

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

ПЕТРОВ Андрей Андреевич

**МЕТОД РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ БУРИЛЬНОЙ ГОЛОВКИ
МАШИНЫ ГОРИЗОНТАЛЬНО НАПРАВЛЕННОГО БУРЕНИЯ**

Специальность 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства
и комплексы

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
д-р техн. наук, профессор
Пушкарев Александр Евгеньевич

Санкт-Петербург – 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ	16
1.1. Обзор установок для выполнения бестраншейного монтажа подземных коммуникаций	16
1.2. Анализ методов увеличения производительности технологического инструмента ГНБ	32
1.3. Анализ рабочего инструмента машин ГНБ	37
1.4. Цели и задачи исследований	44
2. МЕТОДИКА И ТЕХНИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	46
2.1. Параметры работы бурильной головки с ВГВК	46
2.2. Методика исследования ресурса работы пластин ВГВК	51
2.2.1. Технологическое оборудование для проведения термической обработки	54
2.2.2. Аналитическое и испытательное оборудование	56
2.3. Методика проведения стендовых испытаний по проверке работоспособности и оценке резонансных характеристик бурильной головки	59
2.4. Методика расчета усталостной прочности вибрационной пластины	63
2.5. Выводы по главе 2	66
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЛАСТИН ГЕНЕРАТОРА ВИБРАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ	67
3.1. Определение усталостной прочности вибрационных пластин ВГВК	67
3.1.1. Результаты исследования вибрационных пластин ВГВК	

из стали 60С2А	69
3.1.2. Результаты исследования вибрационных пластин ВГВК из стали 65Г	74
3.1.3. Результаты исследования вибрационных пластин ВГВК из стали 65С2ВА	76
3.1.4. Результаты исследования свойств вибрационных пластин	78
3.2. Результаты стендовых испытаний опытного образца бурильной головки	81
3.3. Анализ усталостной прочности вибрационной пластины ВГВК	85
3.4. Анализ усталостной прочности вибрационной пластины ВГВК бурильной головки	89
3.5. Анализ влияния силового воздействия вибрационных пластин ВГВК на колебания лопатки бурильной головки	95
3.6. Выводы по главе 3	110
4. МЕТОД РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ БУРИЛЬНОЙ ГОЛОВКИ МАШИНЫ ГНБ С ВГВК	113
4.1. Способ ГНБ и устройство бурильной головки	113
4.2. Метод расчета и проектирования бурильной головки с ВГВК	117
4.2.1 Расчет размеров бурильной головки с ВГВК	117
4.2.2. Проектирование бурильной головки с ВГВК	121
4.3. Метод расчета энергоэффективности бурения машиной ГНБ с бурильной головкой с ВГВК	123
4.4. Оценка финансово-экономического эффекта от применения бурильной головки с ВГВК	127
4.5. Выводы по главе 4	134

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ	135
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	138
ПРИЛОЖЕНИЕ А	151
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	153
ПРИЛОЖЕНИЕ В	155

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Создание новых и совершенствование существующих транспортно-технологических средств и их комплексов и оборудования, обладающих высоким качеством, направлено на развитие и технологичность процессов в области машиностроения, строительной, транспортной отраслей и их инфраструктур, что в свою очередь является стратегической задачей страны. При этом строительство дорог должно выполняться с учетом специфики условий эксплуатации. В то же время ведение строительных работ, прокладка коммуникаций, обустройство коллекторов и прочих инженерных сооружений зачастую приводит к необходимости временного разрушения дорожных одежд, что требует проведения дополнительных мероприятий по восстановлению конструкции дороги, существенно снижает ее прочность и долговечность, влияет на эффективность и комфортность ее эксплуатации. В качестве наиболее перспективных для применения технологий, предусматривающих различные типы работ с инженерными коммуникациями, следует рассматривать технологии горизонтально направленного бурения (ГНБ) и направленного прокола, позволяющие реализовать бестраншейную прокладку трубопроводов. При этом работы могут выполняться даже без остановки эксплуатации дороги. Однако область применения машин ГНБ ограничена возможностями используемого ими механического породоразрушающего инструмента – бурильных головок. Повышение энерговооруженности бурильной головки за счет подведения к ней вибрационных колебаний, генератор которых встраивается в конструкцию самой головки, а в качестве источника энергии выступает поток промывочной жидкости, подаваемой при бурении, представляет собой перспективное направление расширения области применения машин ГНБ. Гидродинамический инструмент, построенный на базе описанного принципа, имеет существенные преимущества перед традиционным в части повышения производительности бурения и прокола. Однако вибрационные процессы, реализуемые при работе

бурильной головки, повышают требования к усталостной прочности механических элементов. Таким образом, возрастает значимость выбора конструктивного исполнения инструмента и рабочих режимов, обеспечивающих, с одной стороны, достижение необходимых показателей выполнения производственной задачи, а с другой – не создающих условий для снижения надежности и долговечности машины в целом. При этом закономерности формирования характеристик вибрационных колебаний встроенного в бурильную головку генератора в зависимости от факторов процесса не установлены. Кроме того, отсутствуют рекомендации по выбору конструктивных параметров и режимов работы встроенного генератора вибрационных колебаний (ВГВК) с учетом исполнения элементов его конструкции. Поэтому проведение исследований с учетом нового метода расчета и проектирования, определяющих влияние вибрационных характеристик гидродинамической бурильной головки машины ГНБ на надежность элементов конструкции для обоснованного выбора конструктивных параметров и режимов работы, учитывающего физико-механические свойства нагруженных элементов, представляет собой важную научно-техническую задачу и определяет актуальность настоящей работы.

Степень разработанности темы исследования. Технология ГНБ востребована при бестраншейной прокладке трубопроводов, когда работы выполняются без обустройства траншей и вскрытия дневной поверхности. Мировые лидеры в области создания машин для бестраншейных технологий – это производители США (VERMEER, Ditch Witch), Германии (Herrenknecht) и др. В России современные установки ГНБ производит Скуратовский опытно-экспериментальный завод (Тульская область), Завод Буровой Техники (г. Волгодонск), группа компаний «Экопром» (Московская область) и др. Исследованиями в данной области успешно занимались научные школы Тульского государственного университета (ТулГУ), Саратовского

государственного технического университета (СГТУ), Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета (СПбГАСУ). Н. В. Васильевым, В. М. Земсковым, Н. В. Краснолудским, Н. Я. Кершенбаумом, И. Г. Мартюченко, А. Е. Пушкаревым и другими учеными сформулированы основы научной базы применения вибрационных инструментов рабочих органов машин ГНБ и прокола. Обоснована возможность повышения энерговооруженности бурильной головки за счет подведения к ней вибрационных колебаний. Основы рабочего цикла генератора вибрационных колебаний, встроенного в бурильную головку, отражены в научных трудах российских ученых: Б. Г. Константинова, Г. С. Назарова, А. Ф. Назаренко, А. Б. Рогова, В. В. Колесникова. На базе кафедры наземных транспортно-технологических машин СПбГАСУ разработан комплект опытного образца бурильной головки ГНБ со встроенным гидродинамическим генератором вибрационных колебаний. Однако в настоящее время нет научно обоснованных рекомендаций как по выбору конструктивных параметров инструмента с ВГВК для эффективной работы, так и по режимам работы генератора с учетом свойств материала резонирующих пластин, а закономерности влияния вибрационных нагрузок на надежность и долговечность элементов конструкции встроенного генератора пока не установлены.

Цель исследования. Разработать метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ.

Задачи исследования. Цель диссертационного исследования достигается с помощью решения ряда последовательных задач, которые перечислены ниже.

1. Провести анализ развития и совершенствования рабочих органов машин ГНБ, а также методов повышения их производительности.

2. Исследовать ресурс работы и разработать имитационную модель функционирования резонирующих пластин генератора вибрационных

колебаний для моделирования и экспериментального выявления закономерностей работы резонирующих пластин генератора вибрационных колебаний в зависимости от конструктивного исполнения.

3. Выполнить расчет конструктивных параметров, изготовить и испытать в условиях стенда опытный образец бурильной головки машины ГНБ с встроенным генератором вибрационных колебаний, оснащенным различными наборами резонирующих пластин и струеформирующих насадок для проведения стендовых испытаний.

4. Разработать метод расчета и проектирования конструктивных параметров бурильной головки с ВГВК, обосновать конструктивное исполнение гидродинамического инструмента и режимов работы машины ГНБ в конкретных условиях применения, обеспечивающих реализацию технологии ГНБ с максимальной энергоэффективностью.

Объект исследования. Гидродинамическая бурильная головка установки ГНБ с ВГВК.

Предмет исследования. Научно-методические основы расчета и проектирования гидродинамических бурильных головок машин ГНБ.

Рабочая гипотеза. Эффективная работа гидродинамической бурильной головки машины ГНБ достигается при реализации резонансного режима работы встроенного генератора и обеспечивается обоснованным выбором конструктивных параметров на основе установленных закономерностей влияния исполнения резонирующих пластин на усталостную прочность и ресурс их работы – с учетом возможностей насосного оборудования бурильной установки и условий применения машины.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

1. Установлены закономерности формирования резонансных частот резонирующих пластин встроенного в бурильную головку генератора вибрационных колебаний в зависимости от возможностей насосной установки конкретной машины, а также количества, размеров и долговечности резонирующих пластин.

2. Установлена зависимость энергоэффективности применения гидродинамической бурильной головки машины ГНБ от частоты колебаний пластин встроенного генератора, и влияния режима резонансных колебаний механической системы на характеристики взаимодействия инструмента с массивом.

3. Разработан метод расчета и проектирования конструктивных параметров бурильной головки с ВГВК, обосновано конструктивное исполнение гидродинамического инструмента и режимов работы машины ГНБ в конкретных условиях применения.

Теоретическая значимость работы заключается в расширении представлений и выявлении закономерностей формирования резонансных частот в генераторе вибрационных колебаний, встроенном в бурильную головку машины ГНБ, и разработке на их основе научно обоснованных рекомендаций по выбору конструктивных параметров инструмента и режимов его работы, при которых реализация технологий ГНБ происходит с максимальной энергоэффективностью, с учетом особенностей конструкции инструмента и условий ведения работ.

Практическая значимость работы заключается в разработке методики проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ (с учетом конструктивного исполнения резонирующих пластин), обеспечивающей энергоэффективность и долговечность ВГВК; создании опытного образца

бурильной головки для установки ГНБ с ВГВК, а также в определении эффективности и особенностей его работы.

Получен патент на изобретение № 2795008 «Устройство гидромониторной бурильной головки для горизонтально-направленного бурения» (авторы А. А. Петров, А. Е. Пушкарев, А. Н. Михайлов. Уведомление о приеме и регистрации заявки: регистрационный номер 2022112368 от 04.05.2022).

Методология и методы исследования основаны на:

– анализе и обобщении научной и производственной информации об использовании оборудования для установок ГНБ с применением динамического воздействия на пласты;

– проведении теоретических и экспериментальных исследований процессов, происходящих при работе бурильных головок с ВГВК;

– анализе данных, полученных в результате экспериментов, и их сопоставлении с теоретическими исследованиями;

– разработке рекомендаций по оптимизации режимов работы и конструкции ВГВК, обеспечивающих повышение эффективности работы бурильной головки;

– научном анализе и обобщении результатов теоретических исследований работы генераторов вибрационных колебаний, реализующих эффект Польшмана – Яновского, с определением энергетических характеристик вибрационного процесса;

– экспериментальных исследованиях функционирования генератора вибрационных колебаний, встроенного в бурильную головку машины ГНБ в стендовых условиях;

– экспериментальных исследованиях взаимодействия гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с массивом по обоснованию режимов работы установки, при которых достигается максимальная энергоэффективность;

– разработке рекомендаций по конструктивному исполнению и режимам работы генератора вибрационных колебаний в конкретных условиях применения, обеспечивающих реализацию технологии ГНБ в энергоэффективном режиме.

Область исследования соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК 2.5.11 «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы», п. 2 «Методы расчета и проектирования, направленные на создание новых и совершенствование существующих транспортно-технологических средств и их комплексов с учетом полного жизненного цикла изделий, обладающих высоким качеством, в том числе повышенными показателями экономичности, надежности, производительности, экологичности и эргономичности, обеспечивающих энергоэффективность и безопасность эксплуатации» и п. 3 «Экспериментальные исследования и испытания транспортно-технологических средств и их комплексов, а также отдельных систем, агрегатов, узлов, деталей и технологического оборудования».

Положения, выносимые на защиту

1. Обеспечена долговечность работы гидродинамической бурильной головки машины ГНБ на основе установленных закономерностей функционирования резонирующих пластин, обладающих необходимой прочностью и ресурсом работы в резонансном режиме.

2. Эффективная работа гидродинамической бурильной головки машины ГНБ, выразившаяся в снижении усилия подачи, достигается в резонансном режиме колебаний генератора, встроенного в корпус инструмента, когда

колебания пластин, вызванные кавитационными процессами, совпадают с частотой собственных колебаний механической системы.

3. Метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ, обеспечивающий энергоэффективность и долговечность встроенного генератора вибрационных колебаний, выбранный с учетом конструктивного исполнения резонирующих пластин.

Степень достоверности результатов проведенных исследований обоснована применением апробированных методов непараметрической статистики и подтверждается результатами проведения испытаний на многоцикловую усталость. Результаты конечно-элементного моделирования согласуются с данными стендовых испытаний опытного образца. Использовались стандартизованные методики измерения и последующего анализа результатов. Степень достоверности результатов обеспечена применением сертифицированных средств измерения.

Сформулированные соискателем выводы и практические рекомендации могут быть использованы в области машиностроения при проектировании и эксплуатации технологического оборудования установок ГНБ и направленного прокола.

Практическая ценность и реализация результатов исследования состоит в использовании результатов диссертационной работы «Метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины горизонтально направленного бурения» в учебном процессе при изучении дисциплин (модулей) «Строительные машины» и «Технология машиностроения» по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», специализация «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» на кафедре наземных

транспортно-технологических машин автомобильно-дорожного факультета ФГБОУ ВО «СПбГАСУ».

Основные положения диссертационного исследования, позволяют развивать научно-методические подходы к расчету и проектированию бурильных головок с встроенным генератором вибрационных колебаний для эффективной работы, с установленными режимами работы генератора в зависимости от конструктивного исполнения резонирующих пластин, и закономерности влияния вибрационных нагрузок на надежность и долговечность элементов конструкции встроенного генератора, для подготовки специалистов в области строительных машин, обладающих различными компетенциями как исполнителя, так и руководителя

Метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ используется предприятием АО «Обуховский завод», г. Санкт-Петербург, при проектировании бурильного инструмента.

Личный вклад автора заключается в проведении информационного поиска по обоснованию направления исследования, постановке его целей и задач, выдвижении рабочей гипотезы исследования. Соискателем разработана конструкция и изготовлен опытный образец бурильной головки с ВГВК, оснащенный наборами резонирующих пластин и струеформирующих насадок для проведения стендовых испытаний. Соискателем организовано проведение экспериментальных исследований опытного образца бурильной головки машины ГНБ, обработаны и проанализированы результаты. Соискателем научно обоснован и разработан метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ со встроенным генератором вибрационных колебаний, обеспечивающий энергоэффективность и долговечность встроенного генератора вибрационных колебаний с учетом конструктивного исполнения резонирующих пластин в зависимости от

возможностей насосного оборудования бурильной установки и условий применения машины.

Апробация работы. Основные положения диссертационного исследования докладывались на 71-й Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства» (4–6 апреля 2018 года, СПбГАСУ, г. Санкт-Петербург); I Международной научно-практической конференции «Транспортная доступность Арктики: сети и системы» (3–4 июня 2021 года, СПбГАСУ, г. Санкт-Петербург); II Международной научно-практической конференции «Транспортная доступность Арктики: сети и системы» (1–2 июня 2022 года, СПбГАСУ, г. Санкт-Петербург); Региональной LXXV научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства» (11–14 октября 2022 года, СПбГАСУ, г. Санкт-Петербург).

Публикации. Основные положения и научные результаты диссертации опубликованы в десяти печатных работах (четыре из которых представлены в рецензируемых изданиях из перечня, размещенного на официальном сайте ВАК), а также нашли отражение в монографии и патенте на изобретение.

Структура и объем диссертационного исследования

Диссертационная работа включает в себя введение, четыре главы, заключение, список использованной литературы и приложений. Материалы диссертации состоят из 149 страниц основного текста, 68 рисунков, 50 таблиц. Библиографический список литературы включает 120 наименований. Общий объем диссертации составляет 150 страниц.

Во введении раскрыта актуальность темы диссертационного исследования; сформулированы его цель, задачи и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе выполнен анализ в изучаемой области диссертационной работы.

Во второй главе представлены научно-методические подходы к решению поставленных задач и достижению поставленной цели. Дается описание стендовой базы и аппаратуры для проведения экспериментальных исследований. Приводится расчет конструктивных параметров и принципов функционирования опытного образца гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК в комплекте со сменными наборами резонирующих пластин и струеформирующих насадок для проведения стендовых испытаний. Рассмотрены методики экспериментальных исследований опытного образца гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК и ресурса работы резонирующих пластин.

В третьей главе приведены результаты экспериментальных исследований работы опытного образца гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК; сформулированы рекомендации по методу проектирования и расчету бурильной головки машины ГНБ с ВГВК исходя из возможностей насосного оборудования бурильной установки и условий применения машины. Получена регрессионная модель, которая позволяет рассчитать диаметр пилотной скважины в зависимости от основных факторов, определяющих эффективность бурения.

В четвертой главе разработан метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ, обеспечивающий энергоэффективность и долговечность ВГВК с учетом конструктивного исполнения резонирующих пластин в зависимости от возможностей насосного оборудования бурильной установки и условий применения машины.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Обзор установок для выполнения бестраншейного монтажа подземных коммуникаций

Согласно СП [1], регламентирующему работу с подземными коммуникациями, бестраншейные технологии можно подразделить на пилотируемые и непилотируемые. Все пилотируемые технологии являются управляемыми; непилотируемые могут быть как управляемыми, так и неуправляемыми. Примеры непилотируемых управляемых технологий – микротоннелирование, вдавливание, ГНБ, плужный метод, а также комбинированные технологии прокладки подземных трубопроводов. Непилотируемые неуправляемые технологии представлены технологиями, связанными с уплотнением и удалением грунта, а также реновацией, в основе которой лежит работа с новым трубопроводом без разрушения старого. К пилотируемым технологиям относятся щитовая проходка и горный метод [1].

Выбор способов и технологий прокладки определяется требованиями нормативных документов на проектирование и строительство подземных коммуникаций определенного вида, технических условий на прокладываемые подземные коммуникации. Должны быть учтены габариты, используемые материалы, длина трассы, точность прокладки подземных коммуникаций и другие условия ведения работ [41].

Рассмотрим подробнее технологии прокола и ГНБ.

Прокол – технология производства работ с подземными инженерными коммуникациями, основанный на уплотнении окружающего массива грунта в забое путем ударно-импульсного, ударного или статического внедрения в него штанги (трубы) с направляющим наконечником. Расширение пилотной скважины производится коническим расширителем с трубопроводом. Труба (штанга) продавливается гидродомкратами при статическом методе [2].

Неуправляемый прокол может применяться через существующий трубопровод с его разрушением и вдавливанием осколков в окружающий массив грунта. Статический способ выполняется задавливанием или затягиванием штанг расширителя или ножа.

Статический прокол используется в грунтах категорий I–V по буримости. Он предназначен для монтажа инженерных коммуникаций под землей. Диаметр прокладываемых коммуникаций варьируется в диапазоне 50–500 мм, длина прокладки достигает 100 м, а глубина прокладывания не должна быть менее пяти диаметров эксплуатируемой трубы. По способу контроля проведения работ технология прокола классифицируется как управляемый и неуправляемый проколы. В управляемом способе прокола используется [2] специальная локационная система. Локационная система передового бура (рисунок 1.1) состоит из находящегося в корпусе измерительного зонда, механизма поворота передового бура и рабочего наконечника в виде лопатки.

Локационная система позволяет получать информацию об уклоне, глубине, крене, азимуте для осуществления контроля местоположения передового бура. Коррекция направления движения выполняется при отсутствии вращения буровой штанги в определенном положении скоса лопатки передового бура; при этом штанга задавливается для получения необходимого проектного состояния по траектории движения. Если передовой бур ушел ниже проектной траектории, то он отводится назад на длину нескольких штанг и корректируется направлением пилотного бурения.

Для разных типов грунтов служат разные типы передовых буров, отличающиеся друг от друга своей длиной и диаметром. Вместе с тем головки с наибольшей длиной и наименьшим диаметром применяются в наиболее слабых грунтах.

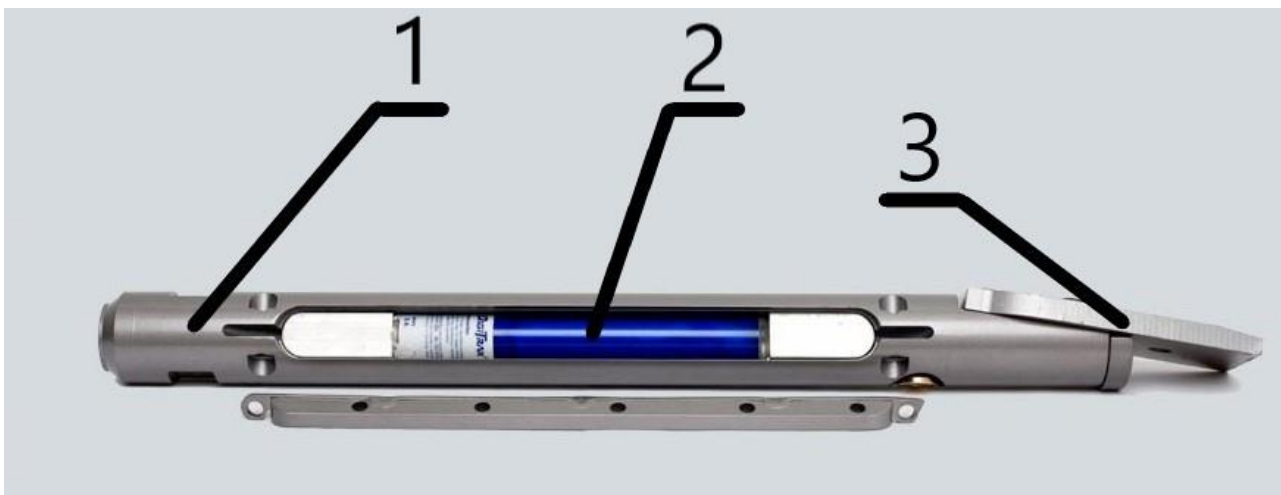


Рисунок 1.1 – Передовой бур:

1 – корпус; 2 – измерительный зонд; 3 – лопатка

Установка управляемого прокола грунта может включать в себя следующие узлы:

- домкратную станцию со шпиндельным вращателем и трубоотворотом (в отдельных случаях);
- гидростанцию;
- комплект инструмента (пилотный бур, буровые штанги, захваты для труб ПНД (полиэтилена низкого давления) и др.);
- локационную систему управления;
- вспомогательный инструмент (грузовые серьги, упорные шайбы, ключи для скручивания штанг и др.).

Работа по управляемому проколу грунта начинается с возведения стартового и приемного котлована.

Конструктивное исполнение установки обеспечивает прокол грунта передовым буром, а также расширителем для этапа расширения скважины за счет гидродомкрата с полым штоком, который смонтирован на металлической раме с упорами, расположенными спереди и сзади. Конструктивное решение гидросистемы, включающее до трех управляемых контуров, отдельно

обеспечивает прямое и обратное перемещение буровой головки или расширителя (с его вращением в скважине). Концы рамы распираются в упорные стенки котлована.

Локационная система управления включает в себя измерительный зонд, установленный в специальном отделе передового бура, приемного устройства и дистанционного экрана, перемещаемого на поверхности оператором. На дистанционном экране или приемном устройстве в графическом виде отображается информация о глубине нахождения передового бура с точностью до $\pm 5\%$, угле его наклона и поворота с точностью до $0,1\%$.

От проектной глубины прокладки подземных коммуникаций зависит, какой измерительный зонд необходимо применить. Например, одночастотный передатчик с частотой 12 кГц РХ 12 или РХ 19 с частотой 19 кГц работает до глубины 20 метров; двухчастотный передатчик РХЛ 12/19 с частотами 12 и 19 кГц позволяет увеличить глубину прокладки до 33 метров и т. д.

Прокладка пилотной скважины происходит за счет попеременной работы гидроцилиндра. Шток гидроцилиндра двигается вперед, обеспечивая вдавливание пилотного бура в грунт. При втягивании штока гидроцилиндра освобождается место для установки следующей штанги. Устанавливается новая штанга и процесс повторяется до момента выхода рабочего инструмента в проектную точку на поверхность или приемный котлован [3].

Данный метод прокола широко распространен. Производители аналогичных установок находятся как в России (ООО «СОЭЗ» (Тула), так и за границей (Sany, Sany Heavy Industry CO. Ltd (Китай).

Установка для неуправляемого прокола ПУ-2 (рисунок 1.2) Михеевского ремонтно-механического завода (Санкт-Петербург) предназначена для прокладки магистралей методом прокола в грунтах 1-й, 2-й и 3-й категорий под

автодорогами, железнодорожными насыпями, болотистыми грунтами, [2] оврагами с последующей протяжкой кабеля или трубы ПНД .

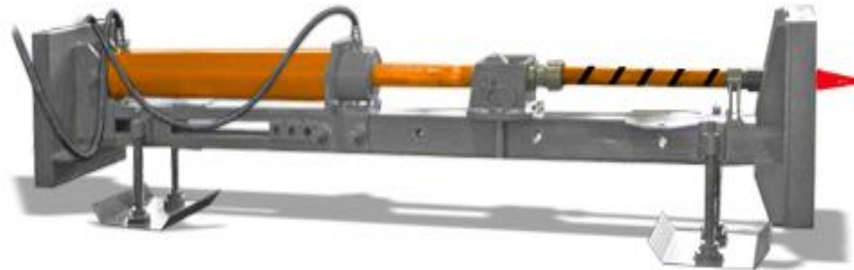


Рисунок 1.2 – Установка неуправляемого прокола ПУ-2

Основа данной установки – штатная гидростанция. Кроме того, принцип ее работы предполагает подключение к гидросистеме дорожно-строительной машины мощностью не менее 45 кВт. Необходимое количество обслуживающего персонала – не менее трех человек. Технологическая выемка (котлован) должна иметь габариты 1×4 м. Загрузка и выгрузка установки выполняются краном-манипулятором или другим грузоподъемным средством. Винтовые опоры позволяют установить ее на дно котлована, а габариты котлована обеспечивают возможность распереть установку передним и задним щитом. Технические данные установки представлены в таблице 1.1 [4-6].

Таблица 1.1 – Технические данные модели ПУ-2

Технические данные	Параметры
Длина в рабочем/транспортном положении, мм	3108/3108
Длина прокола не более, м	50
Прокладка новых труб не более, мм	400
Минимальная скорость перемещения, м/мин	1,6–2,5
Наружный диаметр штанг, мм	50
Усилие подачи/ обратного хода, кН, тс	245 (25)

Установка по управляемому проколу Puncher 20CS P80 (рисунок 1.3) получила широкое распространение на территории Российской Федерации,

несмотря на широкий ассортимент представленного на рынке оборудования данного класса.



Рисунок 1.3 – Установка управляемого прокола Puncher 20CS

Данная установка обладает хорошей производительностью при достаточно компактных размерах. Современный конструктив бурильной головки позволяет достаточно точно проложить вектор бурения, а система локационного слежения позволяет точно определять положение бура [7].

Установка управляется локационной системой. Изменение траектории происходит за счет конструктивных особенностей передового бура со скосом его наконечника.

Платформа компактных габаритов позволяет выполнять работы в колодце 1×1 м для проколов длиной до 100 м.

Технология проведения прокола схематично отображена на рисунке 1.4, а технические данные – в таблице 1.2.

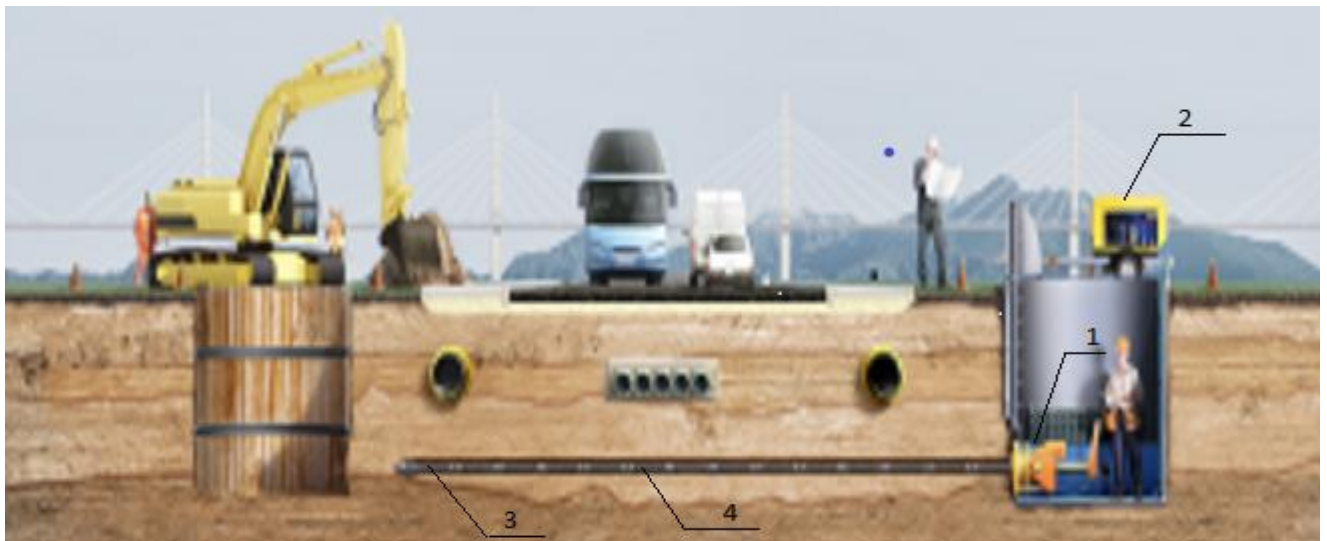


Рисунок 1.4 – Схема выполнения прокола с помощью установки Puncher 20CS:
 1 – установка Puncher 20CS; 2 – гидравлическая маслостанция; 3 – пилотный став; 4 – буровая штанга

Таблица 1.2 – Технические данные модели Puncher 20CS

Технические данные	Параметры
Ход поршня, мм	230
Максимальный диаметр скважины, мм	315
Мощность двигателя гидравлической станции, л. с.	24
Давление в гидросистеме, бар	200
Длина прокола, м	100
Усилие тяги в обе стороны, т	20
Размеры платформы, мм:	
длина	920
ширина	500
высота	350
Масса узла задавливания, кг	250
Масса маслостанции, кг	150
Диаметр штанги, мм	50

Одним из конкурентов данной установки является установка выполнения прокола УНП-40Б (рисунок 1.5). Она служит для бестраншейной прокладки кабельных трасс и труб в грунтах с категорией прочности I–III. УНП-40Б приводится в действие за счет гидростанции масляной типа НСД-2-40, но может подключаться и к гидросистеме любой дорожно-строительной машины.



Рисунок 1.5 – Установка для направленного прокола УНП-40Б

Преимущество установки УНП-40Б – возможность управления гидроблоком, размещенным на раме. Высокоточная система локации обеспечивает направленное движение как в плане, так и в профиле. Это высококачественная система навигации отечественного производства.

Технические характеристики установки УНП-40Б представлены в таблице 1.3 [8].

Таблица 1.3 – Технические данные модели УНП-40Б

Технические данные	Параметры
Диаметр протягиваемой трубы, мм	<400
Диаметр разрушаемой трубы, мм	<220
Длина прокладываемого трубопровода, м	150
Толкающее усилие, тс	40
Тянущее усилие, тс	40
Рабочее давление, МПа	16
Количество гидроцилиндров, шт.	1
Ход штока гидроцилиндра, мм	230
Рабочая длина штанги, мм	805
Диаметр штанги, мм	50
Расход масла при давлении 16 МПа, л/мин	20–60
Габариты, мм (Д×Ш×В)	3108×790×798
Вес, кг	782

Достоинствами данного вида прокола можно считать простоту конструкции, высокую безопасность и удобство эксплуатации установок, небольшую трудоемкость работ.

Однако имеются и недостатки – это возможность деформации наружной поверхности дорог или находящихся вблизи коммуникаций, а также относительно небольшой диаметр прокладываемых трубопроводов [9].

В случае бестраншейной работы с трубопроводом возможными вариантами могут стать вибрационный и виброударный проколы. В первом варианте, помимо статической нагрузки, действует также вибрационная. С целью распространения функциональных возможностей машин, применяемых для прокола грунта при прокладке разных подземных коммуникаций в песчаных, супесчаных и плывунных грунтах, используют вибропрокалывающие и вибропродавливающие инструменты, отличающиеся от инструмента для статического прокола наличием источника вибрационных колебаний, встроенного в рабочий инструмент [3] или присоединяемого к буровой трубе. При этом усилие, необходимое при прокладке трубопроводов за счет использования вибрации, имеет в 10 раз меньшее значение, чем при статическом проколе, и повышается точность прокладки коммуникаций.

Однако прокол с осевыми колебаниями рабочего инструмента имеет как значительные достоинства, так и недостатки, заключающиеся в возрастании времени и трудоемкости подготовки установки для вибрационного прокола к работе, а также в увеличении ее габаритов.

Виброударный прокол представляет собой поступательное движение механизма, осуществляемое без постоянно поступающей внешней силы. Бурильная головка, включающая наконечник конусного типа, присоединена к корпусу установки с помещенным внутрь блоком, генерирующим виброудар. Виброударный блок приводит в движение штангу к забою, тем самым осуществляя внедрение в массив. При этом отсутствует потребность в дополнительном статическом усилии, что значительно упрощает выполнение

подготовительных работ. Вибрационный и виброударный прокол схематично показаны на рисунке 1.6 и относятся к категории вибрационного прокола [10].

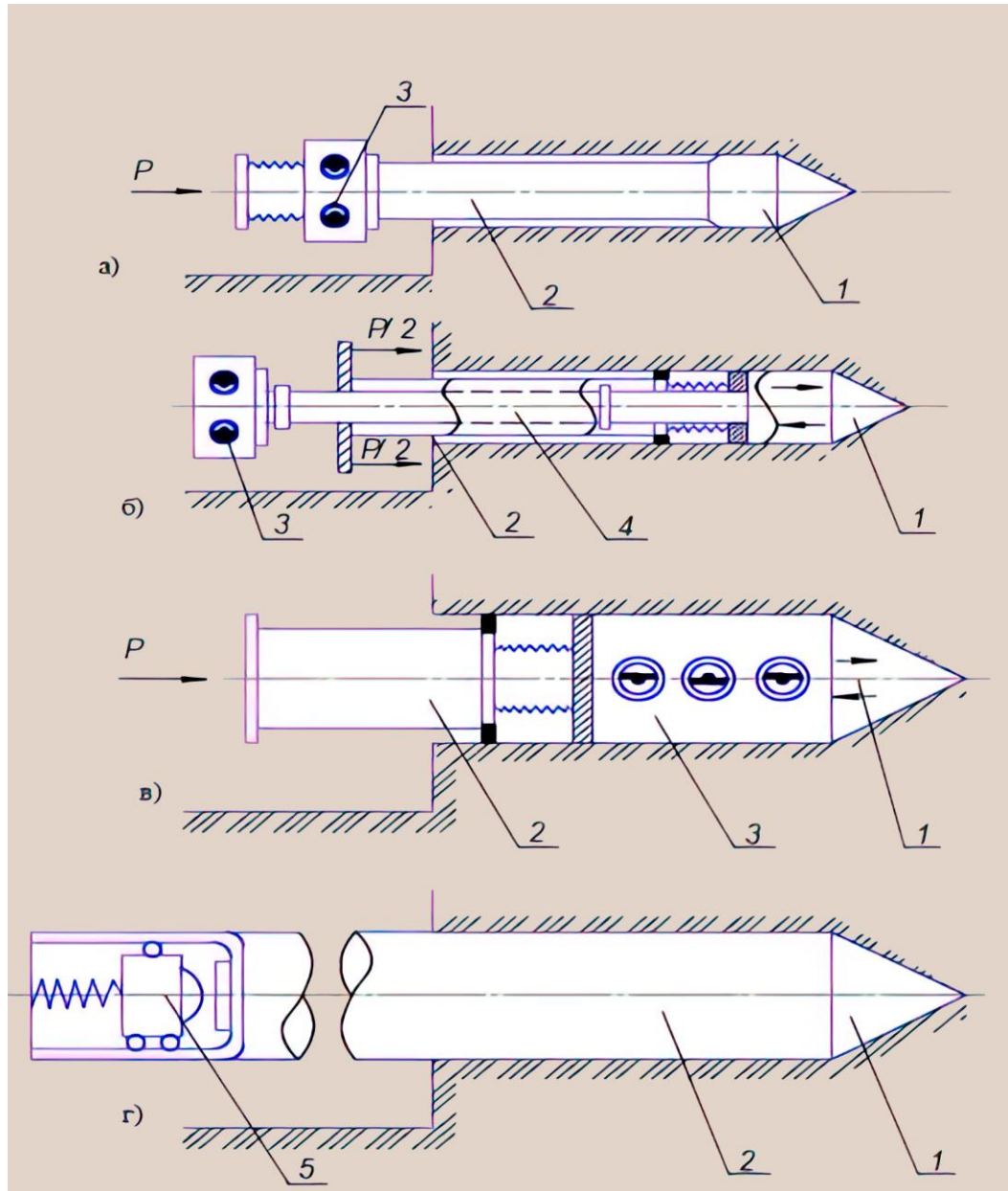


Рисунок 1.6 – Принципиальные схемы проведения вибрационного и виброударного прокола с осевым динамическим воздействием:

a, б – передача вибрации на трубу (*a*) и наконечник (*б*); *в* – источник колебаний в наконечнике; *г* – виброударное прокалывание; *1* – конусный наконечник; *2* – прокладываемый трубопровод; *3* – источник вибрационных колебаний; *4* – соединительный элемент; *5* – виброударный модуль [33]

Еще один способ устройства подземных трубопроводов – шнековое бурение (рисунок 1.7). Привод гидроцилиндров, обеспечивающих усилие подачи, осуществляется от гидростанции или электродвигателя. Шнековое бурение не подразумевает выход на поверхность, а выполняется через устройство и проход между двумя котлованами – стартовым и приемным. Данный тип бурения по классификации схож с проколом: он предполагает как управляемое шнековое бурение, так и неуправляемое [2]. Принцип его работы подобен ГНБ: это проходка пилотной скважины – ее расширение шнеками – установка трубы (футляра). Подача бурового раствора через сопла, помимо основного действия, также одновременно предполагает смазывание проходческого става, способствуя удержанию стенок пилотируемой скважины и охлаждению передатчика.

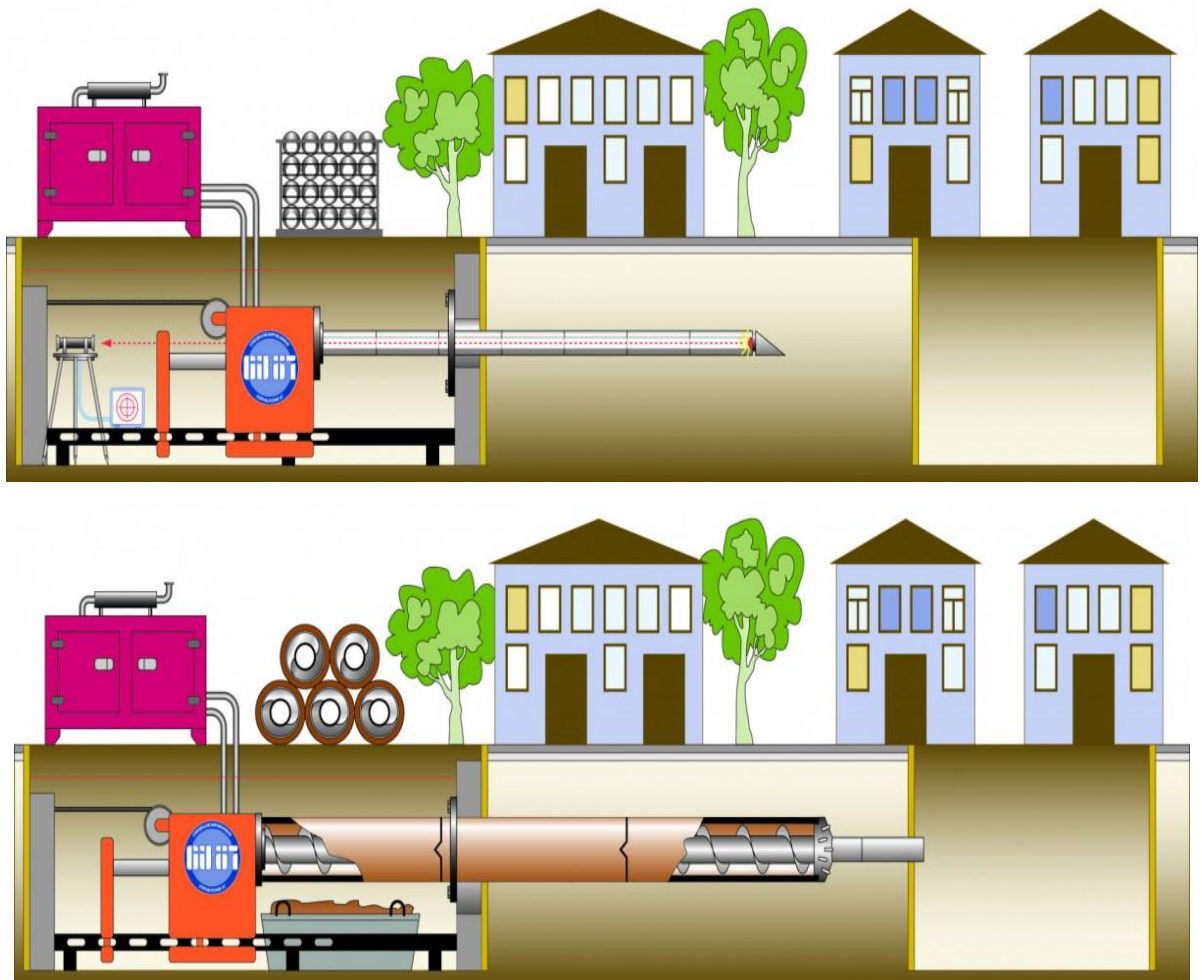


Рисунок 1.7 – Технология горизонтального шнекового бурения

ООО «Скуратовский опытно-экспериментальный завод» изготовил и успешно ввел в эксплуатацию УМТ-1,4. Внешний вид установки и характеристики представлены соответственно на рисунке 1.8 и в таблице 1.4 [11-13].



Рисунок 1.8 – Установка УМТ-0,2

Таблица 1.4 – Технические параметры модели УМТ-0,2

Технические данные	Параметры
Диаметр расширения, мм	<1020
Длина прокола, м	100
Усилие подачи, кН	1600
Момент вращения, Н·м	<25000
Точность прокладки, мм	±30 мм на 50 м
Мощность маслостанции, кВт	114

Немецкая компания Perforator производит многофункциональную установку горизонтального бурения РВА 20 (рисунок 1.9, таблица 1.5) [14] для управляемого и неуправляемого бурения.



Рисунок 1.9 – Установка горизонтального бурения Perforator РВА-20

Таблица 1.5 – Технические данные модели Perforator РВА-20 для горизонтального бурения

Технические данные	Параметры
Тяговое усилие, кН	197
Усилие расширения, кН	129
Рабочий ход, мм	225
Крутящий момент, Н · м	4750
Максимальная скорость вращения, об/мин	30
Ход редуктора, мм	100
Масса оборудования, кг	480
Диаметр прокладываемого трубопровода, мм	324
Ширина установки, мм	830
Длина установки, мм	1880
Длина дополнительной рамы, мм	500, 2000, 3000
Расстояние от дна котлована до оси бурения, мм	360

Специальный инструмент, присоединенный к пилотной штанге, позволит разрушить старую стальную, чугунную или керамическую трубу с одновременным затягиванием новой трубы (так называемый метод санации разрушением). Возможность одной и той же установкой выполнять различные виды работ делает РВА-20 незаменимым помощником в бестраншейном строительстве.

Невозможность данного оборудования работать с дневной поверхности приводит к необходимости подготовки технологических и стартовых котлованов, что приводит к возникновению сложностей. В частности, в наиболее трудных горно-геологических условиях требуются дополнительные подготовительные работы, что негативно сказывается на производительности и эффективности установки.

В свою очередь, в устройстве установок ГНБ подобные ограничения отсутствуют. Исследуемые машины ГНБ применимы в эксплуатации труб длиной 50–1000 м. Технология ГНБ позволяет производить работы в труднодоступных территориях и стесненных условиях. Одно из главных преимуществ – возможность бурения не прямой скважины, т. е. имеющей искривления. Единой классификации машин ГНБ нет. Один из вариантов представлен в таблице 1.6. [15].

Таблица 1.6 – Классификация машин ГНБ

Тип буровой установки	Максимальная тяговая сила, кН	Максимальный крутящий момент, кН·м	Масса, т
Мини-	<100	7–13	<7
Миди-	100–400	15–30	7–25
Макси-	400–2500	25–100	25–55
Мега-	>2500	>100	>60

Данная буровая установка предназначена для бестраншейной прокладки коммуникаций и работает в два этапа:

1. Пилотное бурение: Сначала бурильная головка, установленная на конце бурильной штанги, прокладывает скважину по заданной траектории.

Тяговое усилие передаётся от установки к штанге. В процессе бурения (с вращением или без него) специальный измерительный локационный зонд контролирует и определяет местоположение бурильной головки.

2. Расширение и протягивание: После прокладки пилотной скважины, она расширяется, и в неё протягивается плеть трубы.

Для облегчения процесса бурения через отверстие в бурильной головке подаётся буровой раствор (как правило, на основе бентонитов и полимеров, реже — воды).

Установка Grundodrill JCS 130 (Германия), отнесенная к классу «миди» (рисунок 1.10, таблица 1.7 [16]), оснащена гидроударником, что позволяет ей работать даже в каменистых породах.



Рисунок 1.10 – Установка ГНБ Grundodrill JCS 130

Таблица 1.7 – Технические данные модели Grundodrill JCS 130

Технические данные	Параметры
Габаритные размеры, мм	8300×1900×3424
Масса, кг	11 830
Мощность двигателя установки, кВт	100
Прямое и обратное тяговое усилие, кН	130
Крутящий момент, max, Н·м	4500
Производительность бентонитового насоса, л/мин	190
Давление бентонита, атм	85
Диаметр скважины при прямой проходке, мм	100

Технические данные	Параметры
Длина скважины при прямой проходке, м	300
Диаметр скважины при расширении, мм	500

Во всех установках ГНБ применяют буровой раствор. Состав последнего определяют до начала выполнения работ по прокладке трассы исходя из инженерных изысканий о горно-геологических условиях на месте выполнения буровой скважины. Буровым раствором может служить как тиксотропный глинистый раствор на основе бентонита, так и полимерный раствор без содержания бентонита (например, при прокладке скважины через глину). В исключительных случаях может применяться морская вода с участием специальных добавок. Бентонит – это тонкодисперсная глина, которую в виде густой суспензии используют для приготовления буровых растворов. Свойства бурового раствора отражают такие показатели, как вязкость, плотность, реологические характеристики, толщина фильтрационной корки, активность ионов водорода, фильтрация.

Можно отметить следующие полезные свойства бурового раствора для работы установок горизонтально-направленного бурения:

- формирование и укрепление стенок скважины при продвижении бура и защита его от налипания грунта;
- защита стенок скважины от воды;
- уменьшение температуры и смазывание поверхности бура;
- удаление шлама при бурении.

Буровой раствор подбирается исходя из физико-химических свойств грунта для обеспечения устойчивости стенок скважины. Для мелкоземельных грунтов, к которым относятся глина, сланец, ил, используют смесь бентонита и полимеров; для крупнокомковых, в число которых включены гравий и песок, – бентонитовый раствор. Последний характеризуется показателем

предела текучести раствора, зависящего от концентрации бентонита в растворе (таблица 1.8) [2, 17].

Таблица 1.8 – Концентрация бентонита относительно гранулометрического состава грунта

Диаметр зерна, мм	Доля бентонита в 1 м ³ суспензии, кг	Доля воды на 1 м ³ суспензии, л	Концентрация бентонита, %
2,0	40	985	4
4,5	50	981	5
9,0	60	977	6
17,0	70	973	7
26,0	80	969	8
38,0	90	965	9
50,0	100	961	10

Имеет место корректировка состава бентонитового раствора в зависимости от технического задания проекта. Важное условие – поэтапный контроль вязкости и насыщенности буровой мелочью (не более 30 %) используемого раствора. Отработанный раствор проходит фильтрацию. В очищенном от мелочи виде с добавленным (при необходимости) бентоните раствор повторно используют в бурении, образуя замкнутый производственный цикл.

1.2. Анализ методов увеличения производительности технологического инструмента ГНБ

Анализ существующей техники ГНБ показал следующее.

1. Увеличение тягового усилия на установке позволяет повысить ее эффективность, но при этом происходит рост ее массово-габаритных характеристик.

2. Применение бурильных головок с различными устройствами, передающими вибрацию на корпус инструмента позволяет снизить тягового усилия на установке, в сравнении со статическим проколом.

3. Применение бурового раствора для проходки скважины позволяет снизить коэффициент трения, снизить время прокола, а также обеспечивает укрепление стенок скважины.

4. Самым эффективным решением считается применение установок, в которых используются вибрационные бурильные головки с подведением подачи бурового раствора в зону бурения при прокладке с инженерных коммуникации.

5. Новое техническое решение заключается в повышении энерговооруженности технологического инструмента за счет подведения к бурильной головке вибрационных колебаний, генератор которых встраивается в конструкцию самой головки. При этом в качестве источника энергии выступает поток промывочной жидкости, подаваемой при бурении.

Принцип работы встроенного генератора вибрационных колебаний (ВГВК) [15] заключен в преобразовании части энергии струи рабочей жидкости в энергию акустических волн. Работа встроенного в бурильную головку установки ГНБ генератора ГК основана на возбуждении вибраций в жидкости, возникающих в условиях взаимодействия вытекающей струи и препятствия с конкретными геометрическими параметрами (либо, в другом варианте, при принудительном периодическом прерывании потока струи рабочей жидкости). При этом процессе возникают вихреобразования, которые порождают кавитационные процессы [16–20].

Резонирующая пластина ВГВК испытывает максимальное давление на переднем крае, а при смещении от колеблющейся поверхности происходит

снижение нагрузки. При этом в пластинах ГК возникают нормальные волны трех типов:

- симметричные волны Лэмбла (имеют два вида смещений; при этом продольная деформация в направлении распространения волны значительно выше поперечной);
- антисимметричные волны Лэмбла (имеют два вида смещений; при этом поперечная деформация в направлении распространения волны значительно выше продольной);
- поперечные нормальные волны (соответствуют продольной стоячей волне).

При реальных условиях колебания пластины генератора без постоянного воздействия на нее бурового раствора, истекающего из насадки, постепенно бы затухли. Амплитуда колебаний постепенно снижалась бы из-за воздействия на нее сил трения [2, 20].

Кавитация как явление представляет собой появление разрывов сплошности жидкости, сопровождающееся появлением каверн с парами и/или газами. Кавитация возникает в моменте падения давления в области капельной жидкости ниже критического.

По происхождению кавитацию разделяют на гидродинамическую и акустическую. Разница здесь состоит в природе причины понижения давления. Гидродинамическая кавитация возникает при высоких местных скоростях в потоке движущейся жидкости, а акустическая – при акустических волнах. Разделение также может быть основано на размерах парогазовых пузырьков: при гидродинамической кавитации пузырьки большие, при акустической – нет.

Пузырьки имеют весьма нестабильную динамичную природу. Они увеличиваются, пульсируют и схлопываются. При схлопывании давление

в центре пузырька возрастает и формируется сферическая ударная волна [2].

Акустические колебания возникают в вязких средах при более высоких скоростях движения жидкости: чем выше вязкость, тем выше должны быть скорости. Данная зависимость обуславливается стабилизацией вязкости набегающего потока жидкости [19]. При совпадении частоты колебаний жидкости и собственных колебаний встроеной пластины возникает резонансное возбуждение. В данном случае через возбуждение изгибных колебаний создается вибрация пластины [21–27].

Основными элементами генератора ВК являются сопло и резонирующая пластина. Сопло, погруженное в жидкость, формирует мощную струю, которая направлена на консольно закрепленную пластину. Эта пластина вибрирует, что и вызывает кавитацию. (рисунок 1.11).



Рисунок 1.11 – Генератор вибрационных колебаний:

1 – струеформирующая насадка; 2 – резонирующая пластина

В соответствии с выводами, сделанными в рамках исследований Ши-Го-Бао [35], генератор ГК – работа системы основана на автоколебаниях, которые возникают в поверхностных волнах набегающей струи. Согласно

исследованиям, частота этих колебаний является постоянной величиной, не зависящей от следующих параметров:

- Размер струеформирующего устройства.
- Толщина пластины.
- Угол заострения пластины.

Определено, что на частоту работы пластины воздействуют глубина погружения и сопутствующий рост присоединенной массы. Установлено, что с некоторой неопределенной глубины влияние на частоту прекращается [28-34].

По результатам научной работы в области развития технологий ГНБ А. Б. Рогов сформулировал выводы из результатов своего диссертационного исследования по собственным частотам и формам колебаний пластин [36].

Резонирующие пластины работают в режиме автоколебаний, который возникает в процессе сложного воздействия обтекающей среды на пластину. Автоколебания пластины имеют свою частоту.

Место крепления пластины – это сечение, в котором проявляются наибольшие напряжения при ее колебаниях.

Добиться уменьшения нормальных напряжений в месте крепления пластины, возникающих из-за вибрации, можно, увеличив в корневом сечении пластины радиус скругления.

Наиболее точное описание протекающих физических процессов дает метод интерполяции диффузионных членов второго порядка. Это приводит к снижению схемной вязкости.

Увеличить скорость выполнения расчетов форм колебаний линейных колебательных систем можно за счет метода суперпозиции [37].

Этот метод позволяет моделировать колебания пластины. Исходные данные при расчете – это амплитуда и частота автоколебаний пластины, ее физико-механические свойства, расход и давление используемой жидкости.

В своих научных трудах В. В. Колесников [2] разработал математическую модель процесса работы пластины, встроенного в бурильный инструмент установки ГНБ генератора ГК. Основу математической модели, направленную на решение уравнения Навье – Стокса, составляет полуэмпирическая модель турбулентности. Вторая теория турбулентности Прантля легла в основу описания физических принципов генерации, набегающего потока рабочего раствора.

Расстояние конца пластины от отверстия насадки напрямую влияет на амплитуду колебаний вибрационной пластины. При определенном расстоянии могут возникать максимальные значения амплитуды колебаний, которые зависят от вязкости используемой жидкости, коэффициента расхода и давления в системе [32–38].

Работа породоразрушающего инструмента с генератором вибрационных колебаний за счет энергии колебаний, передаваемой на корпус, способствует движению крупинок грунта, уменьшая напряжение, действующее на корпус. Это позволяет снизить тяговое усилие на буровом инструменте.

1.3. Анализ рабочего инструмента машин ГНБ

Б. Ф. Белецкий в своих научных трудах неоднократно рассматривал существующие типы наконечников, используемых в установках ГНБ и прокола. Снижение сопротивления и сил трения в процессе прокола достигается с помощью специальных наконечников. Чаще всего применяются:

- Конусные наконечники (см. рисунок 1.12, *a–d*)
- Расширительные пояса с заглушками (см. рисунок 1.12, *p, ф*).

Также отмечается, что при небольшой длине прокола допускается использование открытой трубы (см. рисунок 1.12, к), без применения специализированных наконечников [2, 39].

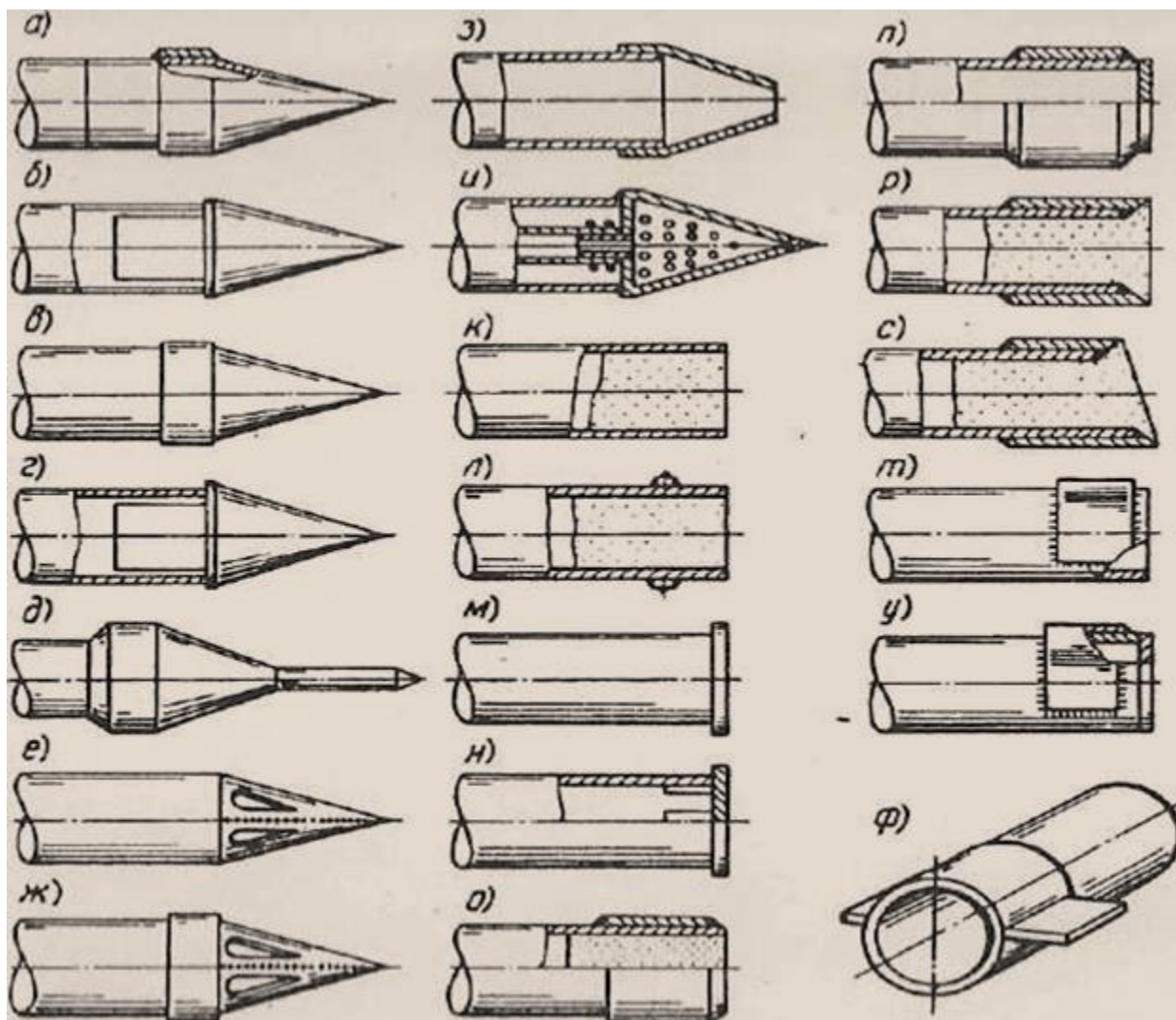


Рисунок 1.12 – Бурильные головки для прокладки труб способом прокола:

- | | |
|------|--|
| а–и | конусного типа |
| к, л | с открытым концом трубы |
| м | заглушка (приварная) |
| н | заглушка (съемная) |
| о | кольцевой нож с наружным скосом кромок |
| п | кольцевой нож с наружным скосом кромок и приварной заглушкой |
| р–ф | с кольцевым ножом |

Установки ГНБ известны широким диапазоном представленного бурового инструмента [2] (рисунок 1.13).



Рисунок 1.13 – Буровой инструмент установок ГНБ

Большинство используемых инструментов предназначены для бурения или обработки пород малой и средней крепости. Для разработки пород с высокой крепостью требуется усовершенствованный рабочий инструмент, функционирующий с применением энергии рабочей жидкости и создаваемой вибрацией.

Исходя из изложенного, ученые Д. А. Ермолин и М. М. Зайнашев создали гидромониторную бурильную головку (ГБГ) ГНБ (рисунок 1.14) [40]. Она обеспечивает управление отклоняющим воздействием на буровой снаряд в грунтах с прочными отложениями и повышает надежность направленного гидромониторного воздействия [2].

Техническое оснащение разработанной ГБГ позволяет решить поставленную техническую задачу по совершенствованию бурильной головки, работающей с твердыми породами. Важно отметить, что в данной установке есть ассиметричный скос в направляющей части, позволяющий выполнять

управление породоразрушающим инструментом. Гидромониторное сопло расположено параллельно асимметричному скосу и обеспечивает воздействие бурового раствора на грунт в месте воздействия на него буровым инструментом.

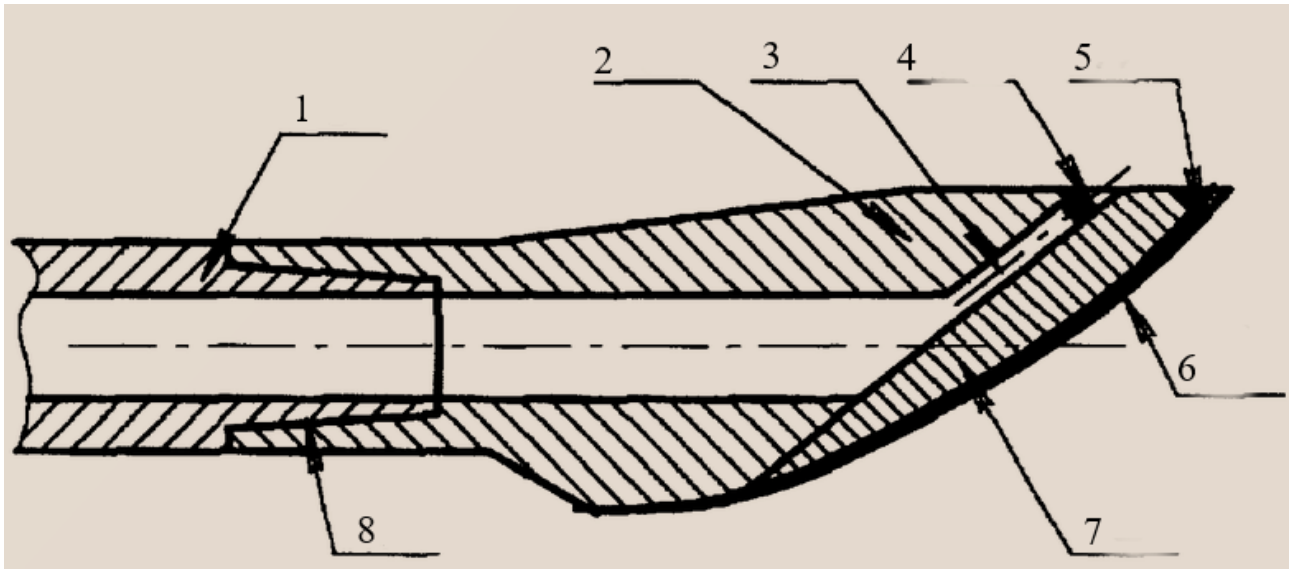


Рисунок 1.14 – Гидромониторная бурильная головка (ГБГ):

- | | |
|-------------------------------|--------------------------|
| 1- бурильная труба; | 2- калибрующая часть; |
| 3- вводной канал; | 4- сопло; |
| 5- зуб для разрушения породы; | 6- продольный скос; |
| 7- направляющая часть; | 8- резьбовое соединение; |

В области разработки ГБГ оставил свой след Д. Рольф. Разработанная им ГБГ (рисунок 1.15) [42] используется при бурении больших в диаметре подземных тоннелей.

ГБГ может вращаться вокруг своей оси при бурении скважины. Центральная часть корпуса имеет внутренний канал для подачи бурового раствора. Канал включает в себя два наклонных струеформирующих отверстия, угол их расположения составляет от 10 до 15 °С относительно оси корпуса. Противоположное расположение отверстий под подачу бурового раствора позволяет изменять ее направление движения.

Исполнения ГБГ отличаются друг от друга углами расположения дополнительных сопел, которые могут быть выполнены под углом 45° или 15° , а также количеством передних сопел.

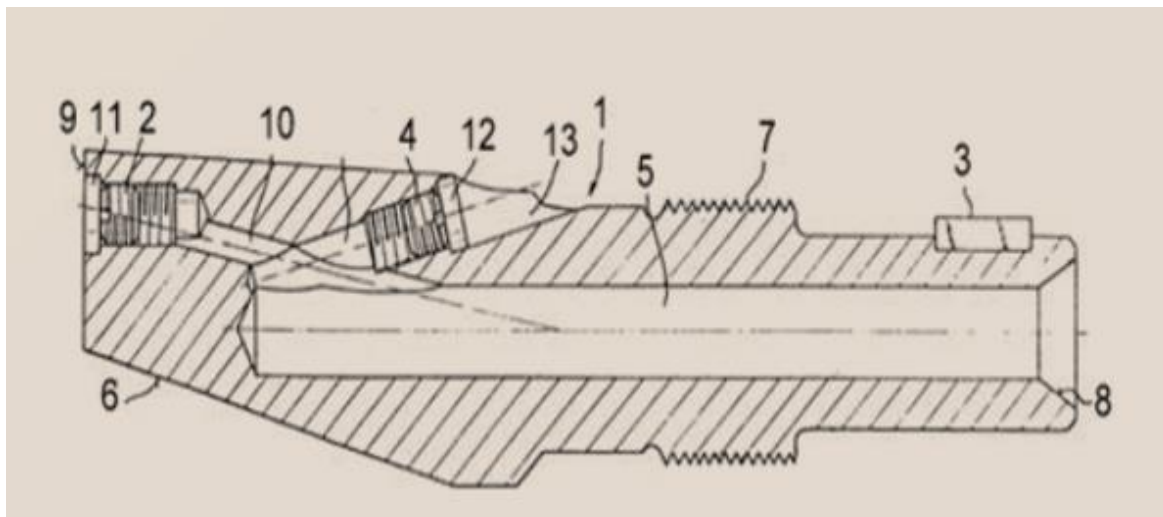


Рисунок 1.15 – ГБГ: 1 – бурильная головка; 2 – сопло переднее;
 3 – шпонка; 4 – струеформирующее сопло обратное;
 5 – осевой канал; 6 – передняя поверхность; 7 – резьба;
 8 – штуцер; 9 – рабочая кромка; 10 – канал;
 11, 12 – поднутрения; 13 – канал обратного сопла

Техническая идея данной ГБГ заключена в повышении эффективности установки путем облегчения маневрирования бурового инструмента. Она реализована за счет использования в конструкции породоразрушающего инструмента дополнительного сопла, направленного в обратную сторону от направления воздействия на грунт бурового инструмента. Данное сопло связано с осевым каналом, через который подается буровой раствор, что позволяет менять направление движения ГБГ.

Ученые СГТУ предложили свой инструмент для прокладки трубпроводов закрытым способом [43] (рисунок 1.16). Разработанный породоразрушающий инструмент состоит из пустотелого конусного рабочего наконечника. Внутри последнего установлен каток, выполняющий функцию

вибратора. Каток через водило шарнирно соединен с центральным стержнем.

В трубопроводе размещен электрический двигатель, приводящий в действие центральный стержень [2].

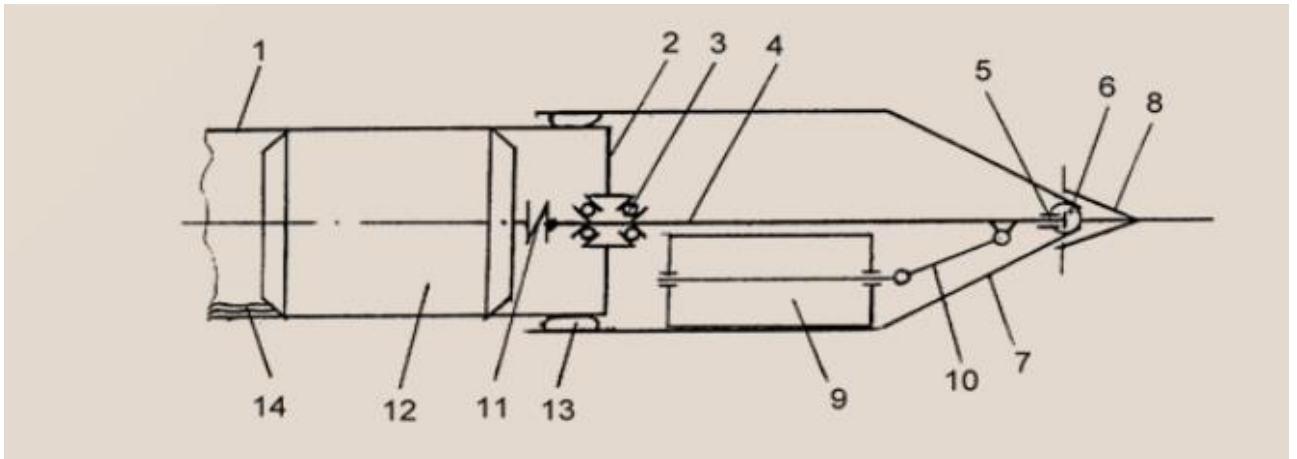


Рисунок 1.16 – Устройство для технологии прокола, разработанное на базе СГТУ:

- | | | |
|------------------------|--------------------|-----------------------|
| 1- трубопровод; | 2- фланец; | 3- опора; |
| 4- стержень; | 5- опора вращения; | 6- шаровая опора; |
| 7- рабочий наконечник; | 8- лидер; | 9- каток; |
| 10- водило; | 11- муфта; | 12- электродвигатель; |
| 13- уплотнение; | 14- кабель; | |

Электродвигатель вращает центральную ось бурильной головки, приводя в движение каток внутри пустотелого наконечника. Тем самым каток совершая вращения на поверхности инструмента возбуждает круговые колебания, частота [2], которых равна частоте вращения электродвигателя. Знакопеременное воздействие на частицы массива позволяет снизить сопротивления грунта проколу, увеличивая скорость бурения скважины.

Эффективность бурения твердых пород может быть повышена за счет применения вибрационно-вращательного способа бурения, что обусловлено приданием виброускорения породоразрушающему инструменту.

Синергия вибрационного и вращательного бурения скважины, заключается в объединении двух различных механизмов воздействия на грунт,

каждый из которых усиливает положительные свойства другого, что значительно улучшает общую производительность и эффективность процесса бурения. При этом вибрационное воздействие вызывает микро-колебания почвы, ослабляя связи между ее частицами, повышая хрупкость материала и облегчающее проникновение бурового инструмента, вращательное движение создает основное усилие резания, которое еще эффективнее воздействует на предварительно подготовленный грунт ускоряя прокладку скважины.

Кафедрой ГиСПС ТулГУ разработана конструкция рабочего органа для машины ГНБ – ГБГ со встроенным генератором ГК (рисунок 1.17) [46–50]. Устройство непосредственно предназначено для укладки трубопроводов в условиях, когда необходимо максимально сохранить окружающий ландшафт, а именно под автомобильными и железными дорогами и другими сетями коммуникаций. Кроме того, оно используется как головная часть установки ГНБ при бурении пилотной скважины совместно с буровыми растворами.

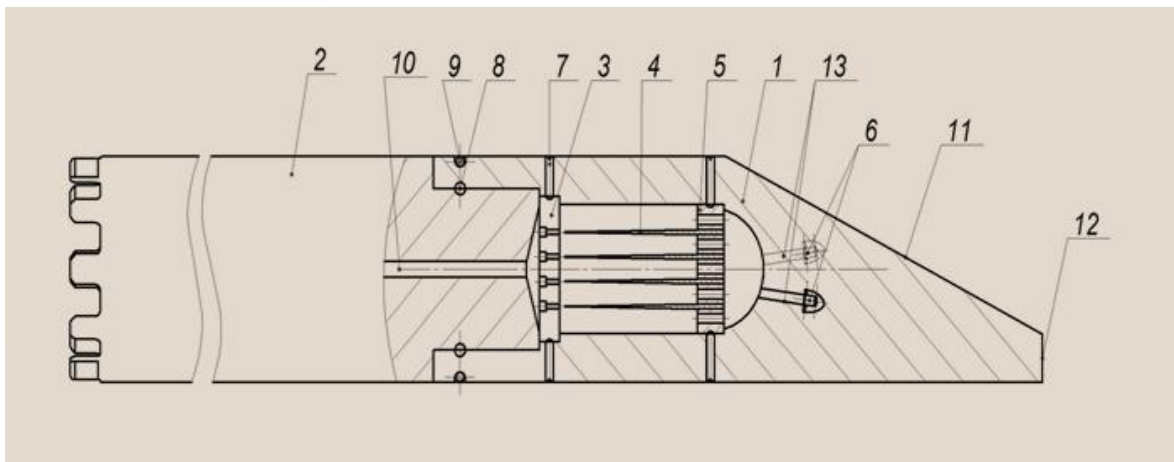


Рисунок 1.17 – ГБГ с установленным внутри генератором ГК [2]:

1 – корпус бурильной головки; 2 – хвостовая часть; 3 – диск с входными струеформирующими каналами; 4 – пластина; 5 – диск с выходными отверстиями; 6 – сопла; 7 – фиксирующие винты; 8 – штифт; 9 – обжимное кольцо; 10 – внутренний канал; 11 – управляющая поверхность; 12 – передняя поверхность; 13 – каналы [2, 41]

Задача повышения эффективности бурильного инструмента решается через расположение генератора ГК внутри головки ГБГ. Струеформирующие каналы расположены напротив пластин генератора ГК. Буровой раствор, подаваемый через струеформирующий канал, оказывает воздействие на пластину. Вокруг нее возникает кавитационная область, возбуждающая ее колебания, за счет чего вибрация передается на ГБГ [2, 41].

Идея заключается в том, что за счет возникающих колебаний корпуса ГБГ происходит динамическое воздействие на канал скважины и снижение тягового усилия на породоразрушающий инструмент. Это позволяет повысить его эффективность при использовании по более крепким породам.

Вместе с тем практическое внедрение такого инструмента затруднено отсутствием метода расчета и обоснования параметров конструкции бурильной головки и исполнения генератора вибрационных колебаний для конкретных условий применения и возможностей используемой машины ГНБ.

Всё вышеизложенное обуславливает необходимость проведения комплексных исследований, направленных на установление закономерностей, позволяющих обосновать конструктивное исполнение встроенного в бурильную головку генератора вибрационных колебаний для конкретных условий применения и с учетом возможностей имеющейся машины ГНБ.

1.4. Цели и задачи исследований

Цель исследования состоит в разработке метода расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ.

Поставленная цель достигается последовательным решением следующих задач:

1. Провести анализ развития и совершенствования рабочих органов машин ГНБ, а также методов повышения их производительности.

2. Исследовать ресурс работы и разработать имитационную модель функционирования резонирующих пластин генератора вибрационных колебаний для моделирования и экспериментального выявления закономерностей работы резонирующих пластин генератора вибрационных колебаний в зависимости от конструктивного исполнения.

3. Выполнить расчет конструктивных параметров, изготовить и испытать в условиях стенда опытный образец бурильной головки машины ГНБ с встроенным генератором вибрационных колебаний, оснащенным различными наборами резонирующих пластин и струеформирующих насадок для проведения стендовых испытаний.

4. Разработать метод расчета и проектирования конструктивных параметров бурильной головки с ВГВК, обосновать конструктивное исполнение гидродинамического инструмента и режимов работы машины ГНБ в конкретных условиях применения, обеспечивающих реализацию технологии ГНБ с максимальной энергоэффективностью.

2. МЕТОДИКА И ТЕХНИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

2.1. Параметры работы бурильной головки с ВГВК

Анализ литературных источников [2–50] показал, что работу породоразрушающего инструмента машины ГНБ с ВГВК можно описать следующим образом.

Энергия колебаний ВГВК через корпус ГБГ передается на грунт, приводя в движение его частицы, что повышает эффективность проходки пилотной скважины. Изменение структуры грунта оказывает существенное влияние и одновременно уменьшает напряжение, действующее на бурильную головку, из-за чего уменьшается также усилие, требуемое для разрушения массива [41]. По мере удаления от генератора вибрации площадь фронта волны деформации увеличивается. При этом, соответственно, уменьшается амплитуда колебаний.

При воздействии колебаний на отдельные зерна грунта происходит их движение с разной амплитудой. Существующее представление о воздействии вибрационных колебаний на грунтовый массив предполагает, что связи между частицами грунта ослабляются и даже разрушаются. Это объясняется различным поведением частиц разной плотности, формы, размеров под действием знакопеременной вибрационной нагрузки. Вследствие этого силы сопротивления грунта проникновению рабочего инструмента машин ГНБ снижаются.

Из-за колебаний нормального давления зерен грунта на прилегающие к ним другие зерна изменяется действительная сила трения между ними. При достаточной величине этого эффекта появляется дополнительная возможность вызвать смещение зерен под действием постоянной малой силы [41]. Кроме того, снижаются силы трения между частицами из-за высвобождения некоторого количества воды и проникновения ее между частицами.

Присутствие воды снижает трение и также способствует снижению силы подачи необходимой для производительной работы машины ГНБ [52–53].

Для характеристики процесса создания скважины требуемых размеров используют следующие параметры:

- длительность взаимодействия инструмента с грунтом;
- скорость проходки;
- усилие подачи.

Эти параметры являются характеристиками режима работы установки и регулируются изменением значений гидравлических параметров системы подачи установки, а также параметрами работы насоса подачи буровой смеси.

Для усилия подачи важными условиями являются расход и давление буровой смеси. В современных машинах значения этих характеристик находятся в интервалах: для давления от 0 до 100 атм.; для расхода – скоростью течения бентонита до 0,5 м/с. Таким образом, можно утверждать, что чем больше бентонита будет воздействовать на резонирующую пластину (расход) и чем выше будет давление потока, тем бóльшую мощность удастся преобразовать в мощность вибрационных колебаний. Из [33, 34] известно, что мощность, потребляемую гидродинамическим излучателем можно определить по формуле

$$W = 981 \cdot 10^{-4} P Q, \quad (2.1)$$

где P – давление бентонита, Па;

Q – объем бентонита, поступающего на торец пластины генератора, м³/с.

Усилия, прилагаемые к ГБГ с ВГВК, и тип проходимого грунта оказывают значительное влияние на скорость перемещения бурильной головки в скважине. Так как состав грунта может обладать различными свойствами (т. е. быть мягким и оказывать низкое сопротивление при проходке скважины, что позволит проводить проходку на значительное расстояние), а также быть прочным (т. е. обладать высоким сопротивлением проходке в месте воздействия ГБГ с ВГВК на грунт в непосредственной близости от сопла [54–57]).

Расчет расхода промывочной жидкости Q рассчитаем по формуле

$$Q = \frac{\pi \cdot d \cdot D_s^2}{4} (l + \delta) K_p, \quad (2.2)$$

D_s диаметр скважины, м;

l длина скважины, м;

δ увеличение длины скважины, м;

K_p коэффициент расхода, выраженный отношением объема прокачиваемого бурового раствора к выбуренной породе.

Для обеспечения полной очистки скважины от бурового шлама, коэффициент K_p определяется по таблице 2.1. Важно учитывать, что для крупных буровых установок («макси» и «мега») этот коэффициент необходимо корректировать на основе результатов фактических работ.

Таблица 2.1 – Коэффициент расхода промывочной жидкости для установок классов «мини» и «миди»

Тип грунта	Коэффициент расхода промывочной жидкости
Песок, гравий, скальная порода	2–3
Супесь, суглинок	3–4
Глина	3–4
Активная глина	≥ 6

Масса компонента бурового раствора (m_k) вычисляется по формуле:

$$m_k = Q \cdot c_k, \quad (2.3)$$

где c_k – концентрация компонента промывочной жидкости, кг/м³.

Подбор буровой установки для конкретного объекта производится на основании данных по типу, диаметру и длине предполагаемого к прокладке трубопровода, по инженерно-геологическим условиям строительства, с учетом

требований по обеспечению необходимых значений усилий тяги и крутящего момента [117]. Для должной проходки буровая установка должна обеспечивать усилие подачи P_T , кН, определяемое по формуле

$$P_T \geq k_1 \cdot P_{ГП}, \quad (2.4)$$

где k_1 – коэффициент запаса усилия подачи буровой установки, который для различных условий ведения работ может составлять от 1,5 до 2,5 [57];

$P_{ГП}$ – расчетное значение необходимого усилия для протягивания трубопровода, кН.

Крутящий момент и скорость вращения шпинделя обеспечивают мощность, передаваемую от буровой установки через штанги на буровую головку и расширитель (за исключением случаев, когда дополнительная мощность передается на буровой инструмент при использовании забойного двигателя).

Чтобы обеспечить разработку грунта при проходке пилотной скважины и ее расширении, буровая установка должна развивать крутящий момент M_b , кН · м, не менее следующего:

$$M_b \geq k_2 \sum M, \quad (2.5)$$

где k_2 – коэффициент запаса по мощности буровой установки, выбираемый в диапазоне от 1,2 до 1,5;

M – наибольшее расчетное значение суммарного крутящего момента для проходки пилотной скважины или расширения канала, кН · м [117];

Рабочий инструмент для бурения пилотной скважины выбирается исходя из состава грунтов. В случае грунтов категорий I–IV (землистые, мягкие) по буримости для механического вращательного бурения [58, 59] должны

применяются гидромониторные долота длиной от 300 до 1000 мм и диаметром от 40 до 200 мм. Гидромониторные долота отличаются числом и размерами промывочных насадок. Как правило, используют не более пяти насадок с раскрывающимся диаметром от 1 до 10 мм. Управляющая поверхность головки гидромониторного долота либо вся труба долота выполняются со скосом под небольшим углом для регулировки направления.

В случае грунтов категорий IV–VII (средней крепости) по буримости для механического вращательного бурения применяются шарошечные долота с гидромониторными насадками, которые способны механически разрушать горную породу. Для шарошечного долота рекомендуется использовать забойные двигатели [117].

Внедрение в грунт под действием усилия подачи вибрационного инструмента в виде рабочего наконечника со скосом, внутрь которого встроены ВГВК с колебаниями перпендикулярно оси проходки, представляет собой процесс бурения пилотной скважины ГБГ с ВГВК (рисунок 2.1).

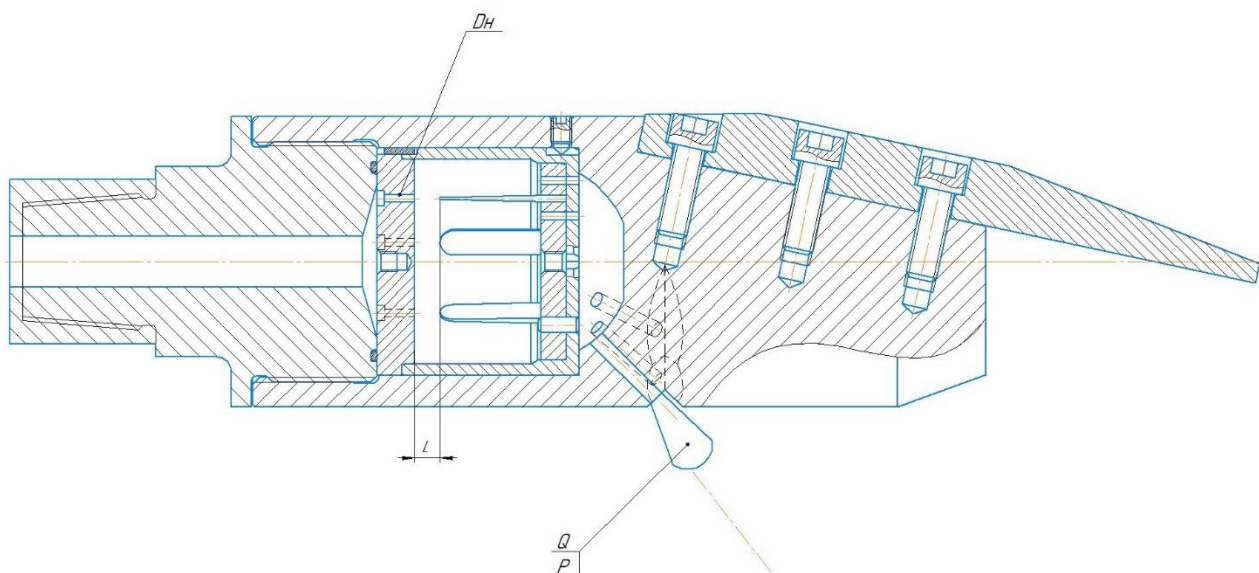


Рисунок 2.1 – Породоразрушающий инструмент с ВГВК

Исходя из поставленной цели исследований, факторами, влияющими на работу встроенного генератора колебаний и породоразрушающего инструмента в целом, следует признать:

- Q - расход промывочной жидкости, м³/с;
- P - давление промывочной жидкости, МПа;
- μ - вязкость промывочной жидкости, Па×с;
- D_n - диаметр насадки, м;
- S - площадь сечения насадки, м²;
- L - длина насадки, м;
- параметры формы и геометрические размеры пластины генератора.

Работа породоразрушающего инструмента с ВГВК оценивается по нескольким ключевым параметрам. Они включают:

- A – амплитуда колебаний пластины, м;
- ν – частота колебаний пластины, Гц;
- W – мощность, потребляемая гидродинамическим встроенным генератором колебаний, Вт;
- e – энергоемкость процесса бурения, кДж/м³;
- $e_{\text{ВГВК}}$ – энергоемкость процесса бурения с использованием встроенного генератора вибрационных колебаний, кДж/м³;
- $E = e / e_{\text{ВГВК}}$ – энергоэффективность применения инструмента с ВГВК.

2.2. Методика исследования ресурса работы пластин ВГВК

Для испытаний применялись образцы на усталость типоразмер 8 указанный на рис. 3.1. Партия образцов №11 из 6 штук подверглась испытаниям на многоцикловую усталость. Для определения предела

выносливости образцы попеременно подвергались циклической нагрузке. Количество циклов нагружение было принято 10×10^6 .

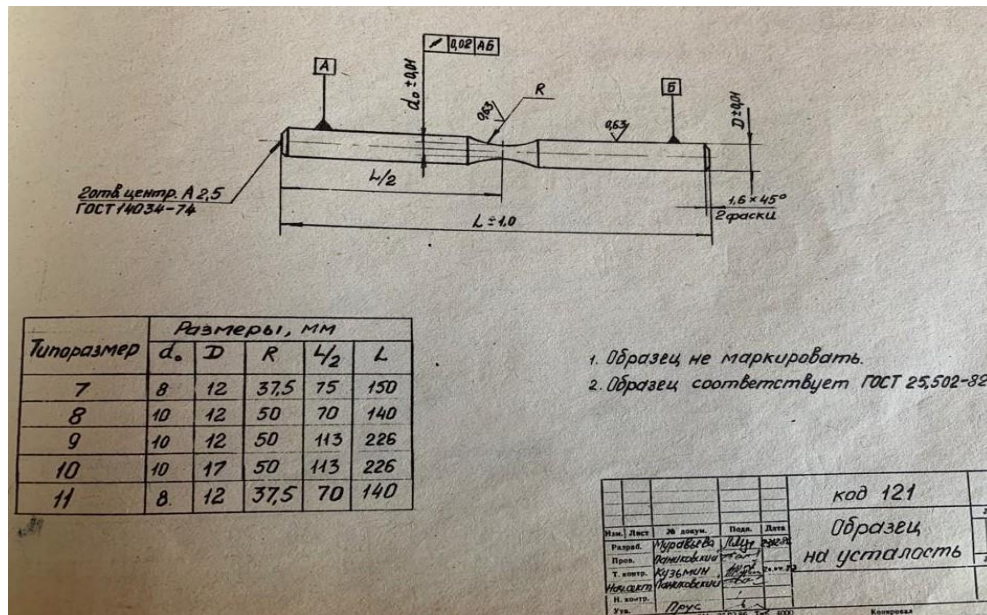


Рисунок 3.1 –Чертеж для испытаний на усталость

Машины МУИ-6000 (рисунок 3.2) предназначены для испытаний при чистом повторно-переменном изгибе; режим изменения напряжения в образце происходит по симметричному циклу.



Рисунок 3.2 – Машина для испытания на многоцикловую усталость МУИ-6000

При проведении исследований ресурса работы пластин генератора использовались образцы, подвергавшиеся предварительной термической обработке (ТО):

- отжигу;
- закалке в соляной ванне;
- отпуску.

Выбор режимов проведения ТО был выполнен на основе анализа исследований превращений в сталях, влияния скорости нагрева, максимальной температуры, времени выдержки при нагреве и скорости охлаждения [51].

Под закалкой понимают такую разновидность термической обработки, используемая для изменения свойств материалов. Процесс состоит из двух основных этапов:

1. Нагрев: Материал нагревается до температуры выше так называемой критической точки. Это температура, при которой внутренняя кристаллическая решетка материала претерпевает структурные изменения (полиморфное превращение).
2. Быстрое охлаждение: Затем материал резко охлаждают, обычно погружая в специальную среду, например, в масло. Это быстрое охлаждение "запирает" новую, высокотемпературную структуру, предотвращая её возвращение в исходное состояние.

В результате закалки материал становится более твёрдым и прочным, но при этом более хрупким. Чтобы снизить хрупкость, после закалки часто проводят отпуск.

От скорости охлаждения зависит результат закалки. Самые распространенные закалочные среды – это вода, масло, расплавленные соли. Различают три стадии начального, среднего и конечного периода охлаждения:

- пленочное кипение – образуется паровая пленка около охлаждаемой детали, что характеризует низкую скорость охлаждения;

- пузырьчатое кипение – возникает непосредственный контакт охлаждающей жидкости с изделием в результате разрушения паровой пленки, что увеличивает скорость охлаждения;

- конвективный теплообмен – температура детали ниже температуры кипения охлаждающей среды, скорость теплоотвода снижается. Охлаждение протекает с низкой скоростью.

Для снижения внутренних напряжений после закалки и повышения пластичности и вязкости был применен отпуск, при котором замечено небольшое по величине снижение твердости и прочности материала.

Отпуск предназначен для получения более высокой пластичности и снижения хрупкости материала при сохранении приемлемого уровня его прочности. В рамках отпуска изделие подвергается нагреву в печи до температуры от 150–260 до 370–650 °С с последующим медленным остыванием.

Нагрев под закалку может осуществляться в печах (газовых и электрических), соляных ваннах и установке ТВЧ [60-61].

2.2.1. Технологическое оборудование для проведения термической обработки

Для нагрева использовалась электрическая печь ПВП 300/12,5 «Накал» (рисунок 2.4). Это электрическая печь, оснащенная распашной дверью и выконтным подом. Нагрев печи и садки производится излучением и конвекцией от электронагревательных элементов, расположенных вдоль боковых стенок печи и пода. Температура и продолжительность нагрева под закалку зависят от вида обрабатываемых деталей и колеблются в пределах 860–950 °С; время составляет 1–2 часа. Рабочее пространство – 0,66×1,1×0,4 м, максимальная масса садки с оснасткой – 500 кг, $T_{\text{макс}} = 1250$ °С, мощность – 36 кВт, габариты 3,1×1,5×1,5 [62].



Рисунок 2.4 – Печь для отжига, нормализации и закалки
ПВП 300/12,5 «Накал». В качестве закалочных
сред использовалось масло

Масло широко применяется в качестве закалочной среды. Для закалки применялось индустриальное масло. Для более равномерной закаливаемости заготовок масло перемешивалось.

В работе использовался бак с маслом объемом 0,6 м³ (рисунок 2.5).



Рисунок 2.5 – Ванна закалочная ВМ 26.22.15/0,6

Ванна закалочная ВМ 26.22.15/0,6 имеет следующие характеристики [64-65]:

- длина 2600 мм;
- ширина 2200 мм;
- высота 1500 мм;
- масса садки 850 кг;
- среда закалки – масло.

В баках предусмотрены система перемешивания закалочной среды с помощью насосов и сопел, система удаления образующихся паров, решетка для сбора окалины, защитная крышка с автоматическим электроприводом, теплообменники для охлаждения закалочной среды. Баки с маслом дополнительно могут оснащаться системой пожаротушения с трубопроводом углекислого газа и насосами для откачки масла в течение 10 минут при аварийной ситуации. Температура в баках с водой регулируется в пределах 25–60 °С, а в баках с маслом – от 30 до 80 °С. Загрузка в баки осуществляется с помощью подвешного крана КМПЭД (10,0...2)×(12,0...26,0) и траверс.

2.2.2. Аналитическое и испытательное оборудование

Измерение замера твердости проводилось на твердомере Роквелла (HRC) Wilson R574T, представленном на рисунке 2.6.



Рисунок 2.6 – Твердомер Роквелла (HRC) Wilson R574T

Твердомер состоит из устройства приложения нагрузки и измерительного блока. Принцип действия прибора основан на статическом вдавливании наконечника – алмазного конуса Роквелла, с последующим измерением глубины внедрения наконечника. Затем значение глубины внедрения пересчитывается в значение твердости по Роквеллу и Супер-Роквеллу [66].

Допустимые пределы измерений на твердомере Роквелла с применением алмазного шарика – 20–67 единиц. Во время испытаний прибор был защищен от ударов и вибраций. Детали, заготовки, образцы лежали на столе-подставке устойчиво без смещения и прогиба во время испытаний. Твердомер Роквелла (HRC) Wilson R574T имел инвентарный номер 109414 (номер документа в государственном реестре С-ВТЖ/20-05-2021/64993292).

Подготовка и измерение твердости деталей или заготовок проведены после термической обработки. Место и количество точек измерений твердости определялись технологическим процессом. Поверхность в месте измерения образца, заготовки или детали была гладкой, ровной, свободной от окалины и других посторонних веществ (масла, грязи и т. д.). С целью снятия обезуглероженного слоя и для обеспечения необходимой шероховатости поверхности зачищались площадки для измерения твердости [108]. Схема измерения твердости по Роквеллу представлена на рисунке 2.7.

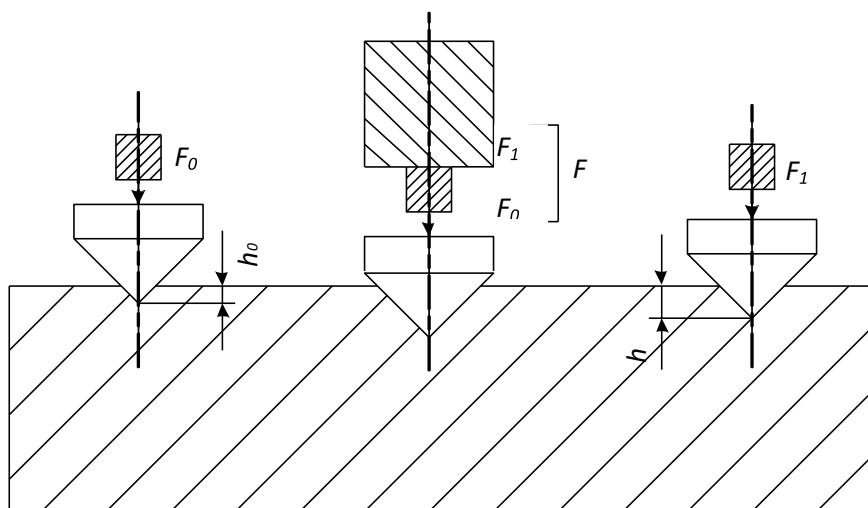


Рисунок 2.7 – Схема измерения твердости по Роквеллу

Вдавливание индентора осуществлялось действием двух последовательно прилагаемых нагрузок: предварительной F_0 и общей F :

$$F = F_0 + F_1, \quad (2.6)$$

где $F_0 = 10$ кгс; F_1 – основная нагрузка, равная 50, 90 или 140 кгс.

Для измерения микротвердости применялся микротвердомер ПМТ-3М. Принцип его работы заключается во вдавливании алмазного наконечника (пирамиды) в исследуемый образец при заданной нагрузке с последующим измерением линейной величины диагонали полученного отпечатка.

Используемый при исследованиях микротвердомер представлен на рисунке 2.9.

Для проведения испытания образцов материалов на растяжение использовали разрывную машину. Приложенная нагрузка, создаваемая машинами, деформирует испытуемый образец. При этом производили измерения значения величины этой нагрузки и соответствующей ей величины деформации образца.

Для определения предела прочности при растяжении образцы нагружали с постоянной скоростью растяжения вплоть до их разрушения [69].



Рисунок 2.9 – Микротвердомер ПМТ-3М

Машина для испытаний конструкционных материалов И2143М показана на рисунке 2.10. [68].



Рисунок 2.10 – Машина для испытаний конструкционных материалов И2143М

Для испытаний на растяжение были использованы плоские образцы типа II (см. ГОСТ 11704–84) с размерами $3,0 \times 20 \times 200$ мм. Длина рабочей части составила 80 мм. Записывалась диаграмма нагружения «усилие P – перемещение захвата w ». Точность измерения усилия составила 0,5 %.

Определение среднего размера зерна провели по методике, предусмотренной ГОСТ 5639–82 «Стали и сплавы. Методы выявления и определения величины зерна» [118].

2.3. Методика проведения стендовых испытаний по проверке работоспособности и оценке резонансных характеристик бурильной головки

Стендовые испытания по проверке работоспособности и сравнительной оценке резонансных характеристик опытного образца головки машины ГНБ с ВГВК, идущим в комплекте со сменными корпусами, оснащенными

различными наборами вибрационных пластин и струеформирующих насадок, были проведены на стенде (рисунок 2.11), представляющем собой насосную станцию высокого давления мультипликаторного типа 1, емкость с грунтом 2 и подвижную каретку 3 с возможностью крепления испытуемого образца породоразрушающего инструмента 5 со встроенным генератором вибрационных колебаний различного исполнения 6, осуществляющую рабочие перемещения вдоль поверхности грунта посредством гидроцилиндра 4 с задаваемой скоростью.



Рисунок 2.11 – Стенд для испытаний опытного образца бурильной головки с ВГВК в комплекте со сменными корпусами, оснащенными различными наборами резонирующих пластин [67].

В ходе стендовых испытаний регистрируются следующие показатели:

• P	давление на рабочем гидроцилиндре, МПа;
• t	время работы стенда, с;
• $L_{б.г}$	длина, бурильной головки с ВГВК, м.
• Q	расход промывочной жидкости, м ³ /с;
• P	давление промывочной жидкости, МПа;
• μ	вязкость промывочной жидкости, Па×с;
• S_n	площадь сечения насадки, м ² ;

Ведется наблюдение характеристик истечения струй из бурильной головки.

Расход промывочной жидкости определялся [64] по формуле

$$Q = S_n b \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} k, \quad (2.7)$$

где S_n – площадь канала, м²;

ΔP – разность давления в канале, МПа;

ρ – плотность бурового раствора, кг/м³;

k – коэффициент, зависящий от количества каналов;

b – суммарный коэффициент расхода насадки, характеризующий ее геометрию:

$$b = \varphi \varepsilon, \quad (2.8)$$

где φ – коэффициент гидравлического сопротивления, его значения колеблются в пределах (0,7–0,98);

ε – коэффициент объемного сжатия струи:

$$\varepsilon = \frac{f'_0}{f_0}, \quad (2.9)$$

где f'_0 – площадь поперечного сечения струи на выходе из бурильной головки, м²;

f_0 – площадь поперечного сечения струи до выхода из бурильной головки (численно равна площади канала диска) [109-110].

Коэффициент объемного сжатия струи для насадок с профилируемой формой может приближаться к единице. Значение суммарного коэффициента расхода в конструкциях каналов варьируется от 0,55 до 0,95.

Измеряются характеристики вибрации с разными исполнениями встроенных генераторов вибрационных колебаний:

- P – давление на рабочем гидроцилиндре, МПа;
- L_3 – расстояние от струеформирующей насадки [67] до резонирующей пластины ВГВК, м;

- A – амплитуда колебаний резонирующей пластины ВГВК, м. [70-77].

Исследования проводились на опытном образце бурильной головки с ВГВК.

При экспериментальных исследованиях использовались породные массивы со свойствами, указанными в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Свойства породного массива

Характеристика грунта	Ед. изм.	Номер образца		
		1	2	3
Коэффициент сопротивления уплотнению $\delta_{упл}$	кПа	430	250	180

Конструкция вибрационной пластины ВГВК, принятая к испытаниям, представлена на рисунке 2.12.

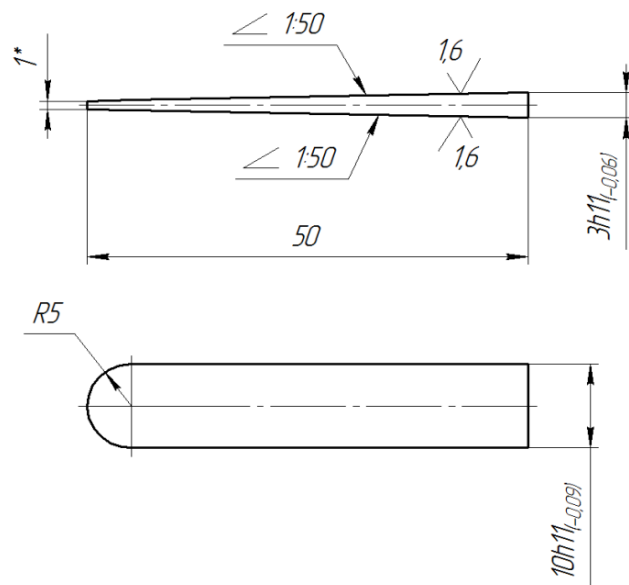


Рисунок 2.12 – Вибрационная пластина ВГВК

Исследование процесса работы бурильной головки со встроенным внутрь генератором ГК проходило с помощью экспериментально-статистического метода [2]

2.4. Методика расчета усталостной прочности вибрационной пластины

Вибрационные пластины ВГВК были проанализированы с помощью программной платформы Ansys Workbench. Для анализа физических процессов было выполнено конечно-элементное моделирование (КЭМ), что позволило оценить параметры напряженно-деформированного состояния пластин ВГВК.

Для анализа параметров напряженно-деформированного состояния использовался модуль Harmonic Response.

Выбор условий нагружения и математической модели бурильной головки с ВГВК, обеспечивающей наиболее близкие параметры к реальным физическим процессам, протекающим в ней, позволит нам получить максимально достоверный результат. Принимаем линеаризованную КЭМ для модели бурильной головки с ВГВК, в которой осуществляется гармоническое кинематическое воздействие на конструктивные элементы КЭМ. В качестве критерия, который соответствует физическому процессу, принимаем колебания управляющей поверхности бурильной головки с амплитудой движения в размере от 1,5 до 2,2 мм (данные по амплитуде перемещения получены экспериментальным путем).

Целью данного моделирования является получение представления о возможной долговечности вибрационных пластин ВГВК при разных схемах кинематического воздействия на бурильную головку [63] и определения необходимости конструктивных изменений данных вибрационных пластин.

Расчеты выполняем на нескольких построенных КЭМ бурильных головок с ВГВК. Их различие заключается в конструктиве вибрационных пластин. КЭМ бурильной головки показан на рисунке 2.13. Схемы кинематического воздействия на бурильную головку представлены в таблице 2.3.

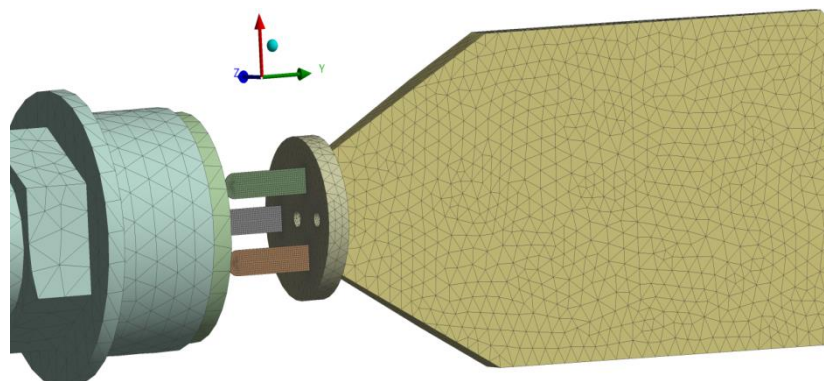


Рисунок 2.13 – КЭМ бурильной головки

Таблица 2.3 – Схемы кинематического воздействия на бурильную головку

Номер схемы	Вид воздействия на ГБГ	Амплитуда колебаний ГБГ, мм	Геометрия вибрационной пластины	Коэффициент демпфирования
а	На средство соединения	2,2	Исходная геометрия	0,03
б	То же	1,5	То же	0,03
в	»	2,2	»	0,03
г	На корпус	1,5	»	0,03
д	На средство соединения	2,2	-0,2 мм по нормали с каждой стороны, т. е. от толщины 0,6 идет переход к толщине 2,6	0,03
е	На корпус	2,2	-0,2 мм по нормали с каждой стороны, т. е. от толщины 0,6 идет переход к толщине 2,6	0,03
ж	На средство соединения	2,2	Вместо угла 1:50 угол наклона составляет 1:66, т. е. от толщины 1,0 идет переход к толщине 2,5 мм	0,03
з	На корпус	2,2	Вместо угла 1:50 угол наклона составляет 1:66, т. е. от толщины 1,0 идет переход к толщине 2,5 мм	0,03

Схемы кинематического воздействия КЭМ приведены на рисунках 2.14 и 2.15.

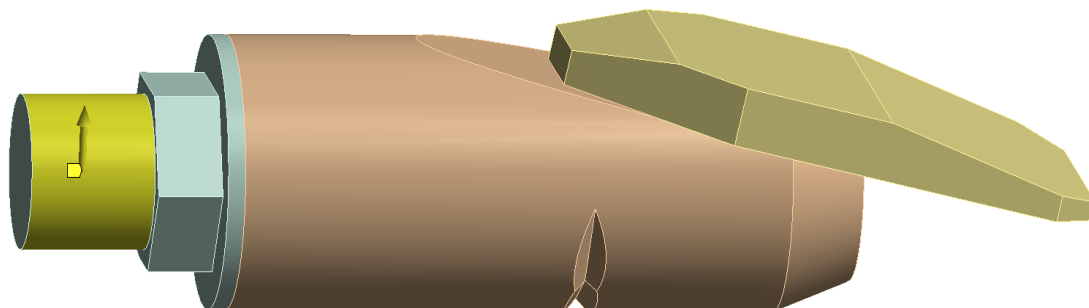


Рисунок 2.14 – Схема кинематического воздействия для КЭМ (а), (б), (д), (ж)

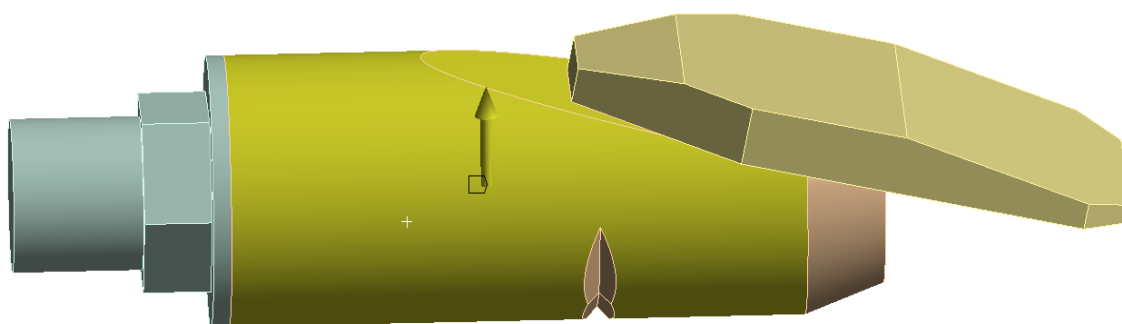


Рисунок 2.15 – Схема кинематического воздействия для КЭМ (в), (г), (е), (з)

Математическая модель оценки долговечности вибрационных пластин бурильной головки с ВГВК представляет собой вид степенной зависимости без учета участка для напряжений цикла ниже предела выносливости материала ($\sigma < \sigma_{-1}$):

$$N(\sigma) = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^m, \quad (2.10)$$

где N_0 – базовое число циклов испытаний (база испытаний);

σ_{-1} – предел выносливости материала, соответствующий значению напряжений цикла, обеспечивающих неразрушение на базе испытаний N_0 с 50%-ной вероятностью;

m – эмпирический показатель степени (определяется для двух значений σ и соответствующим им N в многоцикловой области) [63].

2.5. Выводы по главе 2

1. Определены факторы и показатели, определяющие и характеризующие работу бурильной головки со встроенным генератором ГК.

2. Разработана методика исследования ресурса работы пластины колебателя в зависимости от свойств используемого материала.

3. Разработана методика проведения стендовых испытаний по проверке работоспособности и оценке резонансных характеристик бурильной головки.

4. Разработана методика расчета усталостной прочности пластины резонатора бурильной головки.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЛАСТИН ГЕНЕРАТОРА ВИБРАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ

3.1. Определение усталостной прочности вибрационных пластин ВГВК

В исследованиях механических свойств вибрационных пластин ВГВК использовались пластины трех исполнений: из сталей 60С2А, 65Г и 65С2ВА. Выбор марок сталей для изготовления экспериментальных образцов был обусловлен тем, что все эти стали относятся к рессорно-пружинным и по своим свойствам не только отличаются высоким качеством, повышенной твердостью и упругостью, но и необычной легированной конструкцией. Кроме того, при изготовлении экспериментальных образцов пластин использовались различные режимы термообработки, что также фиксировалось и учитывалось при выработке рекомендаций по конструктивному исполнению этих ключевых, определяющих ресурс работы всей бурильной головки, деталей. Перечень исследуемых образцов приведен в таблице 3.1.

ТО по режиму 1:

Закалка в соляной ванне:

- температура посадки не более 860 °С;
- нагрев до $T = 860\text{--}870$ °С;
- выдержка с получением температуры 1 мин;
- охлаждение в масле, качать

Отпуск в электропечи:

- температура посадки не более 300 °С;
- нагрев до $T = (350\text{--}370)$ °С;
- выдержка при максимальной температуре не менее 4 ч;

- охлаждение на воздухе

ТО по режиму 2:

Отжиг в электропечи:

- температура посадки не более 600 °С;
- нагрев до $T = 650\text{--}670$ °С;
- выдержка при максимальной температуре 30 мин;
- охлаждение с печью со скоростью 50 °С/ч до температуры 280 °С и далее на воздухе

Закалка в соляной ванне:

- температура посадки не более 860 °С;
- нагрев до $T = 860\text{--}870$ °С;
- выдержка при максимальной температуре 1 мин;
- охлаждение в масле, качать

Отпуск в электропечи:

- температура посадки не более 400 °С;
- нагрев до $T = 400\text{--}420$ °С;
- выдержка при максимальной температуре не менее 4 ч;
- охлаждение на воздухе [63].

Таблица 3.1 – Перечень исследуемых образцов

Номер образца	Марка материала	Состояние
1	65С2ВА	ТО по режиму 2
2	65С2ВА	ТО по режиму 2
3	65С2ВА	ТО по режиму 1
4	65С2ВА	ТО по режиму 1
5	65С2ВА	Состояние поставки
6	65С2ВА	Состояние поставки
7	65Г	Состояние поставки
8	65Г	Состояние поставки
9	60С2А	ТО по режиму 2
10	60С2А	ТО по режиму 2
11	60С2А	ТО по режиму 2
12	65Г	ТО по режиму 1

Продолжение таблицы 3.1 – Перечень исследуемых образцов

13	65Г	ТО по режиму 1
14	60С2А	Состояние поставки
15	60С2А	Состояние поставки
16	60С2А	ТО по режиму 1
17	60С2А	ТО по режиму 1
18	65Г	ТО по режиму 2
19	65Г	ТО по режиму 2

3.1.1. Результаты исследования вибрационных пластин ВГВК из стали 60С2А

Повышение пластичности резонирующих пластин ВГВК, выполненных из стали 60С2А, может быть осуществлено путем их термической обработки (ТО). Таким образом, в рамках диссертационной работы проведены исследования образцов вибропластин, находящихся в трех разных состояниях, непосредственно связанных с режимами ТО.

Так, в таблице 3.2 представлены показатели (средние значения двух образцов) механических характеристик исследуемых образцов.

Таблица 3.2 – Механические характеристики стали 60С2А

Характеристика	Образцы № 14, 15	Образцы № 16, 17	Образцы № 9, 10	ГОСТ 14959–16
σ_b , МПа	564	1382	1221	1570
$\sigma_{0,2}$, МПа	417	1250	850	1375
δ_5 , %	3,4	2,7	1,1	6*
Твердость, HRC	27	43,5	29–39	
K_δ	0,3616	0,3628	0,3658	0,3565
σ_{-1} , МПа	339	832	739	937
П	1,32	1,08	1,42	1,08

Примечания: 1. Приведено значение δ_5 , которое при данном уровне показателя в первом приближении можно считать равным δ_4 [95].
2. П – параметр пластичности.

Для сравнения в таблице 3.2 представлены данные для в стали 60С2А, по ГОСТ 14959–2016.

Хорошо известен факт, что усталостная прочность деталей машин, подверженных вибрационным нагрузкам, во многом зависит от прочности материала, пластичности и чувствительности деталей к концентраторам напряжений – возникающим в процессе работы трещинам.

Таким образом, при расчете усталостной прочности резонирующей пластины особое внимание было уделено оценке характеристик материала. Наравне с общеизвестными показателями пластичности δ и Ψ рассмотрены иные, учитывающие сопротивление деформации [117], например, коэффициент пластичности K_δ [101-102] (3.1):

$$K_\delta = (1 - \delta)^{1/\delta}. \quad (3.1)$$

По формуле 3.1 вычислим значения, K_δ полученные экспериментальным путем для образцов № 14, 15:

$$K_\delta = (1 - 0,034)^{1/0,034} = 0,966^{29,411} = 0,3615$$

По формуле 3.1 вычислим значения, K_δ полученные экспериментальным путем для образцов № 16, 17:

$$K_\delta = (1 - 0,027)^{1/0,027} = 0,973^{37,037} = 0,3628$$

По формуле 3.1 вычислим значения, K_δ полученные экспериментальным путем для образцов № 9, 10:

$$K_\delta = (1 - 0,011)^{1/0,011} = 0,989^{90,909} = 0,3658$$

По формуле 3.1 вычислим значения, K_δ по ГОСТ 14959–16:

$$K_\delta = (1 - 0,06)^{1/0,06} = 0,94^{16,666} = 0,3565$$

Исходя из приведенных данных (таблица 3.2, рисунок 3.1) и расчетов видно, что наибольшим параметром пластичности обладает сталь 60С2А при ТО по режиму 2 для образцов №№ 9, 10. Выявленный факт позволяет говорить о наименьшей чувствительности к концентраторам напряжения подобных образцов из общего числа исследуемых пластин.

При этом ТО по ГОСТ 14959–16 дает наименьшее значение коэффициента пластичности.

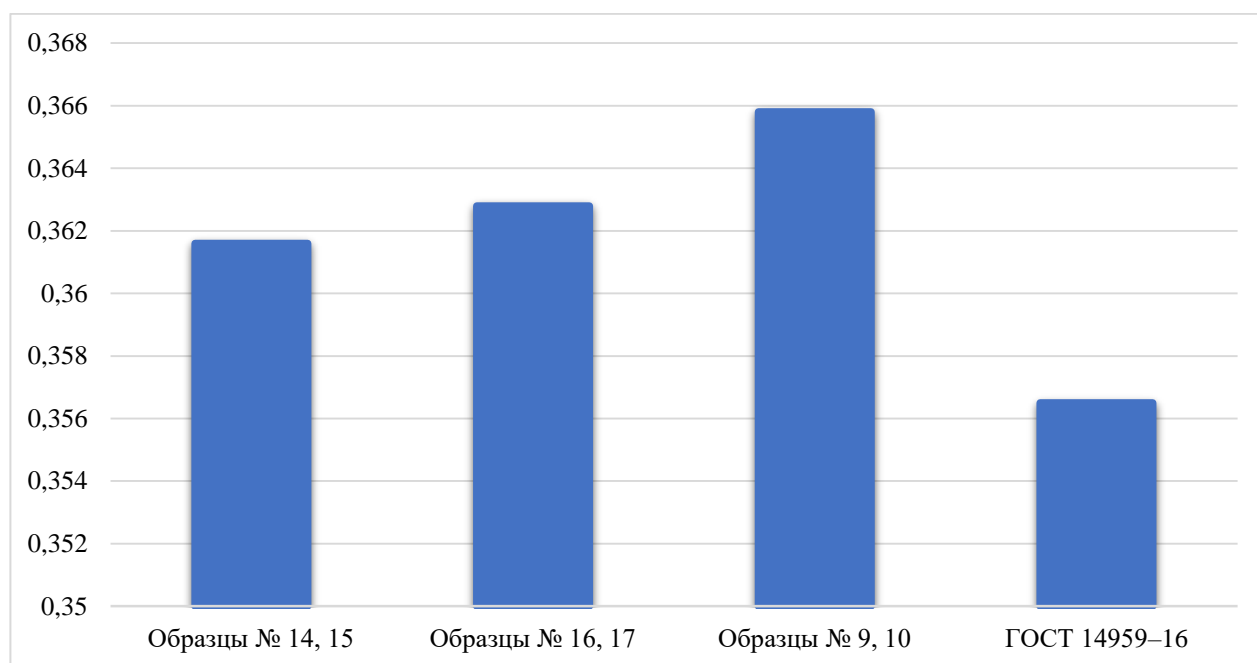


Рисунок 3.1 – Сравнительная характеристика коэффициента пластичности K_δ вибрационных пластин из стали 60С2А

Кроме того, в таблице 3.2 приведены значения предела выносливости σ_{-1} для рассматриваемых режимов ТО, величина которого определялась из соотношения [117]

$$\sigma_{-1} = K_\delta^{0,5} \cdot \sigma_b \quad (3.2)$$

По формуле 3.2 вычислим значения σ_{-1} полученные экспериментальным путем для образцов № 14, 15:

$$\sigma_{-1} = K_\delta^{0,5} \cdot \sigma_b = 0,3615^{0,5} \cdot 564 = 339 \text{ МПа}$$

По формуле 3.2 вычислим значения σ_{-1} полученные экспериментальным путем для образцов № 16, 17:

$$\sigma_{-1} = K_{\delta}^{0,5} \cdot \sigma_b = 0,3628^{0,5} \cdot 1382 = 832 \text{ МПа}$$

По формуле 3.2 вычислим значения σ_{-1} полученные экспериментальным путем для образцов № 9, 10:

$$\sigma_{-1} = K_{\delta}^{0,5} \cdot \sigma_b = 0,3658^{0,5} \cdot 1221 = 738 \text{ МПа}$$

По формуле 3.2 вычислим значения σ_{-1} по ГОСТ 14959–16:

$$\sigma_{-1} = K_{\delta}^{0,5} \cdot \sigma_b = 0,3565^{0,5} \cdot 1570 = 339 \text{ МПа}$$

Следует отметить, что оба образца вибрационных пластин, подвергнутых ТО, демонстрировали повышение предела выносливости стали 60С2А по отношению к состоянию поставки более чем в 2 раза, что говорит о возможности увеличения их ресурса работы.

ТО по ГОСТ 14959–16, отличающегося высоким уровнем предела прочности, дает и более высокий уровень предела выносливости, однако параллельно присутствующий низкий показатель пластичности несколько уменьшает положительное влияние выявленного положительного фактора из-за большей восприимчивости к концентраторам различного вида происхождения [117].

Дополнительно определен параметр пластичности Π (3.3), характеризующий восприимчивость пластин к концентраторам напряжений (трещинам):

$$\Pi = \frac{\sigma_b}{\sigma_{0,2}} - \delta. \quad (3.3)$$

По формуле 3.3 вычислим значения Π полученные экспериментальным путем для образцов № 14, 15:

$$\Pi = \frac{\sigma_b}{\sigma_{0,2}} - \delta = \frac{564}{417} - 0,034 = 1,32$$

По формуле 3.3 вычислим значения Π полученные экспериментальным путем для образцов № 16, 17:

$$\Pi = \frac{\sigma_b}{\sigma_{0,2}} - \delta = \frac{1382}{1250} - 0,027 = 1,08$$

По формуле 3.3 вычислим значения Π полученные экспериментальным путем для образцов № 9, 10:

$$\Pi = \frac{\sigma_b}{\sigma_{0,2}} - \delta = \frac{1221}{850} - 0,011 = 1,43$$

По формуле 3.3 вычислим значения Π по ГОСТ 14959–16:

$$\Pi = \frac{\sigma_b}{\sigma_{0,2}} - \delta = \frac{1570}{1375} - 0,06 = 1,32$$

Кроме того, в таблице 3.2 приведены значения предела выносливости σ_{-1} для рассматриваемых режимов ТО, величина которого определялась из соотношения [95].

Значение параметра Π приведено в таблице 3.2 и на рисунке 3.2. Видно, что наибольшее его значение зафиксировано для образцов № 9 и 10 (сталь 60С2А, ТО по режиму 2).

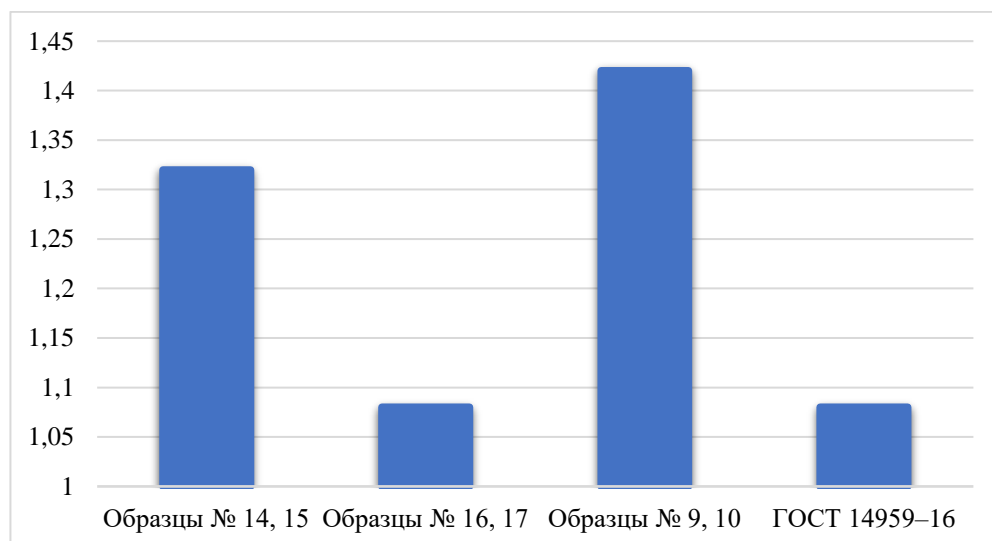


Рисунок 3.2 – Сравнительная характеристика параметра пластичности Π вибрационных пластин из стали 60С2А

3.1.2. Результаты исследования вибрационных пластин ВГВК из стали 65Г

Аналогично разделу 3.1.1 настоящего диссертационного исследования проверялись варианты повышения пластичности образцов пластин ВГВК, выполненных из стали 65Г и находящихся в трех состояниях в зависимости от заданного режима ТО.

В таблице 3.10 представлены показатели (средние значения двух образцов) механических характеристик исследуемых образцов.

Таблица 3.10 – Механические характеристики пластин генератора (сталь 65Г)

Характеристика	Образцы № 7, 8	Образцы № 12, 13	Образцы № 18, 19	ГОСТ 14959–16
σ_b , МПа	650	1571	1001	980
$\sigma_{0,2}$, МПа	510	1217	750	785
δ_5 , %	4,1	1,7	1,2	12
Твердость, HRC		52	42	
K_δ	0,3602	0,3647	0,3656	0,3446
σ_{-1} , МПа	390	948	605	575
Π	1,27	1,29	1,33	1,25

Кроме того, в таблице 3.10 приведены значения предела выносливости σ_{-1} для рассматриваемых режимов ТО, величина которого определялась из соотношения [95]

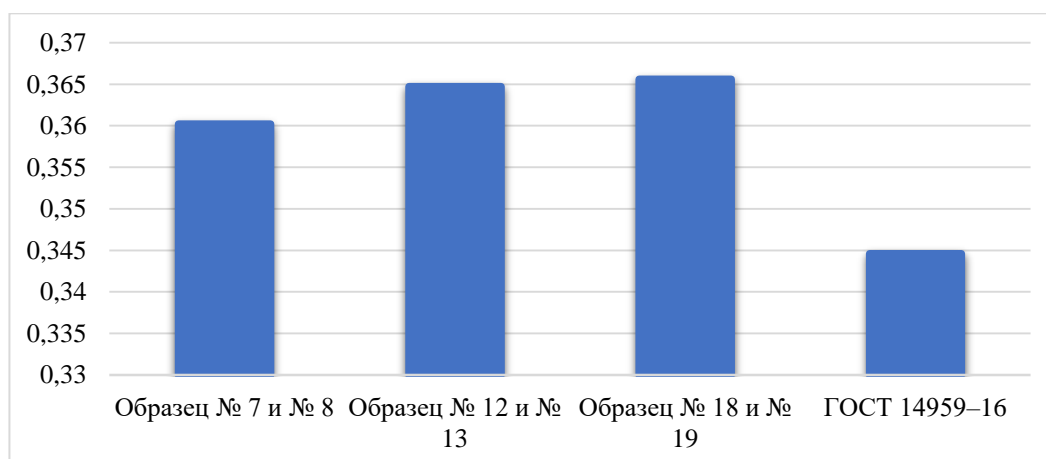


Рисунок 3.7 – Сравнительная характеристика коэффициента пластичности K_{δ} вибрационных пластин ВГВК из стали 65Г

Следует отметить, что оба режима ТО обеспечивают повышение более чем в 2 раза предела выносливости стали 65Г по отношению к состоянию поставки, что говорит о более высоком ресурсе работы деталей (резонатора в частности), прошедших ТО.

ТО по ГОСТ 14959–16 путем обеспечения высокого уровня предела прочности формирует более низкий уровень предела выносливости, оказывая при этом негативное влияние из-за большей восприимчивости к концентраторам [117] (трещинам).

Наибольшее значение параметра пластичности Π (таблица 3.10 и рисунок 3.8) отмечено при ТО образцов №№ 18, 19 (сталь 65Г) по режиму 2.

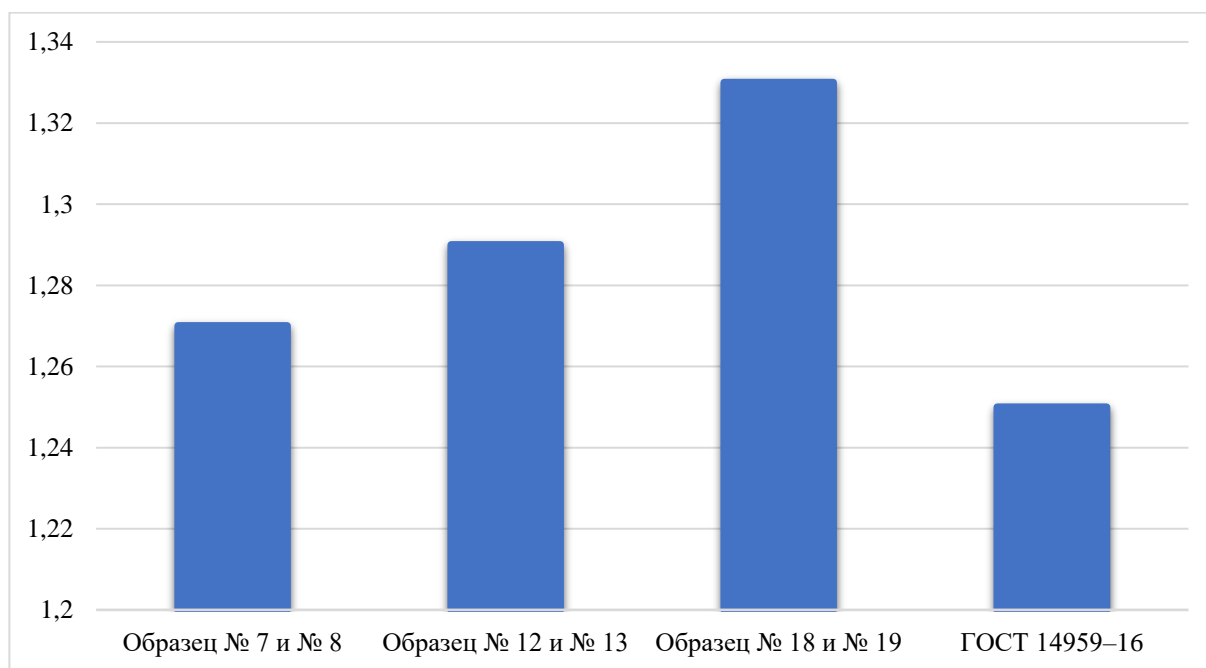


Рисунок 3.8 – Сравнительная характеристика параметра пластичности Π вибрационных пластин ВГВК из стали 65Г

3.1.3. Результаты исследования вибрационных пластин ВГВК из стали 65С2ВА

Проведено исследование образцов, выполненных из стали 65С2ВА и находящихся в зависимости от выбранного режима ТО в трех различных состояниях.

В таблице 3.15 представлены показатели (средние значения двух образцов) механических характеристик исследуемых образцов. При этом для наглядного отображения разницы в проводимых режимах ТО в таблице 3.18 приведены данные для стали 65С2ВА, прошедшей ТО по ГОСТ 14959–2016.

Результаты анализа и расчета позволяют говорить о схожести режимов ТО и поставки (таблица 3.15, рисунок 3.11), при этом наибольшее значение параметра пластичности Π достигается при ТО в режиме 2 стали 65С2ВА у образцов №№ 18,19, в связи с чем можно сделать вывод о снижении чувствительности данного вида стали к различного рода концентраторам.

ТО по ГОСТ 14959–16 дает наименьшее значение коэффициента пластичности.

Таблица 3.15 – Механические характеристики вибрационных пластин ВГВК из стали 65С2ВА

Характеристика	Образцы № 5, 6	Образцы № 3, 4	Образцы № 1, 2	ГОСТ 14959–16
σ_b , МПа	673	1905	1492	1860
$\sigma_{0,2}$, МПа	520	1510	1132	1665
δ_5 , %	1,8	1,3	1,2	5
Твердость, HRC		51	40–43	
K_δ	0,3645	0,3654	0,3656	0,3584
σ_{-1} , МПа	406	1151	902	1113
Π	1,29	1,26	1,32	1,12

Примечание: приведено значение δ_5 , которое при данном уровне показателя в первом приближении можно считать равным δ_4 [95].

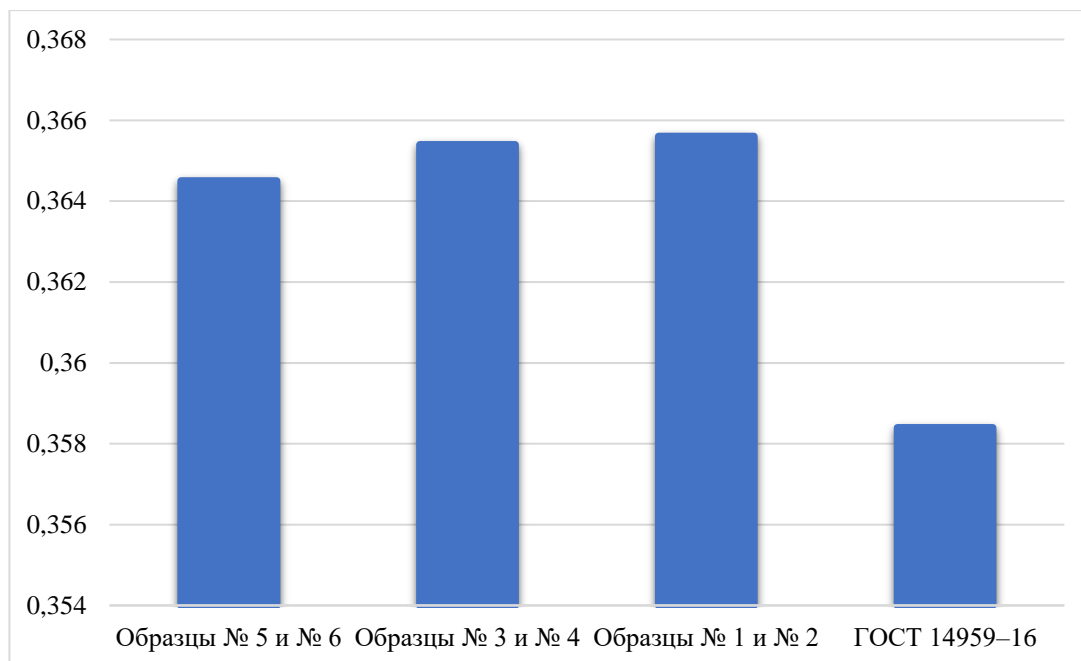


Рисунок 3.11 – Сравнительная характеристика коэффициента пластичности K_δ вибрационных пластин ВГВК из стали 65С2ВА

Кроме того, в таблице 3.15 приведены значения предела выносливости σ_{-1} для рассматриваемых режимов ТО.

Исследуемые режимы ТО обеспечивают повышение более чем в 2 раза предела выносливости стали 65С2ВА по отношению к состоянию поставки, что позволяет сделать вывод об увеличенном ресурсе деталей, прошедших ТО. ТО по ГОСТ 14959–16 обеспечивает при высоком уровне предела прочности высокий уровень предела выносливости и одновременно низкий – пластичности.

Значение параметра Π приведено в таблице 3.15 и на рисунке 3.12. Видно, что наибольшее значение параметра пластичности реализуется при ТО стали 65С2ВА по режиму 2 для образцов № 1 и 2.

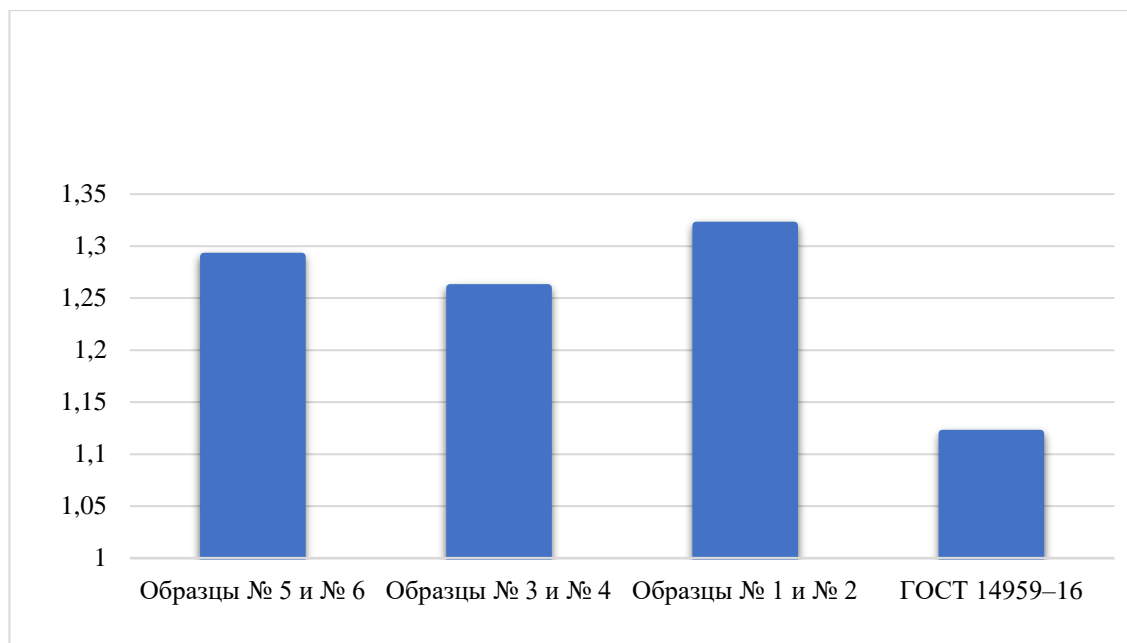


Рисунок 3.12 – Сравнительная характеристика параметра пластичности Π вибрационных пластин ВГВК из стали 65С2ВА

3.1.4. Результаты исследования свойств вибрационных пластин

Проведенные исследования вибрационных пластин ВГВК из сталей марок 60С2А, 65Г и 65С2ВА с разными режимами ТО показали, что наиболее предпочтительным режимом ТО является режим 2, характеризующийся следующим образом:

- Отжиг в электропечи: температура посадки не более 600 °С, с последующим нагревом до $T = 650\text{--}670$ °С и выдержкой при максимальной температуре в течение 30 минут. Охлаждение с печью со скоростью 50 °С/ч до температуры 280 °С и далее на воздухе.

- Закалка в соляной ванне: температура посадки не более 860 °С, с последующим нагревом до $T = 860\text{--}870$ °С и выдержкой при максимальной температуре в течение 1 минуты. Охлаждение в масле, качать.

• Отпуск в электропечи: температура посадки не более 400 °С, с последующим нагревом до $T = 400\text{--}420$ °С и выдержкой при максимальной температуре не менее 4 часов [117]. Охлаждение на воздухе.

При данном режиме наблюдается самый высокий показатель пластичности у исследуемых образцов, что свидетельствует о наименьшей чувствительности к концентраторам напряжения пластин генератора.

Данные таблицы 3.16 и рисунков 3.13, 3.14 показывают, что из исследуемых вибрационных пластин ВГВК наиболее высокими характеристиками пластичности обладает пластина из стали 60С2А.

Таблица 3.16 – Механические характеристики вибрационных пластин ВГВК из различных марок сталей

Характеристика	Исполнения резонирующих пластин из стали		
	65Г	60С2А	65С2ВА
Предел прочности σ_b , МПа	1001	1221	1492
Условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа	750	850	1132
Относительное удлинение при разрыве δ_5 , %	1,2	1,1	1,2
Твердость, НРС	42	29–39	40–43
Коэффициент пластичности K_δ	0,3656	0,3658	0,3656
Предел выносливости σ_{-1} , МПа	605	739	902
Параметр пластичности П	1,33	1,42	1,32

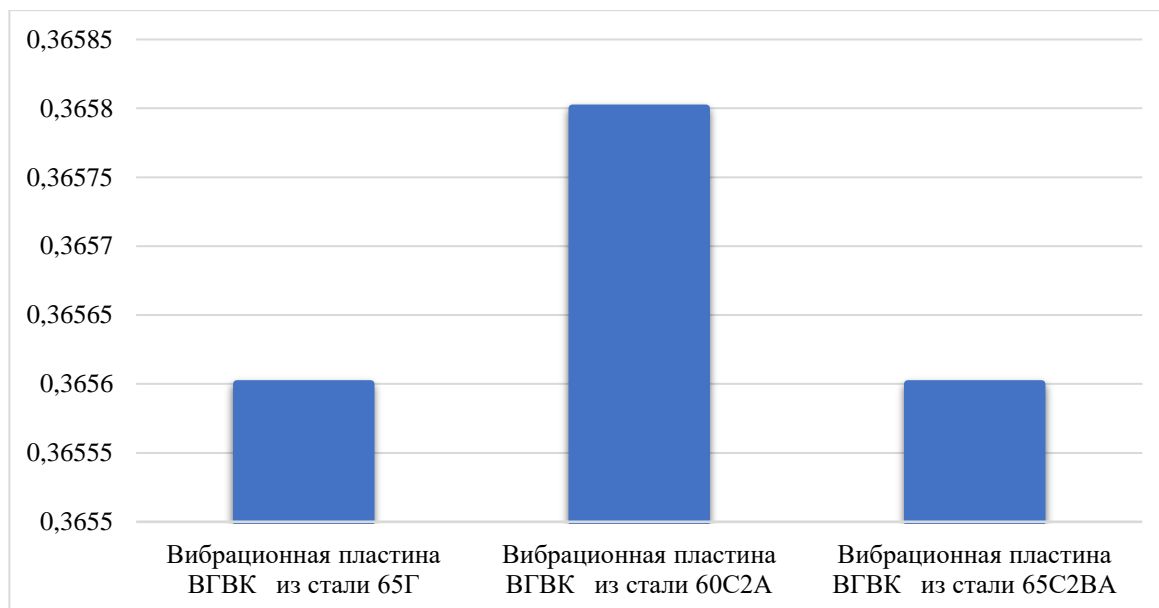


Рисунок 3.13 – Сравнительная характеристика коэффициента пластичности K_{δ} вибрационных пластин ВГВК из различных марок сталей

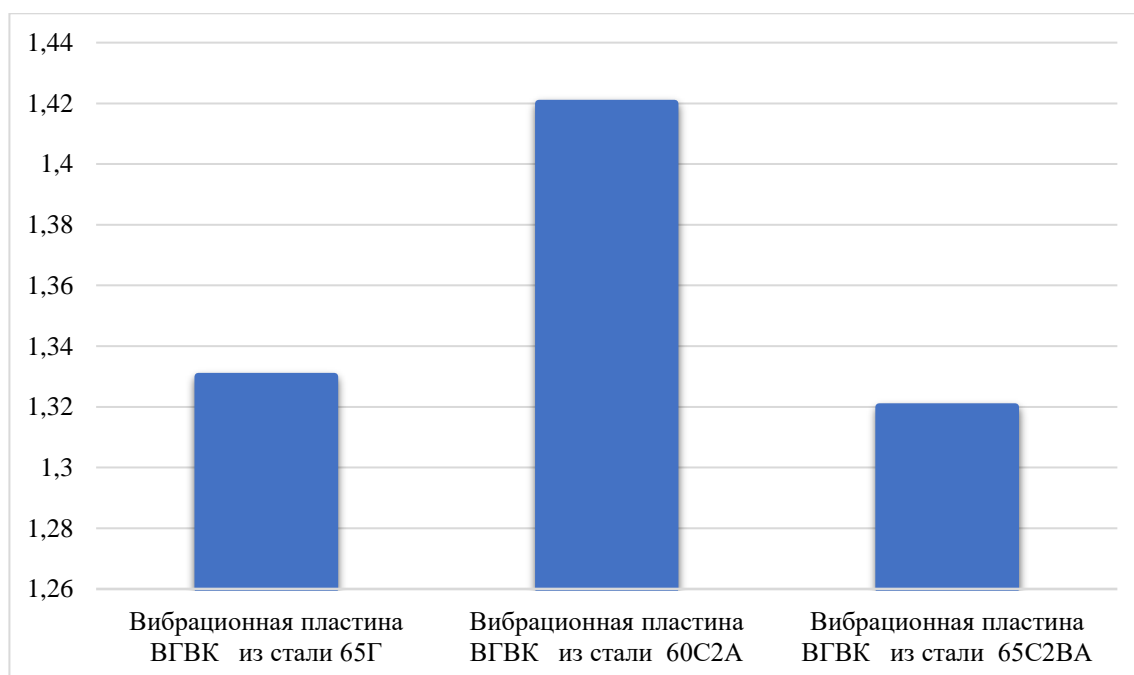


Рисунок 3.14 – Сравнительная характеристика параметра пластичности Π вибрационных пластин ВГВК из различных марок сталей

Поэтому для дальнейших исследований на многоцикловую усталость при чистом повторно-переменном изгибе выбираем образцы вибрационных пластин ВГВК из стали 60С2А, подвергнутые термической обработке по режиму 2.

3.2. Результаты стендовых испытаний опытного образца бурильной головки

Стендовые испытания по проверке работоспособности и сравнительному анализу резонансных характеристик опытного образца бурильной головки установки ГНБ со встроенным внутрь ВГВК в комплекте со сменными корпусами, оснащенными различными наборами пластин и струеформирующими насадок, были проведены на стенде (рисунок 3.15), представляющем собой насосную станцию высокого давления мультипликаторного типа *1*, емкость с грунтом *2* и подвижную каретку *3* с возможностью крепления испытуемого образца породоразрушающего инструмента, осуществляющую рабочие перемещения вдоль поверхности грунта посредством гидроцилиндра *4* с задаваемой скоростью [67].



Рисунок 3.15 – Стенд для испытаний опытного образца бурильной головки с ВГВК в комплекте со сменными корпусами, оснащенными различными наборами пластин



Рисунок 3.16 – Стенд для испытаний опытного образца бурильной головки с грунтом



Рисунок 3.17 – Стенд для испытаний опытного образца бурильной головки с грунтом

Результаты проведенных испытаний подтвердили работоспособность разработанного бурильного инструмента и позволили определить резонансные режимы работы ВГВК (таблица 3.17).

Таблица 3.17 – Резонансные режимы работ ВГВК

№ п/п	Кол-во насадок	Резонансная частота, Гц	Амплитуда колебаний, мм
1	2	1340	2,0
2	3	1450	1,5
3	4	1260	2,1
4	5	1380	2,2

Итого можно сделать вывод о том, что наименьшая энергоемкость породоразрушающего инструмента, имеющего в конструкции ВГВК, достигается при определенных режимах, зависящих от работы насосного оборудования машины.

Экспериментальные данные легли в основу последующих расчетов долговечности пластин таких генераторов.

На рисунке 3.16 представлены изготовленный опытный образец бурильной головки с ВГВК (рисунок 3.16, а) и корпуса генераторов с количеством резонирующих пластин в 5, 4, 3 и 2 (рисунок 3.16, б–д).

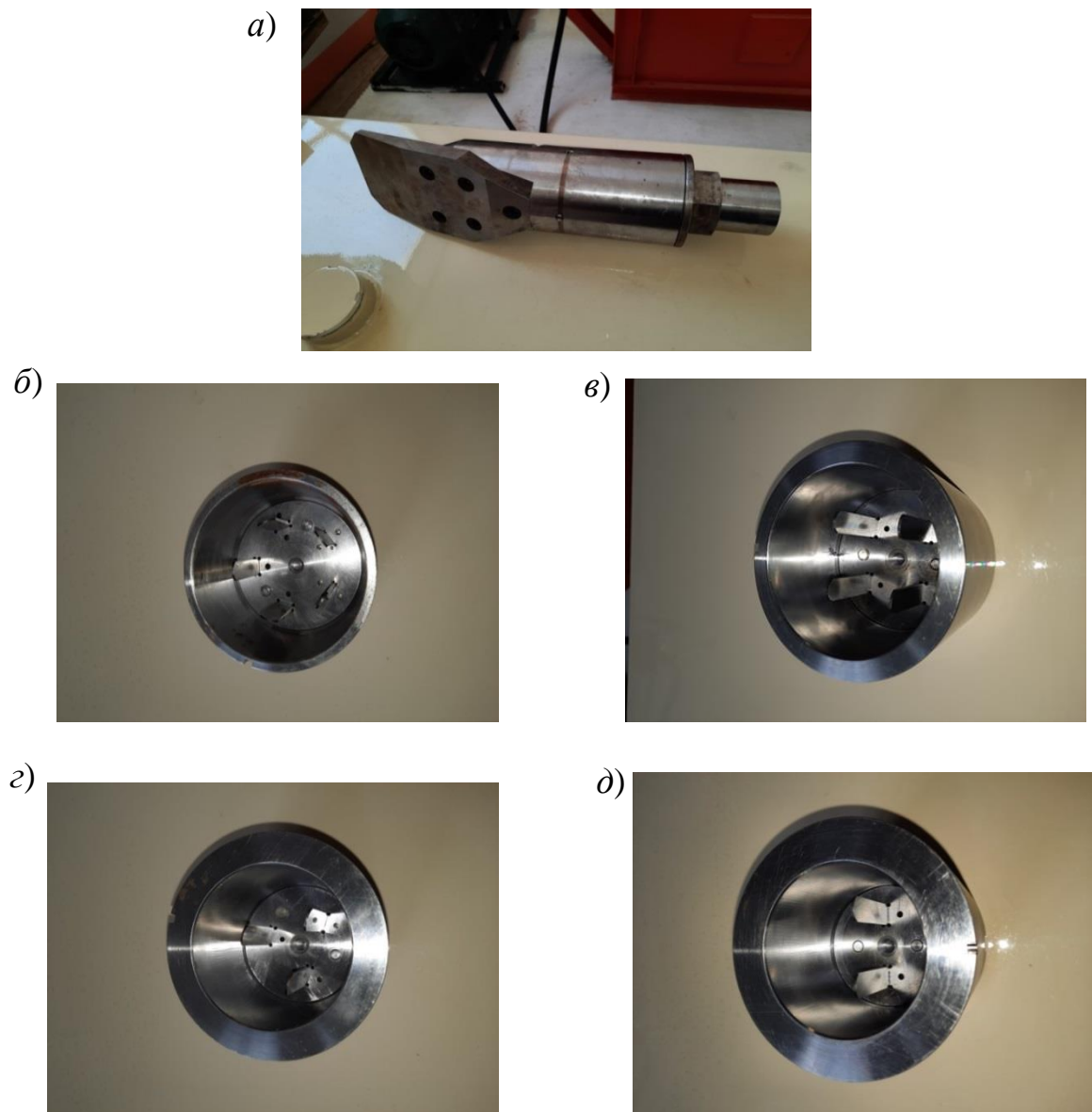


Рисунок 3.16 – Опытный образец рабочей головки ВГВК: *a* – в сборе;
б – с пятью пластинами; *в* – с четырьмя пластинами;
г – с тремя пластинами; *д* – с двумя пластинами

На рисунке 3.17 показана амплитудно-частотная характеристика работы генератора гидродинамических колебаний при подаче бурового раствора.

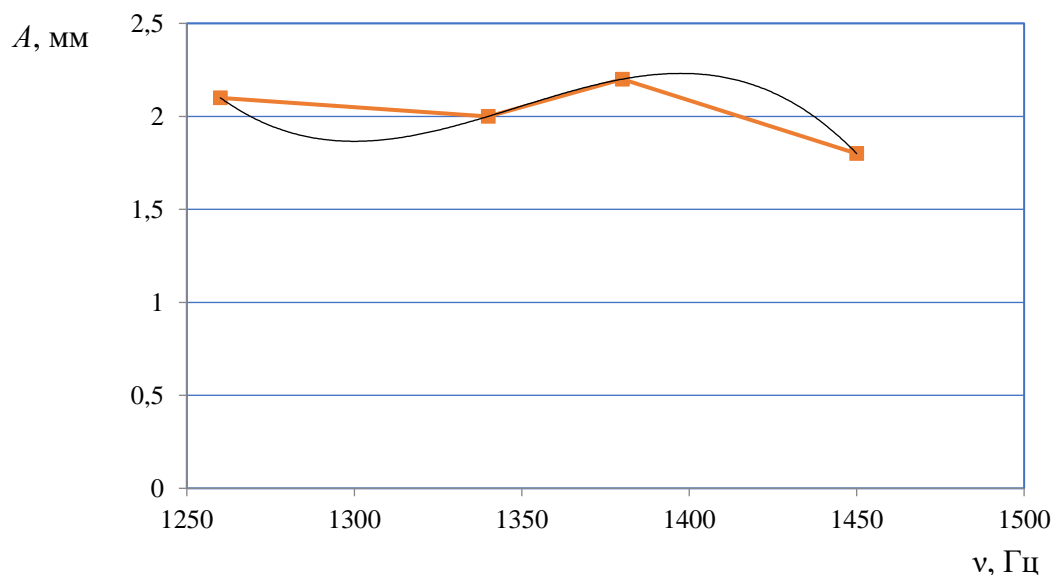


Рисунок 3.17 – Амплитудно-частотная характеристика работы ВГВК

Анализ представленных на рис. 3.17 экспериментальных данных позволил получить аппроксимирующую кривую и формулу для расчета амплитуды колебаний вибрационных пластин в зависимости от резонансной частоты:

$$A = -0,1 \cdot 10^{-5} \cdot \nu^3 + 0,0032\nu^2 - 4,288\nu + 1924,8, \quad (3.6)$$

где A – амплитуда колебаний пластины, мм; ν – резонансная частота, Гц.

3.3. Анализ усталостной прочности вибрационной пластины ВГВК

Анализ циклической прочности вибрационных пластин генератора бурильной головки выполнен на основе экспериментальных данных по амплитудам их колебаний.

Конструкция бурильной головки, работа которой основана на принципе Польшмана – Яновского, подразумевает, что пластины под воздействием струи рабочей жидкости входят в резонанс (так как в струе жидкости происходят автоколебания давления), а резонанс в пластинах вызывает вибрацию корпуса и лопатки бурильной головки, вследствие чего значительно снижается усилие сопротивления в процессе основной работы бурильной установки.

Целями анализа являются:

- оценка долговечности вибрационных пластин ВГВК при работе в резонансном режиме;
- проработка плана мероприятий по доработке конструкции вибрационных пластин ВГВК.

Исходные данные для оценки усталостной прочности вибрационных пластин ВГВК приняты на основе экспериментальных данных с аналогичными конструкциями бурильных головок. Согласно указанным исходным данным, диапазон амплитуд колебаний кончика пластины (представляет собой пластинку толщиной 2,5 мм и площадью поперечного сечения 71,5 мм²) составляет от 1,5 до 2,2 мм на резонансной частоте в зависимости от формы насадки.

В целях анализа нагрузок выполнена предварительная оценка давлений, действующих на вибрационные пластины ВГВК, для которой существуют экспериментальные данные.

В результате определено, что для обеспечения колебаний исходной вибрационных пластин ВГВК на 5,5 мм необходимо создать давление 395 кПа.

Примечание. При расчете значение относительного коэффициента демпфирования принято 0,04 (от критического).

Для оценки параметров напряженно-деформированного состояния, реализующихся в пластине генератора, построена конечно-элементная модель в программном комплексе Ansys Workbench. Эта модель представлена на рисунке 3.18.

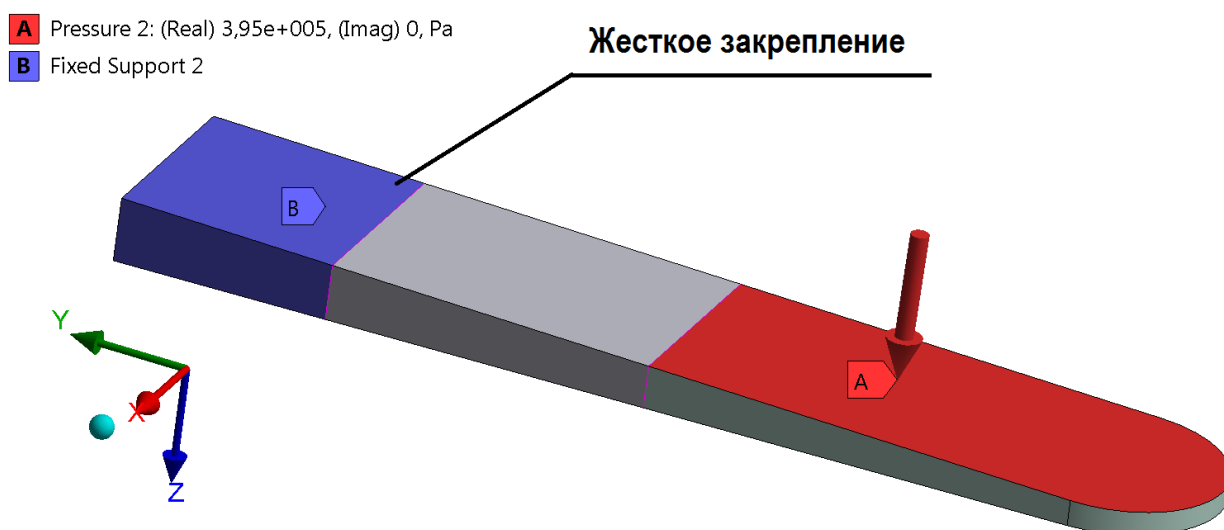


Рисунок 3.18 – КЭМ вибрационной пластины ВГВК и схема ее нагружения

Предварительным модальным анализом установлено, что частота первого тона собственных изгибных колебаний вибрационной пластины ВГВК с длиной консоли 40 мм находится в диапазоне 1340–1450 Гц в зависимости от принятого относительного коэффициента демпфирования.

Анализ параметров напряженно-деформированного состояния выполнен в модуле Harmonic Response. Напряженно-деформированное состояние пластины приведено на рисунке 3.19.

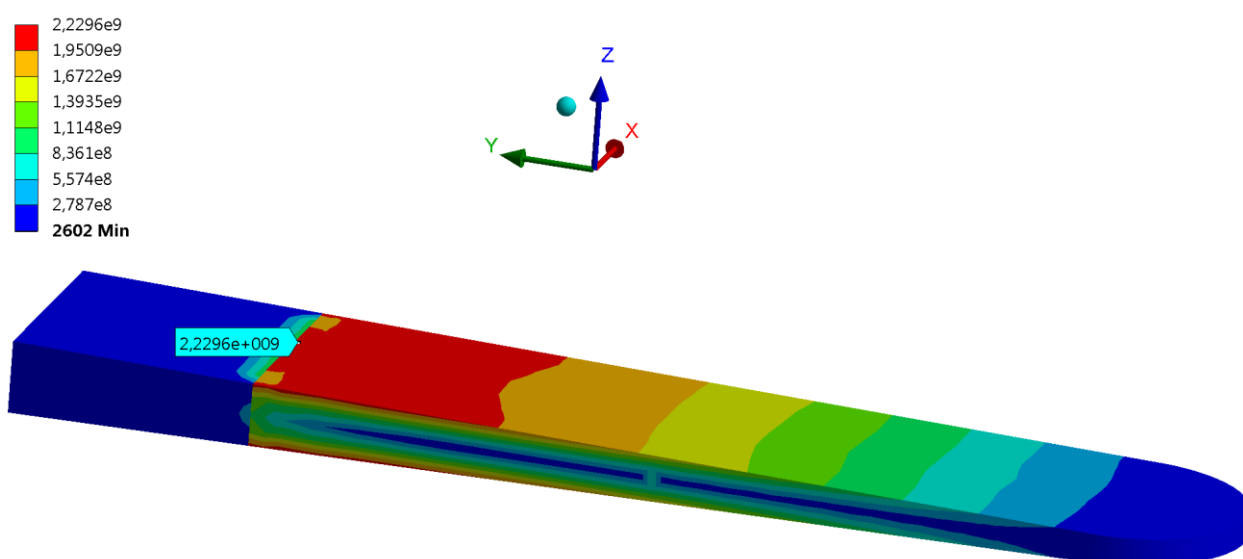


Рисунок 3.19 – Поле нормальных напряжений пластины, Па

Полученные результаты показывают, что расчетные нормальные напряжения, реализующиеся в вибрационной пластине ВГВК, значительно превышают не только предел выносливости стали 60С2А, но и ее временное сопротивление (при расчете в упругой области).

Деформация вибрационной пластине ВГВК составляет 6,2 мм.

Принимая во внимание, что условия нагружения вибрационной пластине ВГВК при расчете методом конечных элементов были реализованы по распределению поля давлений на поверхности пластин, была определена оценка долговечности для вибрационной пластины ВГВК из стали 60С2А, проведенная в зависимости от амплитуды деформаций ее торца (в такой постановке результаты расчета не зависят от поля давлений, действующих на вибрационной пластине ВГВК). Оценка параметров долговечности выполнена на основании стандартной степенной зависимости долговечности от амплитуды цикла напряжений [105,106].:

$$N(\sigma) = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^m, \quad (3.7)$$

где $N_0 = 5\,000\,000$ – база испытаний с уровнем напряжений σ_{-1} ;

$\sigma_{-1} = 739$ МПа – предел выносливости стали 60С2А (согласно проведенным испытаниям);

$m = 17,1$ – параметр степени.

Примечание. Параметр степени m для степенной зависимости принят для базы испытаний в пять миллионов циклов с уровнем напряжений, соответствующих пределу выносливости, и для мгновенного разрушения за один цикл в случае достижения уровня напряжений не менее временного сопротивления (1570 МПа).

Полученные результаты показывают, что для увеличения срока службы свыше 10 000 часов необходимо обеспечить амплитуду колебаний торца

вибрационной пластине ВГВК не более 1,1 мм при сохранении ее текущей геометрии.

Таким образом, можно констатировать следующее:

1. По результатам расчетов определено, что напряженно-деформированное состояние, возникающее в вибрационной пластине ВГВК при текущих режимах, не удовлетворяет условию обеспечения их усталостной прочности.

2. В дальнейшем необходимо изменить конструкцию вибрационной пластины ВГВК для обеспечения, с одной стороны, достаточной амплитуды колебаний бурильной головки, а с другой – усталостной прочности самой вибрационной пластины ВГВК. Для этого необходимо:

- построить конечно-элементную модель бурильной головки на основе полученных экспериментальных данных;
- выполнить оценку отклика лопатки для конструкции, по которой есть экспериментальные данные;
- подобрать геометрические параметры вибрационной пластины ВГВК и их необходимое количество, обеспечивающее достаточность амплитуды колебаний лопатки и их усталостную прочность.

3.4. Анализ усталостной прочности вибрационной пластины ВГВК бурильной головки

Расчеты выполнены на нескольких построенных КЭМ бурильных головок с ВГВК. Их различие заключается в конструктиве вибрационных пластин. КЭМ бурильной головки показано на рисунке 3.21. Схемы кинематического воздействия на бурильную головку представлены в таблице 3.18.

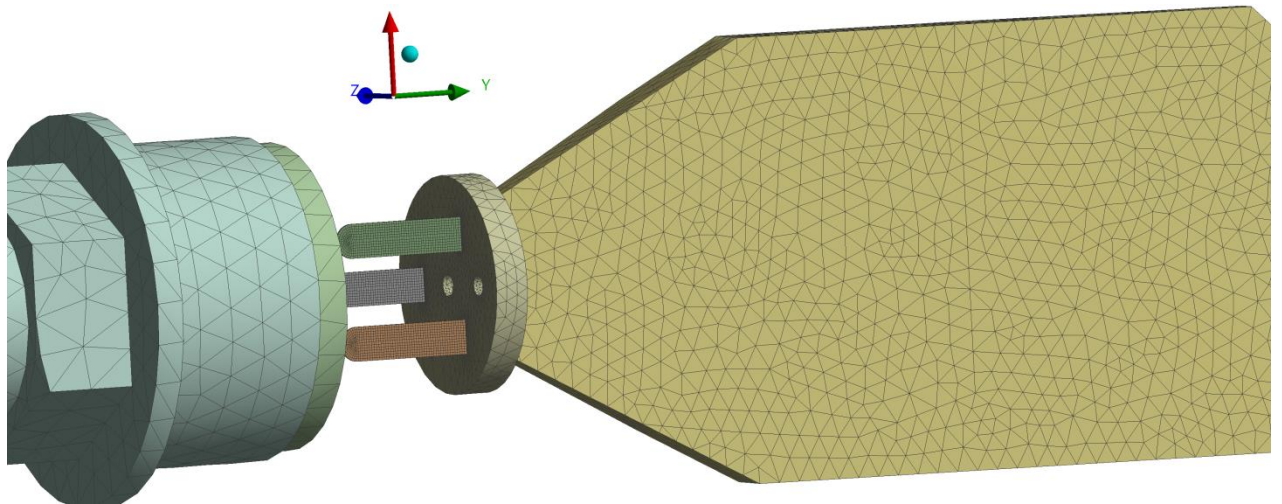


Рисунок 3.21 – КЭМ бурильной головки

Таблица 3.18 – Схемы кинематического воздействия на бурильную головку

Номер схемы	Вид воздействия на ГБГ	Амплитуда колебаний ГБГ, мм	Геометрия вибрационной пластины	Коэффициент демпфирования
а	На средство соединения	2,2	Исходная геометрия	0,03
б	То же	1,5	То же	0,03
в	На корпус	2,2	»	0,03
г	То же	1,5	»	0,03
д	На средство соединения	2,2	-0,2 мм по нормали с каждой стороны, т. е. от толщины 0,6 идет переход к толщине 2,6	0,03
е	На корпус	2,2	То же	0,03
ж	На средство соединения	2,2	Вместо угла 1:50, угол наклона 1:66, т. е. от толщины 1,0 идет переход к толщине 2,5 мм	0,03
з	На корпус	2,2	То же	0,03

Схемы нагружения КЭМ приведены на рисунках 3.22 и 3.23.

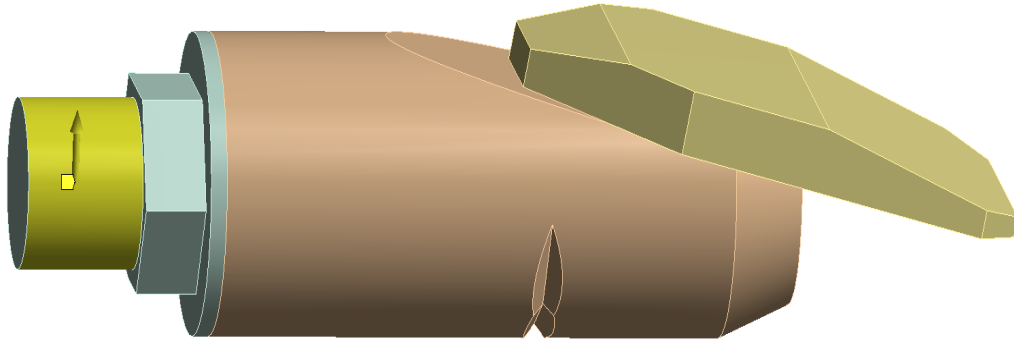


Рисунок 3.22 – Схема кинематического воздействия для КЭМ (1), (2), (5), (7)

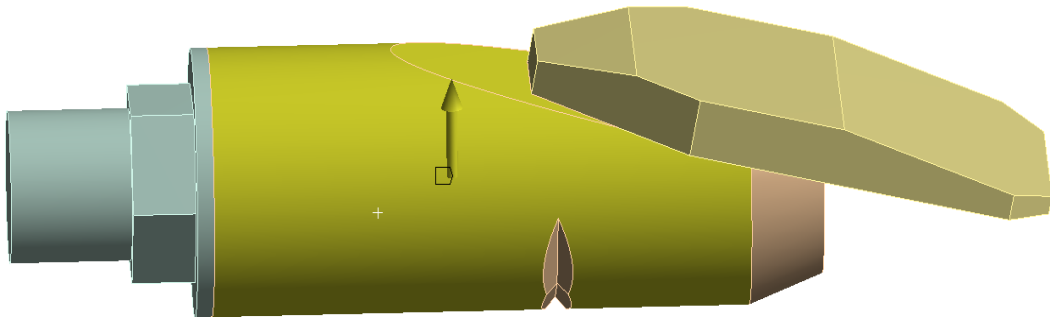


Рисунок 3.23 – Схема кинематического воздействия для КЭМ (3), (4), (6), (8)

Кривая усталостной прочности вибропластин ВГВК (материал – сталь 60С2А) построена исходя из трех ключевых параметров, приведенных в таблице 3.19. !В таком случае нужно увеличить во введении количество таблиц на одну!

Таблица 3.19 – Исходные параметры для расчета кривой усталостной прочности

Буквенное обозначение	Название параметра	Единица измерения
$N_0 (N_\sigma)$	База испытаний	тыс. циклов
τ	Напряжения кручения (по каждому циклу)	МПа
σ	Нормальное напряжение (по каждому циклу)	МПа

Расчет искомого параметра m проводим на базе данных, полученных в рамках экспериментального исследования вибропластины ВГВК (материал –

сталь 60С2А). Исходные данные для расчета сформированы и представлены в таблице 3.19.1.

Таблица 3.19.1 – Экспериментальные данные

$N_0 (N_\sigma)$, тыс. циклов	τ , МПа	σ , МПа	Результат испытаний	Обозначение
(90)	650	812,5*	Разрушение образца	$\sigma_{650,90К}$
(90)	600	750,0*		$\sigma_{600,90К}$
(180)	550	687,5*		$\sigma_{550,180К}$
3000	500	625,0*	Без разрушения образца	$\sigma_{-1,исп}$
10 000	–	637,0*		$\sigma_{-1,мар}$

* Расчет выполнялся по формуле $\tau_{-1} = 0,8\sigma_{-1}$ для сталей с $\sigma = 1300$ МПа.

Результаты расчетных значений показателя степени m в таблице 3.20.

По результатам анализа результатов расчетных значений показателя степени m (см. таблицу 3.20) выявлено, что в границах значений от 13,4 до 16,2 с $N_0 (N_\sigma) = 3$ млн циклов и при 17,9 с $N_0 (N_\sigma) = 10$ млн циклов данные показатели наиболее низкие из всего ряда значений. Так как показатель степени m представляет собой котангенс угла наклона кривой усталости в логарифмических координатах, бесспорно, что при меньших его значениях с уменьшением амплитуды цикла напряжений снижается долговечность [63].

Учитывая изложенное, значения параметров для получения запаса прочности пластины будут равняться $m = 13,4$ при выполнении 3 млн. циклов (N_0 (N_σ)).

Таблица 3.20 – Результаты расчетных значений показателя степени m

Исходный показатель	Вторичный показатель	N_0 (N_σ), тыс. циклов	Расчетное значение m	Примечание
$\sigma_{-1.мар}$	$\sigma_{550,180K}$	10 000 (180)	52,6	Значения >21 считаются нефизическими величинами
$\sigma_{-1.мар}$	$\sigma_{600,90K}$	10 000 (90)	28,8	
$\sigma_{-1.мар}$	$\sigma_{650,90K}$	10 000 (90)	19,4	–
$\sigma_{-1.мар}$	σ_b	10 000 (0,001)*	17,9	–
$\sigma_{-1.исп}$	$\sigma_{550,180K}$	3000 (180)	29,5	Значения >21 считаются нефизическими величинами
$\sigma_{-1.исп}$	$\sigma_{600,90K}$	3000 (90)	19,3	
$\sigma_{-1.исп}$	$\sigma_{650,90K}$	3000 (90)	13,4	–
$\sigma_{-1.исп}$	σ_b	3000 (0,001)*	16,2	–
Справочное значение по [1] для похожей стали 60С2А		5000	15,6	–

* Примем допущение, что вибрационная пластина разрушается за один цикл нагружения, если амплитуда цикла нагружения достигает значения временного сопротивления.

Примечания: исходный показатель – это поочередные сопоставления пределов выносливости.

Вторичный показатель – это экспериментальные значения напряжения за цикл.

При расчете долговечности вибрационных пластин ВГВК используем два набора исходных [101-103].:

1) показатель $m = 17,9$ для N_0 (N_σ) = 10 млн циклов;

2) показатель $m = 13,4$ для N_0 (N_σ) = 3 млн циклов.

Результаты расчетов приведены в таблице 3.21.

Таблица 3.21 – Сводная таблица результатов

КЭМ	Амплитуда колебаний, мм		Собственная частота колебаний пластины по первой изгибной форме, Гц	Максимальное расчетное значение эквивалентного напряжения в пластине, МПа	Расчетная долговечность с 50%-ной обеспеченностью, ч	
	Управляющая поверхность	Пластина			$m = 17,9;$ $N_0 =$ $= 10$ млн циклов	$m = 13,4;$ $N_0 =$ $= 3$ млн циклов
а	2,1	2,54	1550	800	Не более 10	
б	1,5	1,77		640		
в	2,2	1,19		440	24	59
г	1,5	0,8		300	22 480	9790
д	2,2	1,15	1366	320	7859	4604
е	2,2	1,22		339	2955	2216
ж	2,2	0,54	1282	191	∞	
з	2,2	1,18		406	122	206

Примечание. Частота колебаний управляющей поверхности бурильной головки варьируется от 1550 до 1750 Гц, что может говорить о необходимости уменьшения собственной частоты первой формы колебаний вибрационных пластин.

В заделке вибрационных пластин ВГВК возникают силовые нагрузки, указанные в таблице 3.22.

Таблица 3.22 – Сводная таблица нагрузок в заделке вибрационных пластин ВГВК

КЭМ	Амплитуда колебаний лопатки, мм	Максимальное усилие в заделке пластин, Н	Максимальный изгибающий момент в заделке пластины, Н · м
а	2,1	393,6	9,0
в	2,2	177,1	5,0
д	2,2	137,9	2,6
е	2,2	103,0	2,7
ж	2,2	134,7	1,5
з	2,2	117,4	3,3

Также рассмотрим необходимость использования стали 65С2ВА. Общедоступные данные [104] позволяют не только определить расчетный

предел выносливости указанной марки стали (не более 620 МПа при $N_0 (N_\sigma) = 10$ млн циклов), но и сделать вывод о том, что предел выносливости стали 60С2А (637 МПа при $N_0 (N_\sigma) = 10$ млн циклов) существенно выше исследуемого образца. Поэтому использование стали 65С2ВА при изготовлении вибрационных пластин является малоперспективным [63].

По результатам анализа данных в таблице 3.21 видим, что при схеме кинематического воздействия с амплитудой колебания управляющей поверхности 2,2 мм долговечность вибрационной пластины будет в диапазоне от 24 до 59 часов. Так как коэффициент использования оборудования при выполнении работ на строительных объектах составляет от 0,1 до 0,5, то время до замены пластин бурильной головки составит от 75 до 30 рабочих смен.

Анализ полученных данных показывает, что для получения максимальной долговечности вибрационных пластин ВГВК при любой схеме кинематического воздействия на бурильную головку, необходимо изменить геометрические размеры вибрационных пластин (равномерно по всей длине уменьшить их толщину).

3.5. Анализ влияния силового воздействия вибрационных пластин ВГВК на колебания лопатки бурильной головки

В настоящем подразделе рассмотрена задача оценки отклика лопатки бурильной головки при силовом возбуждении мест установки вибрационных пластин ВГВК. Цель данного подраздела – анализ природы возникновения колебаний лопатки бурильной головки и выявление причинно-следственных связей при генерации колебаний в рассматриваемой механической системе.

Существует три гипотезы:

1) собственные колебания вибрационных пластин ВГВК, вызванные гидродинамическими силами, являются основным источником колебаний лопатки бурильной головки;

2) собственные колебания вибрационных пластин ВГВК вызывают лишь явление кавитации, в результате которой образуются высокочастотные перепады давления, представляющие собой основной источник колебаний лопатки бурильной головки;

3) собственные колебания вибрационных пластин ВГВК вызывают явление кавитации, в результате которой образуются высокочастотные перепады давления, которые при совпадении с частотой собственных колебаний пластин формируют резонансный режим колебаний механической системы, что и отражается на характеристиках колебаний лопатки.

Для анализа природы возникновения колебаний в лопатке бурильной головки, достигающих значений в 2,2 мм, был выполнен расчет в программном комплексе ANSYS Workbench. Расчет выполнен на основании исследуемых данных, представленных в таблице 3.22 для КЭМ № 1 как наибольших по значению и, соответственно, способных вызвать наиболее значимый отклик лопатки бурильной головки.

КЭМ с точки зрения геометрии полностью соответствует КЭМ, приведенной в предыдущем подразделе. Схема нагружения и закрепления КЭМ приведена на рисунке 3.24.

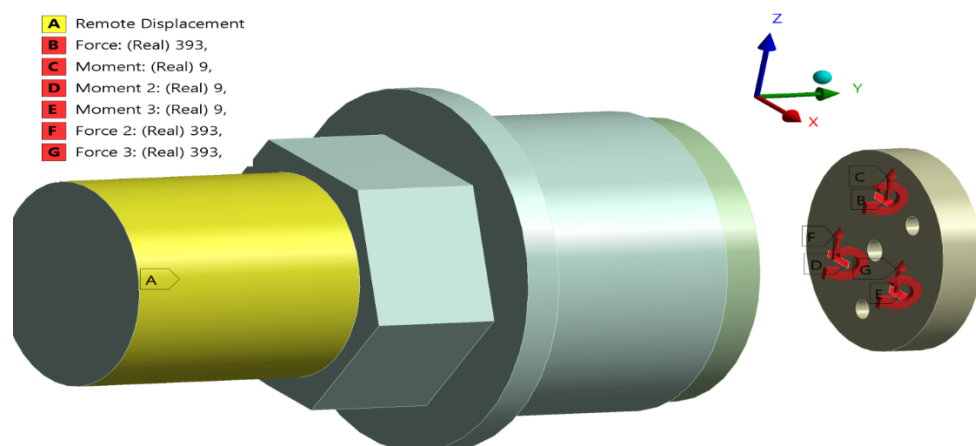


Рисунок 3.24 – Схема закрепления и нагружения модели

Условное обозначение «А» соотносится с закреплением консоли по шести степеням свободы.

Условным обозначениям «В–G» соответствуют силы и моменты, действующие на заделку пластин (силы и моменты совпадают по фазе).

В результате расчетов получен отклик КЭМ на гармоническое силовое воздействие в диапазоне частот от 1100 до 2100 Гц. График зависимости отклика крайней поверхности лопатки бурильной головки от частоты приведен на рисунке 3.25.

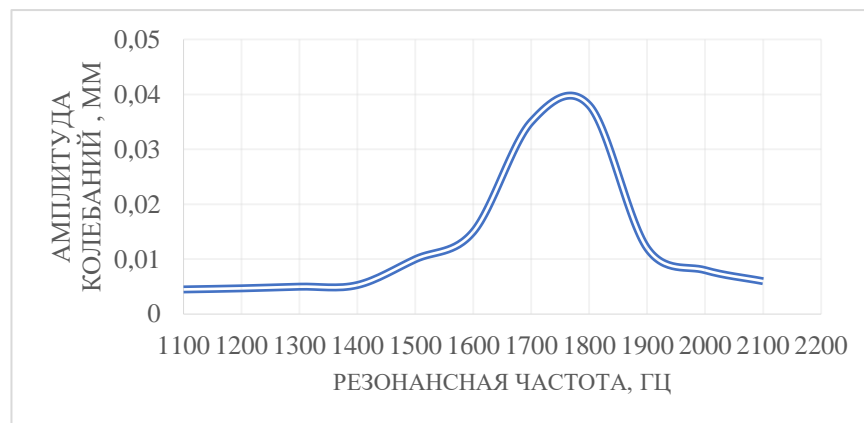


Рисунок 3.25 – Зависимость амплитуды колебаний лопатки от частоты при силовом возбуждении мест установки пластин

Результаты показывают, что максимальное расчетное значение колебаний лопатки бурильной головки при силовом воздействии на нее, приложенном к местам в заделке вибрационных пластин ВГВК, не превышает 38 мкм. Так как экспериментальное значение амплитуды колебаний лопатки составляет около 2,2 мм, следует считать, что собственные колебания вибрационных пластин ВГВК вызывают соответствующие колебания бурильной головки за счет резонансного наложения собственных колебаний вибрационных пластин ВГВК и кавитационных процессов, протекающих в рабочей жидкости бурильной головки. Тем самым можно констатировать подтверждение третьей гипотезы.

Экспериментальная проверка полученных теоретических утверждений выполнялась на экспериментальном стенде при взаимодействии опытного

образца бурильной головки, оснащенной встроенным генератором, с пятью вибрационными пластинами ВГВК.

Предложенная гипотеза о том, что собственные колебания пластин вызывают явление кавитации, в результате которой образуются высокочастотные перепады давления, которые, в свою очередь, при совпадении с частотой собственных колебаний пластин формируют резонансный режим колебаний механической системы, что и отражается на характеристиках колебаний лопатки, имеет общий характер независимо от конструктивного исполнения. Результаты моделирования дали теоретическое обоснование правильности выдвинутой гипотезы. Для практической проверки теоретических предположений использовались результаты стендовых испытания опытного образца бурильной головки с ВГВК, а также экспериментальные данные, полученные В. В. Колесниковым и представленные в его кандидатской диссертации (рисунок 3.26) [2, 93-100].

Анализ закономерностей, представленных на рисунке 3.26, показывает, что качественно картина изменения усилия подачи, реализуемого при взаимодействии бурильной головкой с грунтовым массивом, аналогична как для экспериментального образца с одной пластиной, исследованного В. В. Колесниковым, так и для образца с пятью пластинами. Численные значения усилий существенно разнятся, поскольку в эксперименте Колесникова использовалась бурильная головка с внешним диаметром 22 мм, тогда как в нашем эксперименте опытная бурильная головка имела внешний диаметр 110 мм. При значении давления 2 МПа наблюдается наличие ярко выраженного уменьшения усилия подачи, которое соответствует резонансному режиму работы пластин генератора в диапазоне от 1340 до 1450 Гц, свидетельствуя об адекватном понимании механизма наблюдаемого процесса. Для практического применения бурильных головок с ВГВК важным представляется получение нового знания относительно возможности выполнения машиной с известными техническими

характеристиками работы, предусмотренной техническим заданием в конкретных условиях применения. В этом случае, вопрос может решаться регрессионной моделью, позволяющей рассчитать диаметр пилотной скважины, бурение которой возможно машиной с известными ограниченными техническими возможностями по породам заданной сопротивляемости. При этом важно использовать ВГВК в рациональном исполнении и оптимальных эксплуатационных условиях.

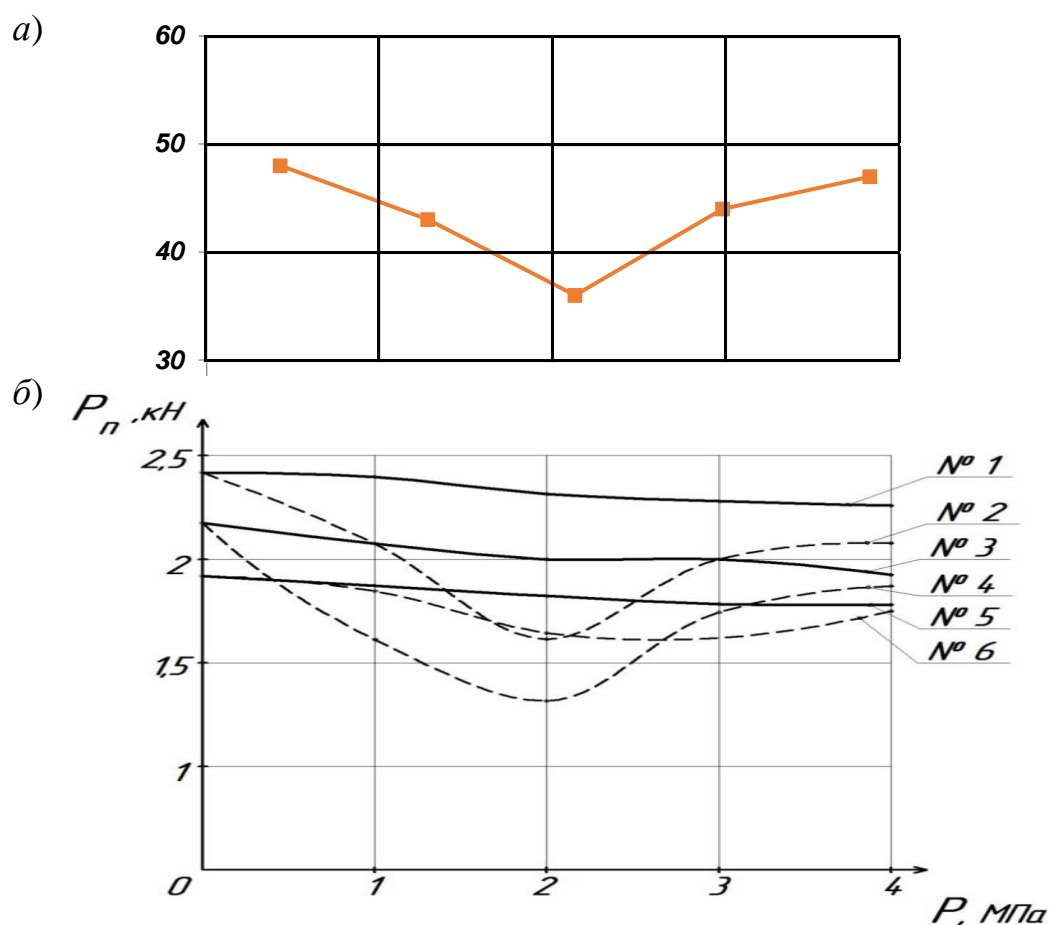


Рисунок 3.26 – Графики зависимости усилия подачи P_p от давления рабочей жидкости P : а – опытный образец со встроенным ВГВК (вариант исполнения с пятью вибропластинами); б – данные В. В. Колесникова (№ 1, 2: $\delta_{упл} = 430$ кПа; № 3, 4: $\delta_{упл} = 250$ кПа; № 5, 6: $\delta_{упл} = 180$ кПа); — — — — — прямая промывка; - - - - - с устройством ВГВК

Для выявления указанной закономерности в стендовых условиях был проведён полный факторный эксперимент по плану 2^3 [108-113]. В ходе эксперимента приводная насосная станция стенда работала в режиме постоянного давления, что позволяло задавать и регистрировать величину усилия подачи. При этом перед каждой серией опытов контролировалось значение сопротивления массива уплотнению (МПа).

Для обеспечения достоверности и надёжности результатов количество опытов определялось методом малой выборки.

$$n' = \left(\frac{K_{\text{вар}} t_n}{K_{\text{доп}}} \right)^2, \quad (3.8)$$

где $K_{\text{вар}}$ – коэффициент вариации одной выборки, %;

$K_{\text{доп}}$ – допустимая ошибка, %;

t_n – нормированное отклонение.

Предварительно проведенные серии опытов позволили установить, что для принятой к рассмотрению совокупности условий эксперимента при 5-6 кратном повторении опытов коэффициент вариации опытных данных не превышал 12-15% [78-86]. Тогда для нормированного отклонения равного 1,96 и надежности $P_{\text{над}}$ равной 0,95, для принимаемой допустимой ошибки $K_{\text{доп}}$ равной 15% минимальное количество опытов необходимое для достижения достаточного уровня достоверности составляет $n' = 4$.

Коэффициент принимался значимым по Т-критерию Стьюдента ($\alpha = 0,05$, $df = K_2$).

Таким образом, значимость искомого коэффициента подтверждается выполнением условия:

$$T = \frac{S_j}{\delta S_j} > T_{0,05}^*, \quad (3.9)$$

где S_j – оценка j -го коэффициента регрессии; [91-92].

δS_j – оценка среднего квадратичного отклонения (СКО) j -го коэффициента регрессии (стандартная ошибка оценки); [114-115].

$T_{0,05}^*$ – критическое значение критерия Стьюдента (справочно, при определенном значении df (степеней свободы) K_2 . [114-115]).

Расчетная модель (уравнение регрессии) считалась адекватной при выполнении условия (3.10) согласно критерию Фишера F ($p < 0,05$):

$$F = \frac{Q_1}{Q_{\text{ост}}} \cdot \frac{K_2}{K_1} > F_{0,05}^*, \quad (3.10)$$

где Q_1 – сумма квадратов, отражающая влияние конкретных факторов (3.11):

$$Q_1 = Q - Q_{\text{ост}}, \quad (3.11)$$

где Q – общая сумма квадратов отклонений исследуемой величины y ,

$$Q = \sum_{i=1}^n (y_i^3 - \bar{y})^2, \quad (3.12)$$

где y_i^3 - экспериментальные значения величины y ;

\bar{y} – выборочное среднее значение величины y , (3.13):

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}, \quad (3.13)$$

где n - объем выборки;

$Q_{\text{ост}}$ – остаточная сумма квадратов, показывающая степень участия в общем результате неучтенных факторов (3.14):

$$Q_{\text{ост}} = \sum_{i=1}^n (y_i^{\text{p}} - y_i^{\text{э}})^2, \quad (3.14)$$

где y_i^{p} - расчетное значение величины y с учетом опытных значений X_i ;
 K_1, K_2 - числа степеней свободы (3.15):

$$\begin{cases} K_1 = m, \\ K_2 = n - m - 1 \end{cases} \quad (3.15)$$

где m - количество неизвестных в уравнении регрессии;
 $F_{0,05}^*$ - критическое значение критерия Фишера (справочно, относительно значений K_1, K_2).

Составление исходной матрицы планирования ПФЭ (МП ПФЭ) представляет собой кодирование факторов и получение их значений экспериментальным путем (см. таблицу 3.23), непосредственно влияющих на искомую величину – диаметр пилотной скважины (ДПС), d , мм:

z_1 – сопротивляемость массива уплотнению, ($\kappa\text{Па}$), $z_1^- = 180$, $z_1^+ = 540$;
 z_2 – скорость потока рабочей жидкости (м/с), $z_2^- = 15$, $z_2^+ = 79$;
 z_3 – усилие подачи ($\kappa\text{Н}$), $z_3^- = 127$, $z_3^+ = 460$.

Таблица 3.23 – Исходная МП ПФЭ

№ эксперимента	Исследуемые факторы			Результаты опытов (d)		
	z_1	z_2	z_3	y_1	y_2	y_3
1	+	+	+	70	65	73
2	–	+	+	100	105	103
3	+	–	+	28	34	32
4	–	–	+	88	83	89
5	+	+	–	73	83	78
6	–	+	–	110	115	117
7	+	–	–	21	24	22
8	–	–	–	26	23	27

Процесс кодирования принятых факторов организован согласно принятой методике ПФЭ, где для каждого из трех факторов определены границы и среднее значение в интервале варьирования λ_i (таблица 3.24).

Таблица 3.24 – Применение способа кодирования принятых факторов

Факторы	Верхний уровень z_i^+	Нижний уровень z_i^-	Центр z_i^0	Интервал варьирования λ_i	Зависимость кодированной переменной от натуральной
z_1	540	180	360	180	$x_1 = \frac{z_1 - 360}{180}$
z_2	79	15	47	32	$x_2 = \frac{z_2 - 47}{32}$
z_3	460	127	294	166	$x_3 = \frac{z_3 - 294}{166}$

Определение среднего выборочного результата (СВР) для каждого опыта производилось по формуле

$$\bar{y}_j = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m y_{ij}, j = \overline{1, n}, \quad (3.16)$$

Так для первого опыта с учетом (3.14) СВР считается как:

$$\bar{y}_1 = \frac{1}{3}(70 + 65 + 73) = 69,33.$$

С учетом всех посчитанных значений СВР матрица планирования эксперимента принимает вид, представленный в таблице 3.25.

Таблица 3.25 – Матрица планирования для обработки результатов ПФЭ

№ эксперимента	Факторы			Взаимодействия факторов				Результаты опытов			СВР
	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$	y_1	y_2	y_3	\bar{y}_j
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	+	+	+	+	+	+	+	70	65	73	69,33
2	-	+	+	-	-	+	-	100	105	103	102,67
3	+	-	+	-	+	-	-	28	34	32	31,33
4	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4	-	-	+	+	-	-	+	88	83	89	86,67
5	+	+	-	+	-	-	-	73	83	78	78,0
6	-	+	-	-	+	-	+	110	115	117	114,0
7	+	-	-	-	-	+	+	21	24	22	22,33
8	-	-	-	+	+	+	-	26	23	27	25,33

Рассчитываем значения коэффициентов регрессии по формулам:

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \bar{y}_j, b_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_{ji} \bar{y}_j, i = \overline{1, k}, b_{r,p} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_{jr} x_{jp} \bar{y}_j, r < p, r = \overline{1, k}, p = \overline{1, k}.$$

Примеры расчетов приведены ниже:

$$b_0 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 \bar{y}_j = \frac{1}{8} (69,33 + 102,67 + 31,33 + 86,67 + 78 + 114 + 22,33 + 25,33) = 66,21$$

$$b_1 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 \bar{y}_j = \frac{1}{8} (69,33 + 102,67 * (-1) + 31,33 + 86,67 * (-1) + 78 + 114 * (-1) + 22,33 + 25,33 * (-1)) = -15,96$$

$$b_2 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 \bar{y}_j = \frac{1}{8} (69,33 + 102,67 + 31,33 * (-1) + 86,67 * (-1) + 78 + 114 + 22,33 * (-1) + 25,33 * (-1)) = 24,79$$

$$b_3 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 \bar{y}_j = \frac{1}{8} (69,33 + 102,67 + 31,33 + 86,67 + 78 * (-1) + 114 * (-1) + 22,33 * (-1) + 25,33 * (-1)) = 6,29$$

$$b_{12} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 \bar{y}_j = \frac{1}{8} (69,33 + 102,67 * (-1) + 31,33 * (-1) + 86,67 + 78 + 114 * (-1) + 22,33 * (-1) + 25,33) = -1,38$$

$$b_{13} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 \bar{y}_j = \frac{1}{8} (69,33 + 102,67 * (-1) + 31,33 + 86,67 * (-1) + 78 * (-1) + 114 + 22,33 * (-1) + 25,33) = -6,21$$

$$b_{23} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 \bar{y}_j = \frac{1}{8} (69,33 + 102,67 + 31,33 * (-1) + 86,67 * (-1) + 78 * (-1) + 114 * (-1) + 22,33 + 25,33) = -11,29$$

$$b_{123} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 \bar{y}_j = \frac{1}{8} (69,33 + 102,67 * (-1) + 31,33 * (-1) + 86,67 + 78 * (-1) + 114 + 22,33 + 25,33 * (-1)) = 7$$

Результаты расчетов представлены в таблице 3.26:

Таблица 3.26 – Значения рассчитанных коэффициентов регрессии (КУР)

b_0	b_1	b_2	b_3	$b_{1,2}$	$b_{1,3}$	$b_{2,3}$	$b_{1,2,3}$
66,21	-15,96	24,79	6,29	-1,38	-6,21	-11,29	7

Определение дисперсии воспроизводимости (ДВ) $S_{\{y\}}^2$ выполняется по формуле (3.17):

$$S_{\{y\}}^2 = \frac{1}{n \cdot (m-1)} \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m (y_{ji} - \bar{y}_j)^2 = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (y_{ji} - \bar{y}_j)^2 \right) = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n S_j^2 . \quad (3.17)$$

Внутренние суммы S_j^2 представляют собой выборочные дисперсии (ВД) результатов опытов для j -го эксперимента ($j=1, \dots, n$) (таблица 3.27).

Таблица 3.27 – Данные о ВД, полученные расчетным путем

j	y_1	y_2	y_3	\bar{y}_j	$(y_{j1} - \bar{y}_j)^2$	$(y_{j2} - \bar{y}_j)^2$	$(y_{j3} - \bar{y}_j)^2$	S_j^2
1	70	65	73	69,33	0,43	18,78	13,43	16,2
2	100	105	103	102,67	7,10	5,44	0,10	6,2
3	28	34	32	31,33	11,11	7,11	0,44	9,2
4	88	83	89	86,67	1,78	13,44	5,44	10,2
5	73	83	78	78	25	25	0	25
6	110	115	117	114	16	1	9	13
7	21	24	22	22,33	1,78	2,78	0,11	2,2
8	26	23	27	25,33	0,44	5,44	2,78	4,2

Расчет ДВ и СКО проводится на основе таблицы 3.27 следующим образом:

$$\sum_{j=1}^8 S_j^2 = 86,2$$

$$S_{\{y\}}^2 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 S_j^2 = \frac{1}{8} \cdot 86,2 = 10,77$$

$$S_{\text{коэф.}} = \sqrt{\frac{S_{\{y\}}^2}{n \cdot m}} = \sqrt{\frac{10,77}{8 \cdot 3}} = 0,67.$$

Для определения значения $t_{кр}$ обратимся к таблице распределения Стьюдента, согласно которой по заданному значению df и α $t_{кр} = 2,12$.

Следовательно, $t_{кр} \cdot S_{коэф.} = 2,12 \cdot 0,67 \approx 1,43$.

Определение значимости рассчитанных КУР (см. табл. 3.26) проводится путем сравнения КУР и вычисленного $t_{кр}$. Таким образом, все КУР за исключением $b_{12} = -1,38$, превышающие $t_{кр}$ по абсолютной величине – значимы.

Тогда уравнение регрессии в кодированных переменных будет выглядеть следующим образом:

$$y = 66,21 - 15,96x_1 + 24,79x_2 + 6,29x_3 - 6,21x_1x_3 - 11,29x_2x_3 + 7x_1x_2x_3. \quad (3.18)$$

Адекватность уравнения регрессии (3.19) по критерию Фишера проверяется через определение остаточной дисперсии (ОСТД) $S^2_{ост}$ путем вычисления значений изучаемого параметра [114, 115].

Результаты проведенных расчетов показаны в таблице 3.28.

Таблица 3.28 – Результаты расчетов изучаемого параметра по уравнению регрессии

\tilde{y}_1	\tilde{y}_2	\tilde{y}_3	\tilde{y}_4	\tilde{y}_5	\tilde{y}_6	\tilde{y}_7	\tilde{y}_8
70,83	101,17	29,83	88,17	79,25	112,75	21,08	26,58

ОСТД $S^2_{ост}$ рассчитывается по формуле (3.19):

$$S^2_{ост.} = \frac{m}{n-r} \sum_{j=1}^n (\tilde{y}_j - \bar{y}_j)^2, \quad (3.19)$$

где n – число экспериментов;

m – число опытов в каждом эксперименте;

r – число значимых КУР;

\tilde{y}_j – значение изучаемого параметра, вычисленное по уравнению регрессии со значимыми КУР для j -ого эксперимента;

\bar{y}_j – СВР наблюдений для j -ого эксперимента.

Тогда с учетом (3.20):

$$S_{ост.}^2 = 3 \sum_{j=1}^8 (\tilde{y}_j - \bar{y}_j)^2,$$

и:

$$\begin{aligned} S_{ост.}^2 = 3[& (69,33 - 70,83)^2 + (102,67 - 101,17)^2 + (31,33 - 29,83)^2 \\ & + (86,67 - 88,17)^2 + (78 - 79,25)^2 + (114 - 112,75)^2 \\ & + (22,33 - 21,08)^2 + (25,33 - 26,58)^2] = 45,75 \end{aligned}$$

Расчетное значение критерия Фишера $F_{расч.}$ с учетом (3.11):

$$F_{расч.} = \frac{S_{ост.}^2}{S_{\{y\}}^2} = \frac{45,75}{10,77} = 4,25 \quad (3.20)$$

Табличное значение критерия Фишера $F_{табл.}$ при $\alpha = 0,05$, $k_1 = 1$ и $k_2 = 16$:

$$F_{табл.} = 4,49$$

Так как $F_{расч.} = 4,25 < F_{табл.} = 4,49$, то уравнение регрессии (3.18) адекватно.

Анализируя полученное уравнение регрессии, можно сделать следующие

ВЫВОДЫ:

1. обладая наибольшим по абсолютной величине коэффициентом, наиболее существенное влияние на изучаемый параметр – ДПС, оказывает скорость потока жидкости, что подтверждается ранее проведенными исследованиями ученых данной предметной области [2, 116];

2. наоборот, обладая наименьшим по абсолютной величине коэффициентом, меньше всего на ДПС оказывает влияние сочетание таких параметров как сопротивляемость массива уплотнению и скорость потока рабочей жидкости;

3. логично, что мере уменьшения влияния на искомый параметр стоят сопротивление массива уплотнению, сочетание скорости рабочей жидкости и усилия подачи и т.д. [114, 115].

Важно упомянуть о влиянии положительного/отрицательного значения КУР :

1. положительные – прямая зависимость, увеличение КУР повышает исследуемый параметр (ДПС);
2. отрицательные – обратная зависимость, увеличение КУР снижает искомый параметр (ДПС).

Промежуточная интерпретация уравнения регрессии (3.18) посредством использования значений таблицы 3.24:

$$y = 66,21 - 15,96 \cdot \frac{z_1 - 360}{180} + 24,79 \cdot \frac{z_2 - 47}{32} + 6,29 \cdot \frac{z_3 - 294}{169} - \\ - 6,21 \cdot \frac{z_1 - 360}{180} \cdot \frac{z_3 - 294}{169} - 11,29 \cdot \frac{z_2 - 47}{32} \cdot \frac{z_3 - 294}{169} + \\ + 7 \cdot \frac{z_1 - 360}{180} \cdot \frac{z_2 - 47}{32} \cdot \frac{z_3 - 294}{169}.$$

В результате проведения расчетов и преобразований уравнение (3.18) выглядит следующим образом:

$$y = 0,0707z_1 + 2,15 + 0,33 - 0,2 \cdot 10^{-2} \cdot z_1 z_2 - 0,5 \cdot 10^{-2} \cdot z_2 z_3 - 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot z_1 z_3 + \\ + 0,7 \cdot 10^{-5} \cdot z_1 z_2 z_3 - 35,45 \quad (3.21)$$

Уравнение (3.21) в натуральном виде с указанием факторов влияния выглядит следующим образом:

$$d = 0,0707\delta + 2,15V_{жс} + 0,33P - 0,2 \cdot 10^{-2} \cdot \delta V_{жс} - 0,5 \cdot 10^{-2} \cdot V_{жс} P - 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \delta P + \\ + 0,7 \cdot 10^{-5} \cdot \delta V_{жс} P - 35,45, \quad (3.22)$$

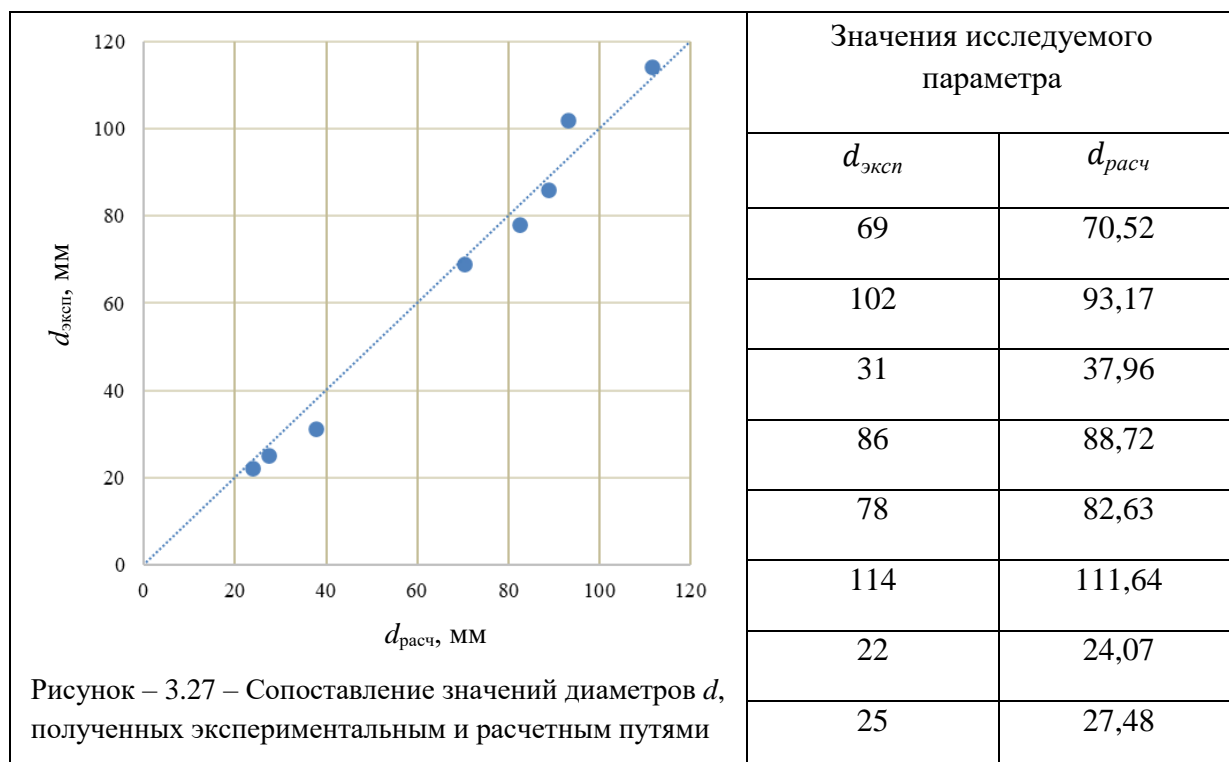
где δ – сопротивляемость массива уплотнению, (кПа);

$V_{жс}$ – скорость потока рабочей жидкости (м/с);

P – усилие подачи (кН).

Расчетные значения ДПС по уравнению (3.22) приведены в таблице 3.29.

Таблица 3.29 – Сопоставление значений ключевого (исследуемого) параметра ДПС (d), полученных экспериментальным и расчетным путями



Высокая сходимость данных таблицы 3.29 и факт адекватности полученной зависимости ДПС от сопротивляемости массива уплотнению, скорости потока рабочей жидкости и усилия подачи подтверждаются рассчитанными критерием Фишера $F = 4,25$ и индексом корреляции $R^2 = 0,97$.

3.6. Выводы по главе 3

1. Разработана конструкция и изготовлен опытный образец бурильной головки машины ГНБ с ВГВК в комплекте со сменными корпусами, оснащенными различными наборами резонирующих пластин

и струеформирующих насадок для проведения стендовых испытаний (далее – Образец).

2. Проведены стендовые испытания по проверке работоспособности и сравнительной оценке резонансных характеристик Образца. Подтверждена работоспособность предложенной конструкции бурильной головки.

3. Экспериментально определены закономерности функционирования и выявлены режимы работы генератора вибрационных колебаний, встроенного в инструмент машины ГНБ. Установлено, что при частоте в диапазоне от 1340 до 1450 Гц для всех вариантов исполнения ВГВК возникает резонанс, а амплитуда достигает $(1,5...2,2) \cdot 10^{-3}$ м.

4. Установлено, что при изготовлении вибрационных пластин ВГВК из стали 60С2А долговечность работы вибрационных пластин ВГВК в резонансном режиме при амплитуде колебаний $1,2 \cdot 10^{-3}$ м составит не менее 5000 часов.

5. Расчетным методом получена и экспериментально подтверждена гипотеза о том, что первопричиной колебаний бурильной головки являются собственные колебания вибрационных пластин ВГВК, вызывающие явление кавитации, в результате которого образуются высокочастотные перепады давления, при совпадении с частотой собственных колебаний вибрационных пластин ВГВК формирующие резонансный режим колебаний механической системы, что и отражается на характеристиках взаимодействия инструмента с массивом.

6. Экспериментально подтверждена эффективность применения гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК, выразившаяся в снижении усилия подачи на 22–27 % при реализации резонансного режима работы ВГВК в диапазоне от 1340 до 1450 Гц с амплитудой $2,2 \cdot 10^{-3}$ м и при давлении промывочной жидкости 2 МПа.

7. Построена регрессионная модель, отражающая зависимость ДПС от трех основных параметров, оказывающих влияние на результативность работы

машины ГНБ и процесса бурения в целом: сопротивляемость массива уплотнению, скорость потока рабочей жидкости и усилие подачи. Адекватность модели подтверждена рассчитанными значениями критерия Фишера (4,25) и индекса корреляции (0,97).

4. МЕТОД РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ БУРИЛЬНОЙ ГОЛОВКИ МАШИНЫ ГНБ С ВГВК

4.1. Способ ГНБ и устройство бурильной головки

Как уже было отмечено выше, одним из направлений развития метода ГНБ может служить повышение производительности данных машин за счет применения более совершенного породоразрушающего инструмента, которое может быть достигнуто использованием энергии бурового раствора проходящего через породоразрушающий инструмент для повышения эффективности его работы [107].

Наиболее перспективным следует признать применение в конструкции породоразрушающего инструмента ВГВК. Так, известна конструкция, где в корпус бурильной головки находится ВГВК со струеформирующими отверстиями консольно закрепленными резонирующими элементами в виде пластин [2,107]. Под действием динамического напора водяной струи пластины переходят в режим колебаний, которые передаются на корпус, придавая ему дополнительные динамические усилия, что снижает сопротивляемость грунта и повышает эффективность ГНБ.

Наиболее близким к предлагаемому техническому решению является устройство ГБГ для бурения подземной скважины (RU 137300). Оно состоит из корпуса бурильной головки с центральным каналом, струеформирующими насадками и пластинами колебателя. Также у него есть управляющая и передняя поверхность. В корпусе ГБГ находится диск со струеформирующими насадками, который зафиксирован винтами. Второй диск

с консольным закреплением пластин колебателя расположен напротив. Он также фиксируется в корпусе винтами [107].

Задача повышения эффективности бурильного инструмента решается через расположение генератора ГК внутри головки ГБГ. Струеформирующие каналы расположены напротив пластин генератора ГК. Буровой раствор, подаваемый через струеформирующий канал, оказывает воздействие на пластину. Вокруг нее возникает кавитационная область, возбуждающая ее колебания, за счет чего вибрация передается на ГБГ [2].

Технический результат данной идеи состоит в том, что за счет возникающих колебаний корпуса ГБГ происходят динамическое воздействие на канал скважины и снижение тягового усилия на породоразрушающий инструмент. Это позволяет повысить его эффективность при использовании по более крепким породам.

При этом отсутствовала возможность регулировки взаимного расположения пластин и струеформирующих насадок из-за размещения генератора ГК в породоразрушающем инструменте, что препятствовало изменению усилия динамического воздействия для пород разной крепости по буримости. В данном случае придется менять всю бурильную головку, что влечет за собой снижение эффективности проходки скважины [107].

Коллективом ученых кафедры НТТМ Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета, предложено новое техническое решение, защищенное Патентом РФ № 2795008, зарегистрированным в Государственном реестре изобретений РФ 27.04.2023 г. Технический результат состоит в повышении эффективности породоразрушающего инструмента [107].

Предлагаемый способ ГНБ и устройство ГБГ с ВГВК, включающей средство соединения, центральный канал, корпус с управляющей передней

поверхностью и ВГВК, служит для проходки пилотной скважины [107]. Этот способ отличается тем, что бурильная головка включает закрепляемый в ее корпусе сменный элемент, который имеет диск со струеформирующими насадками (по меньшей мере одну), а также диск с резонирующими пластинами [120], включающий как минимум одну соответствующую струеформирующей насадке резонирующую пластину. Регулировка взаимного расположения струеформирующих насадок по отношению к резонирующим пластинам осуществляется посредством контрольно-измерительного инструмента и фиксируется в корпусе сменного элемента штифтом, а сменные элементы, содержащие различное количество струеформирующих насадок и резонирующих пластин, подбираются в зависимости от характеристик прочностных свойств грунта и заменяются с учетом конкретных условий выполнения работ по бурению и возможностей насосного оборудования бурильной установки [107].

Сущность изобретения поясняет рисунок 4.1.

Конструкция работает следующим образом. В соответствии с представленными рекомендациями и в зависимости от производительности насосной установки машины ГНБ и результатов геологических исследований категории пород по траектории движения бурового инструмента выбирается определенный ВГВК (сменный элемент ГБГ). При установке ВГВК в ГБГ нет необходимости регулировать взаимное расположение резонирующих пластин относительно струеформирующих каналов, так как это выполнено в заводских условиях с учетом устранения возможной ошибки при его монтаже. Для смены ВГВК при необходимости перехода на породу с другой категорией по буримости откручиваем штифт 9, разъединяем корпус 3 и средство соединения 1, меняем ВГВК и в обратной последовательности собираем назад (см. рисунок 4.1).

Таким образом, предложенный способ ГНБ с применением ГБГ с ВГВК позволяет повысить эффективность работ при изменении категорий пород по буримости в процессе бурения пилотной скважины [107].

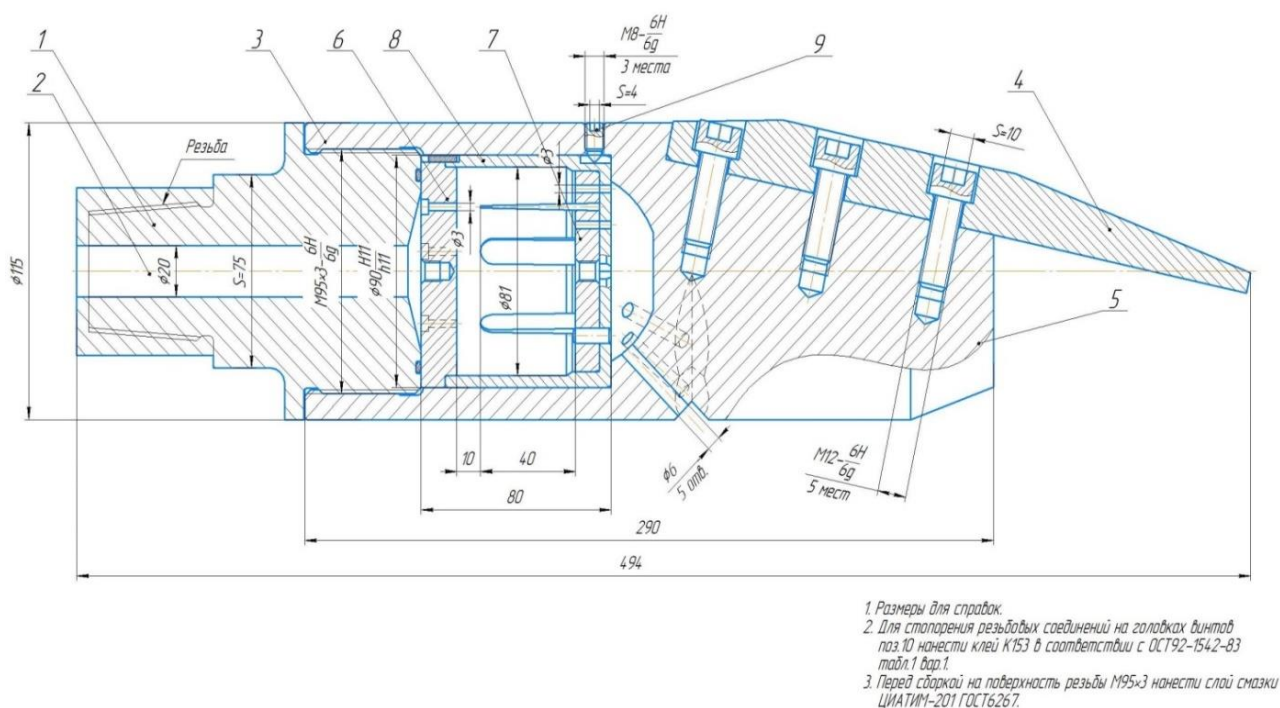


Рисунок 4.1 – Чертеж ГБГ: 1 – средство соединения;
 2 – центральный канал; 3 – корпус бурильной головки с каналами и соплами; 4 – управляющая поверхность; 5 – передняя поверхность;
 6 – диск со струеформирующими насадками;
 7 – диск с резонирующими пластинами;
 8 – сменный элемент; 9 – штифт

В таблице 4.1 приведены экспериментально установленные рекомендуемые количества струеформирующих насадок и вибрационных пластин ВГВК, соответствующие различным категориям пород по буримости [107].

Таблица 4.1 – Рекомендуемые количества струеформирующих насадок и вибрационных пластин ВГВК, соответствующие различным категориям пород по буримости [90].

№ п/п	Категория пород по буримости	Рекомендуемое количество струеформирующих насадок и вибрационных пластин ВГВК, шт.
1	I	1–2
2	II	2–3
3	III	3–4
4	IV	4–5

4.2. Метод расчета и проектирования бурильной головки с ВГВК

4.2.1 Расчет размеров бурильной головки с ВГВК

В работе [35] были исследованы динамические характеристики кавитационных свойств струй, образуемых четырьмя типами струеформирующих насадок. Наилучшие показатели были определены для насадки, имеющей круглый канал. Форма и размеры круглого канала приведены на рисунке 4.2. Данная насадка в дальнейшем была использована при расчетах геометрических параметров генератора гидродинамических колебаний. Рассмотрим алгоритм расчета геометрических параметров встроенного генератора вибрационных колебаний на примере опытного образца, прошедшего испытания [67].

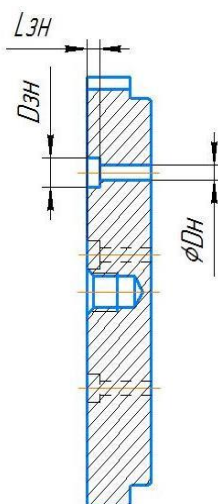


Рисунок 4.2 – Диск с каналами струеформирующих насадок

1. Площадь поперечного сечения канала струеформирующей насадки:

– диаметр насадки $D_H = 3 \cdot 10^{-3}$ м:

$$S_H = 7,07 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (4.1)$$

2. Расход промывочного раствора через ВГВК:

$$Q_H = 0,00025 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.2)$$

3. Количество струеформирующих каналов в ВГВК:

$$N = 5,32. \quad (4.3)$$

Результаты округляем до целого значения.

Эскиз инструмента представлен на рисунке 4.3.

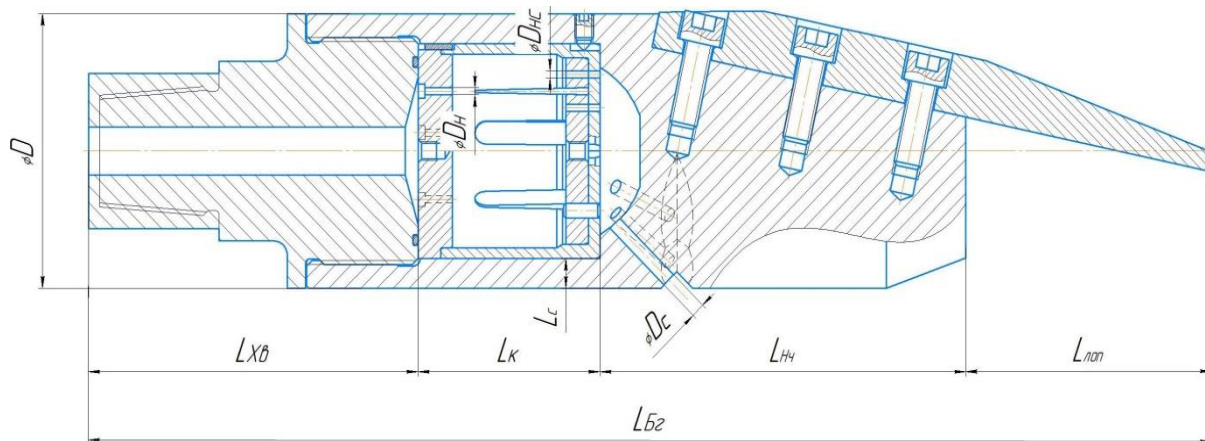


Рисунок 4.3 – Эскиз инструмента

4. Внутренний диаметр камеры генератора D_k определяется из следующих предпосылок. Во-первых, максимальная величина амплитуды поперечных колебаний резонирующей пластины (рисунок 4.4) при отработке была зафиксирована на уровне 15 мм. Таким образом, минимальное расстояние между пластинами должно быть не меньше 30 мм (удвоенное значение амплитуды), а расстояние между пластиной и внутренней стенкой камеры – не менее 15 мм. Во-вторых, должно быть размещено пять насадок. Графическое решение данной задачи показано на рисунке 4.5.

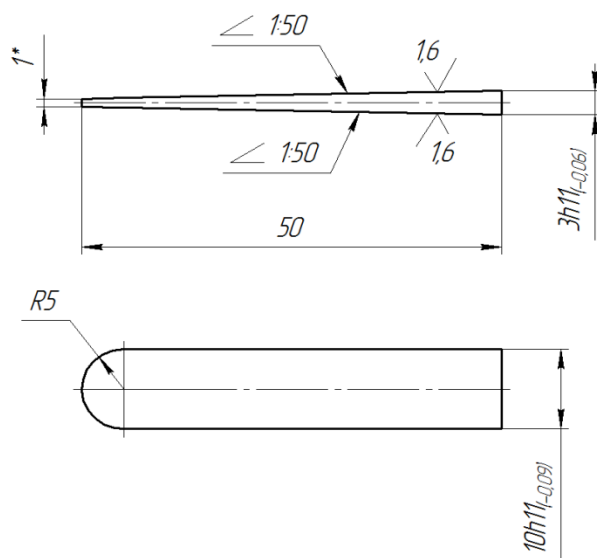


Рисунок 4.4 – Резонирующая пластина

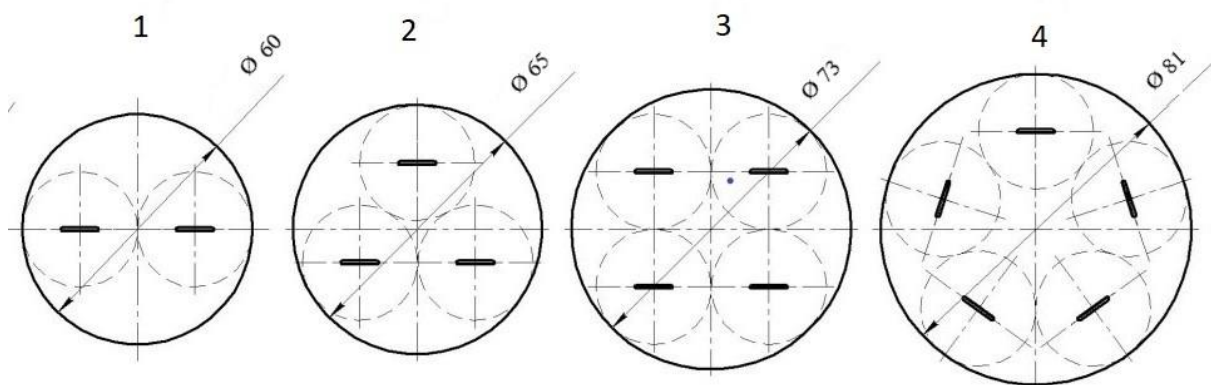


Рисунок 4.5 – Схема расположения резонирующих пластин

Там же приведены значения внутреннего диаметра камеры D_k . Для пяти насадок $D_k = 81$ мм.

Длина генератора гидродинамических колебаний L_k определяется (см. далее рисунок 4.6) через выражение

$$L_k = L_n + L_z + L_a + L_d + L_{ct} = 15 + 10 + 40 + 10 + 5 = 80 \text{ мм.} \quad (4.4)$$

Величины, входящие в данное соотношение, имеют следующие численные значения: $L_n = 15$ мм; $L_z = 10$ мм; $L_a = 40$ мм; $L_d = 10$ мм, $L_{ct} = 5$ мм.

Общая длина бурильной головки согласно рисунку 4.6 равна:

$$L_{б.г} = L_{хв} + L_k + L_{н.ч} + L_{лоп} = 145 + 80 + 161 + 108 = 494 \text{ мм,} \quad (4.5)$$

где $L_{хв}$ – длина хвостовой части, $L_{хв} = 1,5-2,5L_k$, мм;

L_k – длина гидродинамического генератора колебаний, мм;

$L_{н.ч}$ – длина носовой части корпуса, $L_{н.ч} = 1,5L_k \dots 3,5L_{н.ч}$, мм;

$L_{лоп}$ – длина вылета лопатки, $L_{лоп} = 1L_k \dots 1,5L_{лоп}$, мм.

Толщина стенки принимаем $L_c \geq 12,5$ мм [67]..

На рисунке 4.6 показан эскиз ВГВК.

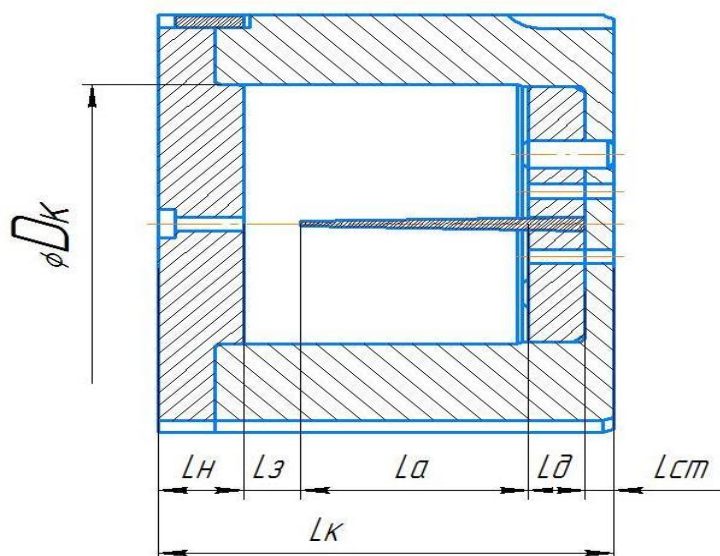


Рисунок 4.6 – Генератор вибрационных колебаний (ВГВК)

Аналогичным образом определяем количество струеформирующих насадок в ВГВК для ряда гидравлических мощностей насосов, установленных на машинах ГНБ (таблица 4.2), а также внутренний диаметр и конструктивные размеры корпуса генератора (таблица 4.3).

Таблица 4.2 – Выбор гидравлических характеристик насоса исходя из количества насадок

Количество насадок	Максимальный объем подачи регулируется бесступенчато, л/мин	Максимальное давление буровой жидкости, МПа
2	30	8
3	45	8
4	60	8
5	80	8

Таблица 4.3 – Геометрические параметры колебателей

Количество насадок	D_n , мм	L_k , мм	$L_{б.г}$, мм	D
2	60	80	494	115
3	65	80	494	115
4	73	80	494	115
5	81	80	494	115

4.2.2 Проектирование бурильной головки с ВГВК

На основе результатов выполненных исследований разработан метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ, который в зависимости от возможностей насосного оборудования бурильной головки машины ГНБ с ВГВК бурильной установки и условий применения машины позволяет обосновать конструктивное исполнение ВГВК

и режимы его работы, обеспечивающие повышение эффективности процесса бурения и проведение работ с максимальной энергоэффективностью.

Перечислим основные положения метода.

1. Исходными данными для расчета и проектирования бурильной головки машины ГНБ с ВГВК являются [118]:

– физико-механические характеристики грунтовых массивов, в которых будет осуществляться бестраншейная прокладка инженерных коммуникаций (категория по буримости);

– технические характеристики базовой машины ГНБ, предусмотренной для выполнения работ (паспортные данные машины);

– проектные характеристики пилотной скважины (диаметр скважины $D_{\text{скв}}$, м, длина трассы $L_{\text{тр}}$, м).

2. Определяется конструктивное исполнение бурильной головки машины ГНБ с ВГВК (см. рисунок 4.1). Для этого:

2.1. Исходя из паспортных возможностей заданной базовой машины ГНБ определяется количество резонирующих пластин/струеформирующих насадок в генераторе вибрационных колебаний по формуле

$$n_0 = \frac{Q_0}{Q}, \quad (4.6)$$

где Q_0 – расход насоса промывочной жидкости базовой машины, м³/с;

Q – расход промывочной жидкости через одну струеформирующую насадку, м³/с.

Окончательно количество пластин/насадок определяется с учетом рекомендаций таблицы 4.1 с округлением расчетного количества в меньшую сторону [67].

2.2. Определяются геометрические размеры ВГВК с учетом принятого количества резонирующих пластин по рекомендациям рисунков 4.2–4.6 и в соответствии с расчетами по формулам (4.1)–(4.5).

2.3. Подбирается материал для изготовления резонирующих пластин с учетом рекомендаций п. 3.4.

3. Конструкция работает следующим образом. В соответствии с рекомендациями, представленными в зависимости от производительности насосной установки машины ГНБ и результатов геологических исследований категории пород по траектории движения бурового инструмента, выбирается определенный ВГВК (сменный элемент ГБГ). При установке ВГВК в ГБГ нет необходимости регулировать взаимное расположение резонирующих пластин относительно струеформирующих каналов, так как это выполнено в заводских условиях с учетом устранения возможной ошибки при его монтаже. Для смены ВГВК при необходимости перехода на породу с другой категорией по буримости откручиваем штифт 9, разъединяем корпус 3 и средство соединения 1, меняем ВГВК и в обратной последовательности собираем назад (см. рисунок 4.1).

Это обеспечивает высокую точность и гарантирует наилучшие условия для эффективного функционирования ВГВК.

4.3. Методика расчета энергоэффективности бурения машиной ГНБ с бурильной головкой с ВГВК

1. Определяем усилие подачи при бурении пилотной скважины бурильной головкой с ВГВК:

$$P_{\text{п}} = P_{\text{т}} K_{\text{сн}}, \quad (4.7)$$

где $P_{\text{т}}$ – тяговое усилие машины ГНБ;

$K_{\text{сн}}$ – коэффициент снижения нагрузок на инструменте.

2. Коэффициент снижения нагрузки на буровом инструменте с ВГВК определяем по формуле [2]:

$$K_{\text{сн}} = \exp^{0,5} \delta_{\text{упл}}^{-0,18} P^{0,37}, \quad (4.8)$$

где $\delta_{\text{упл}}$ – сопротивляемость массива уплотнению;

P – давление рабочей жидкости.

3. Определяем показатель энергоемкости бурения бурильной головкой с ВГВК или без него по следующим формулам:

$$e_{\text{ВГВК}} = \frac{P_{\text{п}} \cdot v + 2N \cdot T}{S \cdot v}, \quad (4.9)$$

или

$$e = \frac{P_{\text{т}} \cdot v + 2N \cdot T}{S \cdot v}, \quad (4.10)$$

где e — Энергоемкость бурения, измеряется в кДж/м³. Эта величина может относиться как к бурению без использования виброгенератора (ВГВК), так и с ним (еВГВК).

$P_{\text{п}}$ — Усилие подачи буровой головки, необходимое для бурения пилотной скважины. Эта переменная также может быть указана для бурения с ВГВК или без него ($P_{\text{т}}$), измеряется в кН.

S — Площадь поперечного сечения скважины, измеряется в м².

N — Частота вращения буровой головки, измеряется в об/мин.

T — Крутящий момент на буровой головке, измеряется в кН·м.

v — Скорость проходки, измеряется в м/мин

Для практического использования предложенного метода была разработана расчетная программа для ПК. Алгоритм расчета представлен на рисунке 4.7. Программа позволяет производить расчет геометрических параметров и режимов работы ВГВК для конкретных условий применения и возможностей машины ГНБ. Кроме того, в программе реализована

возможность расчета и оценки энергоэффективности применения исполнения ВГВК для конкретного исполнения бурильной головки, что позволяет обоснованно давать рекомендации по формированию комплекта оборудования для наиболее энергоэффективного выполнения проекта в конкретных условиях.

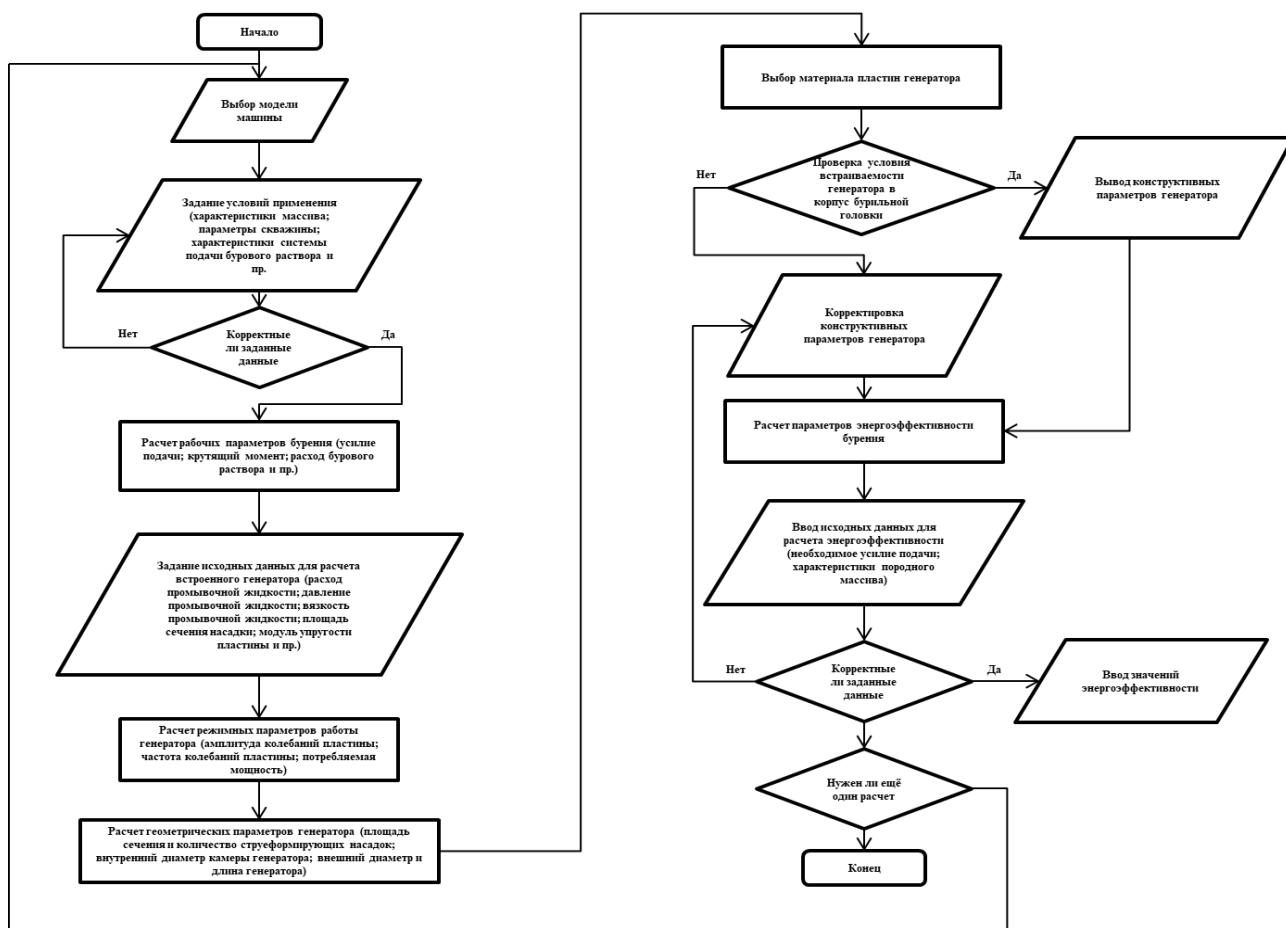


Рисунок 4.7 – Алгоритм расчета и проектирования гидродинамического технологического инструмента установки ГНБ

Так, например, расчет энергоэффективности использования бурильной головки машины ГНБ с ВГВК при прокладке скважины диаметров 100 мм в массиве с показателем сопротивляемости уплотнению $\delta_{упл}$, равном 180, 250 и 430 кПа при частоте вращения бурового инструмента $n = 50$ об/мин, скорости прокладки $v = 1$ м/мин машиной с крутящим моментом на инструменте $T = 5$ кН·м представлен в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Расчет энергоэффективности использования бурильной головки машины ГНБ с ВГВК

№ п/п	Сопротивляемость массива уплотнению, $\delta_{упл}$, кПа	Коэффициент снижения нагрузок на инструменте $K_{сн}$	Усилия подачи $P_{п}$, кН	Тяговое усилие $P_{т}$, кН	Энергоемкость бурения e , кДж/м ³	Энергоемкость бурения с ВГВК $e_{вгвк}$, кДж/м ³	Энергоэффективность $E = e / e_{вгвк}$
1	180	0,84	83,67	100	200 000	197 959	1,01
2		0,84	167,35	200	212 500	208 418	1,02
3		0,84	251,02	300	225 000	218 877	1,03
4		0,84	334,69	400	237 500	229 337	1,04
5		0,84	418,37	500	250 000	239 796	1,04
6	250	0,79	78,88	100	200 000	197 360	1,01
7		0,79	157,76	200	212 500	207 219	1,03
8		0,79	236,63	300	225 000	217 079	1,04
9		0,79	315,51	400	237 500	226 939	1,05
10		0,79	394,39	500	250 000	236 799	1,06
11	430	0,72	71,55	100	200 000	196 443	1,02
12		0,72	143,09	200	212 500	205 387	1,03
13		0,72	214,64	300	225 000	214 330	1,05
14		0,72	286,19	400	237 500	223 273	1,06
15		0,72	357,73	500	250 000	232 217	1,08

Анализ представленных результатов показывает, что для всех рассмотренных условий применения энергоэффективность E инструмента с ВГВК увеличивается при переходе на массивы с большей сопротивляемостью уплотнению $\delta_{упл}$ (рисунок 4.8) и составляет от 1,01 до 1,08. При этом с увеличением усилия подачи $P_{п}$ энергоэффективность также возрастает с 1,01 до 1,04 (для массивов с $\delta_{упл} = 180$ кПа) и с 1,02 до 1,08 (для массивов с $\delta_{упл} = 430$ кПа).

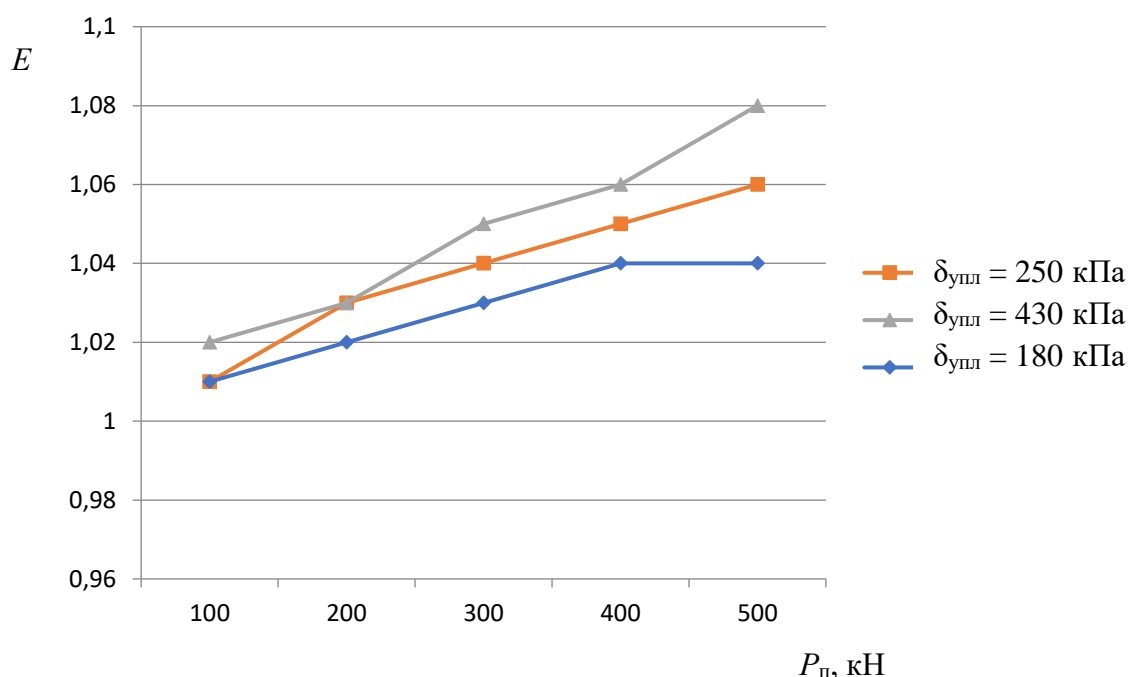


Рисунок 4.8 – Зависимость энергоэффективности E от усилия подачи $P_{п}$

Полученный результат подтверждает перспективность расширения области применения машин ГНБ с ВГВК за счет более твердых грунтов с точки зрения повышения энергоэффективности.

4.4 Оценка финансово-экономического эффекта от применения бурильной головки с ВГВК

Результаты выполненных исследований и разработанный метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ, который в зависимости от возможностей насосного оборудования бурильной головки машины ГНБ с ВГВК бурильной установки и условий применения машины позволяет обосновать конструктивное исполнение ВГВК и режимы его работы, обеспечивающие повышение эффективности процесса бурения и проведение работ с максимальной энергоэффективностью, использовались [118] при разработке семейства бурильных головок. Были выполнены расчеты и конструкторская документация бурильных головок с ВГВК диаметрами 60, 65, 73 и 81 мм, а также проведена оценка экономических показателей их

производства. Результаты расчетов представлены в таблицах 4.5, 4.6, 4.7 и 4.8. В стоимость бурильной головки с ВГВК собственного производства включены затраты на изготовление специальной технологической оснастки. Стоимость полуфабрикатов собственного производства, в цене ВГВК, рассчитана на основании согласованных основных экономических нормативов (ОЭН), включающих в себя размер основной и дополнительной (за неотработанное время) заработной платы основных производственных рабочих, общепроизводственных (ОПР) и общехозяйственных расходов (ОХР), транспортно-заготовительных расходов (ТЗР) и рентабельности которые ограничены индексами - дефляторами. Таким образом, расходы на изготовление полуфабрикатов собственного производства компенсируются в полном объеме [87, 89, 91, 92].

Таблица 4.5 – Расчет и обоснование прибыли БГ-60 с ВГВК при рентабельности 25%

№№ строки	Наименование статей затрат	Затраты (руб.) 2024год		Величина прибыли (руб.) 2024год
		Собственные	Привнесенные	
1	2	3	4	7
0100	Материальные затраты - всего:	0,00	4 610,99	46,11
	в том числе:			
0101	приобретение сырья, материалов и вспомогательных материалов	X	4 355,96	43,14
0103	возвратные отходы	0,00	42,35	
0104	приобретение комплектующих изделий	X	297,38	2,97
0200	Затраты на оплату труда - всего:	10 439,57	X	2 609,89
	в том числе:			
0201	основная заработная плата	9 254,93	X	2 313,73
0202	дополнительная заработная плата	1 184,63	X	296,16
0300	Страховые взносы на обязательное социальное страхование	3 288,46	X	822,12
0800	Общепроизводственные затраты	39 452,41	X	9 863,10
1600	Административно-управленческие расходы	21 415,92	X	5 353,98
ИТОГО		74 596,36	4 610,99	18 695,20

Таблица 4.6 – Расчет и обоснование прибыли БГ-65 с ВГВК при рентабельности 25%

№№ строки	Наименование статей затрат	Затраты (руб.) 2024год		Величина прибыли (руб.) 2024год
		Собственные	Привнесенные	
1	2	3	4	7
0100	Материальные затраты - всего:	0,00	5 303,90	53,04
	в том числе:			
0101	приобретение сырья, материалов и вспомогательных материалов	X	5 048,87	50,07
0103	возвратные отходы	0,00	42,35	
0104	приобретение комплектующих изделий	X	297,38	2,97
0200	Затраты на оплату труда - всего:	12 204,55	X	3 051,14
	в том числе:			
0201	основная заработная плата	10 819,64	X	2 704,91
0202	дополнительная заработная плата	1 384,91	X	346,23
0300	Страховые взносы на обязательное социальное страхование	3 844,43	X	961,11
0800	Общепроизводственные затраты	39 452,41	X	9 863,10
1600	Административно-управленческие расходы	25 036,64	X	6 259,16
ИТОГО		80 538,04	5 303,90	20 187,55

Таблица 4.7 – Расчет и обоснование прибыли БГ-73 с ВГВК при рентабельности 25%

№№ строки	Наименование статей затрат	Затраты (руб.) 2024год		Величина прибыли (руб.) 2024год
		Собственные	Привнесенные	
1	2	3	4	7
0100	Материальные затраты - всего:	0,00	5 924,30	59,24
	в том числе:			
0101	приобретение сырья, материалов и вспомогательных материалов	X	5 669,27	56,27
0103	возвратные отходы	0,00	42,35	
0104	приобретение комплектующих изделий	X	297,38	2,97
0200	Затраты на оплату труда - всего:	13 054,36	X	3 263,59
	в том числе:			
0201	основная заработная плата	11 573,01	X	2 893,25
0202	дополнительная заработная плата	1 481,35	X	370,34
0300	Страховые взносы на обязательное социальное страхование	4 112,12	X	1 028,03
0800	Общепроизводственные затраты	39 452,41	X	9 863,10
1600	Административно-управленческие расходы	26 779,96	X	6 694,99
	ИТОГО	83 398,85	5 924,30	20 908,96

Таблица 4.8 – Расчет и обоснование прибыли БГ-81 с ВГВК при рентабельности 25%

№№ строки	Наименование статей затрат	Затраты (руб.) 2024год		Величина прибыли (руб.) 2024год
		Собственные	Привнесенные	
1	2	3	4	7
0100	Материальные затраты - всего:	0,00	3 851,49	38,51
	в том числе:			
0101	приобретение сырья, материалов и вспомогательных материалов	X	3 596,46	35,54
0103	возвратные отходы	0,00	42,35	
0104	приобретение комплектующих изделий	X	297,38	2,97
0200	Затраты на оплату труда - всего:	13 381,21	X	3 345,30
	в том числе:			
0201	основная заработная плата	11 862,77	X	2 965,69
0202	дополнительная заработная плата	1 518,44	X	379,61
0300	Страховые взносы на обязательное социальное страхование	4 215,08	X	1 053,77
0800	Общепроизводственные затраты	44 177,06	X	11 044,27
1600	Административно-управленческие расходы	27 450,46	X	6 862,61
	ИТОГО	89 223,81	3 851,49	22 344,47

Также, был выполнен расчет стоимости бурильных головок собственного производства. Результаты представлены в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Стоимость БГ с ВГВК

№ п/п	Полное наименование товара, работы, услуги, шифр	Единица измерения	Конструктивные особенности	Цена, заявленная организацией-поставщиком (подрядчиком, исполнителем) (без НДС, руб.)	Вид цены
					Предложено организацией-поставщиком (подрядчиком, исполнителем)
1	2	6	7	9	12
1	Гидромониторная бурильная головка для горизонтально направленного бурения, БГ-60	штука	ВГВК с двумя насадками	97 903,80	Ориентировочная
2	Гидромониторная бурильная головка для горизонтально направленного бурения, БГ-65	штука	ВГВК с тремя насадками	106 030,74	Ориентировочная
3	Гидромониторная бурильная головка для горизонтально направленного бурения, БГ-73	штука	ВГВК с четырьмя насадками	110 233,37	Ориентировочная
4	Гидромониторная бурильная головка для горизонтально направленного бурения, БГ-81	штука	ВГВК с пятью насадками	115 421,03	Ориентировочная

При организации производства БГ с ВГВК можно видеть из вышеуказанных расчетов, что в среднем прибыль с одной БГ с ВГВК составляет 20 000 руб. при выпуске 1000 шт. в год прибыль составит 20 000 000 руб.

Для расчета финансово-экономический результат при высвобождении трудоресурсов принимаем следующие исходные данные:

Таблица 4.10 – Показатели для расчета

Наименование показателя	С установленной БГ	С установленной БГ с ВГВК
Скорость проходки ПИЛС, м/ч	60	73,8
Стоимость прокола, руб за м.п.	800	

Рассчитаем финансово-экономический результат в месяц при высвобождении трудоресурсов по формуле:

$$\Delta Z_{\text{тр}} = \sum_{i=1}^N ((T_{i1} - T_{i2}) \times C_i) \times A, \quad (4.10)$$

где $\Delta Z_{\text{тр}}$ – финансово-экономический результат, руб.;

T_{i1} , T_{i2} – общее число человеко-часов (нормо-часов) для i вида работы, до и после реализации мероприятий, нормо-часов;

C_i – стоимость одного человеко-часа (нормо-часов) i вида работы, необходимой для производства единицы продукции до и после реализации мероприятий, руб./час;

A – объем увеличения проходки ПИЛС за рассматриваемый период времени, м.п.;

$$\Delta Z_{\text{тр}} = (168 - 136,59) \times 800 \times 13,8 = 346\,817,56 \text{ руб.}$$

При данных условиях финансово-экономический результат рассчитывается по формуле:

$$\Delta Pr_M = P \times Z - \Delta VC,$$

где ΔPr_M – потенциальное изменение прибыли в год за счет загрузки высвобожденных ресурсов новыми заказами, руб.;

P – максимальная производительность по новой продукции высвобожденных ресурсов, в натуральных единицах;

Z – цена продукции, потенциально производимой в рамках новых заказов, руб.;

ΔVC – общее изменение переменных затрат, руб. (в данном варианте неизменны)

$$\Delta Pr_M = (27\,820 \times 800) = 22\,256\,640,00 \text{ руб.}$$

Также следует отметить, что данный расчет выполнен при использовании одной установки, в случае увеличения парка используемых установок ГНБ прибыль будет кратно увеличиваться.

4.5. Выводы по главе 4

1. Обосновано конструктивное исполнение бурильной головки с ВГВК, предусматривающее наличие сменных элементов: генераторов вибрационных колебаний, содержащих различное количество струеформирующих насадок, и резонирующих пластин, которые подбираются в зависимости от характеристик прочностных свойств грунта и заменяются с учетом конкретных условий выполнения работ по бурению и возможностей насосного оборудования бурильной установки, обеспечивающих реализацию технологии ГНБ в энергоэффективном режиме.

2. Разработан метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки с ВГВК машины ГНБ, который, в зависимости от возможностей насосного оборудования бурильной установки и условий применения машины, позволяет обосновать конструктивное исполнение ВГВК и режимы его работы, обеспечивающие повышение эффективности процесса бурения и проведение работ с максимальной энергоэффективностью [118].

3. Показано, что расширение области применения бурильных головок с ВГВК машин ГНБ за счет более твердых грунтов обеспечивает повышение энергоэффективности.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Таким образом, в результате выполненных экспериментальных и теоретических исследований решена актуальная научно-техническая задача разработки метода расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины ГНБ, обеспечивающего повышение долговечности и эффективности функционирования ВГВК с учетом возможностей насосной установки конкретной машины. Это было достигнуто на основе установленных закономерностей влияния исполнения резонирующих пластин на усталостную прочность и ресурс их работы в зависимости от возможностей насосного оборудования бурильной установки и условий применения машины [118], что представляет собой важный вклад в развитие средств механизации строительных работ.

Получены следующие основные научные и практические результаты исследований.

1. Разработана конструкция и изготовлен опытный образец гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК в комплекте со сменными наборами резонирующих пластин и струеформирующих насадок для проведения стендовых испытаний. Проведены стендовые испытания по проверке работоспособности и сравнительной оценке резонансных характеристик опытного образца гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК в комплекте с различными наборами резонирующих пластин и струеформирующих насадок. Подтверждена работоспособность предложенной конструкции бурильной головки.

2. Экспериментально определены закономерности функционирования и выявлены режимы работы генератора вибрационных колебаний, встроенного в гидродинамическую бурильную головку машины ГНБ. Установлено, что при частоте в диапазоне от 1340 до 1450 Гц для всех вариантов исполнения ВГВК возникает резонанс, а амплитуда достигает $(1,5...2,2)10^{-3}$ м. Исследован ресурс работы резонирующих пластин различного конструктивного исполнения. Установлено, что для резонирующих пластин, изготовленных из стали 60С2А с отжигом в электропечи, последующей закалкой в соляной ванне и отпуском в электропечи, долговечность работы резонирующей пластины в резонансном режиме при амплитуде колебаний $1,2 \cdot 10^{-3}$ м составит не менее 5000 часов.

3. Обосновано конструктивное исполнение бурильной головки с встроенным генератором гидродинамических колебаний, предусматривающее наличие сменных элементов: генераторов вибрационных колебаний, содержащих различное количество струеформирующих насадок, и резонирующих пластин, которые подбираются в зависимости от характеристик прочностных свойств грунта и заменяются с учетом конкретных условий выполнения работ по бурению и возможностей насосного оборудования бурильной установки. Экспериментально подтверждена эффективность применения гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК, выразившаяся в снижении усилия подачи на 22–27 % при реализации резонансного режимах работы ВГВК в диапазоне от 1340 до 1450 Гц с амплитудой $2,2 \cdot 10^{-3}$ м и при давлении промывочной жидкости 2 МПа.

4. Разработан метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки с ВГВК машины ГНБ, который в зависимости от возможностей насосного оборудования бурильной установки и условий применения машины позволяет обосновать конструктивное исполнение встраиваемого генератора вибрационных колебаний и режимы его работы, обеспечивающие повышение эффективности процесса бурения и проведение

работ с максимальной энергоэффективностью. Показано, что для всех рассмотренных условий применения при переходе с массивов $\delta_{\text{упл}} = 180$ кПа на массивы с большей сопротивляемостью уплотнению ($\delta_{\text{упл}} = 430$ кПа) энергоэффективность инструмента с ВГВК увеличивается и составляет от 1,01 до 1,08.

5. Построена регрессионная модель, отражающая зависимость ДПС от трех основных параметров, оказывающих влияние на результативность работы машины ГНБ и процесса бурения в целом: сопротивляемость массива уплотнению, скорость потока рабочей жидкости и усилие подачи. Адекватность модели подтверждена рассчитанными значениями критерия Фишера (4,25) и индекса корреляции (0,97).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. СП 249.1325800.2016. Коммуникации подземные. Проектирование и строительство закрытым и открытыми способами. – М., 2016. – 98 с.
2. Колесников В. В. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы бурильной головки со встроенным генератором гидродинамических колебаний: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Колесников Владимир Владимирович [Место защиты: Тул. гос. ун-т]. – Тула, 2013. – 154 с.: ил. РГБ ОД, 61 14-5/1535.
3. Мартюченко И. Г., Бойков И. В., Рожкова О. В., Жадов И. В. Обзор способов образования горизонтальных скважин // Техническое регулирование в транспортном строительстве / СГТУ им. Ю. А. Гагарина. – С. 206–212.
4. Методика по бестраншейной прокладке и санации инженерных коммуникаций. – Республика Казахстан: Казахстан Су Арнасы, 2012. – 83 с.
5. Бестраншейная прокладка коммуникаций с применением микротоннелепроходческих комплексов и реконструкция трубопроводов с применением специального оборудования / МГСН 6.01-03, ТСН 40-303-2003. – М., 2004. – 41 с.
6. Прокалывающая установка ПУ-2 (для бестраншейной прокладки) [Электронный ресурс] – 2019. – Режим доступа: <https://www.mrmz.ru/tehnika/proch/spisok11/igla2.htm>
7. Установка управляемого прокола Ditch Witch P80 (для бестраншейной прокладки) [Электронный ресурс]. – 2020. – Режим доступа: http://www.ditchwitch.ru/catalog/11-rod_pushers/ditchwitch-p80.htm
8. Установка направленного прокалывания УНП-40Б (для бестраншейной прокладки) [Электронный ресурс]. – 2020. – Режим доступа: <https://www.enerprom.ru/prod/276>
9. Храменков С. В., Алифренков А. Д., Примин О. Г. Трубы из высокопрочного чугуна для систем водоснабжения и водоотведения:

монография. – М.: Московский государственный строительный университет, 2015. – 192 с.

10. Земсков В. М. Теоретические основы взаимодействия рабочего наконечника с грунтом при проколе горизонтальных скважин: монография. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2010. – 104 с.

11. Горизонтальное бурение теория и практика [Электронный ресурс]. – 2020. Режим доступа: <http://www.dattis.info/theorypm/310-gnbvsprokolst.html>

12. Установки для бестраншейной прокладки мини-тоннелей типа УМТ [Электронный ресурс]. – 2020. – Режим доступа: <http://www.dattis.info/theorypm/310-gnbvsprokolst.html>

13. Рогачев А. А. Установка для проведения микротоннелей УМТ-0,6 / А. А. Рогачев, Ю. В. Антипов, И. И. Браккер, Д. П. Бессолов. – Тула: ТулГУ, 2004. – 10 с.: ил. – Деп. в ВИНТИ 29.04.2004 № 736 – В2004.

14. Буровая установка PERFORATOR РВА 20 [Электронный ресурс]. – 2020. – Режим доступа: <http://perforator.su/burovie-ustanovki/nachalnogo-urovnya/pba-20.html>

15. Классификация установок представлена в таблице [Электронный ресурс] // Вып. № 28. Ст. № 2 – Режим доступа: <https://www.mrmz.ru/article/v28/print/2.htm>

16. Установка горизонтально направленного бурения Grundodrill JCS 130 [Электронный ресурс]. – 2020. – Режим доступа: <https://www.tracto-technik.com/Products/GRUNDODRILL-THE-NEUGENERATION/GRUNDODRILL-JCS130>

17. Руководство по прокладке подземных трубопроводов способом горизонтально направленного бурения с применением труб из ВЧШГ. – М.: ООО «Аквадизайн-А», 2007. – 66 с.

18. Bentonit. Теория и практика [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dattis.info/theorypm/306-bentonitst.html>

19. Назаренко А. Ф. Об одном механизме гидродинамического звукообразования // Акустический журнал. – 1978. – Т. 24, № 4. С. 573.
20. Петров А. А. Влияние кавитации на процессы, протекающие в гидромониторной бурильной головке со встроенным генератором гидродинамических колебаний // Актуальные проблемы безопасности дорожного движения: материалы 73-й Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – СПб.: СПбГАСУ, 2020. – С. 26–33.
21. Константинов Б. Г. Гидродинамическое звукообразование и распространение звука в ограниченной среде. – Л.: Наука, 1974. – 144 с.
22. Гершгал Д. А., Фридман В. М. Ультразвуковая технологическая аппаратура. – М.: Энергия, 1976. – 318 с.
23. Биркгоф Г., Сарантонелло Э. Струи, следы и каверны. М.: Мир, 1964. – 467 с.
24. Пирсол И. Кавитация. М.: Мир, 1975. – 93 с.
25. Арзуманов Э. С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. – М.: Энергия, 1978. – 304 с.
26. Неволин В. Г. Опыт применения звукового воздействия в практике нефтедобычи Пермского края. – Пермь, 2008. – 54 с.
27. Назаренко А. Ф. Гидродинамические излучающие системы и проблема интенсификации некоторых технологических процессов: дис. ... д-ра техн. наук. – Одесса, 1980. – 383 с.
28. Пат. № 74317, РФ. Гидродинамический диспергатор и резонансная пластина для него / Аистов Н. М., Щучкин А. С. Заявл. 14.02.2008; опубл. 27.06.2008.
29. СТО НОСТРОЙ 2.27.17-2011. Прокладка подземных коммуникаций методом горизонтального направленного бурения. – М.: БСТ, 2012. – 145 с.

30. Пат. № 2169625, РФ. Гидродинамический генератор для обработки суспензий / Фрейдин А. М., Шалауров В. А., Анушенков А. Н. Заявл. 10.01.2000; опубл. 27.06.2001.
31. Бреховских Л. М., Гончаров В. В. Введение в механику сплошных сред. – М.: Наука, 1982. – 336 с.
32. Powell A. Concerning the noise of turbulent jets // J. Acoust. Soc. Amer. – 1960. – Vol. 32, No. 12. – Pp. 1609–1612.
33. Бергман Л. Ультразвук и его применение в науке и технике. – М: ИИЛ, 1956. – 726 с.
34. Janovski W., Pohiman R. Schall und Ultraschallerzeugung in Flüssigkeiten für industrielle Zwecke, Zs. angew. Phys, 1, 222 (1948).
35. Ши-Го-Бао. Исследование гидродинамических излучателей: дис. канд. физ.-мат. наук. – М., 1961. – 93 с.
36. Рогов А. Б. Обоснование технологических решений и параметров машин и комплексов оборудования для разрушения крепких пород, повышающих долговечность горной техники: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Рогов Александр Борисович. – Тула, 2004. – 308 с.
37. Земсков В. М. Развитие научных основ создания вибрационных рабочих наконечников машин для прокола горизонтальных грунтовых скважин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.04 / Земсков Владимир Михайлович. – Новочеркасск, 2011. – 273 с.
38. Земсков В. М. Определение рациональных параметров виробурильной установки для бестраншейной прокладки трубопроводов: дис. ... канд. тех. наук: 05.05.04 / Земсков Владимир Михайлович. – Саратов, 2002. – 153 с.
39. Белецкий Б. Ф. Технология и механизация строительного производства: учебник. – Изд. 3-е. – Ростов/Д: Феникс, 2004. – 752 с.
40. Пат. № 2330928, РФ. Гидромониторная бурильная головка / Ермолин Д. А., Зайнашев М. М. Заявл. 17.01.2007; опубл. 10.08.2008.

41. Петров А. А., Шаронов А. А. Современное состояние и перспективы развития техники и технологий бестраншейной прокладки // Актуальные проблемы безопасности дорожного движения: материалы 71-й Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – СПб.: СПбГАСУ, 2018. – С. 83–88.

42. Пат. № 2081988, РФ. Гидромониторная бурильная головка / Рольф Дан. Заявл. 25.03.1991; опубл. 20.06.1997.

43. Пат. № 2249083, РФ. Устройство для бестраншейной прокладки трубопроводов мегодом проката / Ромакин Н. Б., Ромакин Д. Н., Краснолудский К. В. Заявл. 05.12.2002; опубл. 27.03.2005.

44. Меламед Ю. А. Гидроимпульсная технология: большие возможности и широкий спектр применения // Разведка и охрана недр. – 1993. – № 6. – С. 17–19.

45. Дзоз Н. А., Жулай Ю. А. Интенсификация процессов бурения с использованием гидродинамической кавитации // Горный информационный аналитический бюллетень. – М.: Горная книга. С. 290–296.

46. Дзоз Н. А., Жулай Ю. А. Оценка эффективности бурения гидрогеологических скважин с наложением вибронагрузки на породоразрушающий инструмент. Деформирование и разрушение материалов с дефектами и динамические явления в горных породах и выработках // Матер. XVI Междунар. науч. школы. – Симферополь: Таврич. нац. ин-т, 2006. – С. 86–93.

47. Колесников В. В., Лежебоков А. В., Пушкарев А. Е. Особенности конструкции гидромониторной бурильной головки // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2013. – Вып. 4. – С. 240–246.

48. Колесников В. В. Повышение эффективности работы породоразрушающего инструмента установки горизонтально направленного бурения // VII Региональная молодежная научно-практическая конференция Тульского государственного университета «Молодежные инновации»: сборник

докладов / под общ. ред. д-ра техн. наук, профессора Е. А. Ядыкина: в 3 ч. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2013. – Ч. I. – С. 144.

49. Колесников В. В., Лежебоков А. В., Пушкарев А. Е. Повышение эффективности работы породоразрушающего инструмента для машин ГНБ // Вопросы образования и науки в XXI веке: сборник научных трудов по материалам Международной научной-практической конференции 29 апреля 2013 г.: в 11 частях. Часть 6 / Мин-во обр. и науки РФ. – Тамбов: Изд-во ТРОО «Бизнес – Наука – Общество», 2013. – С. 57–59.

50. Пат. № 2013135577 RU. Гидромониторная бурильная головка / Качурина Н. М., Колесникова В. В., Пушкарева А. Е. Уведомление о поступлении документов заявки 29.07.2013. Решение о выдачи патента от 01.10.2013.

51. Натапов Б. С. Термическая обработка металлов: учебное пособие для вузов. – Киев: Вища школа, 1980. – С. 39–41.

52. Ребрик Б. М. Вибрационное бурение скважин. – М.: Недра, 1974. – 192 с.

53. Кершенбаум Н. Я. Виброметод в проходке горизонтальных скважин / Н. Я. Кершенбаум, В. И. Минаев. – М.: Недра, 1968. – 158 с.

54. Копылов В. Е. Бурение?.. Интересно! – М.: Недра, 1981. – 160 с.

55. Рыбаков А. П. Основы бестраншейных технологий. Теория и практика. – М.: ПрессБюро, 2005. – 304 с.

56. Сулакшин С. С. Техника и технология направленного бурения скважин. – М.: Недра, 1967. – 310 с.

57. Васильев Н. В. Закрытая прокладка трубопроводов. – М.: Недра, 1964. – 264 с.

58. Техническое руководство по горизонтальному направленному бурению. – 2-е изд. / Европейская ассоциация подрядчиков по горизонтально направленному бурению DCA – Europe. – Аахен, 2001.

59. Справочник строителя транспортных тоннелей / под ред. П. А. Часовитина. – М.: Транспорт, 1965. – 765 с.
60. Термическая обработка углеродистой стали [Электронный ресурс]. – 2023. – Режим доступа: <https://all4study.ru/proizvodstvo/termicheskaya-obrabotka-stalej-2-chast.html>
61. Корнеев А. А. Выбор температуры закалки стали ЭИ347-Ш. – Курск: Университетская книга. – С. 157–158.
62. Печь для отжига, нормализации и закалки ПВП 300/12,5 Накал [Электронный ресурс]. – 2022. Режим доступа: <https://www.nakal.ru/catalog/pechi-s-vydvizhnym-podom/>
63. Петров А. А. Анализ напряженно-деформируемого состояния пластины колебателя буровой головки со встроенным генератором гидродинамических колебаний // Строительные и дорожные машины. – 2022. – № 12. – С. 26–30.
64. Ванна закалочная ВЗ 21.18.9/0,8 [Электронный ресурс]. – 2022. – Режим доступа: <https://www.nakal.ru/catalog/elektropechi/termoobrabotka-chernykh-metallor/maslyanye-i-vodyanye-zakalochnye-vanny/>
65. Ванна закалочная ВМ 26.22.15/0,6 [Электронный ресурс]. – 2021. – Режим доступа: <https://www.nakal.ru/catalog/elektropechi/termoobrabotka-chernykh-metallor/maslyanye-i-vodyanye-zakalochnye-vanny/>
66. Твердомер Роквелла (HRC) Wilson R574T [Электронный ресурс]. – 2021. – Режим доступа: <https://buehler.ru/tverdomery/tverdomeryi-rokvella/wilson-rockwell-574>
67. Петров А. А., Пушкарев А. Е., Манвелова Н. Е. Расчет геометрических параметров буровой головки со встроенным генератором гидродинамических колебаний // Строительные и дорожные машины. – 2022. – № 12. – С. 21–25.
68. Машины для испытаний конструкционных материалов И11М [Электронный ресурс]. – 2023. – Режим доступа: <https://www.tochpribor->

kb.ru/%D0%A0%D0%B0%D0%B7%D1%80%D1%8B%D0%B2%D0%BD%D0%B0%D1%8F_%D0%BC%D0%B0%D1%88%D0%B8%D0%BD%D0%B0_%D0%981158%D0%9C

69. Микродвердомер ПМТ-3М [Электронный ресурс]. – 2022. – Режим доступа: <https://www.lomo-microsystems.ru/Pmt-3M.html>

70. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1973. – 697 с.

71. Справочник по проектированию и бурению скважин на воду / под ред. А. С. Белецкого. – М.: Недра, 1983.

72. Колесников В. В., Лежебоков А. В., Пушкарев А. Е. Экспериментальные исследования характеристик насадок // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2013. – Вып. 4. – С. 211–216.

73. Колесников В. В., Лежебоков А. В., Пушкарев А. Е. Экспериментальные исследования характеристик насадок гидродинамических излучателей // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии: материалы V Международного научного симпозиума / под ред. д-ра техн. наук, профессора Л. С. Ушакова. – Орел: Госуниверситет-УНПК, 2013. – С. 237–240.

74. Назаров Г. С. Экспериментальное исследование кавитационных характеристик сужающихся насадков // Инженерно-физический журнал. – 1968. – Т. XIV, № 3. – С. 423–429.

75. Назаров Г. С. К расчету параметров кавитационного течения в гидравлических системах // Инженерно-физический журнал. – 1969. – Т. XVII, № 3. – С. 397–406.

76. Сиов Б. Н. Истечение жидкости через насадки в среды с противодействием. – М.: Машиностроение, 1968. – 140 с.

77. Котоусов Л. С. Исследование скорости водяных струй на выходе сопелс различной геометрией // Журнал технической физики. – 2005. – Т. 75, вып. 9. – С. 8–14.

78. Вецкий И. Г., Кильдишев Г. С., Вененицкий И. Г. Теория вероятности математической статистики. – М.: Статистика, 1975. – 264 с.
79. Маркович Э. С. Курс высшей математики с элементами теории вероятности и математической статистики. – М.: Высшая школа, 1972. – 258 с.
80. Иванов В. А., Калинина В. Н., Нешумова Л. А. [и др.]. Математическая статистика. – М.: Высшая школа, 1982. – 371 с.
81. Барон Л. И. О познавательной ценности экспериментально-статистического метода в науке о разрушении горных пород. – 1973. – Вып. 113. – С. 3–21.
82. Седов Л. И. Методы подобия и размерностей в механике. – М.: Наука, 1967. – 428 с.
83. Леман Э. Проверка статистических гипотез. – М.: Мир, 1975. – 450 с.
84. Крамер Г. Математические методы статистики. – М.: Мир, 1975. – 243 с.
85. Тутубалин В. Н. Статистическая обработка рядов наблюдений. М.: Знание, 1973. – 301 с.
86. Большев Л. Н., Смирнов Н. В. Таблицы математической статистики. М.: Наука, 1965. – 256 с.
87. Налимов В. В., Чернова Н. А. Статистические методы планирования экспериментальных экспериментов. – М.: Наука, 1965. – 340 с.
88. Ключев В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
89. Минацкин В. Г., Гусынин А. Б., Садовникова Н. А., Шмойлова Р. А. Курс лекций по теории статистики / Московский международный институт экономики, информатики, финансов и права. – М., 2003. – 189 с.
90. Барон Л. И. Горнотехническое породоведение. – М.: Наука, 1977. – 323 с.

91. Гнурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика. – М.: Высшая школа, 1972. – 368 с.
92. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента: справочное пособие. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
93. Пушкарев А. Е. Обоснование и выбор параметров гидроабразивного инструмента исполнительных органов горных машин с разработкой модулей высоконапорного оборудования: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Пушкарев Александр Евгеньевич. – Тула, 1999. – 347 с.
94. Король В. И. Обоснование параметров и определение нагруженности гидромеханических резцов струговой установки: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Король Валерия Валерьевна. – Тула, 2011. – 155 с.
95. Леонтьева Н. С. Выбор и обоснование конструктивных параметров и режимов работы гидросъемника гидроструйной бурильной машины: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Леонтьев Николай Сергеевич. – Тула, 2013. – 125 с.
96. Рогачева А. А. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы исполнительного органа управляемой прокалывающей установки: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Рогачев Алексей Александрович. – Тула, 2007. – 192 с.
97. Жабина А. Б. Обоснование параметров взаимодействия агрегированного механогидравлического инструмента с массивом для эффективного разрушения крепких горных пород: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Жабин Александр Борисович. – Тула, 1984. – 177 с.
98. Головин К. А. Обоснование параметров и создание оборудования для гидроструйной цементации неустойчивых пород в горном производстве: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Головин Константин Александрович. – Тула, 2007. – 336 с.
99. Поликов Ан. В. Обоснование рациональных параметров импульсных струй воды высокого давления и разработка метода расчета

эффективности процесса резания ими горных пород: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Поляков Андрей Вячеславович. – Тула, 2006. – 162 с.

100. Поликов Ал. В. Разработка метода расчета эффективности процесса резания горных пород струями воды сверхвысокого давления и обоснование параметров устройства для их получения применительно к проходческим комбайнам: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Поляков Алексей Вячеславович. – Тула, 2006. – 184 с.

101. Густов Ю. И., Аллаттуф Х. Исследование взаимосвязи коэффициентов пластичности и предела текучести сталей стандартных категорий прочности // Вестник МГСУ. – 2013. – № 7. – С. 22–26.

102. Троценко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. – Киев: Наукова Думка, 1987. – 512+701 с.

103. Орлов П. И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие. – В 2-х кн. Кн. 1 / под ред. П. Н. Учаева. – Изд. 3-е, испр. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.: ил.

104. Рыбаков А. П. Основы бестраншейных технологий: теория и практика. – М.: ПрессБюро № 1, 2005. – 304 с.

105. Фомичева Е. М. Исследование зависимости твердости ленты из стали 60С2А от режимов термической обработки // Вестник Самарского государственного технического университета. – 2016. – № 3 (51). – С. 144–150.

106. Густов Ю. И., Аллаттуф Х. Исследование взаимосвязи коэффициентов пластичности и предела текучести сталей стандартных категорий прочности // Вестник МГСУ. – 2013. – № 7. – С. 22–26.

107. Пат. № 2795008, РФ. Устройство гидромониторной бурильной головки для горизонтально направленного бурения / Петров А. А., Пушкарев А. Е., Михайлов А. Н. Заявл. 04.05.2022; опубл. 27.04.2023.

108. Абросимова А.А. Методика оценки и повышения прочности соединения металлоконструкций строительных машин: дис...канд. техн. наук: 05.05.04 / Абросимова Анжелика Анатольевна – Санкт -Петербург, 2017.-173 с.

109. Барон Л. И. О познавательной ценности экспериментально-статистического метода в науке о разрушении горных пород. – 1973. – Вып. 113. –С. 3-21
110. Седов Л.Н. Методы и пособия размерностей в механике. – М.: Наука, 1967. М 428 с.
111. Леман Э. Проверка статистических гипотез – М.: Мир, 1975. – 450с.
112. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента: справочное пособие. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
113. Большев Л.Н., Смирнов Н.В. Таблицы математической статистики М.: Наука, 1965 г., 253 с.
114. Иванова В.М., Калинина В.Н., Нешумова Л.А. и др. Математическая статистика. - М.: Высшая школа, 1981. - 371 с.
115. Венецкий И.Г., Кильдищев Г.С. Теория вероятностей и математическая статистика. - М.: Статистика, 1975. - 264 с.
116. Склярова А.А. Обоснование параметров взаимодействия технологического инструмента машины горизонтально направленного бурения с рабочей средой: дис...канд. техн. наук: 2.5.11 / Склярова Анастасия Алексеевна – Санкт -Петербург, 2024.-148 с.
117. СП 341.1325800.2017. Подземные инженерные коммуникации. Прокладка горизонтальным направленным бурением. – М., 2017. – 145 с.
118. Петров А. А. Оценка влияния режимов термической обработки стали 60С2А на ее механические характеристики и повышение работоспособности генератора гидродинамических колебаний / А. А. Петров // Грузовик – 2023. – № 1. – С. 10–15 (0,37 п. л.).
119. Петров А. А. Обоснование параметров гидродинамической бурильной головки машины ГНБ со встроенным генератором вибрационных колебаний / А. Е. Пушкарев, А.А. Склярова., А. А. Петров. // Известия Тульского государственного университета. – 2025. – № 7. – С. 3-10 (0,92 п. л.).

120. Петров А. А. Методика подбора режимов работы насоса установки ГНБ в зависимости от конструктивных параметров бурильной головки со встроенным генератором гидродинамических колебаний / А. А. Петров // Актуальные проблемы безопасности дорожного движения: материалы 75-й Научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – СПб.: СПбГАСУ, 2023. – С. 407–411

ПРИЛОЖЕНИЕ А



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
**“СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ РЕГИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
 КОНЦЕРНА ВКО “АЛМАЗ-АНТЕЙ” – ОБУХОВСКИЙ ЗАВОД”**

192012, Россия, Санкт-Петербург, вн.тер.г. муниципальный округ Рыбацкое, пр-кт Обуховской Обороны, д. 120, стр. 19, помещ. 1-Н, №708
 ОКПО 07513234, ОГРН 1037825058732, ИНН/КПП 781144648/785050001, тел.: (812) 363-93-40, тел./факс: (812) 363-98-11, e-mail: dou@goz.ru

10 НОЯ 2023 № 46478/006

На № _____ от _____

АКТ

О внедрении результатов диссертационного исследования
 «Метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины горизонтально
 направленного бурения»

В Диссертационный совет Д 24.2.380.05
 Санкт-Петербургский государственный
 архитектурно-строительный университет
 Россия, 190005, Санкт-Петербург,
 2-я Красноармейская ул., д.4

Результаты диссертационного исследования А.А. Петрова на тему «Метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины горизонтально направленного бурения», представленного на соискание ученой степени кандидата технических наук, использованы в практической деятельности АО «Обуховский завод», наиболее существенными из которых являются:

1. Разработана конструкция и изготовлен опытный образец гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК в комплекте со сменными наборами резонирующих пластин и струеформирующих насадок для проведения стендовых испытаний.

2. Проведены стендовые испытания по проверке работоспособности и сравнительной оценке резонансных характеристик опытного образца гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК в комплекте с различными наборами резонирующих пластин и струеформирующих насадок. Подтверждена работоспособность предложенной конструкции бурильной головки.

3. Экспериментально определены закономерности функционирования и выявлены режимы работы генератора вибрационных колебаний, встроенного в гидродинамическую бурильную головку машины ГНБ. Установлено, что при частоте в диапазоне от 1340 до 1450 Гц для всех вариантов исполнения ВГВК возникает резонанс, а амплитуда достигает $(1,5...2,2)10^{-3}$ м.

4. Исследован ресурс работы резонирующих пластин различного конструктивного исполнения. Установлено, что для резонирующих пластин, изготовленных из стали 60С2А с отжигом в электропечи, последующей закалкой в соляной ванне и отпуском в электропечи, долговечность работы резонирующей пластины в резонансном режиме при амплитуде колебаний $1,2 \cdot 10^{-3}$ м составит не менее 5000 часов.

5. Обосновано конструктивное исполнение бурильной головки с ВГВК, предусматривающее наличие сменных элементов: генераторов вибрационных колебаний, содержащих различное количество струеформирующих насадок, и резонирующих пластин, которые подбираются в зависимости от характеристик прочностных свойств грунта и заменяются с учетом конкретных условий выполнения работ по бурению и возможностей насосного оборудования бурильной установки. Экспериментально подтверждена эффективность применения гидродинамической бурильной головки машины ГНБ с ВГВК, выразившаяся в снижении усилия продавливания на 22–27 % при реализации резонансного режима работы ВГВК в диапазоне от 1340 до 1450 Гц с амплитудой $2,2 \cdot 10^{-3}$ м и при давлении промывочной жидкости 2 МПа.

6. Разработан метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки с ВГВК машины ГНБ, который в зависимости от возможностей насосного оборудования бурильной установки и условий применения машины позволяет обосновать конструктивное исполнение встраиваемого генератора вибрационных колебаний и режимы его работы, обеспечивающие повышение эффективности процесса бурения и проведение работ с максимальной энергоэффективностью. Показано, что для всех рассмотренных условий применения при переходе с массивов дупл = 180 кПа на массивы с большей сопротивляемостью

уплотнению ($\delta_{\text{упл}} = 430 \text{ кПа}$) энергоэффективность инструмента с ВГВК увеличивается и составляет от 1,01 до 1,08.

7. Получена регрессионная модель, которая позволяет рассчитать диаметр пилотной скважины в зависимости от основных факторов, определяющих эффективность бурения, таких как сопротивляемость массива уплотнению, скорость потока рабочей жидкости и усилие продавливания (индекс корреляции $R^2 = 0,97$, а критерий Фишера $F = 4,25$).

В целом, использование результатов диссертационной работы А.А. Петрова, позволило повысить эффективность и долговечность функционирования породоразрушающего инструмента установки ГНБ с встроенным генератором вибрационных колебаний. Полученные результаты использованы при проектировании и внедрении в производство.

Первый заместитель генерального директора
технический директор



В.В. Шафранский

ПРИЛОЖЕНИЕ Б



МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет»
(СПбГАСУ)

ул. 2-я Красноармейская, д. 4, Санкт-Петербург, 190005

29.08.2023 № 08.32/23/11

[Акт внедрения материалов диссертации]
в учебный процесс



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

материалов, содержащихся в диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук «Метод расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины горизонтально направленного бурения» Петрова Андрея Андреевича, в учебный процесс Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета

Комиссия в составе

Председателя:

кандидата технических наук, доцента Зызыкина А.В. – декана автомобильно-дорожного факультета.

Членов комиссии:

доктора технических наук, доцента Евтюкова С.С. – заведующего кафедрой транспортных систем;

доктора технических наук, доцента Куракиной Е.В. – заведующего кафедрой наземных транспортно-технологических машин;

кандидата технических наук, доцента Черняева И.О. – заведующего кафедрой технической эксплуатации транспортных средств.

Настоящим подтверждает внедрение метода расчета и проектирования гидродинамической бурильной головки машины горизонтально направленного бурения, изложенного в диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук главного технолога АО «Обуховский завод» Петрова Андрея Андреевича (научный руководитель: доктор технических наук, профессор Пушкарев Александр Евгеньевич), в учебный процесс выпускающей кафедры наземных транспортно-технологических машин автомобильно-дорожного факультета в рабочую программу дисциплины «Строительные машины» по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, специализация «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование».

Внедрение результатов диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук обсуждено на заседании учебно-методической комиссии автомобильно-дорожного факультета Санкт-Петербургского государственного архитектурно-

строительного университета 08 сентября 2023 года (протокол № 1).

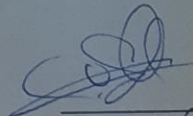
Основные положения диссертационного исследования, позволяющие развивать научно-методические подходы к расчету и проектированию бурильных головок с встроенным генератором вибрационных колебаний для эффективной работы, с установленными режимами работы генератора в зависимости от конструктивного исполнения резонирующих пластин, и закономерности влияния вибрационных нагрузок на надежность и долговечность элементов конструкции встроенного генератора, для подготовки специалистов в области строительных машин, обладающих различными компетенциями как исполнителя, так и руководителя, изложены в темах к лекционным занятиям по вышеупомянутой дисциплине.

Председатель комиссии:
Декан АДФ, к.т.н., доцент



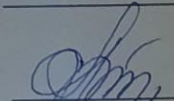
Зазыкин А.В.

Члены комиссии:
Заведующий кафедрой ТС,
д.т.н., доцент



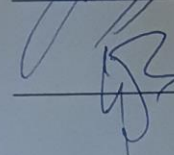
Евтюков С.С.

Заведующий кафедрой НТТМ,
д.т.н., доцент



Куракина Е.В.

Заведующий кафедрой ТЭТС,
к.т.н., доцент



Черняев И.О.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ
НА ИЗОБРЕТЕНИЕ
№ 2795008

**УСТРОЙСТВО ГИДРОМОНИТОРНОЙ БУРИЛЬНОЙ
ГОЛОВКИ ДЛЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО-
НАПРАВЛЕННОГО БУРЕНИЯ**

Патентообладатели: *Петров Андрей Андреевич (RU), Пушкарев
Александр Евгеньевич (RU), Михайлов Александр
Николаевич (RU)*

Авторы: *Петров Андрей Андреевич (RU), Пушкарев
Александр Евгеньевич (RU), Михайлов Александр
Николаевич (RU)*

Заявка № 2022112368
Приоритет изобретения 04 мая 2022 г.
Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений
Российской Федерации 27 апреля 2023 г.
Срок действия исключительного права
на изобретение истекает 04 мая 2042 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности
Ю.С. Зубов



УСТРОЙСТВО ГИДРОМОНИТОРНОЙ БУРИЛЬНОЙ ГОЛОВКИ ДЛЯ
ГОРИЗОНТАЛЬНО НАПРАВЛЕННОГО БУРЕНИЯ

E21B 7/04

E21B 10/18

E21B 10/61

E21B 10/62

Изобретение относится к способам и устройствам бурения и может быть использовано для бурения скважин при прокладке инженерных коммуникаций подземных кабелей или подземных линий с минимальным воздействием на окружающий массив методом горизонтально направленного бурения.

Одним из путей совершенствования способа горизонтально направленного бурения является повышение работоспособности используемой техники путем совершенствования конструкций рабочих наконечников, формирования на рабочем инструменте машин горизонтально направленного бурения динамических усилий и применения устройств, использующих для увеличения эффективности работы породоразрушающего инструмента энергию потока струй промывочной жидкости и рабочих растворов.

Известна гидромониторная бурильная головка (RU 2330928), содержащая двускатную фронтальную поверхность с лобовым породоразрушающим выступом на сопряжении скатов, калибрующую часть с продолговатым контуром поперечного сечения, направляющую часть с асимметричным скосом, средство соединения с колонной бурильных труб и нагнетательный канал с вводами в гидромониторные сопла, отличающаяся тем, что скаты фронтальной поверхности с лобовым породоразрушающим выступом на сопряжении скатов расположены на скосе направляющей части, при этом лобовой породоразрушающий выступ ориентирован по продольному направлению скоса направляющей части, по меньшей мере, два гидромониторных сопла расположены на прилегающих к скатам противоположных участках калибрующей части, а, по меньшей мере, одно гидромониторное сопло расположено на калибрующей части с ориентацией по продольному направлению скоса направляющей части в сторону расположения фронтальной поверхности.

Известна гидромониторная бурильная головка (RU 64254), содержащая двускатную фронтальную поверхность с лобовым породоразрушающим выступом на сопряжении скатов, калибрующую часть с продолговатым контуром поперечного сечения, направляющую часть с асимметричным скосом, средство соединения с колонной

бурильных труб и нагнетательный канал с вводами в гидромониторные сопла, отличающаяся тем, что скаты фронтальной поверхности с лобовым породоразрушающим выступом на сопряжении скатов расположены на скосе направляющей части, при этом лобовой породоразрушающий выступ ориентирован по продольному направлению скоса направляющей части, по меньшей мере, два гидромониторных сопла расположены на прилегающих к скатам противоположных участках калибрующей части, а, по меньшей мере, одно гидромониторное сопло расположено на калибрующей части с ориентацией по продольному направлению скоса направляющей части в сторону расположения фронтальной поверхности.

Недостатком названных гидромониторных бурильных головок является статическое воздействие на массив, что снижает эффективность работы бурильного инструмента на крепких породах. В таких условиях процесс направленной проходки скважины становится неэффективным и требует применения дополнительного ударного воздействия на породоразрушающие элементы.

Известны гидромониторные бурильные головки (RU 2081988, US 6209660, US 5148880, US 4993503) содержащие соединенный с бурильной установкой с возможностью вращения вокруг центральной оси головки корпус с фронтальной поверхностью, включающей породоразрушающие элементы, калибрующей частью с продолговатым контуром поперечного сечения, направляющей частью с асимметричным скосом и нагнетательные каналы, сообщенные с вводами в гидромониторные сопла.

Применение упомянутых устройств обеспечивает эффективное как гидромониторное, так и механическое вытесняющее воздействие на буримую породу. Однако при бурении такими устройствами имеют место осложнения в управлении смещением бурового снаряда по заданной траектории горизонтально-направленной скважины, особенно при наличии в породе значительных по размеру монолитных включений.

Наиболее близким к заявленному техническому решению является устройство гидромониторной бурильной головки для бурения подземной скважины (RU 137300), включающей средство соединения, центральный канал, корпус бурильной головки с каналами и соплами, управляющей поверхностью и передней поверхностью, отличающееся тем, что хвостовая часть соединена с корпусом бурильной головки штифтами и обжимным кольцом, внутри которого расположен фиксирующийся посредством винтов диск с входными струеформирующими отверстиями, напротив которых расположены

резонирующие элементы в виде пластин, консольно закрепленных во втором диске с выходными струеформирующими отверстиями, фиксирующемся винтами.

Использование данной головки увеличивает работоспособность породоразрушающего инструмента по крепким породам при прокладке пилотной скважины, путем придания воздействию на массив динамического характера кратковременными ударными импульсами, в частности продольно вибрационных ускорений, возникающих в инструменте при колебаниях жидкости и кавитации протекающей в буровом растворе.

Однако, расположение генератора гидродинамических колебаний непосредственно в бурильной головке не позволяет осуществлять регулирование взаимного расположения струеформирующих насадок и резонирующих пластин и изменять тем самым параметры динамического воздействия в зависимости от свойств пород. При изменении условий применения потребуется замена всей бурильной головки, что снижает эффективность процесса бурения.

Задачей, на решение которой направлено заявленное изобретение состоит в совершенствовании способа горизонтально направленного бурения. Техническим результатом является расширение технических характеристик породоразрушающего инструмента, а также повышение эффективности его работы.

Поставленная задача и технический результат достигаются тем, что предлагается устройство гидромониторной бурильной головки для горизонтально направленного бурения, включающее средство соединения, центральный канал, корпус бурильной головки с каналами и соплами, управляющей поверхностью, передней поверхностью, генератор вибрационных колебаний, отличающееся тем, что бурильная головка содержит закрепляемый в корпусе бурильной головки и выполненный с возможностью замены сменный элемент, включающий диск, содержащий по меньшей мере одну струеформирующую насадку, и диск, содержащий по меньшей мере одну соответствующую струеформирующей насадке резонирующую пластину, причем взаимное расположение струеформирующих насадок по отношению к резонирующим пластинам в сменном элементе регулируется с использованием контрольно-измерительного инструмента и фиксируется в корпусе сменного элемента штифтом, а сменные элементы, содержащие необходимое количество струеформирующих насадок и резонирующих пластин, заменяются с учетом характеристик прочностных свойств грунта и возможностей насосного оборудования бурильной установки.

Сущность изобретения поясняется чертежами:

Фиг.1 – чертеж гидромониторной бурильной головки, где

- 1 - средство соединения,
- 2 - центральный канал,
- 3 - корпус бурильной головки с каналами и соплами,
- 4 - управляющая поверхность
- 5 - передняя поверхность
- 6 - диск со струеформирующими насадками
- 7 - диск с резонирующими пластинами
- 8 - сменный элемент
- 9 - штифт.

Изобретение осуществляется следующим образом. При подготовке к выполнению работ по бурению скважины из комплекта, поставляемого с бурильной головкой, выбирается исполнение сменного элемента, в котором количество струеформирующих насадок и резонирующих пластин соответствует указанным в проектной документации геологическим характеристикам пробуриваемых пород по траектории бурения. Выбранный вариант исполнения сменного элемента, с соответствующим количеством струеформирующих насадок и резонирующих пластин устанавливается в корпус бурильной головки, при этом регулировки взаимного расположения струеформирующих насадок и резонирующих пластин не требуется, что экономит время на подготовку к работе. В процессе выполнения работ, при переходе на породы с повышенной/пониженной категорией по буримости, для замены сменного элемента на более подходящий достаточно отсоединить корпус 3 от средства соединения 1, вынуть штифт 9, извлечь сменный элемент 8, установить на его место сменный элемент с необходимым количеством струеформирующих насадок и пластин, зафиксировать конструкцию штифтом 9 и завершить сборку головки соединением корпуса 3 со средством соединения 1. Гидромониторная бурильная головка готова к работе. Никаких дополнительных регулировок и настроек не требуется. Кроме того, выполненная в заводских условиях с использованием контрольно-измерительного инструмента регулировка взаимного расположения струеформирующих насадок и резонирующих пластин в сменных элементах

обеспечивает высокую точность и гарантирует наилучшие условия для эффективного функционирования генератора вибрационных колебаний.

Таким образом, предложенный способ горизонтально направленного бурения с использованием гидромониторной бурильной головки со сменными элементами, позволяет повысить эффективность работ при изменении свойств пород в процессе бурения подземной скважины.

В таблице 1 приведены установленные экспериментально рекомендуемые количества струеформирующих насадок и резонирующих пластин соответствующие различным категориям пород по буримости.

Таблица 1.

№№ п/п	Категория пород по буримости	Рекомендуемое количество струеформирующих насадок и резонирующих пластин, шт.
1	I	1-2
2	II	2-3
3	III	3-4
4	IV	4-5

ФОРМУЛА

Устройство гидромониторной бурильной головки для горизонтально направленного бурения, включающее средство соединения, центральный канал, корпус бурильной головки с каналами и соплами, управляющей поверхностью, передней поверхностью, генератор вибрационных колебаний, отличающееся тем, что бурильная головка содержит закрепляемый в корпусе бурильной головки и выполненный с возможностью замены сменный элемент, включающий диск, содержащий по меньшей мере одну струеформирующую насадку, и диск, содержащий по меньшей мере одну соответствующую струеформирующей насадке резонирующую пластину, причем взаимное расположение струеформирующих насадок по отношению к резонирующим пластинам в сменном элементе регулируется с использованием контрольно-измерительного инструмента и фиксируется в корпусе сменного элемента штифтом, а сменные элементы, содержащие необходимое количество струеформирующих насадок и резонирующих пластин, заменяются с учетом характеристик прочностных свойств грунта и возможностей насосного оборудования бурильной установки.

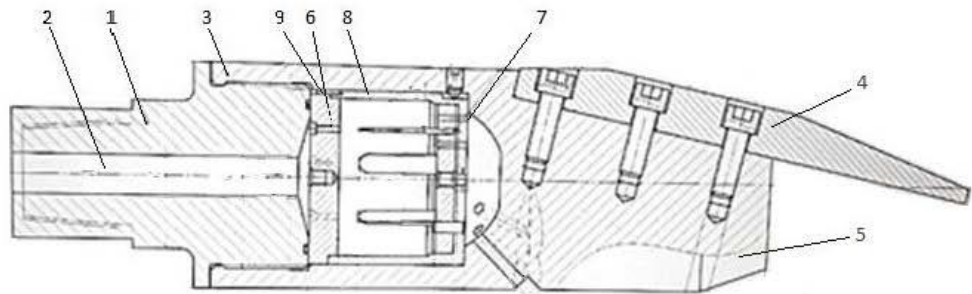
РЕФЕРАТ

Изобретение относится к способам и устройствам бурения и может быть использовано для бурения скважин при прокладке инженерных коммуникаций подземных кабелей или подземных линий с минимальным воздействием на окружающий массив методом горизонтально направленного бурения.

Задачей, на решение которой направлено заявленное изобретение состоит в совершенствовании способа горизонтально направленного бурения. Техническим результатом является расширение технических характеристик породоразрушающего инструмента, а также повышение эффективности его работы.

Поставленная задача и технический результат достигаются тем, что предлагается устройство гидромониторной бурильной головки для горизонтально направленного бурения, включающее средство соединения, центральный канал, корпус бурильной головки с каналами и соплами, управляющей поверхностью, передней поверхностью, генератор вибрационных колебаний, отличающееся тем, что бурильная головка содержит закрепляемый в корпусе бурильной головки и выполненный с возможностью замены сменный элемент, включающий диск, содержащий по меньшей мере одну струеформирующую насадку, и диск, содержащий по меньшей мере одну соответствующую струеформирующей насадке резонирующую пластину, причем взаимное расположение струеформирующих насадок по отношению к резонирующим пластинам в сменном элементе регулируется с использованием контрольно-измерительного инструмента и фиксируется в корпусе сменного элемента штифтом, а сменные элементы, содержащие необходимое количество струеформирующих насадок и резонирующих пластин, заменяются с учетом характеристик прочностных свойств грунта и возможностей насосного оборудования бурильной установки.

УСТРОЙСТВО ГИДРОМОНИТОРНОЙ
БУРИЛЬНОЙ ГОЛОВКИ ДЛЯ
ГОРИЗОНТАЛЬНО НАПРАВЛЕННОГО
БУРЕНИЯ



Фиг.1