1}{\lambda_{L_1}} \left( f\left(t - \frac{s_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 s_1}{2\lambda_{L_1}}} + f_1\left(t + \frac{s_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 s_1}{2\lambda_{L_1}}} \right), s_1 \in [0, L_1]; \\
\frac{\partial \Phi_2}{\partial t} = f_1\left(t - \frac{s_2}{\lambda_{L_2}}\right) e^{-\frac{\mu_2 s_2}{2\lambda_{L_2}}} - f_2\left(t + \frac{s_2}{\lambda_{L_2}}\right) e^{\frac{\mu_2 s_2}{2\lambda_{L_2}}}; \\
\frac{\partial \Phi_2}{\partial s_2} \approx -\frac{1}{\lambda_{L_2}} \left( f_1\left(t - \frac{s_2}{\lambda_{L_2}}\right) e^{-\frac{\mu_2 s_2}{2\lambda_{L_2}}} + f_2\left(t + \frac{s_2}{\lambda_{L_2}}\right) e^{\frac{\mu_2 s_2}{2\lambda_{L_2}}} \right), s_2 \in [0, L_2]; \\
\frac{\partial \Phi_3}{\partial t} = f_2\left(t - \frac{s_3}{\lambda_{L_3}}\right) e^{-\frac{\mu_3 s_3}{2\lambda_{L_3}}} - f_3\left(t + \frac{s_3}{\lambda_{L_3}}\right) e^{\frac{\mu_3 s_3}{2\lambda_{L_3}}}; \\
\frac{\partial \Phi_3}{\partial s_3} \approx -\frac{1}{\lambda_{L_3}} \left( f_2\left(t - \frac{s_3}{\lambda_{L_3}}\right) e^{-\frac{\mu_3 s_3}{2\lambda_{L_3}}} + f_3\left(t + \frac{s_3}{\lambda_{L_3}}\right) e^{\frac{\mu_3 s_3}{2\lambda_{L_3}}} \right), s_3 \in [0, L_3]
\end{array} \right. \quad (2.17)$$

Здесь введены следующие обозначения производных:  $F' = f, F'_1 = f_1, F'_2 = f_2, F'_3 = f_3$ . В соотношениях (2.17) выражения для производных по переменной  $t$  являются точными, а выражения для производных по переменным  $s_1, s_2$  и  $s_3$  – приближёнными.

Очевидно, что граничное условие 1 выполняется автоматически. Остальные граничные условия с учётом (2.17) запишутся так:

$$\begin{aligned}
& f_2\left(t - \frac{L_3}{\lambda_{L_3}}\right) e^{-\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}} + f_3\left(t + \frac{L_3}{\lambda_{L_3}}\right) e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}} = \\
& = \frac{\lambda_{L_3}}{G_{L_3} J_{L_3}} \delta M_H \left( P, n_0 + f\left(t - \frac{L_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} - f_2\left(t + \frac{L_2}{\lambda_{L_2}}\right) e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}}} + f_2\left(t - \frac{L_3}{\lambda_{L_3}}\right) e^{-\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}} - f_3\left(t + \frac{L_3}{\lambda_{L_3}}\right) e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}} \right).
\end{aligned}$$

Граничные условия:

$$1. s_1 = 0; \Phi_1 = 0 \left( \text{или же } \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = 0 \right).$$

$$2. s_1 = L_1, s_2 = 0; \Phi_1 = \Phi_2 \left( \text{или же } \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = \frac{\partial \Phi_2}{\partial t} \right).$$

$$3. s_1 = L_1, s_2 = 0; G_{L_1} J_{L_1} \frac{\partial \Phi_1}{\partial s_1} = G_{L_2} J_{L_2} \frac{\partial \Phi_2}{\partial s_2}.$$

$$4. s_2 = L_2, s_3 = 0; \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = \frac{\partial \Phi_2}{\partial t}.$$

$$5. s_2 = L_2, s_3 = 0; G_{L_2} J_{L_2} \frac{\partial \Phi_2}{\partial s_2} = G_{L_3} J_{L_3} \frac{\partial \Phi_3}{\partial s_3}.$$

$$6. s_3 = L_3, G_{L_3} J_{L_3} \frac{\partial \Phi_3}{\partial s_3} = -\delta M_H(P, n_H).$$

Начальные условия:

$$7. t = 0; \Phi_1 = \Phi_2 = \Phi_3 = 0.$$

$$8. t = 0; \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} = 0; \frac{\partial \Phi_2}{\partial t} = 0; \frac{\partial \Phi_3}{\partial t} = 0.$$

Для граничного условия б:

$$f_2 \left( t - \frac{L_3}{\lambda_{L_3}} \right) e^{-\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}} + f_3 \left( t + \frac{L_3}{\lambda_{L_3}} \right) e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}} =$$

$$= \frac{\lambda_{L_3}}{G_{L_3} J_{L_3}} \delta M_H \left( P, n_0 + f \left( t - \frac{L_1}{\lambda_{L_1}} \right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} - f_1 \left( t + \frac{L_1}{\lambda_{L_1}} \right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} - f_1 \left( t - \frac{L_1}{\lambda_{L_1}} \right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} + \right.$$

$$\left. + f_2 \left( t + \frac{L_2}{\lambda_{L_2}} \right) e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}}} - f_2 \left( t - \frac{L_2}{\lambda_{L_2}} \right) e^{-\frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}}} + f_3 \left( t + \frac{L_3}{\lambda_{L_3}} \right) e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}} \right).$$

Для граничного условия 5:

$$f_1 \left( t - \frac{L_2}{\lambda_{L_2}} \right) e^{-\frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}}} + f_2 \left( t + \frac{L_2}{\lambda_{L_2}} \right) e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}}} = \frac{\lambda_{L_2}}{\lambda_{L_3}} \varepsilon (f_2(t) + f_3(t)).$$

Для граничного условия 4:

$$f_1 \left( t - \frac{L_2}{\lambda_{L_2}} \right) e^{-\frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}}} + f_2 \left( t + \frac{L_2}{\lambda_{L_2}} \right) e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}}} = f_2(t) - f_3(t).$$

Для граничного условия 3:

$$f \left( t - \frac{L_1}{\lambda_{L_1}} \right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} + f_1 \left( t + \frac{L_1}{\lambda_{L_1}} \right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} = \frac{\lambda_{L_1}}{\lambda_{L_2}} \theta (f_1(t) + f_2(t)).$$

Для граничного условия 2:

$$f\left(t - \frac{L_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} - f_1\left(t + \frac{L_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} = f_1(t) - f_2(t).$$

Введём обозначения:

$$T_1 = \frac{2L_1}{\lambda_{L_1}}; T_2 = \frac{2L_2}{\lambda_{L_2}}; T_3 = \frac{2L_3}{\lambda_{L_3}}, T = T_1 + T_2 + T_3, H = L_1 + L_2 + L_3.$$

Очевидно, что  $T_1, T_2$  и  $T_3$  являются элементарными периодами для двух различных участков стержня (аналогично элементарному периоду  $T = 2H / \lambda_H$  в случае однородного стержня).

Найдём значения  $f_1(t), f_2(t)$  и  $f_3(t)$  из уравнений, даваемых граничными условиями 2, 3, 4, 5:

$$\begin{cases} f_1(t) = \left(\frac{1\lambda_{L_2}}{2\theta\lambda_{L_1}}\right) \cdot \left( \left( f_1\left(t + \frac{L_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} \cdot \left(1 - \frac{\theta\lambda_{L_1}}{\lambda_{L_2}}\right) \right) + \left( f\left(t - \frac{L_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} \cdot \left(1 + \frac{\theta\lambda_{L_1}}{\lambda_{L_2}}\right) \right) \right), \\ f_2(t) = \left(\frac{\lambda_{L_2}}{\theta\lambda_{L_1}} - 1\right) \cdot \left( -f\left(t - \frac{L_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} + f_1\left(t + \frac{L_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} \right), \\ f_3(t) = \left(\frac{\lambda_{L_3}}{\lambda_{L_2}\varepsilon}\right) \cdot f_1\left(t - \frac{L_2}{\lambda_{L_2}}\right) e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}}} + \left(\frac{\lambda_{L_3}}{\lambda_{L_2}\varepsilon}\right) \cdot f_2\left(t - \frac{L_2}{\lambda_{L_2}}\right) e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}}} - \left(\frac{\lambda_{L_2}}{\theta\lambda_{L_1}} - 1\right) \cdot \left( -f\left(t - \frac{L_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} + f_1\left(t + \frac{L_1}{\lambda_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}}} \right). \end{cases}$$

Обратимся к условию задачи:

$$\begin{cases} f(t+T)e^{-\frac{\mu_3 S_3}{2\lambda_{L_3}}} - f_1(t+T_1)e^{\frac{\mu_3 S_3}{2\lambda_{L_3}}} = \delta n_H, \\ f_2(t+T_2)e^{-\frac{\mu_3 S_3}{2\lambda_{L_3}}} + f_3(t+T_3)e^{\frac{\mu_3 S_3}{2\lambda_{L_3}}} = \frac{\lambda_{L_3}}{G_{L_3} J_{L_3}} \delta M_H(P, n_0 + \delta n_H). \end{cases}$$

С учётом преобразования волнового возмущения в местах соединения разнородных участков составного стержня будем иметь:

$$\begin{cases} \frac{1}{1-k} (f(t)e^{-\alpha} + kf_1(t+T_1)e^\beta - f_2(t+T_2)e^{-\beta} + f_2(t+T_2)e^\beta - f_3(t+T_1+T_2+T_3)e^\alpha) = \delta n_H, \\ \frac{1}{1-k} (f(t)e^{-\alpha} + kf_1(t+T_1)e^\beta + f_2(t+T_2)e^{-\beta} + f_2(t+T_2)e^\beta + f_3(t+T_1+T_2+T_3)e^\alpha) = \frac{\lambda_{L_3}}{G_{L_3} J_{L_3}} \delta M_H(P, n_0 + \delta n_H). \end{cases}$$

В вышеуказанных уравнениях показатели:

$$\alpha = \frac{\mu_1 S_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 S_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 S_3}{2\lambda_{L_3}}; \beta = -\frac{\mu_1 S_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 S_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 S_3}{2\lambda_{L_3}}.$$

Ввиду приближенности и сходимости ряда значений линейная система уравнений записана:

$$\begin{cases} f(t+T)e^{-\alpha} - f(t+T)e^{\alpha} = \delta n_H, \\ f(t)e^{-\alpha} + f(t+T)e^{\alpha} = \frac{\lambda_{L_3}}{G_{L_3} J_{L_3}} \delta M_H (P, n_0 + \delta n_H). \end{cases}$$

Наиболее ясно данная задача решается для случая, в котором значения диссипативных членов системы равны нулю, в этом случае глубина распространения крутильных колебаний бурильного инструмента, представленного в виде составного стержня, состоящего из трех разнородных участков, рассчитывается по формуле:

$$\begin{cases} H = \frac{\lambda_{L_1}}{\mu_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_H + G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H} \right] + G_{L_2} J_{L_2} \cdot n_0}{\lambda_{L_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_H + G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H} \right] - G_{L_2} J_{L_2} \cdot n_0} \right) + G_{L_1} J_{L_1} \cdot n_0}{\lambda_{L_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_H + G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H} \right] + G_{L_2} J_{L_2} \cdot n_0}{\lambda_{L_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_H + G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H} \right] - G_{L_2} J_{L_2} \cdot n_0} \right) - G_{L_1} J_{L_1} \cdot n_0} \right), \\ H \leq \frac{\lambda_{L_1}}{\mu_1} \ln \left| \frac{\lambda_{L_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_H + G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H} \right] + G_{L_2} J_{L_2} \cdot n_0}{\lambda_{L_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_H + G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H} \right] - G_{L_2} J_{L_2} \cdot n_0} \right) + G_{L_1} J_{L_1} \cdot n_0}{\lambda_{L_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_H + G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H} \right] + G_{L_2} J_{L_2} \cdot n_0}{\lambda_{L_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_H + G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_{L_3} J_{L_3} \cdot n_H} \right] - G_{L_2} J_{L_2} \cdot n_0} \right) - G_{L_1} J_{L_1} \cdot n_0} \right|. \end{cases} \quad (2.18)$$

Полученные уравнения определяют условия вероятности возникновения крутильных автоколебаний бурового инструмента, представленного в виде составного стержня в процессе совершения им вращательного движения с целью углубления забоя скважины.

Соотношение (2.19) найдено для частного случая, когда значения диссипативных членов системы (2.18) равны нулю, и сходится с

результатами исследований [9]. Таким образом, становится возможным выявление значений параметров режима устойчивой работы динамически активной системы «винтовой забойный двигатель – бурильная колонна».

В случае  $|\delta n_H| \ll n_0, P = const$ , значения момента на забое будет равным

$$\delta M_H(P, n_0 + \delta n_H) = M_H((P, n_0 + \delta n_H) - M_H(P, n_0)) = M_H' \delta n_H, \text{ где } M_H' = \left. \frac{\partial M_H}{\partial n_H} \right|_{n_H=n_0}.$$

Тогда

$$\left\{ \begin{array}{l} P = \frac{G_{L_3} J_{L_3}}{\lambda_{L_3}} (n_0^2) \frac{1 + ke^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}}}{1 - ke^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}}}, \\ P_b = \frac{1 + ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\lambda_{L_3}}} P \cdot \left( ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) + kch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) \right)}{1 - ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\lambda_{L_3}}} n_0 \left( sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) + ksh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) \right)}, \\ P_H = \frac{1 + ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\lambda_{L_3}}} P \cdot \left( sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) + ksh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) \right)}{1 - ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\lambda_{L_3}}} n_0 \left( ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) + kch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) \right)}, \\ n_0^* = \frac{1 - k^2}{sh^2 \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) + kch^2 \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right)}; \end{array} \right. \quad (2.19)$$

где  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  – коэффициенты диссипации на соответствующих участках

составного стержня;  $k = \frac{k_1 - k_2}{k_1 + k_2}, k_1 = \frac{\lambda_{L_2} G_{L_1} J_{L_1} - \lambda_{L_1} G_{L_2} J_{L_2}}{\lambda_{L_2} G_{L_1} J_{L_1} + \lambda_{L_1} G_{L_2} J_{L_2}}, k_2 = \frac{\lambda_{L_3} G_{L_2} J_{L_2} - \lambda_{L_3} G_{L_3} J_{L_3}}{\lambda_{L_3} G_{L_2} J_{L_2} + \lambda_{L_3} G_{L_3} J_{L_3}}$  –

коэффициент отражения волны крутильных возмущений на границе раздела

разнородных участков составного стержня;  $\Delta M_H = M_H(P, 0) - M_H(P, n_0)$  –

разность между моментами страгивания торца нижнего участка и

номинального момента этого торца;  $P$  – осевая нагрузка на торец нижнего

участка составного стержня для случая неустойчивого равномерного

вращения;  $P_b$  и  $P_H$  – осевые нагрузки, соответствующие верхней и нижней

границам автоколебаний;  $n_0^*$  – скорость вращения ротора при  $P_b = P_H$ .

Для заданной расчетной схемы запишем дифференциальное уравнение поступательного движения составного бурильного инструмента с граничными и начальными условиями:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} + f_{\tau_1} \left( \frac{\partial u_1}{\partial t} \right) = \chi_{L_1}^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial s_1^2}, & s_1 \in [0, L_1] \\ \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} + f_{\tau_2} \left( \frac{\partial u_2}{\partial t} \right) = \chi_{L_2}^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial s_2^2}, & s_2 \in [0, L_2] \\ \frac{\partial^2 u_3}{\partial t^2} + f_{\tau_3} \left( \frac{\partial u_3}{\partial t} \right) = \chi_{L_3}^2 \frac{\partial^2 u_3}{\partial s_3^2}, & s_3 \in [0, L_3] \end{cases} \quad (2.20)$$

Граничные условия:

1.  $s_1 = 0; u_1 = 0;$
2.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; u_1 = u_2 = 0;$
3.  $s_1 = L_1; s_2 = L_2; s_3 = 0; u_1 = u_2 = u_3 = 0;$
4.  $s_1 = L_1; s_2 = L_2; s_3 = L_3; u_3 \equiv 0;$
5.  $s_1 = 0; u = h_0 \cdot t;$
6.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; u_1 = u_2; N_1 = E_{L_1} F_{L_1} \frac{\partial u_1}{\partial s_1}$
7.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; E_{L_1} F_{L_1} \frac{\partial u_1}{\partial s_1} = E_{L_2} F_{L_2} \frac{\partial u_2}{\partial s_2};$
8.  $s_2 = L_2; s_3 = 0; u_2 = u_3;$
9.  $s_2 = L_2; s_3 = 0; E_{L_2} F_{L_2} \frac{\partial u_2}{\partial s_2} = E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial u_3}{\partial s_3};$
10.  $s_3 = L_3; E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial u_3}{\partial s_3} = P(h_H);$

Начальные условия:

$$\begin{aligned} 11. t = 0; u_1(s_1, t = 0) &= \frac{f_{\tau_1}(h_0)}{2\chi_{L_1}^2} s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\tau_1}(h_0)L_1}{\chi_{L_1}^2} + \frac{N_1}{E_{L_1} F_{L_1}} + \theta \left[ \frac{f_{\tau_2}(h_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \frac{N_2}{E_{L_2} F_{L_2}} + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(h_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{N_H(P, h_H)}{E_{L_3} F_{L_3}} \right) \right] \right\} s_1; \\ 12. t = 0; u_2(s_2, t = 0) &= f_1(L_1) + \frac{f_{\tau_2}(h_0)}{2\chi_{L_2}^2} s_2^2 - \left[ \frac{f_{\tau_2}(h_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \frac{N_2}{E_{L_2} F_{L_2}} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(h_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{N_H(P, h_H)}{E_{L_3} F_{L_3}} \right) \right] s_2; \\ 13. t = 0; u_3(s_3, t = 0) &= f_1(L_1) + f_2(L_2) + \left[ \frac{f_{\tau_3}(h_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{N_H(P, h_H)}{E_{L_3} F_{L_3}} \right] s_3; \\ s_1 &\in [0; L_1]; s_2 \in [0; L_2]; s_3 \in [0; L_3]; \\ \frac{\partial u_1}{\partial t} &= h_0; \frac{\partial u_2}{\partial t} = h_0; \frac{\partial u_3}{\partial t} = h_0; \end{aligned}$$

С целью определения начальных условий, если  $h_0 \neq 0$  и  $P = const$ , то

$$\begin{aligned} u_1 &= h_0 t + u_{0_1}(s_1), \\ u_2 &= h_0 t + u_{0_2}(s_2), \\ u_3 &= h_0 t + u_{0_3}(s_3), \\ \begin{cases} \chi_{L_1}^2 \cdot u_{0_1}''(s_1) = f_{\tau_1}(h_0), \\ \chi_{L_2}^2 \cdot u_{0_2}''(s_2) = f_{\tau_2}(h_0), \\ \chi_{L_3}^2 \cdot u_{0_3}''(s_3) = f_{\tau_3}(h_0). \end{cases} \end{aligned}$$

Граничные условия:

1.  $s_1 = 0; u_{0_1} = 0;$
2.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; u_{0_1} = u_{0_2} = 0;$
3.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; E_{L_1} F_{L_1} u_{0_1} = E_{L_2} F_{L_2} u_{0_2};$
4.  $s_2 = L_2; s_3 = 0; u_{0_2} = u_{0_3};$
5.  $s_1 = L_1; s_2 = L_2; s_3 = L_3; E_{L_2} F_{L_2} u_{0_2} = E_{L_3} F_{L_3} u_{0_3};$
6.  $s_1 = L_1; s_2 = L_2; s_3 = L_3; u_{0_1} = u_{0_2} = u_{0_3};$
7.  $s_3 = L_3; E_{L_3} F_{L_3} u_{0_3} = P(h_0);$

В начальный момент времени:

$$\begin{cases} u_{0_1} = h_0 t + \frac{f_{\tau_1}(h_0)}{2\chi_{L_1}^2} s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\tau_1}(h_0)L_1}{2\chi_{L_1}^2} + \frac{N_1}{E_{L_1} F_{L_1}} + \theta \left[ \frac{f_{\tau_2}(h_0)L_2}{2\chi_{L_2}^2} + \frac{N_2}{E_{L_2} F_{L_2}} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(h_0)L_3}{2\chi_{L_3}^2} + \frac{N_H(P, h_H)}{E_{L_3} F_{L_3}} \right) \right] \right\} s_1, \\ u_{0_2} = u_1(s_1 = L_1) + \frac{f_{\tau_2}(h_0)}{2\chi_{L_2}^2} s_2^2 - \left[ \frac{f_{\tau_2}(h_0)L_2}{2\chi_{L_2}^2} + \frac{N_2}{E_{L_2} F_{L_2}} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(h_0)L_3}{2\chi_{L_3}^2} + \frac{N_H(P, h_H)}{E_{L_3} F_{L_3}} \right) \right] s_2, \\ u_{0_3} = u_1(s_1 = L_1) + u_2(s_2 = L_2) + \frac{f_{\tau_3}(h_0)}{2\chi_{L_3}^2} s_3^2 - \left( \frac{f_{\tau_3}(h_0)L_3}{2\chi_{L_3}^2} + \frac{P(h_H)}{E_{L_3} F_{L_3}} \right) s_3. \end{cases}$$

$$s_1 \in [0, L_1], s_2 \in [0, L_2], s_3 \in [0, L_3];$$

$$\frac{\partial u_{0_1}}{\partial t} = h_0; \frac{\partial u_{0_2}}{\partial t} = h_0; \frac{\partial u_{0_3}}{\partial t} = h_0,$$

где  $u_1(s_1, t)$ ,  $u_2(s_2, t)$ ,  $u_3(s_3, t)$  – углы поворота текущих поперечных сечений

колонны на соответствующих участках (рад);  $s_1, s_2, s_3$  – текущее положение

поперечного сечения (м);  $f_{\tau_1} \left( \frac{\partial u_1}{\partial t} \right)$ ,  $f_{\tau_2} \left( \frac{\partial u_2}{\partial t} \right)$ ,  $f_{\tau_3} \left( \frac{\partial u_3}{\partial t} \right)$  – диссипативные члены,

характеризующие сопротивление поступательного перемещения бурильной

колонны на соответствующих участках;  $n_0$  – скорость вращения верхнего

торца колонны (рад/с);  $E_{L_1}, E_{L_2}, E_{L_3}$  – модули упругости материалов

соответствующих участков при растяжении или сжатии ( $\text{кг/м}^2$ );  $F_{L_1}, F_{L_2}, F_{L_3}$  – площадь поперечного сечения колонны на соответствующих участках ( $\text{м}^2$ );  $M_H(P, n_H)$  – момент сопротивления вращению нижнего участка составного стержня со стороны горной породы ( $\text{Н}\cdot\text{м}$ );  $P$  – осевая нагрузка на торец нижнего участка составного стержня ( $\text{Н}$ );  $n_H = \left. \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right|_{s_3=L_3}$  – скорость вращения торца нижнего участка составного стержня ( $\text{рад/с}$ ),  $\theta = \frac{E_{L_1} F_{L_1}}{E_{L_2} F_{L_2}}$  – коэффициент моментно-силового отношения первого и второго участков;  $\varepsilon = \frac{E_{L_2} F_{L_2}}{E_{L_3} F_{L_3}}$  – коэффициент моментно-силового отношения второго и третьего участков.

Начальный момент времени  $t=0$  имеем

$$\left\{ \begin{aligned} u_1(s_1, t=0) &= \frac{f_{\tau_1}(h_0)}{2\chi_{L_1}^2} s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\tau_1}(h_0)L_1}{\chi_{L_1}^2} + \theta \left[ \frac{f_{\tau_2}(h_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(h_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{N_H(P, h_H)}{E_{L_3} F_{L_3}} \right) \right] \right\} s_1, \\ u_2(s_2, t=0) &= u_1(s_1=L_1, t=0) + \frac{f_{\tau_2}(h_0)}{2\chi_{L_1}^2} s_2^2 - \left[ \frac{f_{\tau_2}(h_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(h_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{N_H(P, h_H)}{E_{L_3} F_{L_3}} \right) \right] s_2, \\ u_3 &= u_1(s_1=L_1) + u_2(s_2=L_2) + \frac{f_{\tau_3}(h_0)}{2\chi_{L_3}^2} s_3^2 - \left( \frac{f_{\tau_3}(h_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{N_H(P, h_H)}{E_{L_3} F_{L_3}} \right) s_3. \end{aligned} \right.$$

$$s_1 \in [0, L_1]; s_2 \in [0, L_2]; s_3 \in [0, L_3];$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial t} = h_0; \frac{\partial u_2}{\partial t} = h_0; \frac{\partial u_3}{\partial t} = h_0.$$

Всё вышеуказанное вкупе только конкретизирует условия задачи.

Решение поставленной задачи будем искать в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} u_1(s_1, t) &= u_{0_1} + U_1(s_1, t); s_1 \in [0; L_1] \\ u_2(s_2, t) &= u_{0_2} + U_2(s_2, t); s_2 \in [0; L_2] \\ u_3(s_3, t) &= u_{0_3} + U_3(s_3, t); s_3 \in [0; L_3] \end{aligned} \right. \quad (2.21)$$

Здесь  $u_1$  и  $u_2, u_3$  даются соотношениями (2.21), а функции  $U_1(s_1, t)$ ,  $U_2(s_2, t)$  и  $U_3(s_3, t)$ , суть изменения углов поворота произвольных сечений на участках составного стержня от их значений при равномерном вращении.

Очевидно, что скорость вращения породоразрушающего инструмента (забой при  $s_3 = H$ ) согласно (2.20) имеет вид

$$h_H = h_0 + \left. \frac{\partial U_3}{\partial t} \right|_{s_3=H} \quad (2.22)$$

С учётом соотношений (2.20), начальных условий и несложных преобразований исходная задача принимает следующий вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} + f_{\tau_1} \left( h_0 + \frac{\partial U_1}{\partial t} \right) - f_{\tau_1}(h_0) = \chi_{L_1}^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial s_1^2}, s_1 \in [0, L_1] \\ \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} + f_{\tau_2} \left( h_0 + \frac{\partial U_2}{\partial t} \right) - f_{\tau_2}(h_0) = \chi_{L_2}^2 \frac{\partial^2 U_2}{\partial s_2^2}, s_2 \in [0, L_2] \\ \frac{\partial^2 U_3}{\partial t^2} + f_{\tau_3} \left( h_0 + \frac{\partial U_3}{\partial t} \right) - f_{\tau_3}(h_0) = \chi_{L_3}^2 \frac{\partial^2 U_3}{\partial s_3^2}, s_3 \in [0, L_3] \end{cases}$$

Граничные условия:

1.  $s_1 = 0; U_1 = 0$  (или же  $\frac{\partial U_1}{\partial t} = 0$ );
2.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; U_1 = U_2$  (или же  $\frac{\partial U_1}{\partial t} = \frac{\partial U_2}{\partial t}$ );
3.  $s_2 = L_2; s_3 = 0; U_2 = U_3$  (или же  $\frac{\partial U_2}{\partial t} = \frac{\partial U_3}{\partial t}$ );
4.  $s_1 = L_1; s_2 = 0; E_{L_1} F_{L_1} \frac{\partial U_1}{\partial s_1} = E_{L_2} F_{L_2} \frac{\partial U_2}{\partial s_2}$ ;
5.  $s_2 = L_2; s_3 = 0; E_{L_2} F_{L_2} \frac{\partial U_2}{\partial s_2} = E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial U_3}{\partial s_3}$ ;
6.  $s_3 = L_3; E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial U_3}{\partial s_3} = N_H(P, h_H)$ .
7.  $s_3 = L_3; U_3 = 0$ ;

Начальные условия:

8.  $t = 0; U_1 = 0; U_2 = 0; U_3 = 0$ .
9.  $t = 0; \frac{\partial U_1}{\partial t} = 0; \frac{\partial U_2}{\partial t} = 0; \frac{\partial U_3}{\partial t} = 0$ .

Далее будет рассматриваться линеаризованный вариант диссипативных членов в волновых уравнениях задачи, поэтому имеем:

$$\begin{cases} f_{\tau_1}\left(h_0 + \frac{\partial U_1}{\partial t}\right) - f_{\tau_1}(h_0) \approx f'_{\tau_1}(h_0) \frac{\partial U_1}{\partial t}, \\ f_{\tau_2}\left(h_0 + \frac{\partial U_2}{\partial t}\right) - f_{\tau_2}(h_0) \approx f'_{\tau_2}(h_0) \frac{\partial U_2}{\partial t}, \\ f_{\tau_3}\left(h_0 + \frac{\partial U_3}{\partial t}\right) - f_{\tau_3}(h_0) \approx f'_{\tau_3}(h_0) \frac{\partial U_3}{\partial t}. \end{cases}$$

Здесь  $f'_{\tau_1}(h_0)$ ,  $f'_{\tau_2}(h_0)$  и  $f'_{\tau_3}(h_0)$  соответственно производные диссипативных членов в уравнениях для различных участков стержня при значении угловой скорости равномерного вращения. Обозначим эти производные как

$$\mu_1 = f'_{\tau_1}(h_0), \mu_2 = f'_{\tau_2}(h_0), \mu_3 = f'_{\tau_3}(h_0). \quad (2.23)$$

Далее с учётом соотношения (2.20) введём следующее обозначение:

$$N_H\left(P, h_0 + \frac{\partial U_3}{\partial t}\right) - P(h_0) = \delta N_H(P, h_H) \text{ при } s_3 = H. \quad (2.24)$$

Выражение (2.1.24) показывает величину отклонения момента сопротивления вращению породоразрушающего инструмента со стороны забоя скважины при неравномерном вращении бурильной колонны от значения этого момента в случае установившегося равномерного вращения.

С учётом (2.23) и (2.24) исходная задача (2.20) преобразуется к следующему виду:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} + \mu_1 \frac{\partial U_1}{\partial t} = \chi_{L_1}^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial s_1^2}, s_1 \in [0, L_1] \\ \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} + \mu_2 \frac{\partial U_2}{\partial t} = \chi_{L_2}^2 \frac{\partial^2 U_2}{\partial s_2^2}, s_2 \in [0, L_2] \\ \frac{\partial^2 U_3}{\partial t^2} + \mu_3 \frac{\partial U_3}{\partial t} = \chi_{L_3}^2 \frac{\partial^2 U_3}{\partial s_3^2}, s_3 \in [0, L_3] \end{cases} \quad (2.25)$$

Граничные условия:

$$\begin{aligned}
1. & s_1 = 0; U_1 = 0 \left( \text{или же } \frac{\partial U_1}{\partial t} = 0 \right). \\
2. & s_1 = L_1, s_2 = 0; U_1 = U_2 \left( \text{или же } \frac{\partial U_1}{\partial t} = \frac{\partial U_2}{\partial t} \right). \\
3. & s_1 = L_1, s_2 = 0; E_{L_1} F_{L_1} \frac{\partial U_1}{\partial s_1} = E_{L_2} F_{L_2} \frac{\partial U_2}{\partial s_2}. \\
4. & s_2 = L_2, s_3 = 0; \frac{\partial U_1}{\partial t} = \frac{\partial U_2}{\partial t}. \\
5. & s_2 = L_2; E_{L_2} F_{L_2} \frac{\partial U_2}{\partial s_2} = E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial U_3}{\partial s_3}, s_3 = 0. \\
6. & s_3 = L_3, E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial U_3}{\partial s_3} = -\delta N_H(P, h_H). \\
7. & s_3 = L_3, \frac{\partial U_3}{\partial t} \equiv 0.
\end{aligned}$$

и т.д.

Начальные условия:

$$\begin{aligned}
8. & t = 0; U_1 = U_2 = U_3 = 0. \\
9. & t = 0; \frac{\partial U_1}{\partial t} = 0; \frac{\partial U_2}{\partial t} = 0; \frac{\partial U_3}{\partial t} = 0.
\end{aligned}$$

Задача (II.2.16) будет подвернута анализу.

В предложении малости абсолютных величин параметров  $\mu_1, \mu_2$ , и  $\mu_3$  будем искать приближённое решение в виде:

$$\begin{cases}
U_1(s_1, t) = K \left( t - \frac{s_1}{\chi_{L_1}} \right) e^{-\frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_1}^2}} - K_1 \left( t + \frac{s_1}{\chi_{L_1}} \right) e^{\frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_1}^2}}, s_1 \in [0; L_1] \\
U_2(s_2, t) = K_1 \left( t - \frac{s_2}{\chi_{L_2}} \right) e^{-\frac{\mu_2 s_2}{2\chi_{L_2}^2}} - K_2 \left( t + \frac{s_2}{\chi_{L_2}} \right) e^{\frac{\mu_2 s_2}{2\chi_{L_2}^2}}, s_2 \in [0; L_2] \\
U_3(s_3, t) = K_2 \left( t - \frac{s_3}{\chi_{L_3}} \right) e^{-\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}} - K_3 \left( t + \frac{s_3}{\chi_{L_3}} \right) e^{\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}}, s_3 \in [0; L_3]
\end{cases} \quad (2.26)$$

Подставив записанные функции в уравнения задачи (2.25) и пренебрегая, в силу малости  $\mu_1, \mu_2$  и  $\mu_3$  слагаемыми, умноженными на коэффициенты  $(\mu_1 / \chi_{L_1})^2$ ,  $(\mu_2 / \chi_{L_2})^2$ , и  $(\mu_3 / \chi_{L_3})^2$ , мы полностью удовлетворим волновым уравнениям исходной задачи.

Далее, на функции  $U_1$ ,  $U_2$ , и  $U_3$ , записанные в форме (2.26), налагаем требования равенства нулю их самих и их производных по переменной  $t$  в

начальный момент времени  $t=0$ . Тем самым будут соблюдены начальные условия 8 и 9 задачи (2.25).

Рассмотрим теперь краевые условия.

Запишем соответствующие производные по переменным  $t$ ,  $s_1$ ,  $s_2$ ,  $s_3$ , пренебрегая слагаемыми, содержащими сомножители  $\mu/\chi_{L_1}$ ,  $\mu/\chi_{L_2}$ , и  $\mu/\chi_{L_3}$ , в силу их малости по сравнению с остальными:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial U_1}{\partial t} = f\left(t - \frac{s_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_1}^2}} - f_1\left(t + \frac{s_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_1}^2}}; \\ \frac{\partial U_1}{\partial s_1} \approx -\frac{1}{\chi_{L_1}} \left( f\left(t - \frac{s_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_1}^2}} + f_1\left(t + \frac{s_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_1}^2}} \right), s_1 \in [0, L_1]; \\ \frac{\partial U_2}{\partial t} = f_1\left(t - \frac{s_2}{\chi_{L_2}}\right) e^{-\frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_2}^2}} - f_2\left(t + \frac{s_2}{\chi_{L_2}}\right) e^{\frac{\mu_2 s_2}{2\chi_{L_2}^2}}; \\ \frac{\partial U_2}{\partial s_2} \approx -\frac{1}{\chi_{L_2}} \left( f_1\left(t - \frac{s_2}{\chi_{L_2}}\right) e^{-\frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_2}^2}} + f_2\left(t + \frac{s_2}{\chi_{L_2}}\right) e^{\frac{\mu_2 s_2}{2\chi_{L_2}^2}} \right), s_2 \in [0, L_2]; \\ \frac{\partial U_3}{\partial t} = f_2\left(t - \frac{s_3}{\chi_{L_3}}\right) e^{-\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}} - f_3\left(t + \frac{s_3}{\chi_{L_3}}\right) e^{\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}}; \\ \frac{\partial U_3}{\partial s_3} \approx -\frac{1}{\chi_{L_3}} \left( f_2\left(t - \frac{s_3}{\chi_{L_3}}\right) e^{-\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}} + f_3\left(t + \frac{s_3}{\chi_{L_3}}\right) e^{\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}} \right), s_3 \in [0, L_3] \end{array} \right. \quad (2.27)$$

Здесь введены следующие обозначения производных:  $K' = f, K'_1 = f_1, K'_2 = f_2, K'_3 = f_3$ . В соотношениях (2.26) выражения для производных по переменной  $t$  являются точными, а выражения для производных по переменным  $s_1, s_2$  и  $s_3$  – приближёнными.

Очевидно, что граничное условие 1 выполняется автоматически. Остальные граничные условия с учётом (2.27) запишутся так:

$$f_2\left(t - \frac{L_3}{\chi_{L_3}}\right)e^{-\frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}^2}} + f_3\left(t + \frac{L_3}{\chi_{L_3}}\right)e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}^2}} =$$

$$= \frac{\chi_{L_3}}{E_{L_3} F_{L_3}} \delta N_H \left( \begin{array}{l} P, h_0 + f\left(t - \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right)e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} - f_2\left(t + \frac{L_2}{\chi_{L_2}}\right)e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}^2}} + f_2\left(t - \frac{L_3}{\chi_{L_3}}\right)e^{-\frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}^2}} - \\ - f_3\left(t + \frac{L_3}{\chi_{L_3}}\right)e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}^2}} \end{array} \right).$$

Граничные условия:

1.  $s_1 = 0; U_1 = 0$  (или же  $\frac{\partial U_1}{\partial t} = 0$ ).
2.  $s_1 = L_1, s_2 = 0; U_1 = U_2$  (или же  $\frac{\partial U_1}{\partial t} = \frac{\partial U_2}{\partial t}$ ).
3.  $s_1 = L_1, s_2 = 0; E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial U_1}{\partial s_1} = E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial U_2}{\partial s_2}$ .
4.  $s_2 = L_2, s_3 = 0; \frac{\partial U_1}{\partial t} = \frac{\partial U_2}{\partial t}$ .
5.  $s_2 = L_2, s_3 = 0; E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial U_2}{\partial s_2} = E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial U_3}{\partial s_3}$ .
6.  $s_3 = L_3; E_{L_3} F_{L_3} \frac{\partial U_3}{\partial s_3} = -\delta N_H(P, h_H)$ .

Начальные условия:

7.  $t = 0; U_1 = U_2 = U_3 = 0$ .
8.  $t = 0; \frac{\partial U_1}{\partial t} = 0; \frac{\partial U_2}{\partial t} = 0; \frac{\partial U_3}{\partial t} = 0$ .

Для граничного условия 6:

$$f_2\left(t - \frac{L_3}{\chi_{L_3}}\right)e^{-\frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}^2}} + f_3\left(t + \frac{L_3}{\chi_{L_3}}\right)e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}^2}} =$$

$$= \frac{\chi_{L_3}}{E_{L_3} F_{L_3}} \delta N_H \left( \begin{array}{l} P, h_0 + f\left(t - \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right)e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} - f_1\left(t + \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right)e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} - f_1\left(t - \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right)e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} + \\ + f_2\left(t + \frac{L_2}{\chi_{L_2}}\right)e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}^2}} - f_2\left(t - \frac{L_2}{\chi_{L_2}}\right)e^{-\frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}^2}} + f_3\left(t + \frac{L_3}{\chi_{L_3}}\right)e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}^2}} \end{array} \right).$$

Для граничного условия 5:

$$f_1\left(t - \frac{L_2}{\chi_{L_2}}\right)e^{-\frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}^2}} + f_2\left(t + \frac{L_2}{\chi_{L_2}}\right)e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}^2}} = \frac{\chi_{L_2}}{\chi_{L_3}} \varepsilon(f_2(t) + f_3(t)).$$

Для граничного условия 4:

$$f_1\left(t - \frac{L_2}{\chi_{L_2}}\right) e^{-\frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}^2}} + f_2\left(t + \frac{L_2}{\chi_{L_2}}\right) e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}^2}} = f_2(t) - f_3(t).$$

Для граничного условия 3:

$$f\left(t - \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} + f_1\left(t + \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} = \frac{\chi_{L_1}}{\chi_{L_2}} \theta(f_1(t) + f_2(t)).$$

Для граничного условия 2:

$$f\left(t - \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} - f_1\left(t + \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} = f_1(t) - f_2(t).$$

Введём обозначения:

$$T_1 = \frac{2L_1}{\chi_{L_1}}; T_2 = \frac{2L_2}{\chi_{L_2}}; T_3 = \frac{2L_3}{\chi_{L_3}}, T = T_1 + T_2 + T_3, H = L_1 + L_2 + L_3.$$

Очевидно, что  $T_1, T_2$  и  $T_3$  являются элементарными периодами для двух различных участков стержня (аналогично элементарному периоду  $T = 2H / \chi_H$  в случае однородного стержня).

Найдём значения  $f_1(t), f_2(t)$  и  $f_3(t)$  из уравнений, даваемых граничными условиями 2, 3, 4, 5:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1(t) = \left( \frac{1\chi_{L_2}}{2\theta_1\chi_{L_1}} \right) \cdot \left( \left( f_1\left(t + \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} \cdot \left( 1 - \frac{\theta\chi_{L_1}}{\chi_{L_2}} \right) \right) + \left( f\left(t - \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} \cdot \left( 1 + \frac{\theta\chi_{L_1}}{\chi_{L_2}} \right) \right) \right), \\ f_2(t) = \left( \frac{\chi_{L_2}}{\theta\chi_{L_1}} - 1 \right) \cdot \left( -f\left(t - \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} + f_1\left(t + \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} \right), \\ f_3(t) = \left( \frac{\chi_{L_3}}{\chi_{L_2}\varepsilon} \right) \cdot f_1\left(t - \frac{L_2}{\chi_{L_2}}\right) e^{-\frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}^2}} + \left( \frac{\chi_{L_3}}{\chi_{L_2}\varepsilon} \right) \cdot f_2\left(t - \frac{L_2}{\chi_{L_2}}\right) e^{\frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}^2}} - \left( \frac{\chi_{L_2}}{\theta\chi_{L_1}} - 1 \right) \cdot \left( -f\left(t - \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{-\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}} \right) + \\ + f_1\left(t + \frac{L_1}{\chi_{L_1}}\right) e^{\frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}^2}}. \end{array} \right.$$

Обратимся к условию задачи:

$$\left\{ \begin{array}{l} f(t+T) e^{-\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}} - f_1(t+T_1) e^{\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}} = \delta n_H, \\ f_2(t+T_2) e^{-\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}} + f_3(t+T_3) e^{\frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}^2}} = \frac{\chi_{L_3}}{E_{L_3} F_{L_3}} \delta N_H(P, h_0 + \delta h_H). \end{array} \right.$$

С учётом преобразования волнового возмущения в местах соединения разнородных участков составного стержня будем иметь:

$$\begin{cases} \frac{1}{1-k} (f(t)e^{-\alpha} + kf_1(t+T_1)e^{\beta} - f_2(t+T_2)e^{-\beta} + f_2(t+T_2)e^{\beta} - f_3(t+T_1+T_2+T_3)e^{\alpha}) = \delta h_H, \\ \frac{1}{1-k} (f(t)e^{-\alpha} + kf_1(t+T_1)e^{\beta} + f_2(t+T_2)e^{-\beta} + f_2(t+T_2)e^{\beta} + f_3(t+T_1+T_2+T_3)e^{\alpha}) = \frac{\chi_{L_3}}{E_{L_3} F_{L_3}} \delta N_H(P, h_0 + \delta h_H). \end{cases}$$

В вышеуказанных уравнениях показатели

$$\alpha = \frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_1}} + \frac{\mu_2 s_2}{2\chi_{L_2}} + \frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}}; \beta = -\frac{\mu_1 s_1}{2\chi_{L_1}} - \frac{\mu_2 s_2}{2\chi_{L_2}} - \frac{\mu_3 s_3}{2\chi_{L_3}}.$$

Ввиду приближенности и сходимости ряда значений линейная система уравнений записана:

$$\begin{cases} f(t+T)e^{-\alpha} - f(t+T)e^{\alpha} = \delta h_H, \\ f(t)e^{-\alpha} + f(t+T)e^{\alpha} = \frac{\chi_{L_3}}{E_{L_3} F_{L_3}} \delta N_H(P, h_0 + \delta h_H). \end{cases}$$

Наиболее ясно данная задача решается для случая, в котором значения диссипативных членов системы равны нулю, в этом случае глубина распространения поступательных колебаний бурильного инструмента, представленного в виде составного стержня, состоящего из трех разнородных участков, рассчитывается по формуле:

$$\left. \begin{aligned}
 H &= \frac{\chi_{L_1}}{\mu_1} \ln \left( \frac{\chi_{L_2}}{\mu_2} \ln \frac{\chi_{L_2} \left[ \frac{\chi_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\chi_{L_3} \Delta M_H + E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H}{\chi_{L_3} \Delta M_H - E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H} \right] + E_{L_2} F_{L_2} \cdot n_0}{\chi_{L_2} \left[ \frac{\chi_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\chi_{L_3} \Delta M_H + E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H}{\chi_{L_3} \Delta M_H - E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H} \right] - E_{L_2} F_{L_2} \cdot n_0} \right) + E_{L_1} F_{L_1} \cdot n_0 \\
 H &\leq \frac{\chi_{L_1}}{\mu_1} \ln \left( \frac{\chi_{L_2}}{\mu_2} \ln \frac{\chi_{L_2} \left[ \frac{\chi_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\chi_{L_3} \Delta M_H + E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H}{\chi_{L_3} \Delta M_H - E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H} \right] + E_{L_2} F_{L_2} \cdot n_0}{\chi_{L_2} \left[ \frac{\chi_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\chi_{L_3} \Delta M_H + E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H}{\chi_{L_3} \Delta M_H - E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H} \right] - E_{L_2} F_{L_2} \cdot n_0} \right) - E_{L_1} F_{L_1} \cdot n_0 \\
 H &\leq \frac{\chi_{L_1}}{\mu_1} \ln \left( \frac{\chi_{L_2}}{\mu_2} \ln \frac{\chi_{L_2} \left[ \frac{\chi_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\chi_{L_3} \Delta M_H + E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H}{\chi_{L_3} \Delta M_H - E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H} \right] + E_{L_2} F_{L_2}}{\chi_{L_2} \left[ \frac{\chi_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\chi_{L_3} \Delta M_H + E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H}{\chi_{L_3} \Delta M_H - E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H} \right] - E_{L_2} F_{L_2}} \right) + E_{L_1} F_{L_1} \\
 H &\leq \frac{\chi_{L_1}}{\mu_1} \ln \left( \frac{\chi_{L_2}}{\mu_2} \ln \frac{\chi_{L_2} \left[ \frac{\chi_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\chi_{L_3} \Delta M_H + E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H}{\chi_{L_3} \Delta M_H - E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H} \right] + E_{L_2} F_{L_2}}{\chi_{L_2} \left[ \frac{\chi_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\chi_{L_3} \Delta M_H + E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H}{\chi_{L_3} \Delta M_H - E_{L_3} F_{L_3} \cdot n_H} \right] - E_{L_2} F_{L_2}} \right) - E_{L_1} F_{L_1}
 \end{aligned} \right. \quad (2.28)$$

### 2.3 Выводы по второй главе

Полученные уравнения определяют условия вероятности возникновения поступательных автоколебаний бурового инструмента, представленного в виде составного стержня в процессе совершения им вращательного движения с целью углубления забоя скважины [43,45,64,68,96,98].

Соотношение (2.29) найдено для частного случая, когда значения диссипативных членов системы (2.20) равны нулю, и сходится с результатами исследований [8]. Таким образом, становится возможным выявление значений параметров режима устойчивой работы динамически активной системы «винтовой забойный двигатель – бурильная колонна».

В случае  $|\delta n_H| \ll n_0, P = const$ , значения момента на забое будет равным

$$\delta M_H(P, n_0 + \delta n_H) = M_H((P, n_0 + \delta n_H) - M_H(P, n_0)) = M_H' \delta n_H, \text{ где } M_H' = \left. \frac{\partial M_H}{\partial n_H} \right|_{n_H=n_0}.$$

Тогда

$$\left\{ \begin{array}{l}
 P = \frac{E_{L_3} F_{L_3} (n_0^2) 1 + ke^{\frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}}}}{\chi_{L_3} 1 - ke^{\frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}}}}, \\
 P_b = \frac{1 + ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\chi_{L_3}}} P \cdot \left( ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right) + kch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right) \right)}{1 - ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\chi_{L_3}}} n_0 \left( sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right) + ksh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right) \right)}, \\
 P_H = \frac{1 + ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\chi_{L_3}}} P \cdot \left( sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right) + ksh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right) \right)}{1 - ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\chi_{L_3}}} n_0 \left( ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right) + kch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right) \right)}, \\
 n_0^* = \frac{1 - k^2}{sh^2 \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right) + kch^2 \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\chi_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\chi_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\chi_{L_3}} \right)}; \quad (2.29)
 \end{array} \right.$$

где  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  – коэффициенты диссипации на соответствующих участках

составного стержня;  $k = \frac{k_1 - k_2}{k_1 + k_2}$ ,  $k_1 = \frac{\chi_{L_2} E_{L_1} F_{L_1} - \chi_{L_1} E_{L_1} F_{L_1}}{\chi_{L_2} E_{L_1} F_{L_1} + \chi_{L_1} E_{L_2} F_{L_2}}$ ,  $k_2 = \frac{\chi_{L_3} E_{L_2} F_{L_2} - \chi_{L_2} E_{L_3} F_{L_3}}{\chi_{L_3} E_{L_2} F_{L_2} + \chi_{L_2} E_{L_3} F_{L_3}}$  –

коэффициент отражения волны поступательных возмущений на границе раздела разнородных участков составного стержня;  $\Delta M_H = M_H(P, 0) - M_H(P, n_0)$

– разность между моментами страгивания торца нижнего участка и номинального момента этого торца;  $P$  – осевая нагрузка на торец нижнего участка составного стержня для случая неустойчивого равномерного вращения;  $P_b$  и  $P_H$  – осевые нагрузки, соответствующие верхней и нижней границам автоколебаний;  $n_0^*$  – скорость вращения ротора при  $P_b = P_H$ .

Для совершения устойчивой работы системой «винтовой забойный двигатель – бурильная колонна» определены значения скорости вращения ротора и осевой нагрузки на торец нижнего участка составного стержня представленного ВЗД, равные верхней и нижней границам автоколебаний, которые записаны в систему (2.29) [6,31,32,35,38,47].

## ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ «ВИНТОВОЙ ЗАБОЙНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – КОЛОННА БУРИЛЬНЫХ ТРУБ»

### 3.1 Результаты экспериментальных исследований колебаний корпуса ВЗД

В результате исследований установлено, что регулирование инерционных сил элементов героторного механизма позволяют снизить амплитуду биений корпуса, за счет изменения значений виброскорости и виброускорения продольных, осевых и вращательных автоколебаний. Данное утверждение было подтверждено в результате экспериментальных исследований, проведенных на горизонтальном стенде для измерения энергетических характеристик работы гидравлических машин.

Результаты испытания рабочего процесса гидродвигателя с учетом его виброускорений и амплитуд биений корпуса при разных режимах работы отражены на рисунках 3.1, 3.2.

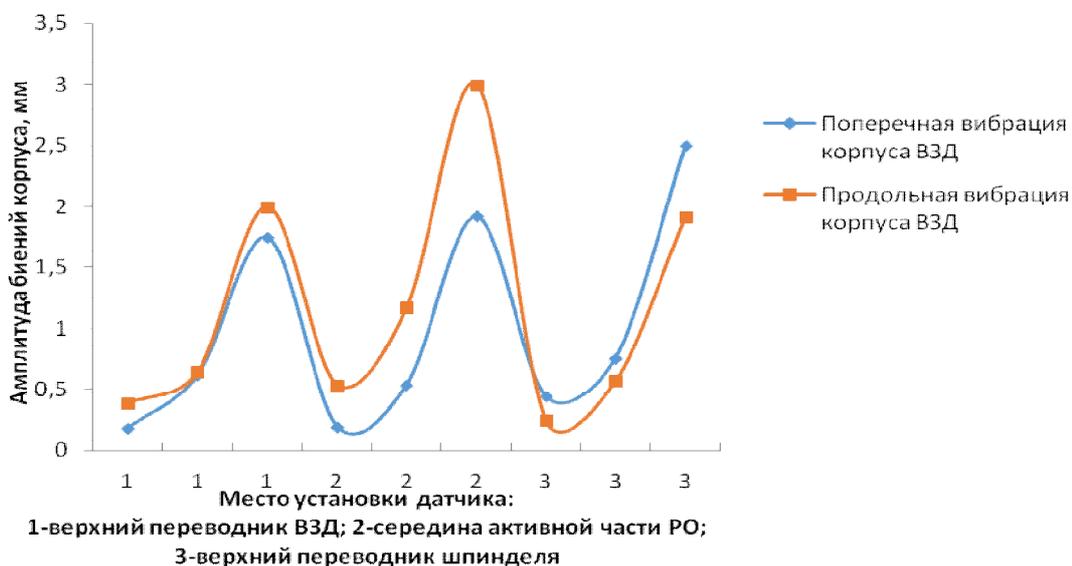


Рисунок 3.1 - Амплитуда биений в зависимости от места установки датчика на корпусе винтового забойного двигателя ДГР 178М.7/8.37

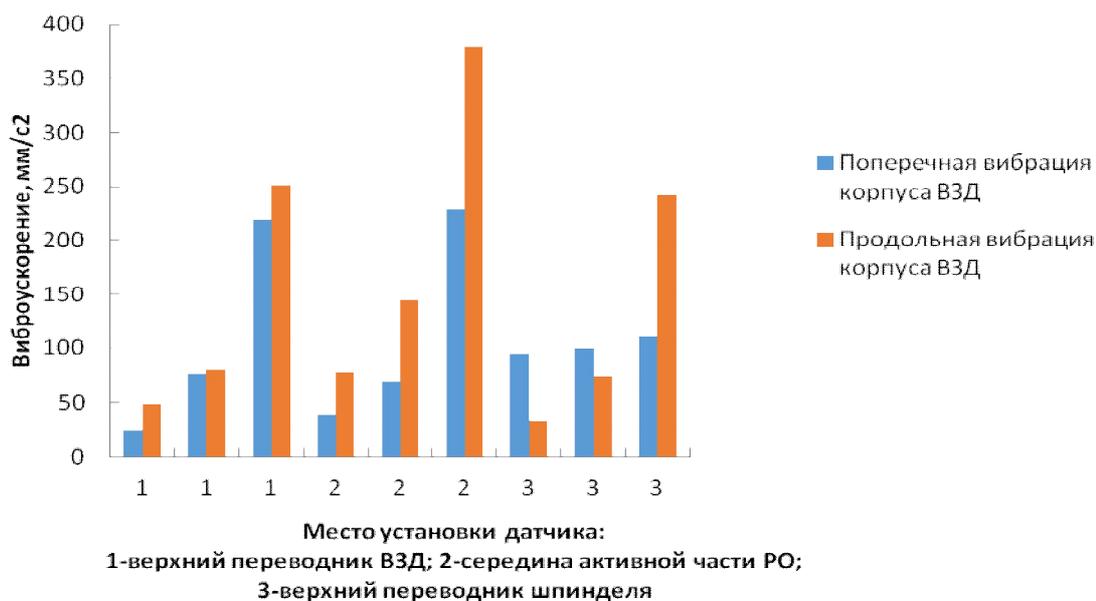


Рисунок 3.2 - Уровень виброускорений в зависимости от места установки датчика на корпусе винтового забойного двигателя ДГР 178М.7/8.37

Результаты исследования вибрации корпуса двигателя ДГР-178М.7/8.37 показали, что значения виброускорений по длине корпуса отличны друг от друга. Так, например, в (т. 1) верхней части силовой секции для частоты вращения вала  $5 \text{ с}^{-1}$  (300 об/мин) значения виброускорений поперечной вибраций корпуса изменяются от 24 до 219  $\text{мм/с}^2$ , что соответствует изменению амплитуд биений от 0,19 до 1,75 мм, а значения виброускорений продольной вибраций корпуса изменяются от 49 до 251  $\text{мм/с}^2$ , что соответствует изменению амплитуд биений от 0,39 до 2 мм (рис. 3. 2).

Максимальные значения амплитуд и виброускорений поперечных и продольных колебаний корпуса определены на частоте  $5 \text{ с}^{-1}$  (300 об/мин) в средней части силовой секции и соответственно равны 1,92 и 3 мм, и 229 и 380  $\text{мм/с}^2$ .

Для выявления оптимального диапазона устойчивой работы винтового забойного двигателя испытания проводились на 30 ВЗД диаметрами от 156 до 195 мм. Рассмотрим, как пример, результаты исследований энергетических характеристик двигателя ДГР-178М.7/8.37 с одновременным замером биений корпуса. Датчики измерения вибрации (согласно рисунку

2.1: 10, 11, 12) устанавливались в трех точках двигателя. Два датчика – в верхней и средней части силовой секции, а третий в верхней части шпинделя (в месте соединения с шарниром). Измерения энергетических характеристик и биений корпуса производились от максимальной частоты вращения вала –  $5 \text{ с}^{-1}$  (300 об/мин), до  $0,5 \text{ с}^{-1}$  (30 об/мин). В процессе испытаний поддерживался постоянный расход жидкости -  $0,03 \text{ м}^3/\text{с}$ . При достижении частоты вращения вала  $5 \text{ с}^{-1}$  создавался момент сопротивления тормозом 3, приводящий к полной остановке двигателя.

Измерение колебаний ВЗД осуществлялось в полосах частот с постоянной относительной шириной с возможностью представления на едином графике широкого частотного диапазона с достаточно узким разрешением на низких частотах. Результаты исследования изменения амплитуд и частот продольных и поперечных колебаний в зависимости от момента на валу ВЗД отображены на рисунке 3.3.

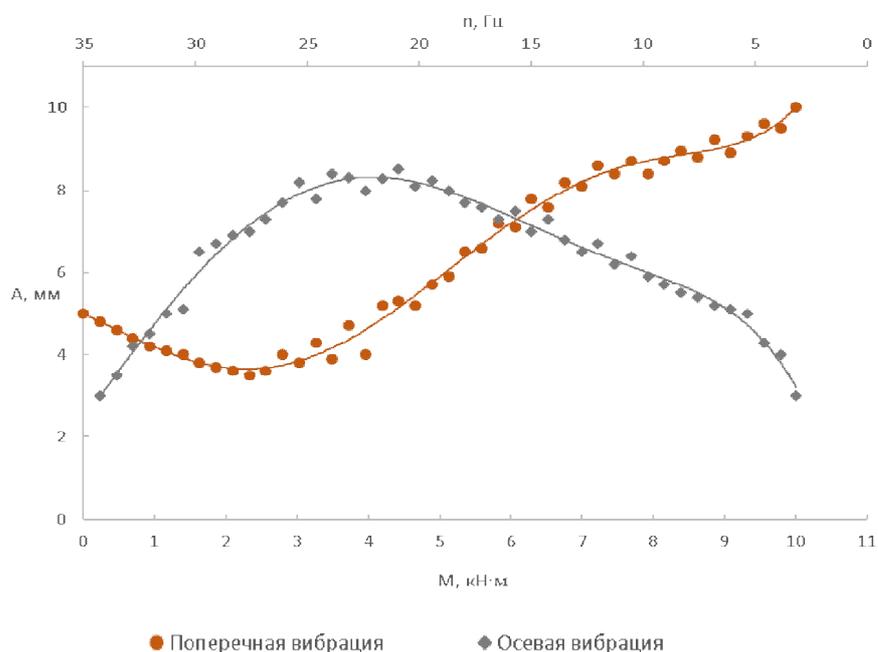


Рисунок 3.3 – Зависимость изменения усредненной (по всей длине корпуса) амплитуды продольных и поперечных колебаний в зависимости от момента на валу винтового забойного двигателя ДГР 178М.7/8.37

Анализ результатов исследований показал, что интервал оптимальных частот биений корпуса винтового забойного двигателя расположен от 35 до 24,5 Гц. Осевая и поперечная вибрации зависят от момента на валу ВЗД. При работе двигателя в режиме холостого хода максимальная амплитуда поперечных биений корпуса составляет 5 мм, при этом амплитуда осевых колебаний - не более 3 мм. Причиной этому в данном случае является перекашивающий момент, действующий на РО при заполнении рабочих камер. В процессе создания момента на валу ВЗД происходит снижение амплитуды поперечных колебаний корпуса до 3,5 – 4 мм, а амплитуда осевой вибрации возрастает до 8 мм. Далее, создание дополнительного момента до 4,5 кН·м приводит к повышению амплитуды поперечных биений корпуса двигателя и составляет 6 мм и снижению продольных до 8 мм. Частота биений снижается до  $24,5 \text{ с}^{-1}$  (210 об/мин), что составляет 30% от работы двигателя в режиме холостого хода. В данном случае двигатель находится в оптимальном режиме эксплуатации (рисунок 3.3). С увеличением момента с 4,5 до 9 кН·м двигатель входит в тормозной (экстремальный) режим работы. Частота биений снижается до 3,5 Гц (30 об/мин). В результате происходит интенсивный рост амплитуды поперечных колебаний корпуса ВЗД от 6 до 10 мм, при соответствующем снижении амплитуды осевых колебаний от 8 до 2 мм.

В результате теоретических и экспериментальных исследований выявлены показатели частоты вращения вала, обеспечивающие минимальную поперечную амплитуду колебаний и увеличение продольной (осевой) вибрации в пределах всего корпуса ВЗД и максимальный КПД двигателя. Рабочий диапазон частот вращения необходимо поддерживать в пределах 70 % от частоты работы ВЗД в режиме холостого хода. В случае эксплуатации двигателя в экстремальном режиме (режим максимальной мощности) происходит резкий рост амплитуды колебаний в нижней части двигателя, что приводит к возникновению полуволн изгиба в КНБК и потере устойчивости инструмента.

Для совершения устойчивой работы системой «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» определены значения скорости вращения ротора и осевой нагрузки на торец нижнего участка составного стержня представленного ВЗД, равные верхней и нижней границам автоколебаний, которые записаны в систему (2.12)

Согласно записанной системе (2.12) произведём расчёт и отобразим результаты в виде графиков (рисунок 3.4), с учётом следующих параметров:

$$L_1 = 1800; L_2 = 190; L_3 = 10; J_1 = 5,841 \cdot 10^{-6}, J_2 = 1,941 \cdot 10^{-6}, J_3 = 4,928 \cdot 10^{-6};$$

$$k = 0,106; G_1 = G_2 = G_3 = 8 \cdot 10^{10}; \lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 3200; n_0 = [0;7] \mu_1 = 0,1;$$

$$\mu_2 = 0,2; \mu_3 = 0,3.$$

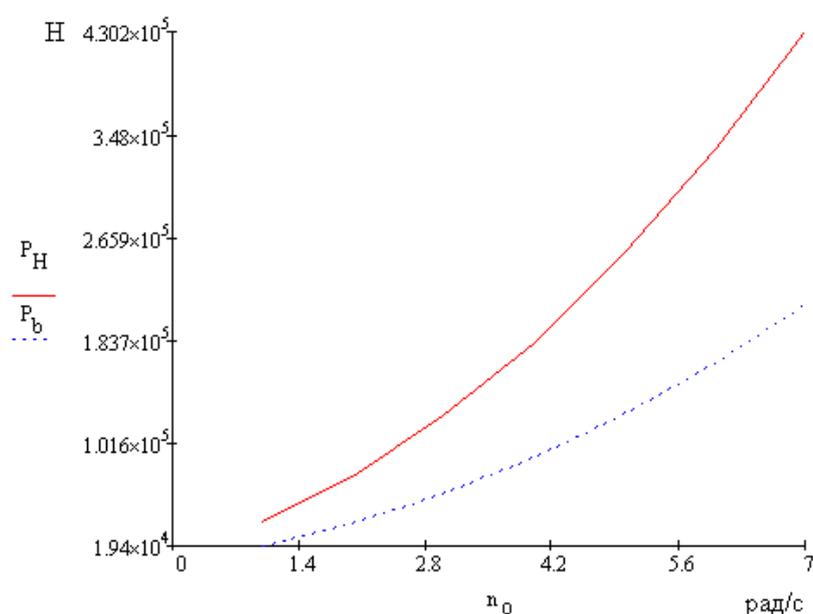


Рисунок 3.4 – Границы вращательных автоколебаний системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб»

Согласно записанной системе (2.29) произведём расчёт поступательных автоколебаний системы и отобразим результаты в виде графиков (рисунок 3.5), с учётом следующих параметров:

$$L_1 = 1800; L_2 = 190; L_3 = 10; F_1 = 1,018 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, F_2 = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, F_3 = 8,042 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$k = 0,106; E_1 = E_2 = E_3 = 2 \cdot 10^{10} \text{ Па}; \chi_{L_1}, \chi_{L_2}, \chi_{L_3} = 5320 \text{ м/с}; n_0 = (0;7] \text{ рад/с}; \mu_1 = 0,1;$$

$$\mu_2 = 0,2; \mu_3 = 0,3.$$

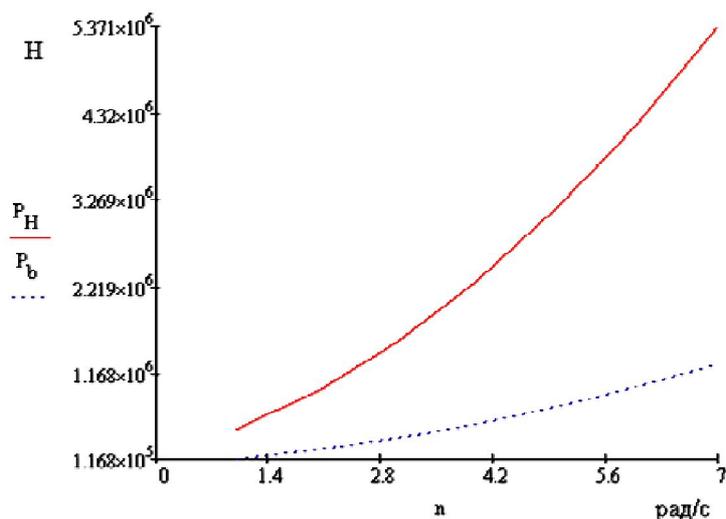


Рис. 3.5 – Границы поступательных автоколебаний системы «ВЗД - КБТ»

Представленный график отражает границы автоколебаний системы «ВЗД – КБТ», от действия динамической осевой нагрузки, возникшей с сообщением поступательного движения вышеуказанной системы с целью углубления забоя, передаваемого сечением.

### 3.2 Выводы по третьей главе

Сопоставление полученных результатов исследований колебаний корпуса ВЗД в стендовых условиях с расчётными значениями границ автоколебаний КБТ позволяют определить диапазон устойчивой работы системы «ВЗД – КБТ». Значения расположенные под линией, обозначенной нижней границей автоколебаний ( $P_b$ ), означают отсутствие вибрации – равномерное поступательное движение инструмента, между верхней ( $P_H$ ) и нижней ( $P_b$ ) границами – временную остановку (заклинивание), выше верхней ( $P_H$ ) – торможение (отсутствие поступательного движения).

Согласно проведенным исследованиям осевую нагрузку для вышеуказанной системы с учётом границ автоколебаний, которая удовлетворяет практическим значениям и условиям оптимальной работы винтового забойного двигателя ДГР 178М.7/8.37 необходимо поддерживать от 20 до 40 кН с частотой вращения бурильной колонны в диапазоне от 0,2 до 1,5 с<sup>-1</sup> (от 12 до 90 об/мин).

## **ГЛАВА 4 РАЗРАБОТКА МЕТОДА И ПРОГРАММЫ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА БУРЕНИЯ НАКЛОННО- ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКОВ СКВАЖИНЫ ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ СПОСОБЕ БУРЕНИЯ**

### **4.1 Метода определения параметров режима бурения наклонных участков скважины**

Разработанный метод определения требуемых параметров режима бурения наклонных участков скважины, обеспечивающих устойчивую работу КНБК, осуществляется следующим образом.

Производится запуск ВЗД и определяется перепад давления при его эксплуатации в режиме холостого хода. Затем создается требуемая (согласно плана работ и геолого-технического наряда) нагрузка на долото и фиксируется перепад давления с учетом нагруженности героторного механизма. На основании диаграммы испытаний ВЗД на стенде, графически определяется оптимальный диапазон частоты вращения вала при соответствующем перепаде давления. При этом отмечается максимально допустимое снижение частоты вращения вала ВЗД которое составляет не более 70 % от частоты вращения вала в режиме холостого хода, что соответствует оптимальным амплитудам поперечных колебаний корпуса.

Далее, по разработанной математической модели производится расчет границ наступления автоколебаний бурильной колонны. После построения графических зависимостей определяется требуемая частота и нагрузка на долото при которых КБТ находится в допустимом диапазоне устойчивой работы. Зная режимы устойчивой работы КБТ, производится согласование с нагрузкой на долото, при которой ВЗД также будет находиться в режиме оптимальных энергетических характеристик. В случае если частота вращения вала ВЗД (согласно диаграмме стендовых испытаний) определенная по перепаду давления уменьшилась более чем на 70 % производится снижение

нагрузки на долото. При этом (на основе графических зависимостей диапазона границ наступления автоколебаний при заданных частотах вращения КБТ и нагрузки на долото) производится поправка частоты вращения верхнего привода с целью обеспечения устойчивой работы системы с сохранением механической скорости бурения.

Для апробации методики рассмотрим условия задачи, графически представленные на рис. 3.4 и 3.5, определённые по разработанной математической модели и определяющей границы вращательных и поступательных волновых возмущений системы «ВЗД – КБТ». При сопоставлении полученных стендовых испытаний двигателя на разных режимах его работы, определяется осевая нагрузка для вышеуказанной системы.

С учётом границ автоколебаний, которая удовлетворяет практическим значениям и условиям оптимальной работы винтового забойного двигателя необходимо поддерживать от 20 до 40 кН с частотой вращения бурильной колонны в диапазоне от 0,2 до 1,5 с<sup>-1</sup> (от 12 до 90 об/мин).

#### **4.2 Разработка программы для ЭВМ числового моделирования динамически устойчивой работы системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб»**

Разработано программное обеспечение числового моделирования динамически устойчивой работы системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» при бурении комбинированным способом наклонно направленных и горизонтальных скважин.

Программа применима на предприятиях нефтегазовой отрасли или учебном процессе студентов специальности «Технология и техника бурения нефтяных и газовых скважин» для повышения качества проектирования параметров режима бурения скважин, моделированием значений и далее выбор значений параметров бурения скважин, обеспечивающих устойчивую работу системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб»

при бурении комбинированным способом наклонно направленных и горизонтальных скважин. В программе учитываются: диаметр долота, диаметр, длина и масса винтового забойного двигателя, глубина скважины, масса одного метра бурильной колонны, средняя масса компоновки низа бурильной колонны, зенитный угол, коэффициент трения, число заходов статора и ротора винтового забойного двигателя, средняя толщина стенки трубы, толщина стенки регулятора угла, вид операции, момент на роторе, угол между верхним и нижними плечами, условный предел текучести материала труб, плотность бурового раствора, средний радиус бурильной колонны.

Программа «МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ВЫБОРА ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА БУРЕНИЯ» обеспечивает выполнение следующих функций: расчёт фактической осевой нагрузки, расчёт значений крутильных колебаний бурильной колонны, расчёт профиля скважины (свидетельство №2018616682).

Для исключения возможности возникновения наложения автоколебаний БК и поперечных биений корпуса ВЗД, например, циклической частоте БК в интервале бурения 500 м (рисунок 4.1), рассчитанной с учетом конкретных параметров длин и габаритов инструмента, а также коэффициентов трения от 0,2 до 0,3 рекомендуется придерживаться следующих соотношений угловых скоростей вращения верхнего привода и вала ВЗД. Минимальная допустимая частота вращения вала ВЗД при бурении участков стабилизации зенитного угла на других глубинах скважины представлены в таблице 4.2.

Снижение частоты вращения вала указанных в таблице 4.2 приведет к совпадению собственных колебаний БК и поперечных колебаний двигателя.

На основе проведенных экспериментальных исследований определены поперечные колебания корпуса винтового забойного двигателя при разных режимах его работы. Результаты вычислительного эксперимента позволили выявить критические значения циклической скорости вращения, период и

собственную частоту крутильных колебаний бурильной колонны при бурении скважины на участках стабилизации зенитного угла. Даны рекомендации по выбору оптимальных параметров совместной работы БК и ВЗД, обеспечивающих недопущение совпадения крутильных и поперечных колебаний в совместной эксплуатации.

В таблице 4.1 представлены значения частоты поперечных колебаний корпуса ВЗД в зависимости от заходности РО и частоты вращения вала двигателя.

Табл. 4.1 - Частота поперечных колебаний ВЗД

Частота вращения вала двигателя, об/мин	Заходность ВЗД				
	4/3	5/4	6/5	8/7	10/9
	Частота колебаний корпуса, Гц				
20	1	1,33	1,67	2,33	3
40	2	2,67	3,33	4,67	6
60	3	4,00	5,00	7,00	9
80	4	5,33	6,67	9,33	12
100	5	6,67	8,33	11,67	15
120	6	8,00	10,00	14,00	18
140	7	9,33	11,67	16,33	21
160	8	10,67	13,33	18,67	24
180	9	12,00	15,00	21,00	27
200	10	13,33	16,67	23,33	30
220	11	14,67	18,33	25,67	33
240	12	16,00	20,00	28,00	36
260	13	17,33	21,67	30,33	39

Для исключения возможности возникновения наложения автоколебаний БК и поперечных биений корпуса ВЗД, например, циклической частоте БК в интервале бурения 500 м (рисунок 4.1), рассчитанной с учетом конкретных параметров длин и габаритов

инструмента, а также коэффициентов трения от 0,2 до 0,3 рекомендуется придерживаться следующих соотношений угловых скоростей вращения верхнего привода и вала ВЗД. Минимальная допустимая частота вращения вала ВЗД при бурении участков стабилизации зенитного угла на других глубинах скважины представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 - Рекомендуемая (минимальная) частота вращения вала ВЗД в зависимости от кинематического отношения РО при бурении участков стабилизации зенитного угла

Интервал бурения участка стабилизации, м	Циклическая частота вращения верхнего привода, об/мин	Минимально допустимый порог частоты вращения вала ВЗД, об/мин				
		Заходность РО двигателя				
		$\frac{3}{4}$	4/5	5/6	7/8	9/10
250-350	82-105	80	60	40	40	20
350-450	48-67	60	40	40	20	не ограничено
450-550	34-48	40	40	20	не ограничено	не ограничено
550-600	33-44	40	20	не ограничено	не ограничено	не ограничено

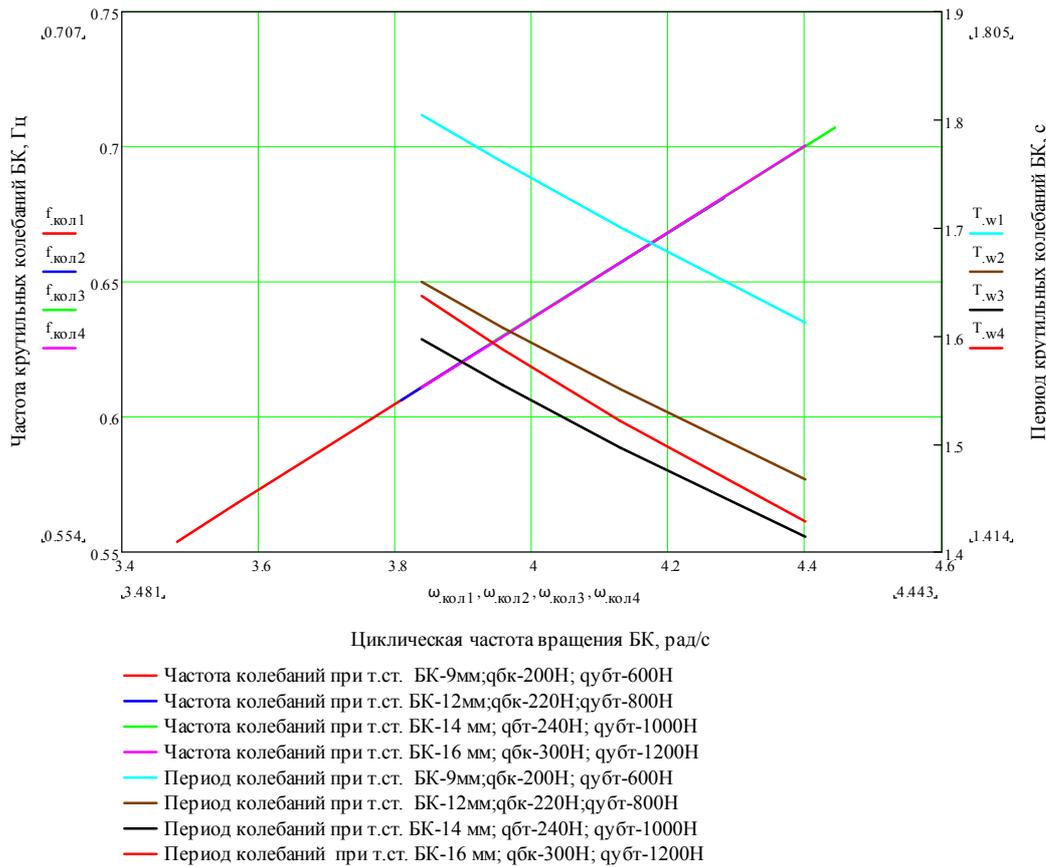


Рисунок 4.1 – Зависимость частоты и периода крутильных колебаний БК от циклической ее скорости при бурении наклонно направленного участка скважины в интервале 500 м

Снижение частоты вращения вала указанных в таблице 4.2 приведет к совпадению собственных колебаний БК и поперечных колебаний двигателя.

На основе проведенных экспериментальных исследований определены поперечные колебания корпуса винтового забойного двигателя при разных режимах его работы. Результаты вычислительного эксперимента позволили выявить критические значения циклической скорости вращения, период и собственную частоту крутильных колебаний бурильной колонны при бурении скважины на участках стабилизации зенитного угла. Даны рекомендации по выбору оптимальных параметров совместной работы БК и ВЗД, обеспечивающих недопущение совпадения крутильных и поперечных колебаний при совместной их эксплуатации.

Диаметр долота, мм	Средняя масса КНБК, кг	Момент на роторе, кН*м
222.3	100	10
Диаметр ВЗД, мм	Зенитный угол, °	Угол между верхним и нижним плечами, °
172	30	1.3
Масса ВЗД, кг	Коэффициент трения	Условный предел текучести, МПа
2500	0.2	700
Общая длина ВЗД, м	Число заходов статора ВЗД	Плотность бурового раствора, кг/м <sup>3</sup>
9	8	1100
Длина нижнего плеча, м	Средняя толщина стенки трубы, мм	Осевая нагрузка на долото, т
2.5	12.75	50
Глубина скважины, м	Толщина стенки регулятора угла, мм	Средний радиус бурильной колонны, мм
2000	13.5	65
Масса 1 метра бурильной колонны, кг	Вид операции	Верхний привод
30	Бурение	С вращением

Частота вращения: 120 об/мин  
 Коэффициент запаса прочности: 16.6  
 Коэффициент запаса выносливости: 17.77  
 Время работы двигателя: 2 час.  
 Фактическая нагрузка: 1.46 тонн

[Расчет режима работы ВЗД](#)  
[Проектирование профиля](#)

Рисунок 4.2 - Диалоговое окно программного обеспечения численного моделирования устойчивой работы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб»

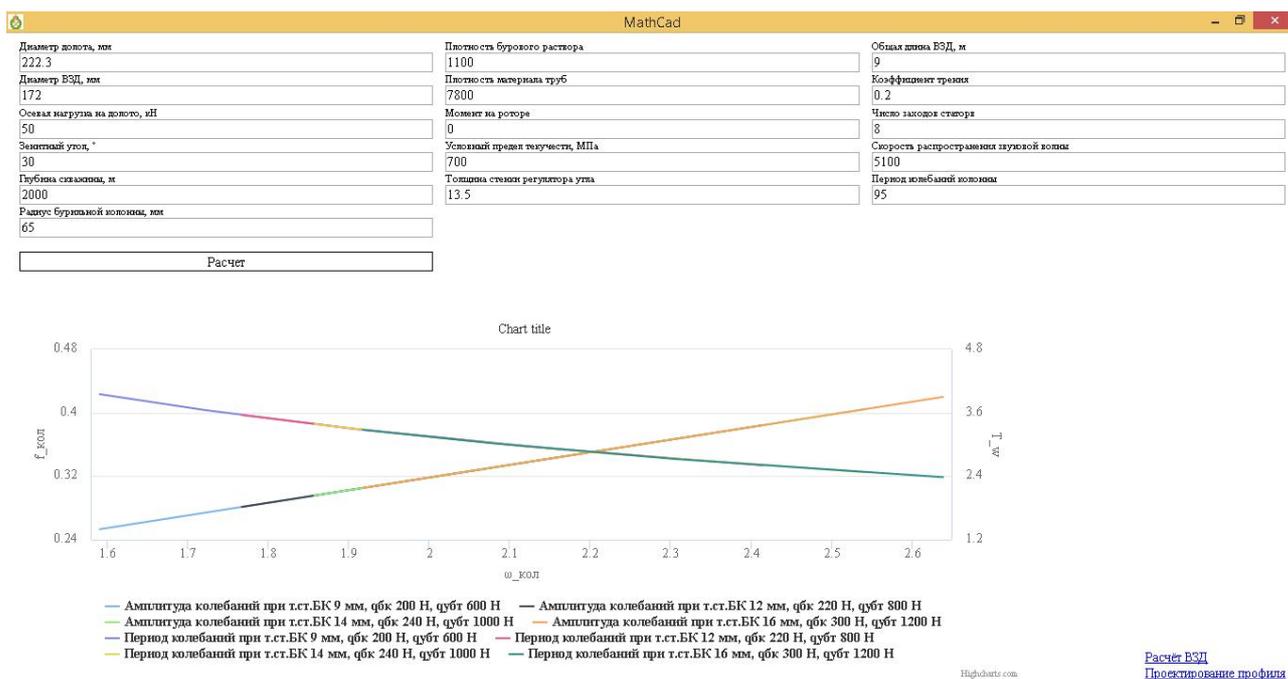


Рисунок 4.3 - Диалоговое окно программного обеспечения численного моделирования значений колебаний системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб»

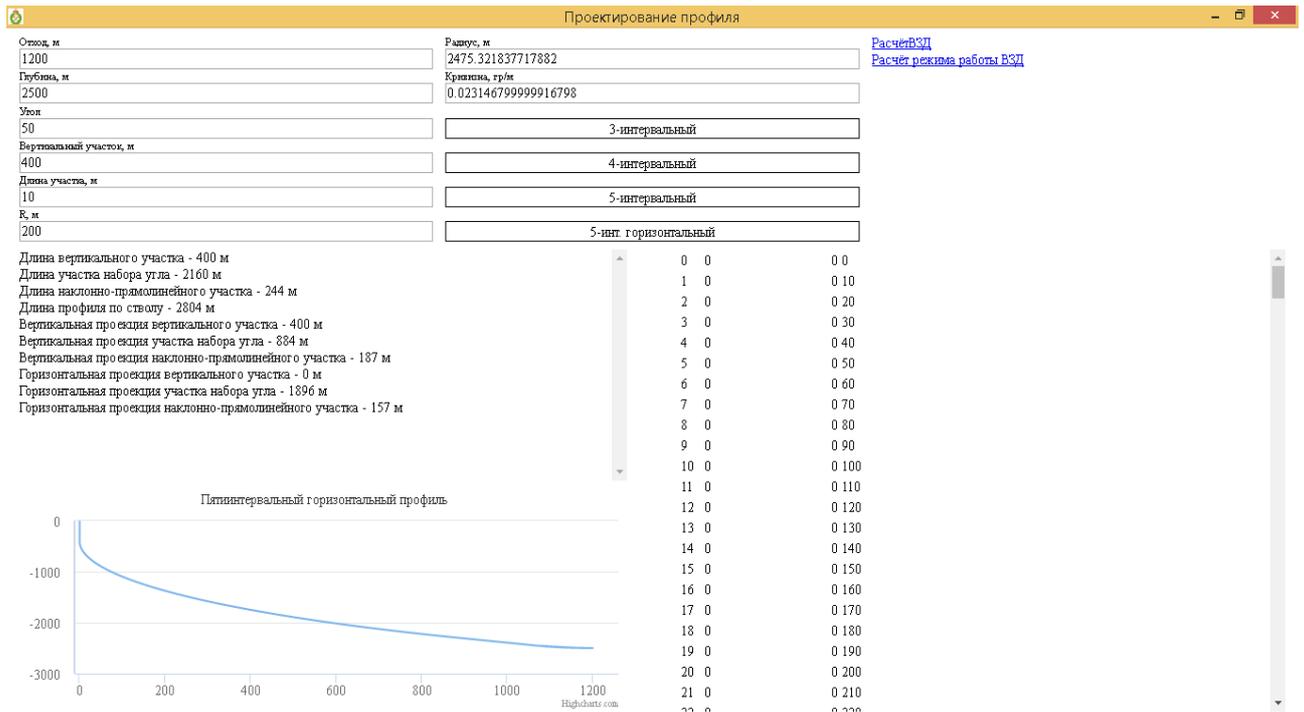


Рисунок 4.4 - Диалоговое окно программного обеспечения числового моделирования траектории профиля скважины

Текст программы представлен в приложении.

### 4.3 Верификация адекватности модели устойчивой работы системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» с использованием теории вероятностей и математической статистики.

Как указывалось выше, разрушение горной породы при бурении системой «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб», представленный составным стержнем переменной жёсткости и весом и габаритами сопровождается поступательными, поперечными и вращательными колебаниями (пульсация потока жидкости, неравномерная подача инструмента), грунтовыми колебаниями (волнистость забоя), колебаниями от зубьев породоразрушающего инструмента.

Сочетание параметров режима бурения (циклическая частота вращения, осевая нагрузка, расход промывочной жидкости) формируют процесс работы инструмента, изменение оных описывается «случайными, теоретически не повторимыми» или «повторяющимися» событиями.

Снижение осевой нагрузки и циклической частоты вращения не достаточно для управления колебаниями, но необходимо для корректировки значений, предотвращения дисбаланса, остаточная динамика жидкости влияет и изменяет форму движения инструмента. Увеличение затрат потенциала нагрузки и циклической частоты вращения сказывается ухудшением качества создаваемой выработки. Повышение амплитуды и частоты, снижение периода и длины волны колебаний образует трещины, ухабы и сколы. Процесс бурения заменяется проработкой и расхаживанием, увеличивая нормы затрат производственного времени.

Разность отсчётов индикатора веса, циклической частоты вращения инструмента и расхода промывочной жидкости с изменением потенциала усилий, действующих супротив при движении элементов количественно и качественно дают характеристику относительно нагрузки, сказывающейся на объёмном разрушение горной породы.

Фрикционно-релаксационные автоколебания разнородного стержня внедрением в горную породу по средством предосторожного произведения силы инерции именуемого отражением величины равнодействующей всех сил (полного ускорения), что позволят составить понимание нагруженности коим полагают представление основ главного дела о сохранении и приумножении характеристик сил действия(работы) стержня.

Волновой процесс колебания характеризуется гармоническим законом, а изменение амплитуд, частот и периодов колебаний во времени является динамическим. Динамический процесс представленный гармонической или детерминированной функций, отражает изменение значений вышеуказанных величин.

Математический аппарат дисперсионного и регрессионного анализом, методов теории вероятности и математической статистики есть средство прогнозирования «случайных» отклонений амплитуд, частот и периодов поступательных, поперечных и вращательных колебаний и автоколебаний, значений и форм, скорости распространения волновых возмущений, влияния

сопротивляющейся среды. В виду большого числа вариационного ряда величин результатов прямых измерений, вовлечённых в математическую модель объектом выборочной совокупности с учётом погрешности значений формируют статистическую устойчивость генеральной совокупности. Категорические утверждения закономерности таких явлений сроднимы с идеализированным представлением процесса работы системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб». Адекватность и точность прогнозируемых событий формируют базу невелирования параметров режима технологического процесса бурения скважин. Практическое осуществление детализации, анализа и прогноза наиболее благоприятных исходов (устойчивая работа системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб»), коррелирование функции распределения волнового возмущения, выполняется методами математической статистики и теории вероятностей.

Связь между значениями случайных величин и «тренд» упорядоченной последовательности с постоянным математическим ожиданием в любой момент времени с сохранением дисперсии служит инструментом методов статистического анализа. Основная задача анализа формулируется следующим образом : оценка влияния многообразия на ожидаемый результат (величину).

Прогнозирование «случайных» отклонений значений амплитуд, частот и периодов поступательных, поперечных и вращательных колебаний не учитывает условия возникновения автоколебаний, зависимости скорости распространения волновых возмущений и определение собственных значений и форм с учётом влияния сопротивляющейся среды. Методы теории вероятности и математической статистики отличны от условий возникновения автоколебаний, зависимости скорости распространения волновых возмущений и методов определения собственных значений и форм с учётом влияния сопротивляющейся среды, но имеют общий

математический аппарат дисперсионного, корреляционного и регрессионного анализов.

Рассмотрим вычислительную суть анализа примером варьирования переменных.

Варьируемые параметры модели: диаметры внутренних и внешний; длина волны; коэффициент диссипации; модуль сдвига материала; полярный момент инерции; коэффициент учитывающий изменение скорости распространения продольной звуковой волны на стыке разнородных участков; момент сопротивления вращению колонны бурильных труб; глубина распространения вращательного возмущения; осевая нагрузка значения которой устанавливают границу наступления автоколебаний; осевая нагрузка значения которой устанавливают границу превышения уровня автоколебаний.

Определение абсолютной и относительной погрешности (таблица 4.3) длины участков выражается как:

Таблица 4.3 - Абсолютная и относительная погрешности длины участков

<b>Абсолютная</b>	<b>Относительная</b>
$\Delta L_1 = L_{1i} - L_1,$	$\delta_{L_1} = \frac{\Delta L_1}{L_1},$
$\Delta_{L_1} =  \Delta L_1 ,$	$\delta_{L_2} = \frac{\Delta L_2}{L_2},$
$\Delta_{L_1} =  L_{1i} - L_1 .$	$\delta_{L_3} = \frac{\Delta L_3}{L_3},$
$\Delta L_2 = L_{2i} - L_2,$	$\delta_H = \frac{\Delta H}{H}.$
$\Delta_{L_2} =  \Delta L_2 ,$	
$\Delta_{L_2} =  L_{2i} - L_2 .$	
$\Delta L_3 = L_{3i} - L_3,$	
$\Delta_{L_3} =  \Delta L_3 ,$	
$\Delta_{L_3} =  L_{3i} - L_3 .$	
$\Delta H = H_i - H,$	
$\Delta_H =  \Delta H ,$	
$\Delta_H =  H_i - H .$	

Формулы определения абсолютной и относительной погрешности диаметров участков (таблица 4.4):

Таблица 4.4 - Абсолютная и относительная погрешности диаметров участков

Абсолютная	Относительная
$\Delta D_1 = D_{1i} - D_1,$	$\delta_{D_1} = \frac{\Delta_{D_1}}{D_1},$
$\Delta_{D_1} =  \Delta D_1 ,$	$\delta_{D_2} = \frac{\Delta_{D_2}}{D_2},$
$\Delta_{D_1} =  D_{1i} - D_1 .$	$\delta_{D_3} = \frac{\Delta_{D_3}}{D_3},$
$\Delta D_2 = D_{2i} - D_2,$	$\delta_{d_1} = \frac{\Delta_{d_1}}{d_1},$
$\Delta_{D_2} =  \Delta D_2 ,$	$\delta_{d_2} = \frac{\Delta_{d_2}}{d_2},$
$\Delta_{D_2} =  D_{2i} - D_2 .$	$\delta_{d_3} = \frac{\Delta_{d_3}}{d_3}.$
$\Delta D_3 = D_{3i} - D_3,$	
$\Delta_{D_3} =  \Delta D_3 ,$	
$\Delta_{D_3} =  D_{3i} - D_3 .$	
$\Delta d_1 = d_{1i} - d_1,$	
$\Delta_{d_1} =  \Delta d_1 ,$	
$\Delta_{d_1} =  d_{1i} - d_1 .$	
$\Delta d_2 = d_{2i} - d_2,$	
$\Delta_{d_2} =  \Delta d_2 ,$	
$\Delta_{d_2} =  d_{2i} - d_2 .$	
$\Delta d_3 = d_{3i} - d_3,$	
$\Delta_{d_3} =  \Delta d_3 ,$	
$\Delta_{d_3} =  d_{3i} - d_3 .$	

Абсолютная и относительная погрешность полярного момента инерции определяется по формуле:

$$\Delta_{J_1} = 4\Delta_{d_1} + 8\Delta_{D_1},$$

$$\Delta_{J_2} = 4\Delta_{d_2} + 8\Delta_{D_2},$$

$$\Delta_{J_3} = 4\Delta_{d_3} + 8\Delta_{D_3},$$

$$\delta_{J_1} = 4\delta_{d_1} + 8\delta_{D_1},$$

$$\delta_{J_2} = 4\delta_{d_2} + 8\delta_{D_2},$$

$$\delta_{J_3} = 4\delta_{d_3} + 8\delta_{D_3}.$$

Формулы абсолютной и относительной погрешностей коэффициента, учитывающего изменение волнового процесса на границе разнородных участков:

$$\Delta_k = 4\Delta_{J_1} + 8\Delta_{J_2} + 4\Delta_{J_3},$$

$$\delta_k = 4\delta_{J_1} + 8\delta_{J_2} + 4\delta_{J_3}.$$

Запишем формулы абсолютной и относительной погрешностей момента сопротивления вращению:

$$\Delta_M = \Delta_G + \Delta_{J_1} + \Delta_K + \frac{1}{2}\Delta_\alpha + \frac{1}{2}\Delta_\varphi,$$

$$\delta_k = \delta_G + \delta_{J_1} + \delta_K + \frac{1}{2}\delta_\alpha + \frac{1}{2}\delta_\varphi.$$

Абсолютная и относительная погрешность частоты вращения определяется как:

$$\Delta_n = 3\Delta_k + 4(\Delta_{\mu_1} + \Delta_{L_1} + \Delta_{\lambda_1} + \Delta_{\mu_2} + \Delta_{L_2} + \Delta_{\lambda_2} + \Delta_{\mu_3} + \Delta_{L_3} + \Delta_{\lambda_3}),$$

$$\delta_n = 3\delta_k + 4(\delta_{\mu_1} + \delta_{L_1} + \delta_{\lambda_1} + \delta_{\mu_2} + \delta_{L_2} + \delta_{\lambda_2} + \delta_{\mu_3} + \delta_{L_3} + \delta_{\lambda_3}).$$

Запишем формулы абсолютной и относительной погрешностей глубины распространения крутильного возмущения:

$$\Delta_H = 3\Delta_{\mu_3} + \Delta_{\mu_1} + \Delta_{\lambda_1} + \Delta_{\mu_2} + \Delta_{\lambda_2} + \Delta_{L_3} + \Delta_{\lambda_3} + 3\Delta_G + 3\Delta_{J_3} + 3\Delta_{\lambda_3} + 3\delta_{M_3} + 3\Delta_k +$$

$$+ (\Delta_{\mu_3} + \Delta_{L_3} + \Delta_{\lambda_3}) \cdot \Delta_e,$$

$$\delta_H = 3\delta_{\mu_3} + \delta_{\mu_1} + \delta_{\lambda_1} + \delta_{\mu_2} + \delta_{\lambda_2} + \delta_{L_3} + \delta_{\lambda_3} + 3\delta_G + 3\delta_{J_3} + 3\delta_{\lambda_3} + 3\delta_{M_3} + 3\delta_k +$$

$$+ (\delta_{\mu_3} + \delta_{L_3} + \delta_{\lambda_3}) \cdot \delta_e.$$

Абсолютная и относительная погрешность значений осевой нагрузки границ автоколебаний определяется по формулам:

$$\Delta_{P_b} = \Delta_G + \Delta_{J_3} + 2\Delta_n + 4\Delta_{\mu_1} + 4\Delta_{L_1} + 4\Delta_{\lambda_1} + 4\Delta_{\mu_2} + 4\Delta_{\lambda_2} + 4\Delta_{L_2} + 4\Delta_{\mu_3} + 4\Delta_{L_3} + 5\Delta_{\lambda_3},$$

$$\delta_{P_b} = \delta_G + \delta_{J_3} + 2\delta_n + 4\delta_{\mu_1} + 4\delta_{\lambda_1} + 4\delta_{L_1} + 4\delta_{\mu_2} + 4\delta_{\lambda_2} + 4\delta_{L_2} + 4\delta_{\mu_3} + 4\delta_{L_3} + 5\delta_{\lambda_3}.$$

$$\Delta_{P_H} = \Delta_G + \Delta_{J_3} + 2\Delta_n + 4\Delta_{\mu_1} + 4\Delta_{L_1} + 4\Delta_{\lambda_1} + 4\Delta_{\mu_2} + 4\Delta_{\lambda_2} + 4\Delta_{L_2} + 4\Delta_{\mu_3} + 4\Delta_{L_3} + 5\Delta_{\lambda_3},$$

$$\delta_{P_H} = \delta_G + \delta_{J_3} + 2\delta_n + 4\delta_{\mu_1} + 4\delta_{\lambda_1} + 4\delta_{L_1} + 4\delta_{\mu_2} + 4\delta_{\lambda_2} + 4\delta_{L_2} + 4\delta_{\mu_3} + 4\delta_{L_3} + 5\delta_{\lambda_3}.$$

Размах значений длин участков, диаметров, полярного момента инерции, коэффициента, учитывающего изменение волнового процесса на границе разнородных участков, момента сопротивления вращению, частоты вращения, осевой нагрузки границ автоколебаний составного стержня:

$$R_{L_1} = L_{1i} - L_1,$$

$$R_{L_2} = L_{2i} - L_2,$$

$$R_{L_3} = L_{3i} - L_3.$$

$$R_{D_1} = D_{1i} - D_1,$$

$$R_{D_2} = D_{2i} - D_2,$$

$$R_{D_3} = D_{3i} - D_3.$$

$$R_{d_1} = d_{1i} - d_1,$$

$$R_{d_2} = d_{2i} - d_2,$$

$$R_{d_3} = d_{3i} - d_3.$$

$$R_{J_1} = J_{1i} - J_1,$$

$$R_{J_2} = J_{2i} - J_2,$$

$$R_{J_3} = J_{3i} - J_3.$$

$$R_k = k_i - k.$$

$$R_{M_1} = M_{1i} - M_1,$$

$$R_{M_2} = M_{2i} - M_2,$$

$$R_{M_3} = M_{3i} - M_3.$$

$$R_n = n_i - n.$$

$$R_{P_b} = P_{bi} - P_b,$$

$$R_{P_H} = P_{Hi} - P_H.$$

Среднее арифметическое значений длин участков, диаметров, полярного момента инерции, коэффициента, учитывающего изменение волнового процесса на границе разнородных участков, момента сопротивления вращению, частоты вращения, осевой нагрузки границ автоколебаний составного стержня:

$$\bar{L}_1 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N L_{1i},$$

$$\bar{L}_2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N L_{2i},$$

$$\bar{L}_3 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N L_{3i}.$$

$$\overline{D_1} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N D_{1i},$$

$$\overline{D_2} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N D_{2i},$$

$$\overline{D_3} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N D_{3i}.$$

$$\overline{d_1} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N d_{1i},$$

$$\overline{d_2} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N d_{2i},$$

$$\overline{d_3} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N d_{3i}.$$

$$\overline{J_1} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N J_{1i},$$

$$\overline{J_2} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N J_{2i},$$

$$\overline{J_3} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N J_{3i}.$$

$$\overline{k} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N k_i.$$

$$\overline{M_1} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N M_{1i},$$

$$\overline{M_2} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N M_{2i},$$

$$\overline{M_3} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N M_{3i}.$$

$$\overline{P_b} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N P_{bi},$$

$$\overline{P_H} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N P_{Hi}.$$

Отклонение значений длин участков, диаметров, полярного момента инерции, коэффициента, учитывающего изменение волнового процесса на границе разнородных участков, момента сопротивления вращению, частоты вращения, осевой нагрузки границ автоколебаний составного стержня:

$$S_{L_1} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (L_{1_i} - \bar{L}_1)^2},$$

$$S_{L_2} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (L_{2_i} - \bar{L}_2)^2},$$

$$S_{L_3} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (L_{3_i} - \bar{L}_3)^2}.$$

$$S_{D_1} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (D_{1_i} - \bar{D}_1)^2},$$

$$S_{D_2} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (D_{2_i} - \bar{D}_2)^2},$$

$$S_{D_3} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (D_{3_i} - \bar{D}_3)^2}.$$

$$S_{d_1} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (d_{1_i} - \bar{d}_1)^2},$$

$$S_{d_2} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (d_{2_i} - \bar{d}_2)^2},$$

$$S_{d_3} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (d_{3_i} - \bar{d}_3)^2}.$$

$$S_{J_1} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (J_{1_i} - \bar{J}_1)^2},$$

$$S_{J_2} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (J_{2_i} - \bar{J}_2)^2},$$

$$S_{J_3} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (J_{3_i} - \bar{J}_3)^2}.$$

$$S_k = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (k_i - \bar{k})^2}.$$

$$S_{M_1} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (M_{1_i} - \bar{M}_1)^2},$$

$$S_{M_2} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (M_{2_i} - \bar{M}_2)^2},$$

$$S_{M_3} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (M_{3_i} - \bar{M}_3)^2}.$$

$$S_{P_b} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (P_{b_i} - \bar{P}_b)^2},$$

$$S_{P_H} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (P_{H_i} - \bar{P}_H)^2}.$$

Выборочная дисперсия значений длин участков, диаметров, полярного момента инерции, коэффициента, учитывающего изменение волнового процесса на границе разнородных участков, момента сопротивления вращению, частоты вращения, осевой нагрузки границ автоколебаний составного стержня:

$$S_{L_1}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (L_{1_i} - \bar{L}_1)^2,$$

$$S_{L_2}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (L_{2_i} - \bar{L}_2)^2,$$

$$S_{L_3}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (L_{3_i} - \bar{L}_3)^2$$

$$S_{D_1}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (D_{1_i} - \bar{D}_1)^2,$$

$$S_{D_2}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (D_{2_i} - \bar{D}_2)^2,$$

$$S_{D_3}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (D_{3_i} - \bar{D}_3)^2.$$

$$S_{d_1}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (d_{1_i} - \bar{d}_1)^2,$$

$$S_{d_2}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (d_{2_i} - \bar{d}_2)^2,$$

$$S_{d_3}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (d_{3_i} - \bar{d}_3)^2.$$

$$S_{J_1}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (J_{1_i} - \bar{J}_1)^2,$$

$$S_{J_2}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (J_{2_i} - \bar{J}_2)^2,$$

$$S_{J_3}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (J_{3_i} - \bar{J}_3)^2.$$

$$S_k^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (k_i - \bar{k})^2.$$

$$S_{M_1}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (M_{1_i} - \overline{M_1})^2,$$

$$S_{M_2}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (M_{2_i} - \overline{M_2})^2,$$

$$S_{M_3}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (M_{3_i} - \overline{M_3})^2.$$

$$S_{P_b}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (P_{b_i} - \overline{P_b})^2,$$

$$S_{P_H}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (P_{H_i} - \overline{P_H})^2.$$

Коэффициент вариации значений длин участков, диаметров, полярного момента инерции, коэффициента, учитывающего изменение волнового процесса на границе разнородных участков, момента сопротивления вращению, частоты вращения, осевой нагрузки границ автоколебаний составного стержня:

$$\delta_{L_1} = \frac{S_{L_1}}{L_1} \cdot 100,$$

$$\delta_{L_2} = \frac{S_{L_2}}{L_2} \cdot 100,$$

$$\delta_{L_3} = \frac{S_{L_3}}{L_3} \cdot 100,$$

$$\delta_k = \frac{S_k}{k} \cdot 100,$$

$$\delta_{M_1} = \frac{S_{M_1}}{M_1} \cdot 100,$$

$$\delta_{M_2} = \frac{S_{M_2}}{M_2} \cdot 100,$$

$$\delta_{M_3} = \frac{S_{M_3}}{M_3} \cdot 100,$$

$$\delta_{D_1} = \frac{S_{D_1}}{D_1} \cdot 100,$$

$$\delta_{D_2} = \frac{S_{D_2}}{D_2} \cdot 100,$$

$$\delta_{D_3} = \frac{S_{D_3}}{D_3} \cdot 100,$$

$$\delta_{J_1} = \frac{S_{J_1}}{J_1} \cdot 100,$$

$$\delta_{J_2} = \frac{S_{J_2}}{J_2} \cdot 100,$$

$$\delta_{J_3} = \frac{S_{J_3}}{J_3} \cdot 100.$$

$$\delta_{P_b} = \frac{S_{P_b}}{P_b} \cdot 100,$$

$$\delta_{P_H} = \frac{S_{P_H}}{P_H} \cdot 100.$$

Мера косости значений длин участков, диаметров, полярного момента инерции, коэффициента, учитывающего изменение волнового процесса на границе разнородных участков, момента сопротивления вращению, частоты вращения, осевой нагрузки границ автоколебаний составного стержня:

$$\alpha_{kL_1} = \sum_{i=1}^N (L_{1_i} - \bar{L}_1)^3 / [(N-1)S_{L_1}^3],$$

$$\alpha_{kL_2} = \sum_{i=1}^N (L_{2_i} - \bar{L}_2)^3 / [(N-1)S_{L_2}^3],$$

$$\alpha_{kL_3} = \sum_{i=1}^N (L_{3_i} - \bar{L}_3)^3 / [(N-1)S_{L_3}^3]$$

$$\alpha_{kD_1} = \sum_{i=1}^N (D_{1_i} - \bar{D}_1)^3 / [(N-1)S_{D_1}^3],$$

$$\alpha_{kD_2} = \sum_{i=1}^N (D_{2_i} - \bar{D}_2)^3 / [(N-1)S_{D_2}^3],$$

$$\alpha_{kD_3} = \sum_{i=1}^N (D_{3_i} - \bar{D}_3)^3 / [(N-1)S_{D_3}^3].$$

$$\alpha_{k_{d_1}} = \sum_{i=1}^N (d_{1_i} - \bar{d}_1)^3 / [(N-1)S_{d_1}^3],$$

$$\alpha_{k_{d_2}} = \sum_{i=1}^N (d_{2_i} - \bar{d}_2)^3 / [(N-1)S_{d_2}^3],$$

$$\alpha_{k_{d_3}} = \sum_{i=1}^N (d_{3_i} - \bar{d}_3)^3 / [(N-1)S_{d_3}^3].$$

$$\alpha_{k_{J_1}} = \sum_{i=1}^N (J_{1_i} - \bar{J}_1)^3 / [(N-1)S_{J_1}^3],$$

$$\alpha_{k_{J_2}} = \sum_{i=1}^N (J_{2_i} - \bar{J}_2)^3 / [(N-1)S_{J_2}^3],$$

$$\alpha_{k_{J_3}} = \sum_{i=1}^N (J_{3_i} - \bar{J}_3)^3 / [(N-1)S_{J_3}^3].$$

$$\alpha_{k_k} = \sum_{i=1}^N (k_i - \bar{k})^3 / [(N-1)S_{k_i}^3],$$

$$\alpha_{k_{M_1}} = \sum_{i=1}^N (M_{1_i} - \bar{M}_1)^3 / [(N-1)S_{M_1}^3],$$

$$\alpha_{k_{M_2}} = \sum_{i=1}^N (M_{2_i} - \bar{M}_2)^3 / [(N-1)S_{M_2}^3],$$

$$\alpha_{k_{M_3}} = \sum_{i=1}^N (M_{3_i} - \bar{M}_3)^3 / [(N-1)S_{M_3}^3].$$

$$\alpha_{k_{P_b}} = \sum_{i=1}^N (P_{b_i} - \bar{P}_b)^3 / [(N-1)S_{P_b}^3],$$

$$\alpha_{k_{P_H}} = \sum_{i=1}^N (P_{H_i} - \bar{P}_H)^3 / [(N-1)S_{P_H}^3].$$

Мера крутости значений длин участков, диаметров, полярного момента инерции, коэффициента, учитывающего изменение волнового процесса на границе разнородных участков, момента сопротивления вращению, частоты вращения, осевой нагрузки границ автоколебаний составного стержня:

$$e_{L_1} = \sum_{i=1}^N (L_{1_i} - \bar{L}_1)^4 / [(N-1)S_{L_1}^4] - 3,$$

$$e_{L_2} = \sum_{i=1}^N (L_{2_i} - \bar{L}_2)^4 / [(N-1)S_{L_2}^4] - 3,$$

$$e_{L_3} = \sum_{i=1}^N (L_{3_i} - \bar{L}_3)^4 / [(N-1)S_{L_3}^4] - 3,$$

$$e_{D_1} = \sum_{i=1}^N (D_{1_i} - \bar{D}_1)^4 / [(N-1)S_{D_1}^4] - 3,$$

$$e_{D_2} = \sum_{i=1}^N (D_{2_i} - \bar{D}_2)^4 / [(N-1)S_{D_2}^4] - 3,$$

$$e_{D_3} = \sum_{i=1}^N (D_{3_i} - \bar{D}_3)^4 / [(N-1)S_{D_3}^4] - 3,$$

$$e_{d_1} = \sum_{i=1}^N (d_{1_i} - \bar{d}_1)^4 / [(N-1)S_{d_1}^4] - 3,$$

$$e_{d_2} = \sum_{i=1}^N (d_{2_i} - \bar{d}_2)^4 / [(N-1)S_{d_2}^4] - 3,$$

$$e_{d_3} = \sum_{i=1}^N (d_{3_i} - \bar{d}_3)^4 / [(N-1)S_{d_3}^4] - 3,$$

$$e_{J_1} = \sum_{i=1}^N (J_{1_i} - \bar{J}_1)^4 / [(N-1)S_{J_1}^4] - 3,$$

$$e_{J_2} = \sum_{i=1}^N (J_{2_i} - \bar{J}_2)^4 / [(N-1)S_{J_2}^4] - 3,$$

$$e_{J_3} = \sum_{i=1}^N (J_{3_i} - \bar{J}_3)^4 / [(N-1)S_{J_3}^4] - 3,$$

$$e_k = \sum_{i=1}^N (k_i - \bar{k})^4 / [(N-1)S_{k_i}^4] - 3,$$

$$e_{M_1} = \sum_{i=1}^N (M_{1_i} - \bar{M}_1)^4 / [(N-1)S_{M_1}^4] - 3,$$

$$e_{M_2} = \sum_{i=1}^N (M_{2_i} - \bar{M}_2)^4 / [(N-1)S_{M_2}^4] - 3,$$

$$e_{M_3} = \sum_{i=1}^N (M_{3_i} - \bar{M}_3)^4 / [(N-1)S_{M_3}^4] - 3,$$

$$e_{P_b} = \sum_{i=1}^N (P_{b_i} - \bar{P}_b)^4 / [(N-1)S_{P_b}^4] - 3,$$

$$e_{P_H} = \sum_{i=1}^N (P_{H_i} - \bar{P}_H)^4 / [(N-1)S_{P_H}^4] - 3.$$

#### 4.4 Выводы по четвертой главе

В результате с использованием метода теории вероятности и математической статистики корреляционного и регрессионного анализов для вовлечённых величин в аналитический аппарат модели записана упорядоченная последовательность прогнозирования «случайных»

отклонений и оценкой влияния многообразия с постоянным математическим ожиданием результата в виде формул вычисления абсолютной погрешности, относительной погрешности, среднеквадратической погрешности, размаха значений, среднеарифметического значения отклонения, выборочной дисперсии, коэффициента вариации, меры косости, меры крутости.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Диссертационная работа является завершенной научно-квалификационной работой, в которой на основе выполненных исследований изложены научно обоснованные методики и разработки, имеющей важное значение в области технологии бурения и освоения скважин.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анализ параметров бурения скважин с использованием роторных управляемых систем / М.В. Двойников, В.А. Ерофеев, А.А. Куншин, В.А. Морозов // Международной научно-практической конференции- СПб, «ЛЕМА». 2016. – С.93–94.
2. Балденко, Д.Ф. Одновинтовые гидравлические машины / Д.Ф. Балденко, Ф.Д. Балденко, А.Н. Гноевых // В 2т.-М.: ООО «ИРЦ Газпром». – 2007. – Т.2. Винтовые забойные двигатели – 470 с.
3. Белокобыльский, С.В. Детерминированный хаос дисковой заглаживающей машины при кубической характеристике сил сухого трения / С.В. Белокобыльский, В.А. Коронатов, С.Н. Герасимов // Системы. Методы. Технологии. 2014(22) – С.11 – 17
4. Белокобыльский, С.В. Исследование фрикционных автоколебаний бурильной колонны методом частичной гармонической линеаризации / С.В. Белокобыльский, В.А. Коронатов // Сборник трудов. Проблемы механики и машиноведения. С.9-14.
5. Биения бурильной колонны в процессе углубления скважины / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов, З.Х. Ягубов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2015. – №9. – С. 14 – 16.
6. Блинов, П.А. Исследование оптимального диапазона устойчивой работы системы «долото - винтовой забойный двигатель – бурильная колонна» / П.А. Блинов, М.В. Двойников, В.А. Морозов // Научно-технический журнал «Нефтегазовое дело» ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет». 2018. т. 16. №2. – С.35-44.
7. Блинов, П.А. Оптимизация параметров бурения участков стабилизации зенитного угла / П.А. Блинов, М.В. Двойников, В.А. Морозов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ – Тюмень, 2016. №6. – С.65–71.

8. Бобров, М.Г. Исследование поперечных колебаний винтового забойного двигателя. Автореферат ... дисс. кандидата техн. Наук / М.: ООО «Сигма», 2000. – С. 9 – 11
9. Бобров, М.Г. Исследование поперечных колебаний винтового забойного двигателя // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2003. - №9. – С. 19 – 24.
10. Быков, И.Ю. Дифференциальная (вариационная) структура измерителя крутящего момента на валу электродвигателя буровых установок / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2011. – №8. – С. 5 – 9.
11. Быков, И.Ю. Колонна бурильных труб в процессе углубления скважины как объект автоматического регулирования / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2012 - №10. – С.13-17.
12. Быков, И.Ю. Колонна бурильных труб в процессе углубления скважины, как объект автоматического регулирования / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2012. – №10. –С. 13 – 17.
13. Быков, И.Ю. Определение момента сопротивления, действующего на бурильную колонну в оптимальных рабочих зонах параметров бурения / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, В.Б. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014-№4. – С.33-40.
14. Быков, И.Ю. Определение наброса момента сопротивления, действующего на бурильную колонну в оптимальных рабочих зонах параметров бурения / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №4. – С.33 – 40.
15. Быков, И.Ю. Оптимизация управления процессом углубления скважины / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2012. – №10. – С. 17 – 21.

16. Быков, И.Ю. Оптимизация управления процессом углубления скважины / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов // Сборник научных трудов: материалы научно-технической конференции: В 3 ч.; Ч. I / под ред. Н.Д. Цхадая. – Ухта: УГТУ, 2012. – С. 135 – 140.
17. Быков, И. Ю. Оценка метрологических точностных характеристик дифференциальной (вариационной) структуры измерителя крутящего момента на валу силового привода буровых установок / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2011. – №7. – С.14 – 16.
18. Быков, И.Ю. Совершенствование аппаратной системы регулирования режима работы бурильной колонны на основе измерения динамических параметров крутящего момента / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2016. – №5. – С. 4 – 8.
19. Винтовые забойные двигатели для бурения скважин: Монография / В.П. Овчинников, М.В. Двойников, Д.Р. Аминов, А.И. Шиверских // – Тюмень: ООО «Печатник», 2009. – 204 с.
20. Влияние осевой нагрузки на динамику бурильной колонны / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №8. – С. 22 – 28.
21. Возможность использования динамических составляющих параметров крутящего момента для управления процессом углубления скважины / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Инженер-нефтяник. – 2014. – №3.– С. 20 – 22.
22. Выгодский, М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: «Наука», 1975. – 872 с.
23. Ганджумян, Р.А. К вопросу об изучении вибрации бурильной колонны как случайного процесса / Р.А. Ганджумян, С.Л. Симонянц // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2018. – №3. – С. 5 – 8.

24. Горшков, Л.К. Динамика низа бурильной колонны при глубоком бурении //Инженер-нефтяник. – 2012. – №2. – С. 32– 35.
25. Горшков, Л.К. Основы теории механических колебаний в разведочном бурении // Учебное пособие. – Санкт-Петербургский горный ин-т. СПб., 1998. – 109 с.
26. Гречин, Е.Г. Исследование напряжений и деформаций, возникающих при работе компоновки с винтовым забойным двигателем-отклонителем / Е.Г. Гречин, Э.В. Пашков // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2015. – №1. – С. 29-33.
27. Гречин, Е.Г. Напряженно-деформированное состояние компоновки с винтовым забойным двигателем-отклонителем // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2013. – №5. – С. 4-8.
28. Дашиев, Э. В. Анализ технологии бурения горизонтальных участков скважины на Ванкорском нефтяном месторождении с целью разработки рекомендаций по использованию современных роторно-управляемых систем // Сборник трудов Проблемы геологии и освоения недр. – 2015. – С. 317-319.
29. Двойников, М.В. Исследование износостойкости рабочих органов винтовых забойных двигателей // Бурение и нефть. – 2009. – № 6. – С. 34 – 37.
30. Двойников, М.В. Исследование оптимального диапазона устойчивой работы винтового забойного двигателя / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Материалы II Международной научно-практической конференции «Бурение скважин в осложнённых условиях» г. Санкт-Петербург, 2017. – С.76-77.
31. Двойников, М.В. Исследования параметров режима бурения для направленного бурения и оптимума стабильной работы системы «долото – винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Материалы III Международной научно-практической конференции «Бурение скважин в осложнённых условиях» г. Санкт-Петербург, 2018. – С.76-77.

32. Двойников, М.В. Математическая модель динамики бурильной колонны в процессе проработки скважины / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Материалы 71 международной молодёжной конференции «Нефть и газ 2017» - М., Издательский центр РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина. 2017. –С.250–254.
33. Двойников, М. В. Модель многозабойной скважины с различными типами конструкции забоев при стационарном режиме / М.В. Двойников, Ж.М. Колев, Д.Д. Водорезов // Нефтяное хозяйство . – 2014. – ноябрь. – С. 130-133.
34. Двойников, М.В. Модернизация винтового двигателя для бурения скважин с высокими забойными температурами // Нефть и газ. – 2007. – № 11-12. – С. 12 – 15.
35. Двойников, М.В. Обоснование выбора параметров режима направленного бурения скважин винтовыми забойными двигателями / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2019. – №2. – С. 15 – 18.
36. Двойников, М.В. Определение фактической нагрузки на долото при бурении скважин с горизонтальным окончанием // Известия вузов. Нефть и газ. – 2009. – № 2. – С. 19 – 27.
37. Двойников, М.В. Оптимизация параметров бурения участков стабилизации зенитного угла / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Сборник тезисов Международной научно-практической конференции- СПб, «ЛЕМА». 2016. – С.91–92.
38. Двойников, М.В. Оптимальная работа винтового забойного двигателя / М.В. Двойников, В.А. Морозов // XXIV научная конференция «Нефть и газ – 2018». Монголия, г. Уланбаатор хот, Монгольский государственный университет науки и технологии. – 2018. – С.73 – 75.
39. Двойников, М.В. Продление срока службы рабочих органов винтовых забойных двигателей // Известия вузов. Нефть и газ. – 2008. – № 4. С. 11 – 15.

40. Двойников, М.В. Разработка малогабаритного винтового забойного двигателя для бурения скважин // Известия вузов. Нефть и газ. – 2008. – № 1. С. 42 – 43.
41. Двойников, М.В. Работа бурильной колонны при комбинированном способе бурения скважин с горизонтальным окончанием // Бурение и нефть. – 2008. – № 5. – С. 34-37.
42. Двойников, М.В. Результаты опытно-промышленных испытаний винтового забойного двигателя модульного исполнения // Известия вузов. Нефть и газ. – 2010. – № 4. – С. 11-16.
43. Двойников, М.В. Совершенствование технологии бурения скважин с горизонтальным окончанием комбинированным способом // Известия вузов. Нефть и газ. – 2009. – № 3. – С. 15 – 18.
44. Двойников, М.В. Технические и технологические решения, обеспечивающие устойчивую работу винтового забойного двигателя. / М.В. Двойников, Ю.Д. Мураев // Записки Горного Института – 2016. Т.218. С. 198-205.
45. Двойников, М.В. Технология бурения нефтяных и газовых скважин модернизированными винтовыми забойными двигателями // Дисс. доктора техн. наук / Тюмень. 2011. – 360 С.
46. Двойников, М.В. Технология бурения нефтяных и газовых скважин модернизированными винтовыми забойными двигателями // Дисс. доктора техн. наук / Тюмень. 2011. – 360 С.
47. Двойников, М.В. The choice parameters condition drilling string well / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Бурение – 2018. Монголия, г. Уланбаатор хот, Монгольский государственный университет науки и технологии. – 2018. – С.54 – 58.
48. Динамические свойства бурильной колонны / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №8. – С.4 – 8

49. Динамика бурильного инструмента при проводке вертикальных и горизонтальных скважин / М.С. Габдрахимов, А.С. Галеев, Л.Б. Хузина, Р.И. Сулейманов // – СПб.: ООО «Недра», 2011. – 244 с.
50. Из опыта исследования вибраций бурильного инструмента в бурящихся скважинах Татарии / В.П. Чупров, А.Х. Сираев, Т.Н. Бикчурин и др. // Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности. – 1978. – №2. – С.24 – 25.
51. Исследование динамики работы бурильной колонны и винтового забойного двигателя / П.А. Блинов, М.В. Двойников, А.А. Куншин, В.А. Морозов // Ежеквартальный научно-технический журнал «Вестник ассоциации буровых подрядчиков» - М. №2, 2016. – С.8–12.
52. Исследования поперечных колебаний винтового забойного двигателя / М.В. Двойников, В.П. Овчинников, А.В. Будько, С.В. Пролубщиков // Бурение и нефть. – 2010. - № 01 – С. 10-12.
53. Исследования поперечных колебаний винтового забойного двигателя / М.В. Двойников, В.П. Овчинников, А.В. Будько, С.В. Пролубщиков // Бурение и нефть. – 2010. - № 01 – С. 10-12.
54. К вопросу продления срока службы винтовых забойных двигателей / М.В. Двойников, В.П. Овчинников, А.В. Будько, С.В. Пролубщиков // Бурение и нефть. – 2007. – № 10. – С. 40-46.
55. Кирсанов, А.Н. Буровые машины и механизмы / А.Н. Кирсанов, В.П. Зиненко, В.Г. Кардыш // М., Недра, 1981. – С. 28 – 62.
56. Кондратьев, А.Ю. Бурение горизонтальных скважин с большим отходом на месторождении «ВАНКОР» с применением технологии VORTEX // Сборник трудов Проблемы геологии и освоения недр. – 2015. – С. 309-310.
57. Коронатов, В.А. Новая динамическая модель бурильной колонны с учётом проходки (погружения) при кулоновом трении и режимы детерминированного хаоса // Системы. Методы. Технологии. – 2014 (23) – С.47–56.

58. Коронатов, В.А. Теория погружения бурильной колонны на примере описания крутильно-продольных автоколебаний релаксационного типа // Системы. Методы. Технологии. –2015 №4(28) – С.67 – 78
59. Лебедев, Н.Ф. Динамика гидравлических забойных двигателей // М., Недра. 1981. – С. 251.
60. Методика измерения параметров бурения с использованием вариационной структуры / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Сборник научных трудов: материалы научно-технической конференции (20-25 апреля 2014 г.): В 3 ч.; Ч. I / под ред. Н. Д. Цхадая. – Ухта: УГТУ, 2014. – С. 132 –134.
61. Методы управления процессом углубления скважины / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Инженер-нефтяник. – 2014. – №3.– С. 23 – 27.
62. Митрофанов, В.П. Колебательные системы с малой диссипацией // Уч. пособие. Физический факультет МГУ им. М. В. Ломоносова. М., 2011. – 131 с.
63. Митрофанов, В.П. Колебательные системы с малой диссипацией // Уч. пособие. Физический факультет МГУ им. М. В. Ломоносова. М., 2011. – 131 с.
64. Овчинников, В.П. Совершенствование технологии бурения скважин с горизонтальным окончанием на месторождениях севера Тюменской области / В.П. Овчинников, М.В. Двойников, А.Л. Каменский // Бурение и нефть.– 2006. – № 11. – С. 15 – 16.
65. Определение осевой нагрузки на долото при бурении скважин с горизонтальным окончанием / М.В.Двойников, В.П. Овчинников, А.В. Будько, С.В. Пролубщиков // Бурение и нефть. – 2007. – № 5. – С. 18 – 20.
66. Переходные процессы при различных режимах работы бурильной колонны / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №11. – С. 8 – 12.

67. Результаты исследований в области разработки техники и технологии бурения наклонно направленных и горизонтальных скважин винтовыми забойными двигателями / В.П. Овчинников, А.В. Будько, П.В. Овчинников, С.В. Пролубщиков // Научно-технический журнал «Наука и техника в газовой промышленности». – 2010. – №01. – С. 15 – 32.
68. Совершенствование винтовых забойных двигателей для бурения скважин: Монография / М.В. Двойников, В.П. Овчинников, А.В. Будько, П.В. Овчинников, А.И. Шиверских // – Тюмень: ООО «Печатник», 2010. – 141 с.
69. Совершенствование конструкции винтовых двигателей для бурения скважин / М.В. Двойников, В.П. Овчинников, А.В. Будько, С.В. Пролубщиков // Бурение и нефть. – 2007. – № 3. – С. 52 – 54.
70. Совершенствование узлов винтовых забойных двигателей для бурения скважин / М.В. Двойников, В.П. Овчинников, А.В. Будько, С.В. Пролубщиков // Бурение и нефть. – 2007. – № 1. – С. 51 – 52.
71. Согласование инерционных свойств вариационной структуры измерения градиента крутящего момента с системой управления бурением / Б.А. Пермиров, В. Б. Пермиров, З. Х. Ягубов, А.Е. Лапину // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2015-№9 – С.10-14.
72. Способ измерения параметров бурения с использованием вариационной структуры / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Инженер-нефтяник. – 2014. – №3. – С. 27 – 29.
73. Структурное моделирование бурильной колонны / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №10. – С. 13 – 18.
74. Технологии и технологические средства бурения искривленных скважин: Учебное пособие. / В.П. Овчинников, М.В. Двойников, Г.Т. Герасимов и др. // – Тюмень: Изд-во Экспресс, 2008. – 156 с.
75. Турыгин, Е. Ю. Повышение эффективности процесса бурения глубоких скважин роторным способом посредством управления динамикой бурильной

колонны: Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук / Ухта: УГТУ, 2011. – 23 с.

76. Управление и контроль параметров бурения скважин винтовыми забойными двигателями: Монография / М.В. Двойников, В.П. Овчинников, А.В. Будько, П.В. Овчинников // – М.: ЗАО «Белогородская областная типография», 2009. – 136 с.

77. Управление потоком бурового раствора в кольцевом пространстве скважины при вскрытии продуктивных пластов / В.П. Овчинников, М.В. Двойников, А.В. Будько, С.В. Пролубщиков // Бурение и нефть. – 2007. – № 07-08. – С. 46-47.

78. Хегай, В.К. К вопросу оптимизации режимных параметров бурения с учетом крутильных автоколебаний // Известия Коми НЦ УрО РАН. – 2010. – №2. – С. 78– 83.

79. Хегай, В.К. Управление динамикой бурильной колонны в направленных скважинах: Автореферат дисс. доктора тех. наук / Ухта: 2005.

80. Частотные свойства бурильной колонны как объекта управления / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – №11. – С. 13 – 15.

81. Экспериментальная проверка основных теоретических положений динамики бурильной колонны / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Сборник научных трудов: материалы научно-технической конференции (20-25 апреля 2014 г.): В 3 ч.; Ч. I / под ред. Н. Д. Цхадая. – Ухта: УГТУ, 2014. – С. 134 – 139.

82. Экспериментальная проверка основных теоретических положений динамики бурильной колонны / И.Ю. Быков, С.Ф. Заикин, Б.А. Перминов, В.Б. Перминов // Инженер-нефтяник. – 2014. – №3. – С. 30 – 33.

83. Юнин, Е.К. Динамика бурения нефтяных и газовых скважин: Учебное пособие // Ухта: УГТУ, 2004. – 90 с

84. Юнин, Е.К. Динамика глубокого бурения / Е.К. Юнин, В.К. Хегай // М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2004. – 286 с.

85. Юнин, Е.К. Введение в динамику глубокого бурения // М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2009. – 168 с.
86. Юнин, Е.К. Введение в механику глубокого бурения // Учебное пособие. Ухта: УГТУ, 2003. – 120 с.
87. Юнин, Е.К. Волновые процессы при наклонно-направленном бурении / Е.К. Юнин, В.Н. Рубановский, В.К. Хегай // Ухта: Ухтинский гос. тех. ун-т, 2002. – 60с.
88. Юнин, Е.К. Низкочастотные колебания бурильного инструмента // М.: Недра, 1983. – 132 с.
89. Юнин, Е.К. О минимизации низкочастотных продольных колебаний посредством специальной компоновки бурильной колонны / Е.К. Юнин, В.К. Хегай // XXIII Российская школа по проблемам науки и технологии. Краткие сообщения / УрО РАН. Екатеринбург, 2003. – С. 93 – 98.
90. Юнин, Е.К. Основы механики глубокого бурения. Курс лекций / Е.К. Юнин, В.К. Хегай // – М.: ООО «Издательский дом Недра», 2010. – 163 с.
91. Яковлев, А.А. Теория колебаний. Исследование колебаний консервативной системы с одной степенью свободы: Методические указания к расчётно-графическим работам / А.А. Яковлев, Л.К. Горшков // Национальный минерально-сырьевой университет «Горный». СПб, 2012. – 32 с.
92. Drexler, K.E. Reframing Superintelligence: Comprehensive AI Services as General Intelligence // Technical Report #2019-1, Future of Humanity Institute, University of Oxford
93. Huang Mingxina. Development of downhole motor drilling test platform / Mingxina Huang, Yua Wang, Baolina Liu // Geological Engineering Drilling Technology Conference (IGEDTC), New International Convention Exposition Center Chengdu Century City on 23rd-25th May 2014. Procedia Engineering 73, 2014. – P. 71 – 77.
94. Jansen, J.D. Nonlinear dynamics of oil well drill strings // Delft University Press, Stevinweg 1, 2628 CN Delft, The Netherlands 1993. P.241.

95. Lui Hong. Identification and control of stick-slip vibrations using Kalman estimator in oil-well drill string / Lui Hong, Irving P. Girsang, Jaspreet S. Dhupia // Journal of Petroleum Science and Engineering v.140. 2016. – P. 119 – 127.
96. Mansouri, S.H. Simulation of ideal extentional and internal flows with arbitrary bounadaries using Schwarz-Christoffer transformation / S.H. Mansouri, M.A. Mehrabian, Savari S.M. Hosseini // IJE Transaction A, Vol. 17, №4, November 2004. P.405.
97. Shyu, R.-J. Bending vibration of rotating drilling string // Massachusetts institute of technology, Submitted to the department of ocean Engineering on August 4,1989 in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy, P.145.
98. Sunjeev Kumar. A computational study of oxygen transport in the body of living organism / Kumar Sunjeev, Kumar Nerendra // IJE Transaction A, Vol.17, №5. February 2005 – P. 39.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

**Текст программы числового моделирования значений колебаний  
системы «винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб»**

```
<!doctype
```

```
html>
```

```
<html>
```

```
<head>
```

```
<title>MathCad</title>
```

```
<script src="vendor/jquery.js"></script>
```

```
<script src="vendor/knockout.js"></script>
```

```
<script src="vendor/underscore.js"></script>
```

```
<script src="vendor/highcharts.js"></script>
```

```
<link rel="stylesheet" href="css/main.css">
```

```
</head>
```

```
<body>
```

```
<div id="mode" style="display: block; z-index: 10; background:  
white;">
```

```
<div class="mode__column mode__column--1">
```

```
<label class="mode__input">
```

Диаметр долота, мм

```
<input type="text" data-bind="value: ko_d_d" class="">
```

```
</label>
```

```
<label class="mode__input">
```

Диаметр ВЗД, мм

```
<input type="text" data-bind="value: ko_d_vzd" class="">
```

</label>

<label class="mode\_\_input">

Осевая нагрузка на долото, кН

<input type="text" data-bind="value: ko\_P" class="">

</label>

<label class="mode\_\_input">

Зенитный угол, °

<input type="text" data-bind="value: ko\_phi" class="">

</label>

<label class="mode\_\_input">

Глубина скважины, м

<input type="text" data-bind="value: ko\_L\_skv" class="">

</label>

<label class="mode\_\_input">

Радиус буровой колонны, мм

<input type="text" data-bind="value: ko\_r\_bk" class="">

</label>

<span onclick="Mathcad.go();" class="project\_btn">Расчет</span>

</div>

<div class="mode\_\_column mode\_\_column--2">

<label class="mode\_\_input">

Плотность бурового раствора

```
<input type="text" data-bind="value: ko_ro_br" class="">
</label>
```

```
<label class="mode__input">
Плотность материала труб
<input type="text" data-bind="value: ko_ro_mt" class="">
</label>
```

```
<label class="mode__input">
Момент на роторе
<input type="text" data-bind="value: ko_M_p" class="">
</label>
```

```
<label class="mode__input">
Условный предел текучести, МПа
<input type="text" data-bind="value: ko_sigma_T" class="">
</label>
```

```
<label class="mode__input">
Толщина стенки регулятора угла
<input type="text" data-bind="value: ko_wall_thickness" class="">
</label>
</div>
```

```
<div class="mode__column mode__column--3">
<label class="mode__input">
Общая длина ВЗД, м
```

```
<input type="text" data-bind="value: ko_L_dv" class="">
</label>
```

```
<label class="mode__input">
Коэффициент трения
<input type="text" data-bind="value: ko_mu_1" class="">
</label>
```

```
<label class="mode__input">
Число заходов статорв
<input type="text" data-bind="value: ko_Z_1" class="">
</label>
```

```
<label class="mode__input">
Скорость распространения звуковой волны
<input type="text" data-bind="value: ko_c_os" class="">
</label>
```

```
<label class="mode__input">
Период колебаний колонны
<input type="text" data-bind="value: ko_f_os" class="">
</label>
```

```
</div>
```

```
<div class="mode__results">
```

```
<div id="mode__result__graph" class="mode__result__graph"
style="height: 100%"></div>
```

```
</div>  
  
<div class="mode__links">  
  <a class="mode__link" href="index.html">Расчёт ВЗД</a>  
  <a class="mode__link" href="project.html">Проектирование  
  профиля</a>  
</div>  
  
</div>  
  
<script src="js/mathcad.js"></script>  
  
</body>  
  
</html>
```

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

## Справка о внедрении (реализация работы)



Филиал ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»  
«КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени

№ К/06-59 Дата 17.06.2019

на № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

СПРАВКА  
(заключение)

опытно-промышленных испытаний результатов диссертационного исследования

Настоящим подтверждается, что разработанные в диссертационном исследовании математические модели и технологические рекомендации, направленные на определение устойчивой работы системы «ВЗД - КБТ», Морозовым Виктором Александровичем используются в Филиале ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени при верификации проектных решений, определяющих моментно – частотные режимные параметры бурения наклонно – прямолинейных участков скважин.

Рекомендуется дальнейшее использование вышеуказанных технологических решений при проектировании скважин, а также осуществлении контроля параметров режима роторного бурения с одновременным использованием в компоновке бурильной колонны винтового забойного двигателя.

Заместитель директора Филиала  
по научной работе в области  
строительства скважин



Д.Л. Бакиров