

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева»

На правах рукописи



Ермаков Александр Николаевич

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАКОНТУРНЫХ
ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОХОДОВ ДЛЯ
РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД СРЕДНЕЙ КРЕПОСТИ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

Хорешок Алексей Алексеевич,
доктор технических наук, профессор

Кемерово – 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	10
1.1 Общие сведения о геоходах и законтурных исполнительных органах.....	10
1.2 Устройства и методы формирования каналов в горных выработках.....	12
1.3 Устройства и методы формирования траншей и канавок на поверхности. .	16
1.4 Методики расчета резцовых исполнительных органов.....	18
1.5 Компьютерное моделирование при определении параметров резцовых исполнительных органов.....	21
1.6 Выводы.....	23
2. РАЗРАБОТКА СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ ЗАКОНТУРНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОХОДА.....	25
2.1 Оценка габаритных размеров законтурных элементов.....	25
2.2 Определение требуемой скорости подачи законтурных исполнительных органов геоходов.....	32
2.3 Формирование требований к законтурным исполнительным органам.....	35
2.4 Формирование принципиальных схемных решений законтурных исполнительных органов.....	38
2.5 Обоснование параметров схемных решений законтурных исполнительных органов.....	41
2.6 Выводы.....	64
3. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЗАКОНТУРНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОХОДА.....	66
3.1 Формирование требований к модели законтурных исполнительных органов геохода.....	66
3.2 Разработка модели законтурных исполнительных органов.....	68
3.3 Верификация модели.....	79
3.4 Выводы.....	93

4.ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАКОНТУРНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОХОДА.....	94
4.1 Исследование износа режущего инструмента на законтурных исполнительных органах геохода.....	94
4.2 Исследование требуемого крутящего момента на законтурных исполнительных органах и удельной энергоемкости разрушения.....	100
4.3 Исследование габаритных и массовых характеристик законтурных исполнительных органов.....	108
4.4 Исследование результирующих усилий от работы законтурных исполнительных органов.....	116
4.5 Пример разработки законтурных исполнительных органов для опытного образца геохода.....	125
4.6 Выводы.....	133
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	135
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	137
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	142
СПИСОК ИЛЛЮСТРАТИВНОГО МАТЕРИАЛА.....	155
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	158

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

Необходимость развития технологий и техники для освоения подземного пространства определяется в Российской Федерации на законодательном уровне и отмечается во многих научных работах. В программах развития и импортозамещения тяжелого машиностроения также отмечается необходимость разработки техники для ведения проходческих работ, что свидетельствует о недостаточной развитости данного направления.

В результате ряда исследований, направленных на увеличение производительности и повышение уровня безопасности ведения проходческих работ, сформирован новый подход к проведению горных выработок – геовинчестерная технология (ГВТ), базовым элементом которой является геоход. Принципиальной особенностью геоходов является наличие винтовых и продольных законтурных каналов, участвующих в создании напорного усилия и стабилизации геохода. За разрушение породы в законтурном массиве для формирования каналов с заданными профилем и размерами, а также удаление разрушенной породы из канала отвечает система формирования законтурных каналов.

Система формирования законтурных каналов является ключевой и неотъемлемой для ГВТ, а отсутствие обоснованных параметров законтурных исполнительных органов (ЗИО) геохода для пород средней крепости, непосредственно отвечающих за разрушение породы в законтурном массиве, и методик их определения сдерживает создание геоходов. Вышесказанное позволяет заключить, что тема исследования, направленная на обоснование параметров ЗИО геоходов для разрушения пород средней крепости, является актуальной.

Работа выполнена в рамках комплексного проекта «Создание и постановка на производство нового вида щитовых проходческих агрегатов многоцелевого на-

значения – геоходов» (договор №02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г.) и базовой части государственного задания Минобрнауки России по проекту №632 «Исследование параметров технологии и техники для выбора и разработки инновационных технических решений по повышению эффективности эксплуатации выемочно-проходческих горных машин в Кузбассе».

Диссертационные исследования были поддержаны именной стипендией Губернатора Кемеровской области А.Г. Тулеева, а также грантами АО «СУЭК-Кузбасс» на проведение научных исследований по приоритетным направлениям развития науки, техники и технологии в области рационального природопользования в 2015 и 2016 годах.

Степень разработанности.

Исследованию законтурных элементов геоходов и ЗИО посвящены работы А.Ф. Эллера, В.В. Аксенова, В.Ф. Горбунова, В.Д. Нагорного, В.Ю. Садовца, А.Б. Ефременкова, В.Ю. Беглякова, в которых рассмотрены компоновочные схемы законтурных лопастей, определены геометрические, кинематические и силовые параметры пассивных (ножевых) ЗИО. При этом авторами в большей степени рассматривались системы формирования законтурных каналов для пород крепостью до 1 ед. по шкале М.М. Протодяконова. Исследования в области ЗИО геохода для пород средней крепости не проводились.

Цель работы: обоснование рациональных параметров законтурных исполнительных органов геохода, обеспечивающих эффективную работу по разрушению пород средней крепости.

Идея работы заключается в оценке, анализе и сравнении параметров различных принципиальных решений законтурных исполнительных органов и схем набора инструмента, обеспечивающих требуемые скорости подачи геохода.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи:**

1. Разработать схемные решения ЗИО геохода для разрушения пород средней крепости.

2. Разработать математическую модель работы ЗИО геохода.

3. Оценить и сравнить эффективность схемных решений ЗИО геохода при работе в породах средней крепости по конструктивным, кинематическим и силовым параметрам.

4. Обосновать параметры ЗИО опытного образца геохода диаметром 3,2 м.

Научная новизна:

1. Разработаны новые схемные решения ЗИО геохода для разрушения пород средней крепости с различными схемами набора инструмента, отвечающие требованиям и обеспечивающие необходимую производительность геохода.

2. Разработана компьютерная модель, позволяющая производить комплексную оценку силовых и кинематических параметров работы исполнительных органов в породах средней крепости, отличающаяся от известных тем, что учитывает характер подачи ЗИО геохода.

3. Для ЗИО геохода, работающих в породах средней крепости, впервые установлены зависимости износа режущего инструмента, крутящего момента, удельной энергоемкости разрушения забоя, массы и выступа во внутреннее пространство геохода от параметров винтовых и продольных законтурных каналов.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Предложенные в работе математические модели и подход к разработке схемных решений ЗИО геоходов для разрушения пород средней крепости могут быть использованы при создании новых образцов законтурных элементов геоходов в проектно-конструкторских и научно-технических организациях.

Методология и методы исследования.

В работе использован комплексный метод исследований, включающий научный анализ опыта проектирования и эксплуатации исполнительных органов проходческих и добычных машин, известные методики расчета усилий резания и подачи на резцах, синтез схемных решений законтурных исполнительных органов геохода, компьютерное математическое моделирование, а также методы математической статистики и аналитической геометрии.

Научные положения, выносимые на защиту.

1. При разрушении пород средней крепости законтурными исполнительными органами, формирующими винтовые и продольные каналы для геогодов диаметром от 2,1 до 5,6 м, число резцов определяется требуемой скоростью подачи законтурных исполнительных органов и коэффициентом вариации крутящего момента заданного уровня.

2. Законтурный исполнительный орган корончатого типа в сравнении с дисковым обеспечивает более эффективную работу по формированию законтурных каналов для геогодов диаметром от 2,1 до 5,6 м в породах средней крепости по силовым, энергетическим, кинематическим, массовым и габаритным параметрам.

3. От работы корончатых законтурных исполнительных органов элементов противовращения момент на секции геогода по направлению определяется направлением вращения коронок и может быть полностью компенсирован при четном числе коронок, а осевое усилие на геогоде направлено против подачи геогода. От работы корончатых законтурных исполнительных органов внешнего движителя момент на секции геогода направлен против вращения геогода, а направление осевого усилия на геогоде определяется направлением вращения коронок и может быть только частично компенсировано при четном числе коронок.

Личный вклад автора заключается:

- в разработке схемных решений ЗИО геогодов для формирования каналов в породах средней крепости;
- в разработке компьютерной модели работы ЗИО геогода;
- в получении аналитических выражений для определения суммарного пути трения инструмента, крутящего момента на резание, удельной энергоемкости разрушения породы и результирующих усилий от работы ЗИО геогода.

Достоверность.

Научные положения, выводы и рекомендации обоснованы достаточным объемом аналитических исследований, базирующихся на применении современных научных методов, а также апробированных методик и положений теории

резания горных пород. Относительная погрешность результатов моделирования в сравнении с результатами расчетов по аналитическим зависимостям не превышает 4 %, а результатов расчета по полученным упрощенным зависимостям в сравнении с результатами моделирования – не более 1 %.

Реализация выводов и рекомендаций работы.

Полученные результаты работы использованы при разработке и изготовлении законтурных исполнительных органов опытного образца геолода на базе предприятия ОАО «КОРМЗ» (г. Кемерово).

Апробация работы.

Основные результаты работы и ее отдельные положения докладывались на научно-практических конференциях: международном научном симпозиуме «Неделя горняка-2015» (Москва, 2015 г.); «Инновации на транспорте и в машиностроении» (Санкт-Петербург, 2016 г.); «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» (Екатеринбург, 2012 г., 2013 г., 2014 г.); «Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении» (Юрга, 2013 г.); «Актуальные проблемы современного машиностроения» (Юрга, 2014 г.); «Оценка эффективности использования механизмов государственного регулирования, направленных на комплексное развитие моногородов Казахстана, России и Белоруссии» (Казахстан, г. Рудный, 2015 г.); «Современные тенденции и инновации в науке и производстве» (Междуреченск, 2014 г.); «Перспективы инновационного развития угольных регионов России» (Прокопьевск, 2014 г., 2016 г.); «Россия молодая» (Кемерово, 2014 г., 2016 г.); «Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности» (Кемерово, 2014 г.); «Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири. Сибресурс-2014» (Кемерово, 2014 г.).

Публикации.

По результатам выполненных исследований опубликовано 15 работ, в том числе 6 в изданиях, рекомендованных ВАК Российской Федерации.

Структура и объем работы.

Диссертация изложена на 158 страницах текста и состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы из 149 наименований, списка иллюстративного материала и одного приложения. Диссертационная работа содержит 83 рисунка и 30 таблиц.

Автор выражает благодарность сотрудникам кафедры Горных машин и комплексов КузГТУ, кафедры Горно-шахтного оборудования ЮТИ ТПУ, а также лично д.т.н. Аксенову В.В., к.т.н. Ананьеву К.А. за помощь и поддержку, оказанную при работе над диссертацией.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Общие сведения о геоходах и законтурных исполнительных органах

Геоходом называют проходческий агрегат, движение которого в подземном пространстве осуществляется за счет взаимодействия с геосредой. Данное взаимодействие реализуется с помощью системы законтурных каналов (рисунок 1.1).

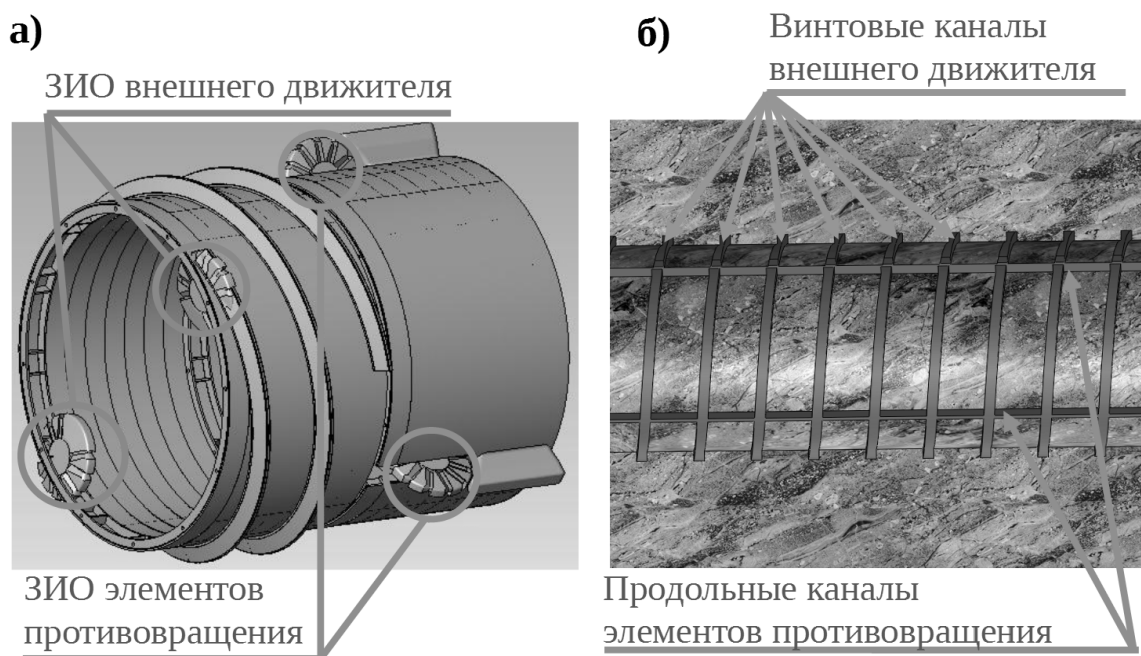


Рисунок 1.1 – Схемное решение геохода (а) и продольное сечение выработки со сформированными законтурными каналами (б)

Винтовые каналы внешнего движителя участвуют в создании напорного усилия геохода, а прямые продольные каналы элементов противовращения служат для стабилизации хвостовой секции геохода и воспринимают реакции от трансмиссии вращения головной секции. В соответствии с данными задачами выделяют ЗИО формирования каналов внешнего движителя (ЗИО ВД) и ЗИО формирования каналов элементов противовращения (ЗИО ЭП). Сформированные законтурные каналы могут быть использованы для сооружения временной или постоянной крепи выработок [1, 2].

Ранее были разработаны экспериментальные образцы винтоповоротных проходческих агрегатов (ВПА) (рисунок 1.2) и проведены испытания, подтверждавшие принципиальную работоспособность систем ВПА [3]. В экспериментальных образцах ВПА разрушение пород в каналах осуществлялось за счет усилий, создаваемых трансмиссией геохода — пассивными ЗИО (рисунок 1.2, а), не имеющими самостоятельного привода, или же за счет выхода исполнительного органа (ИО) главного забоя за контур формируемой выработки (рисунок 1.2, б), что связано с возникновением дополнительных трудностей [4, 5]. Развитием ВПА и их ИО с середины 80-х годов прошлого столетия занимались А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, В.Ф. Горбунов, В.Д. Нагорный, Н.Б. Пушкина и др.

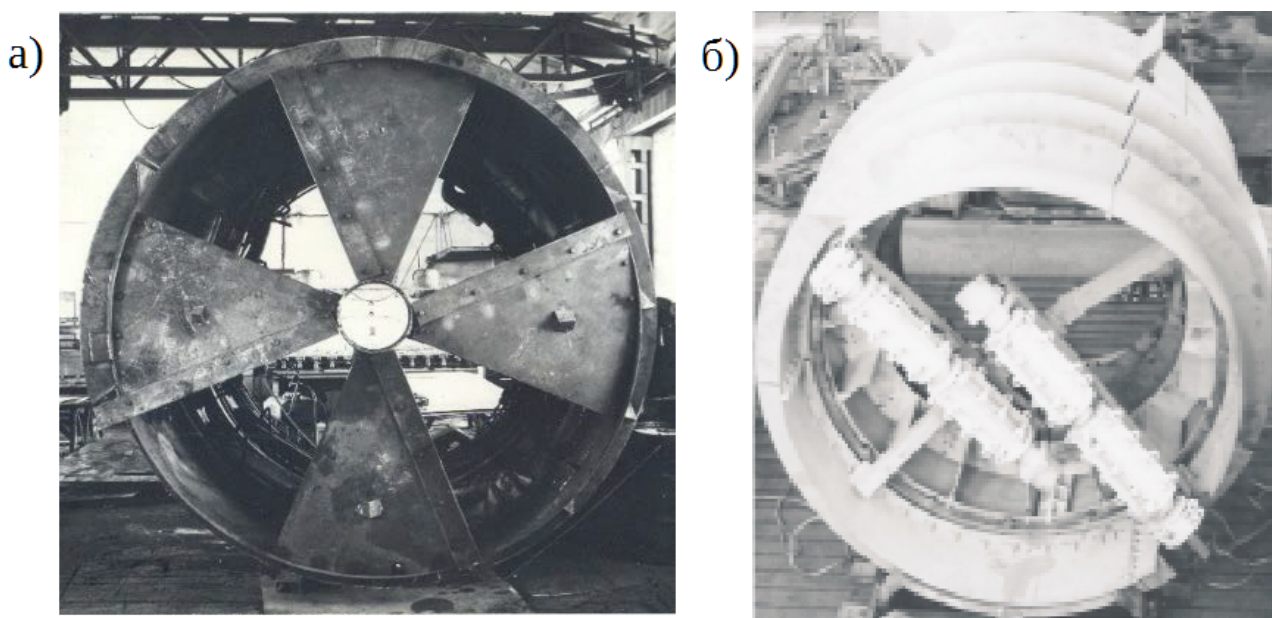


Рисунок 1.2 – Экспериментальные образцы ВПА ЭЛАНГ-3 (а) и ЭЛАНГ-4 (б)

Активная разработка ВПА была приостановлена в начале 90-х годов по социально-экономическим причинам. В последнее десятилетие отмечился рост интереса к геоходам, послужившим продолжением ВПА, как со стороны ученых (рисунок 1.3), так и со стороны государства, что выражается в грантовой поддержке проектов, посвященных геоходам. Ведутся работы по обоснованию параметров различных систем ГВТ [6–8], созданию и совершенствованию технологий изготовления геоходов [9, 10], разрабатываются машины и технологии для вспомогательных операций ГВТ [11, 12].

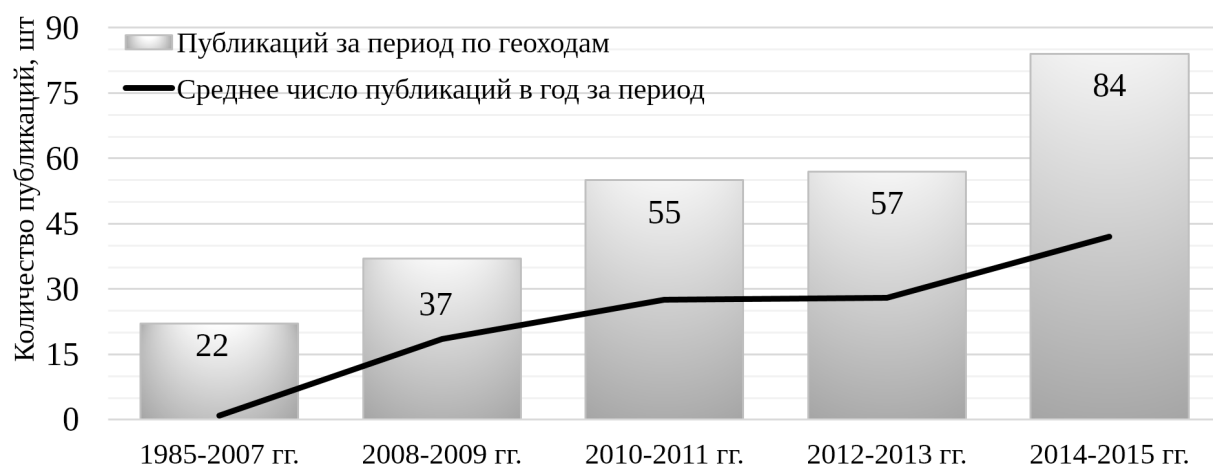


Рисунок 1.3 – Публикационная активность по геологической тематике по данным РИНЦ

В настоящее время более 100 ученых и 10 организаций по данным российского индекса научного цитирования [13] имеют публикации, посвященные ВПА, ГВТ и геологическим, что свидетельствует об актуальности и перспективности темы для научного сообщества. Развитием геологических в настоящее время занимаются такие ученые, как В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков, А.В. Вальтер, В.Ю. Садовец, А.А. Казанцев, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев, Р.В. Чернухин, К.А. Ананьев и др.

Таким образом, ГВТ и геологические являются перспективным направлением исследований, ориентированным на решение ряда актуальных социально-экономических и технических задач. При этом системе формирования каналов за контурами выработок и ЗИО в частности не уделяется значительного внимания, несмотря на то, что данная система во многом определяет сущность ГВТ.

1.2 Устройства и методы формирования каналов в горных выработках

Проблема организации каналов за контурами выработки характерна не только для геотехнической технологии. Для осуществления водоотлива из горизонтальных выработок образуют канавки различных сечений и конструкций (рисунок 1.4). Размеры, вид сечения и тип крепления канавок определяются водопитоком и свойствами пород [14, 15].

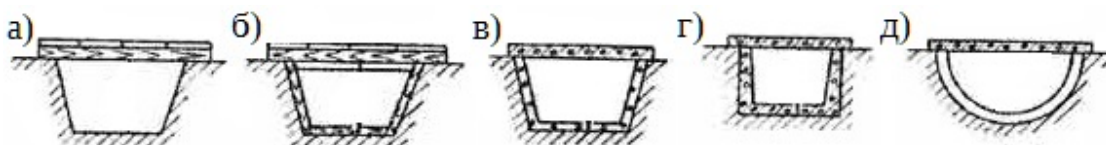


Рисунок 1.4 – Конструкции водоотливных канавок без крепи (а), с деревянной крепью (б), с бетонной крепью (в), со сборными железобетонными лотками (г), со сборными лотками из асбестоцемента (д)

При проведении выработок буровзрывным способом такие канавки организуют внесением в паспорт буровзрывных работ дополнительного шпура и последующим дооформлением с помощью отбойных молотков [16]. Существуют решения для механизированного образования водоотливных канавок – специальные машины: «Штрек-1», «ДМ-2». Такие машины не получили широкого распространения и в настоящее время серийно не выпускаются.

Электрогидравлический тьюбингоукладчик на колесно-рельсовом ходу ТУ-3М оснащен лопатой в качестве варианта навесного оборудования телескопической стрелы на поворотной платформе [17], что позволяет механизировать процесс сооружения водоотливных канавок.

Устройство по патенту № 1726758 [18] (рисунок 1.5) на вагонеточной платформе имеет ИО в виде резцовой коронки с осью вращения, пересекающей ось образуемой канавки. ИО полностью располагается в канавке, имеет небольшие габариты и перпендикулярную компоновку привода.

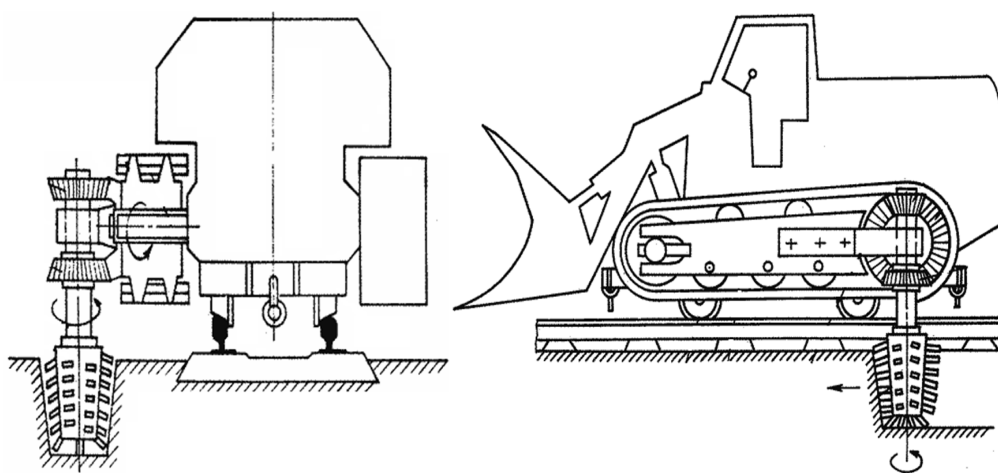


Рисунок 1.5 – Устройство для проведения водоотливной канавки по патенту № 1726758

Машина для нарезки водоотливных канавок по патенту № RU2066725C1 [19] (рисунок 1.6) имеет дисковый ИО диаметром 900 мм и шириной 120 мм. Авторы патента предлагают использовать ИО комбайна «Урал 10КС» [20, 21]. Машина способна образовывать канавки глубиной до 400 мм и шириной до 400 мм. Изменение геометрических параметров формируемого канавки достигается за счет поворота рукояти.

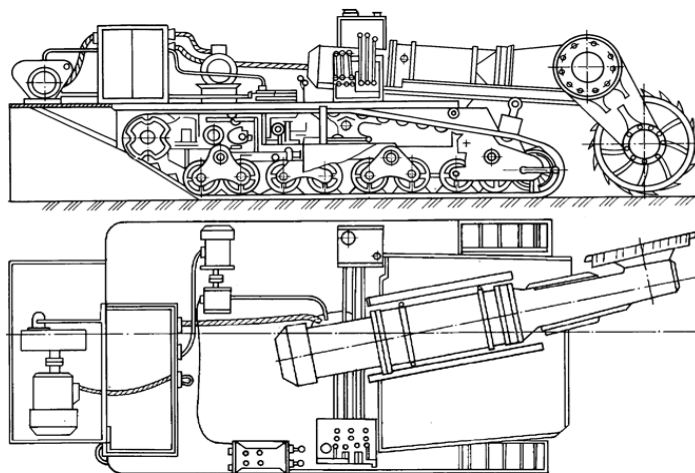


Рисунок 1.6 – Устройство для проведения водоотливной канавки по патенту № 2066725C1

На рисунке 1.7 изображен режущий барабан, оснащенный тангенциальными поворотными резцами по патенту № US2012119562 [22], который предлагается использовать для проведения канавки согласно профилю укладываемой в нее трубы. Ось вращения ИО в этом случае не пересекает ось образуемой канавки.

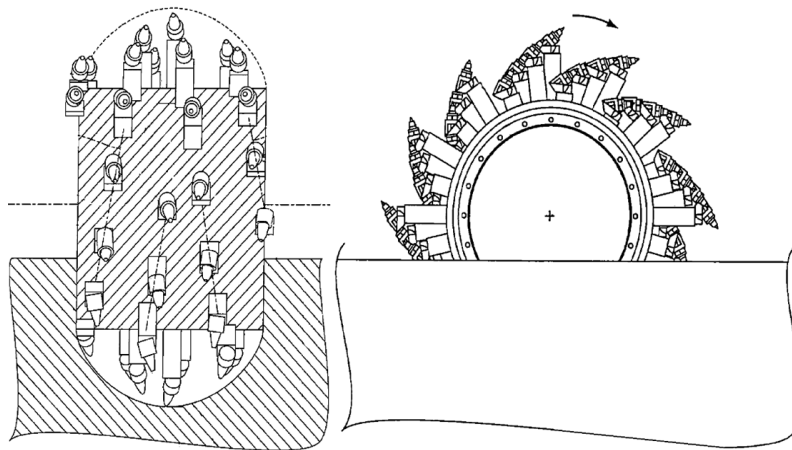


Рисунок 1.7 – Режущий барабан для формирования канавки в выработке по патенту № US2012119562

К машинам, формирующим канал в подземных горных выработках, также относятся баровые комбайны и врубовые машины, широко распространенные в прошлом веке (рисунок 1.8).

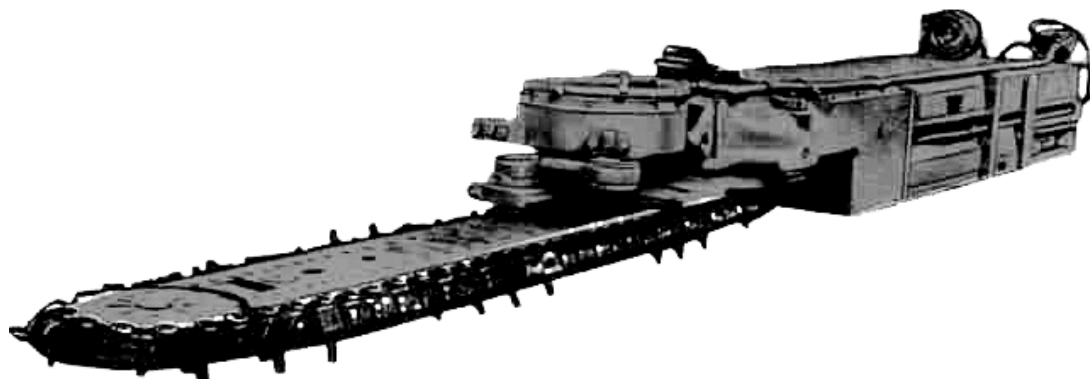


Рисунок 1.8 – Врубовая машина "Урал-33М"

Производительность врубовых машин определяется скоростью подачи ИО и размером отделяемого блока, что требовало максимизации этих параметров. Такие машины обеспечивали скорость подачи рабочего органа до 5 м/мин, при этом высота щели составляла 1,6–2,9 м [23]. Современные узкозахватные комбайны и струговые комплексы вытеснили врубовые машины, и в настоящее время серийные баровые машины применяют только для нарезки компенсационных щелей по периметру подготовительных горных выработок на пластах калийных руд (рисунок 1.9) [24].

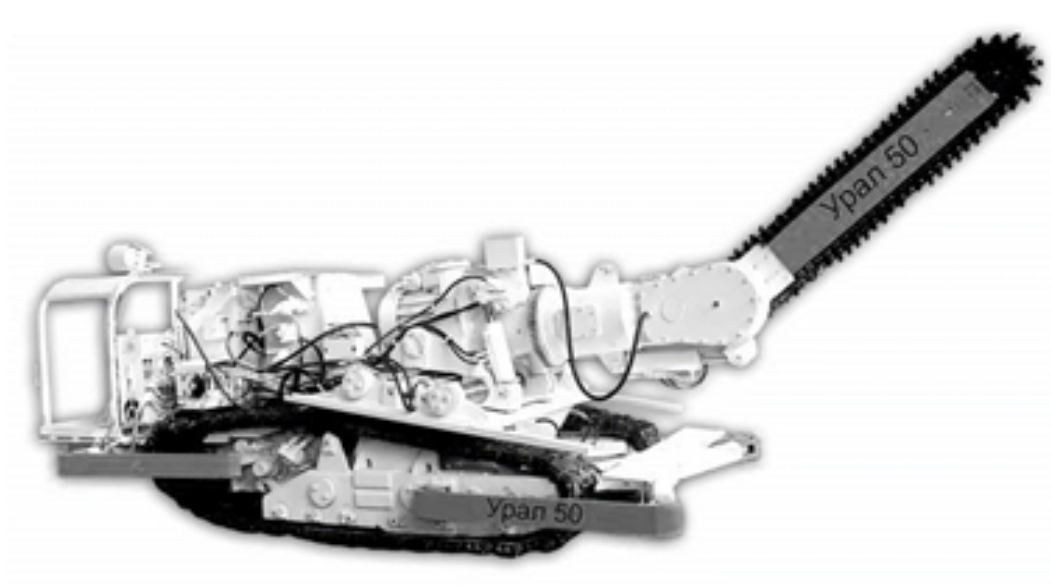
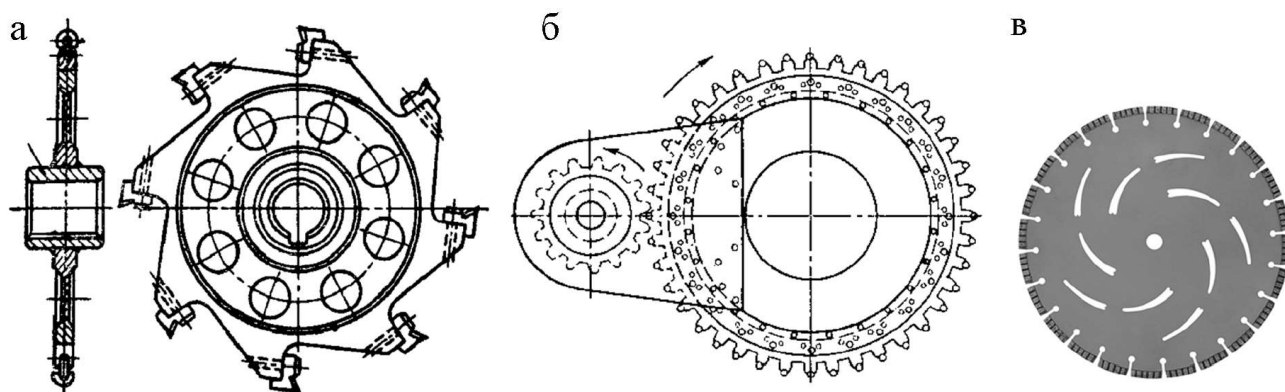


Рисунок 1.9 – Машина для нарезки компенсационных щелей "Урал-50"

В настоящее время отсутствие технологий проведения выработок и добычи полезных ископаемых, требующих формирования каналов или щелей в подземных горных выработках, обуславливает практически полное отсутствие соответствующих ИО, которые могли бы быть применены в качестве ЗИО геохода [25, 26]. При этом имеется значительный опыт в разработке подобных систем, что должно учитываться при разработке решений ЗИО геохода.

1.3 Устройства и методы формирования траншей и канавок на поверхности

При добыче камня, строительных и дорожных работах для образования канавок и траншей применяют баровые и дисковые ИО. Камнерезные пилы выполняют со сменными режущими пластинами [27] либо цельными алмазными [28] (рисунок 1.10).



а) дисковая камнерезная пила со сменными режущими пластинами; б) кольцевая камнерезная фреза; в) алмазный камнерезный диск

Рисунок 1.10 – Рабочие органы камнерезных машин

Баровые машины, применяемые для добычи камня (рисунок 1.11), формируют щели до нескольких метров и работают в крепких скальных породах [29]. Такие машины имеют, как правило, плоский бар и установленную мощность 20-80 кВт. Подобные машины могут использоваться и при подземной добыче камня [30].

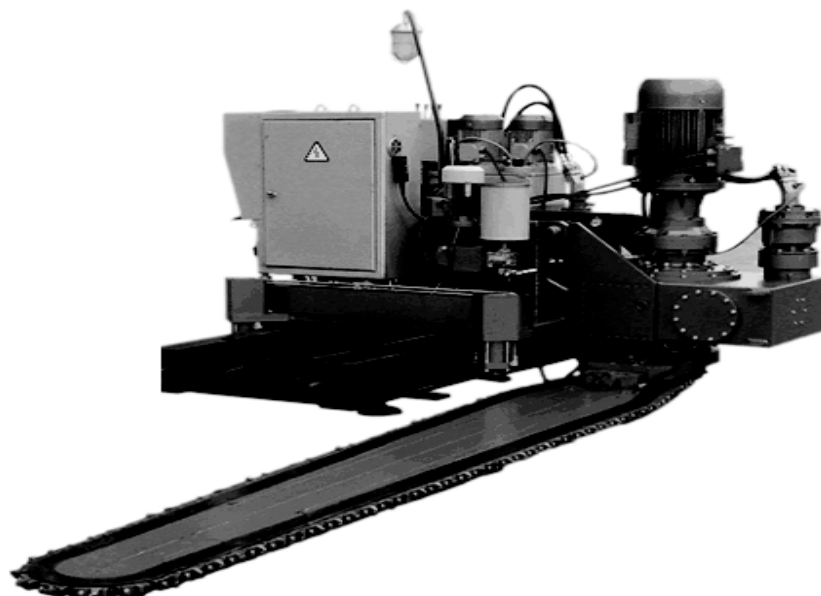
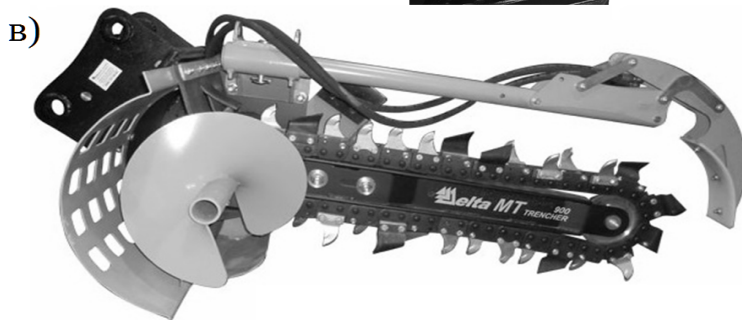
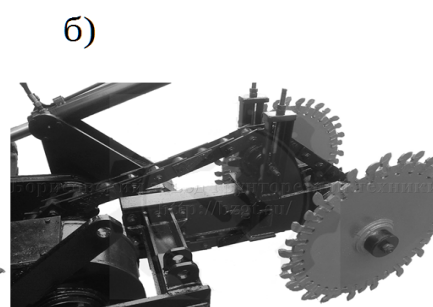


Рисунок 1.11 – Машина камнерезная баровая "Виктория" МКБ-11

ИО машин для земляных и дорожных работ (грунтореzy, траншеекопатели) [31, 32], как правило, являются навесным оборудованием (рисунок 1.12) и имеют достаточно широкую область применения по габаритам щелей и характеристикам грунтов. ИО таких машин способны формировать щели до 6,3 м глубиной и эффективно работать в мерзлых грунтах [27].



а) шовнарезчик

б) асфальторез

в) траншеекопатель
(грунторез)

Рисунок 1.12 – Машины для земляных и дорожных работ, формирующие канал

Существенным отличием машин, формирующих каналы или траншеи на поверхности, от подземных систем этого же назначения является отсутствие строгих ограничений по массовым и габаритным характеристикам. При этом по габаритным характеристикам формулируемых каналов и крепости пород существуют машины практически для любых условий, и такие решения должны учитываться при разработке ЗИО геологов.

1.4 Методики расчета резцовых исполнительных органов

Для выбора, расчета и оценки конструктивных и кинематических параметров ИО разрушения необходимо применение специальных методик расчета. Такие методики разработаны и широко применяются для многих классов существующих машин.

Вопросами разработки методик расчета и научного обоснования параметров ИО проходческих и добычных машин занимались такие организации, как МГИ, НПИ, ИГД им. А.А. Скочинского, ЦНИИподземмаш, Гипроуглемаш, Донгипроуглемаш, КузПИ (КузГТУ) и др. Своими работами в области изучения механического разрушения горных пород известны ученые Л.И. Барон, А.И. Берон, В.А. Бреннер, Л.Б. Глатман, Л.И. Кантович, Н.Г. Картавый, В.В. Габов, А.Н. Коршунов, М.Г. Крапивин, Ю.Н. Линник, А.Б. Жабин, Е.З. Позин, М.М. Протодьяконов, В.И. Солод, В.И. Нестеров, Б.Л. Герике, А.А. Хорешок, Ю.А. Антонов, Н.И. Сысоев и др.

В работах [33, 34] для ножевых ИО геолога (в том числе и для законтурных) были рассмотрены силовые и кинематические параметры, предложены методики расчета. Для рассматриваемых ЗИО, формирующих канал в породах средней крепости, самостоятельные методики определения параметров не разрабатывались, что ставит задачу поиска, анализа и оценки существующих методик.

Основой для расчета ИО угледобывающих машин служит ОСТ 12.44.258-84 [35], применяемый взамен ОСТ 12.47.001-73 [36]. Имея некоторые отличия в алгоритме расчета, ОСТ 84-го года решает те же задачи и имеет аналогичную об-

ласть применения. Этот ОСТ предназначен для расчета параметров ИО очистных комбайнов различных типов (шнековые, барабанные, цепные) и позволяет определять или принимать по рекомендациям практически все значимые параметры ИО различных типов. В методике расчета ИО очистных комбайнов для установления реакций от работы ИО предлагается определять равнодействующие сил резания и подачи. Предложены выражения для определения координат равнодействующих для трех типов ИО (с горизонтальной осью вращения, с вертикальной осью вращения и бурового типа).

Ряд существующих методик для других типов ИО ссылается на ОСТ 12.44.258-84. Так СТП 004013.0.030-84 [37], предназначенный для расчета средних нагрузок на коронках для бурения по углю, рекомендует определять временное сопротивление угля одноосному сжатию по формулам, приведенным в ОСТ, а выражение для определения усилия резания в нем отличается только эмпирическими коэффициентами.

РД12.25.137-89 [38] ставит основной задачей определение коэффициента вариации нагрузки на трансмиссию по известным параметрам стреловидного ИО проходческого комбайна, оснащенного резцами. В приложении 3 этого документа приводится методика определения сил резания и подачи на ИО.

В работах [39, 40] предложены выражения для определения усилий резания на резцах различного типа, хотя полноценными методиками данные работы не являются. Методика Эванса широко применяется в зарубежных работах и активно совершенствуется. Не рассмотрен ряд методик, основанных с незначительными изменениями на ОСТ 12.44.258-84 или явившихся для него основанием [23, 41]. Для удобства рассмотрения и сравнения методик перечислим основные параметры, входящие в методики расчета ИО:

1. Физико-механические свойства горных пород.
2. Тип режущего инструмента.
3. Геометрические параметры ИО.
4. Расстановка режущего инструмента на ИО.

5. Кинематические параметры ИО.
6. Размеры стружки на резце.
7. Усилия резания и подачи на единичном резце.
8. Крутящий момент на резание на ИО.
9. Погрузочная способность ИО.

В таблице 1.1 приведены основные параметры, входящие в методики расчета в соответствии с перечнем параметров[42].

Таблица 1.1 – Учет методиками расчета параметров ИО

Методика	Номера параметра		Основной параметр для оценки свойств пород
	Определяемые параметры	Входные параметры	
СТП 004013.0.030-84	6,7,8	1,2,3,4,5	Сопротивляемость резанию, Н/см
ОСТ 12.44.258-84	2,3,4,5,6,7,8,9	1	Сопротивляемость резанию, Н/см
РД 12.25.137-89	6,7,8,9	1,2,3,4,5	Крепость пород по Протоdjаконову, ед
Методика ИГД им. А.А. Скочинского	6,7,8	1,2,3,4,5	Сопротивляемость резанию, Н/см
Методика Эванса	7	1	Временное сопротивление одноосному сжатию, МПа

Ключевыми параметрами при расчете ИО являются усилия резания и подачи на одиночном резце. Зависимости для определения этих параметров представлены в каждой из рассмотренных методик. Использование методик, оперирующих сопротивляемостью пород резанию (методики СТП 004013.0.030-84 и ОСТ12.44.258-84) и сопротивлением одноосному сжатию и/или растяжению [43] (методика Эванса), потребует принятия допущений о корреляции данных параметров с крепостью пород по Протоdjаконову, поэтому наиболее рациональным для определения усилий на резцах при разработке ИО геолода представляется использование зависимостей РД12.25.137-89.

Особенностью рассмотренных методик является наличие большого числа эмпирических коэффициентов, определенных при испытаниях различных машин и типов ИО в реальных условиях. При расчете таких величин в отношении ИО

геохода к ним, вероятно, необходимо будет вносить поправки, связанные с особенностями работы геохода. В части определения кинематических параметров из-за особенностей характера подачи геохода ни одна из существующих методик не может быть применена для расчета ЗИО геоходов.

Рассмотренные методики не в полной мере соответствуют требованиям, которые необходимо учитывать при расчете ЗИО геоходов различного типа, что ставит задачу разработки специальной методики расчета параметров ЗИО геоходов с использованием некоторых зависимостей из известных методик.

1.5 Компьютерное моделирование при определении параметров резцовых исполнительных органов

С 1960-х годов с развитием вычислительной техники для решения инженерных задач широкое применение получило численное моделирование для решения задач, связанных с работой ИО горных и строительных машин.

Для исследования взаимодействия резцового инструмента с породой широкое применение находят методы конечных и дискретных элементов [44–50]. Такие исследования направлены, как правило, на уточнение зависимостей усилий резания и подачи для различных условий, что сопровождается, как правило, проведением стендовых испытаний и подтверждением разрабатываемых моделей в реальных условиях работы.

Другой тип задач – определение силовых и кинематических параметров, возникающих при работе ИО при принятом законе изменения сил резания и подачи на единичном резце. В этом случае модели позволяют оценивать статические и динамические нагрузки на привод ИО и элементы конструкции машин [51–53], производить расстановку режущего инструмента [54, 55], разрабатывать системы управления приводами ИО [56, 57], а также прогнозировать износ режущего инструмента. Для решения этих задач часто применяют имитационное моделирование.

Возможность применения имитационного моделирования для исследования и определения параметров резцовых ИО горных машин неоднократно обосновывалась в исследованиях российских и зарубежных ученых [58–60].

В работе [59] предложено использование имитационных моделей работы угольных выемочных машин с учетом стохастических характеристик геосреды и законов их изменения. Авторами представлен ряд алгоритмов, применение которых достаточно трудоемко в силу особенностей использовавшихся языков программирования.

В настоящее время для исследования механических систем активно применяются среды имитационного моделирования [61, 62]. Такие среды являются универсальными и позволяют создать модели на основании библиотек стандартных блоков (рисунок 1.13). Примерами таких программ являются LabVIEW, Wolfram SystemModeler, Simulink и др.

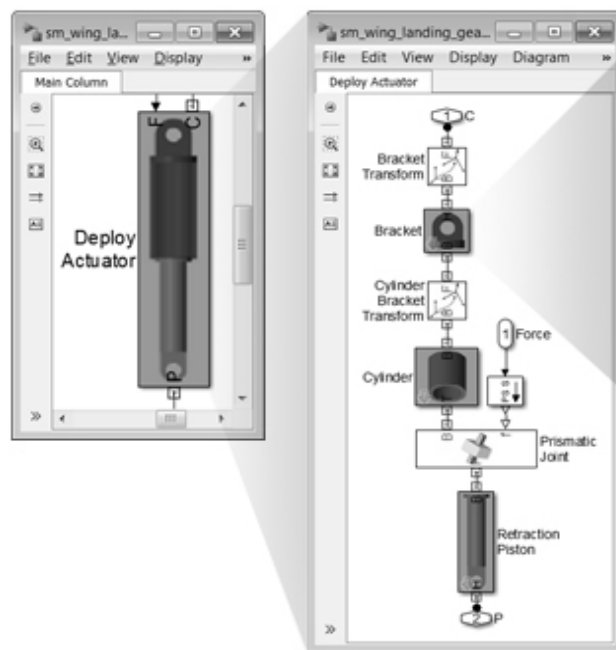


Рисунок 1.13 – Пример представления механической системы в среде Simulink

Являясь частью пакета MATLAB, среда имитационного моделирования Simulink представляет наиболее широкие возможности и используется учеными для решения различных задач, связанных с разработкой и совершенствованием ИО горных и строительных машин [63, 64].

Ряд недостатков традиционных математических моделей для систем, состоящих из большого числа подсистем (геоходов в частности) отмечены в работе [65]. Авторами обосновывается целесообразность применения блочно-модульного принципа для разработки моделей подсистем, что позволит создавать согласованные модели работы геохода в целом.

Необходимо отметить, что фундаментальные исследования механизмов разрушения горных пород продолжают развиваться [66–71], и разработка моделей в виде блок-диаграмм позволит, не меняя структуры, совершенствовать модели изменением одного или нескольких блоков.

Таким образом, применение компьютерного моделирования в среде Simulink является перспективным для всех типов задач, связанных с исследованием ИО. В соответствии с [72, 73] целесообразность применения методов компьютерного моделирования для систем геохода подтверждается наличием двух основных признаков: сложность протекающих процессов и необходимость изучения поведения системы в условиях, недоступных для исследователя.

1.6 Выводы

Предложенная в конце прошлого века ГВТ является перспективной и востребованной и активно разрабатывается в настоящее время. Одним из наиболее актуальных направлений развития ГВТ является разработка геоходов для пород средней крепости. Сдерживающим фактором в этом направлении является отсутствие обоснованных параметров и схемных решений ЗИО геохода, что и позволило сформулировать **цель работы**: обоснование рациональных параметров контурных исполнительных органов геохода, обеспечивающих эффективную работу по разрушению пород средней крепости.

Проведен обзор существующих ИО для формирования каналов в горных породах в подземных условиях и на поверхности, показавший наличие нескольких принципиальных решений, использование которых возможно в качестве ЗИО

геохода. В то же время ряд уникальных особенностей ГВТ не позволяет применить ни одно из существующих решений в неизменном виде.

Обоснованная разработка ЗИО геоходов, а также оценка по основным параметрам потребует использования методик расчета, которые существуют и активно используются для большинства типов традиционных ИО. Адаптацию методик расчета наиболее рационально производить с использованием современных методов компьютерного моделирования, что позволит эффективно определять параметры схемных решений, а также расширять и применять модель для решения вновь возникающих задач.

Таким образом, достижение цели работы связано с решением следующих **задач исследования:**

1. Разработать схемные решения ЗИО геохода для разрушения пород средней крепости.
2. Разработать математическую модель работы ЗИО геохода.
3. Оценить и сравнить эффективность схемных решений ЗИО геохода при работе в породах средней крепости по конструктивным, кинематическим и силовым параметрам.
4. Обосновать параметры ЗИО опытного образца геохода диаметром 3,2 м.

2. РАЗРАБОТКА СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ ЗАКОНТУРНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОХОДА

2.1 Оценка габаритных размеров законтурных элементов

Исходными данными для разработки схемных решений являются требования к системе. Требования формируются на основании оценки условий работы ЗИО, а также параметров геогодов и законтурных элементов. К таким параметрам, оказывающим влияние на выбор параметров схемных решений, могут быть отнесены: скорость подачи ЗИО в канале и габаритные размеры законтурных каналов.

Вопрос выбора параметров законтурных элементов (рисунок 2.1) в настоящее время активно исследуется [74–76] и требует тщательного рассмотрения вариантов и их сравнения для каждого конкретного случая в силу необходимости учета значительного числа параметров геосреды и геогода.

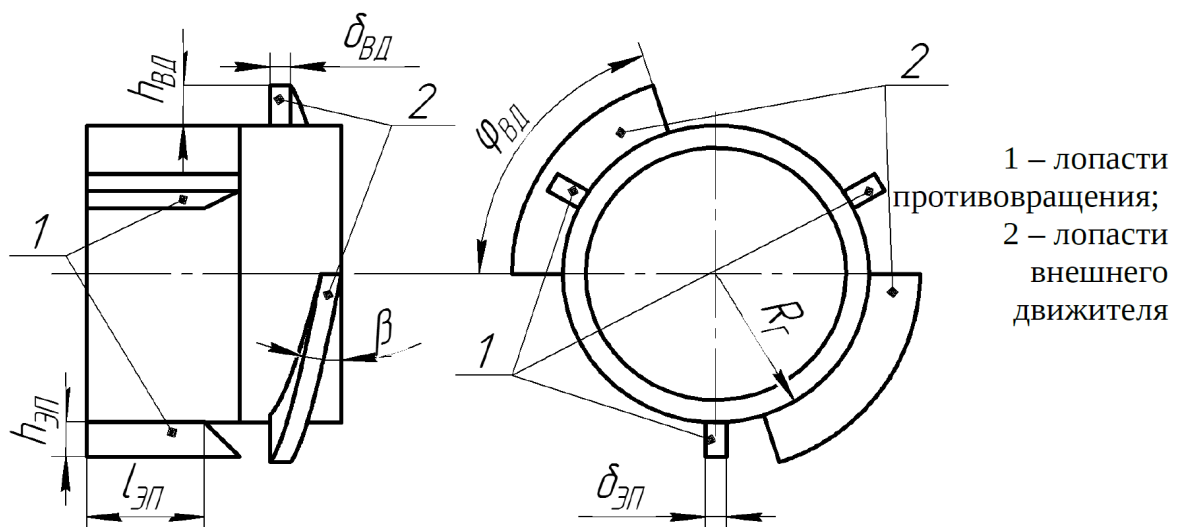


Рисунок 2.1– Пример расположения законтурных элементов на геогоде и параметры законтурных элементов

Для оценки возможных значений геометрических параметров законтурных элементов воспользуемся методикой, предложенной в работе [33]. Высота элементов противовращения (стрингеров) определяется по условию прочности породного целика:

$$R_{сж} \geq q_{эн}, \quad (2.1)$$

где $R_{сж}$ – предел прочности окружающих пород на сжатие, Па;

$q_{эн}$ – распределенная нагрузка от реакции породы на лопасть элемента противовращения, Н/м².

Рассматриваемым породам соответствуют значения предела прочности окружающих пород на одноосное сжатие в диапазоне от 15 до 52 МПа [77, 78]. Распределенная нагрузка от реакции породы на лопасть элемента противовращения определится как [33]:

$$q_{эн} = \frac{2 M_{кр.р}}{n_{эн} l_{эн} h_{эн} (2 R_z + h_{эн})}, \quad (2.2)$$

где $M_{кр.р}$ – результирующий момент, воспринимаемый хвостовой секцией при работе агрегата, Н·м;

$n_{эн}$ – количество элементов противовращения на хвостовой секции, шт;

$l_{эн}$ – длина лопасти элемента противовращения, м;

$h_{эн}$ – высота лопасти элемента противовращения, м;

R_z – радиус геохода (по хвостовой секции), м.

Значение результирующего крутящего момента, воспринимаемого хвостовой секцией при работе агрегата, может быть принято равным максимальному крутящему моменту, развиваемому трансмиссией геохода. В ряде работ была установлена зависимость крутящего момента на трансмиссии от радиуса геохода при различных горно-геологических условиях, типах и схемах работы трансмиссии [7, 79–84]. Для оценки параметров законтурных элементов примем значения силовых параметров, определенные в работе [85] (таблица 2.1), а также типоразмерный ряд диаметров геоходов, использованный в этой работе.

Таблица 2.1 – Силовые параметры трансмиссии геохода

	Диаметр геохода, м				
	2,1	2,6	3,2	4,1	5,6
Необходимый вращающий момент, МН·м	0,4	0,7	1,1	2,5	5,5
Необходимое тяговое усилие, МН	0,35	0,5	0,6	1,1	2,1

При этом делается допущение, что крутящий момент и напорное (тяговое) усилие определяется в большей степени диаметром машины и в меньшей степени прочностью пород. Это предположение подтверждается при рассмотрении статистических данных, представленных в работе [86] (рисунок 2.2).

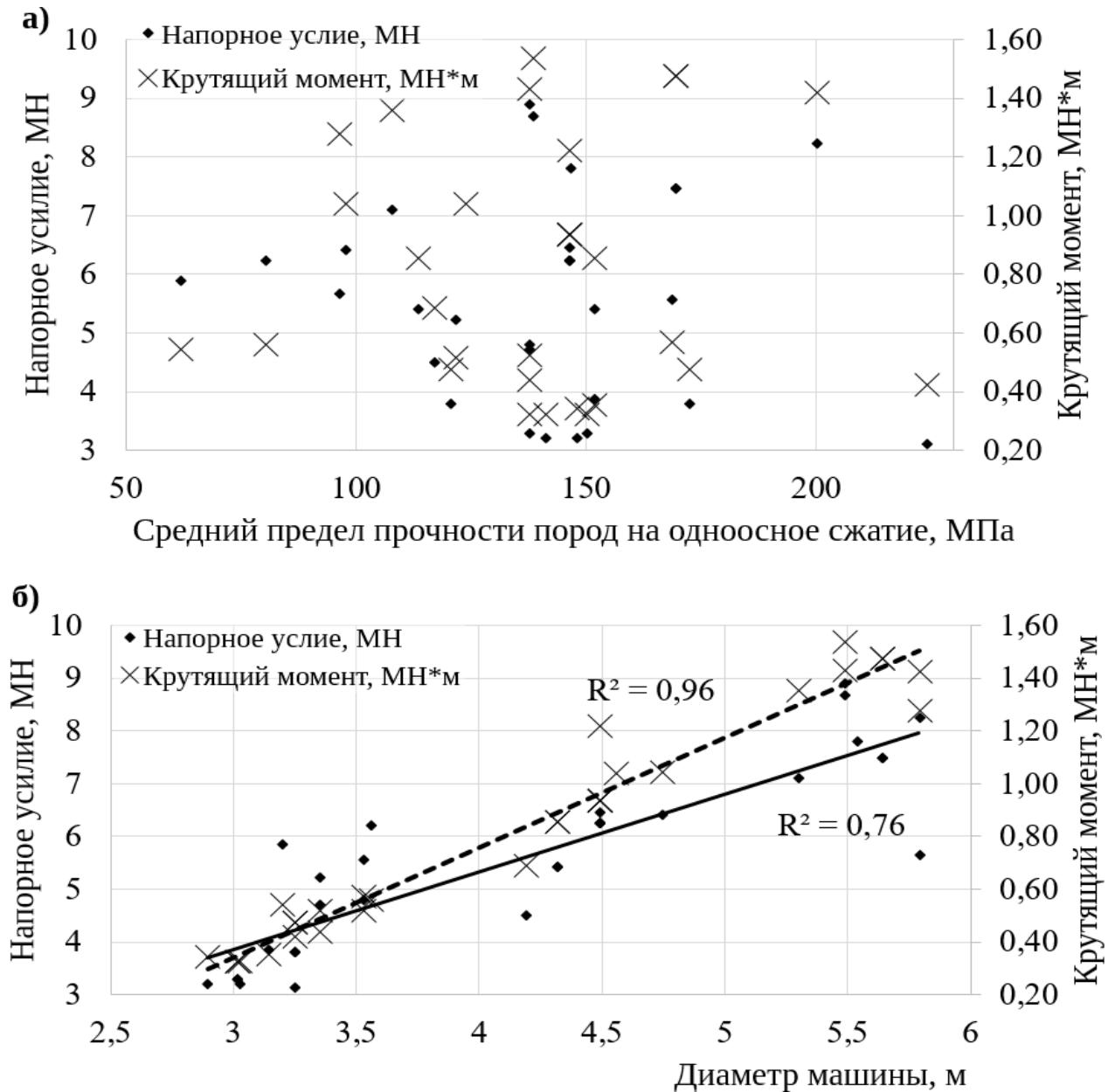


Рисунок 2.2 – Зависимость напорного усилия и крутящего момента на трансмиссии от среднего предела прочности пород на одноосное сжатие (а) и диаметра машины (б) для ряда ТПК

На рисунке 2.2 представлены данные по напорным усилиям и крутящим моментам для более чем тридцати щитовых тоннелепроходческих комплексов

различного диаметра и аппроксимирующие зависимости. Анализ графиков показывает, что зависимость между силовыми параметрами машин (напорным усилием и крутящим моментам) и пределом прочности пород на одноосное сжатие отсутствует, в то время как между теми же силовыми параметрами и диаметром машин существует корреляционная связь с достоверностями аппроксимации (R^2) 0,76 для напорного усилия и 0,96 для крутящего момента при линейной аппроксимации, что позволяет сделать вывод о корректности принятого допущения.

Количество элементов противовращения на хвостовой секции в соответствии с исследованиями, представленными в работе [74], может быть принято равным трем или четырем.

Длина лопасти элементов противовращения зависит от длины хвостовой секции (рисунок 2.1). Подставив (2.2) в (2.1) и выразив $h_{эн}$, получим:

$$h_{эн} \geq \sqrt{R_z^2 + \frac{2 M_{кр.р}}{R_{сж} n_{эн} l_{эн}}} - R_z. \quad (2.3)$$

В оригинальной методике [33] предлагается принимать проектную высоту элемента противовращения больше на коэффициент 1,2–1,25 в связи с разрушенностью устья канала. При этом не учитывается диаметр геохода и тип ИО главного забоя. В работах [5, 87, 88] показано, что при работе барабанного ИО главного забоя возникает некоторая величина перебора, которая для геохода диаметров 3,2 м составляет от 25 до 80 мм в зависимости от угла наклона барабана к плоскости забоя. Вследствие этого предлагается учитывать нарушенность приконтурного массива, увеличивая проектную величину высоты канала на 100 мм к расчетной, что с некоторым запасом должно обеспечивать эффективный контакт лопасти на расчетную величину высоты. Наличие величины перебора ИО главного забоя и нарушенность устья канала позволяют предположить, что схемы с меньшей длиной лопасти и большей ее высотой более рациональны, так как при этом увеличивается эффективная площадь лопасти – площадь, на которой происходит контакт с законтурным каналом.

Толщина элемента противовращения определяется по условию прочности при изгибе [33]

$$[\sigma_{cm}] \geq \frac{M_u}{W}, \quad (2.4)$$

где $[\sigma_{cm}]$ – допускаемое напряжение стали при изгибе, МПа;

M_u – максимальный изгибающий момент, возникающий в сечении элемента противовращения, Н·м;

W – момент сопротивления сечения, м³.

Допускаемое напряжение стали при изгибе для конструкционных сталей в зависимости от характера нагрузок и марки стали принимает значения от 80 до 230 МПа [89].

Для прямоугольного сечения момент сопротивления сечения

$$W = \frac{l_{эн} \delta_{эн}^2}{6}, \quad (2.5)$$

где $\delta_{эн}$ – толщина лопасти элемента противовращения.

Максимальный изгибающий момент, возникающий в сечении:

$$M_u = \frac{l_{эн} q_{эн} h_{эн}^2}{2}. \quad (2.6)$$

Подставив (2.2) в (2.6), а (2.5) и (2.6) в (2.4) и выразив из (2.4) $\delta_{эн}$, получим:

$$\delta_{эн} \geq \sqrt{\frac{6 M_{кр.р}}{n_{эн} l_{эн} [\sigma_{cm}] \left(1 + \frac{2 R_z}{h_{эн}}\right)}}. \quad (2.7)$$

При определении толщины лопасти по выражению (2.7) не учитывается возможность применения лопасти сложной, не цельной конструкции, что может как значительно снизить ее толщину, так и повысить.

Для расширения рассматриваемого диапазона толщин лопастей предлагается рассматривать различные значения толщины лопасти принимая их в долях от высоты лопасти.

Высота лопасти внешнего движителя может быть определена по аналогии с высотой элементов противовращения из условия устойчивости межвиткового целика

$$R_{сжс} \geq q_{вд}, \quad (2.8)$$

где $q_{вд}$ – распределенная нагрузка от реакции породы на лопасть внешнего движителя, Н/м².

$$q_{вд} = \frac{R_{нав} \cos(\beta)}{S_{вд}}. \quad (2.9)$$

где $R_{нав}$ – усилие, с которым винтовая лопасть прижимается к стенке канала, Н;

β – угол подъема винтовой линии внешнего движителя, град;

$S_{вд}$ – площадь винтовой спирали, контактирующей с каналом, м².

Усилие, с которым винтовая лопасть прижимается к стенке канала, может быть принято равным необходимому тяговому усилию (таблица 2.1).

С учетом того, что виток спирали внешнего движителя может быть не полным, а выполняться на некоторый угол $\varphi_{вд}$ (рисунок 2.1) площадь винтовой спирали, контактирующей с каналом, $S_{вд}$ определится как

$$S_{вд} = \frac{n_{вд} \varphi_{вд} h_{вд} (2 R_z + h_{вд})}{2}. \quad (2.10)$$

где $n_{вд}$ – количество внешних движителей, шт;

$\varphi_{вд}$ – угол навивки винтовой лопасти (рисунок 2.1), град;

$h_{вд}$ – высота лопасти внешнего движителя, м.

Значение угла навивки лопасти внешнего движителя может изменяться в широком диапазоне. Для определения максимальных значений высоты канала примем $\varphi_{вд} = 10$ градусов.

Подставив (2.10) в (2.9), а (2.9) в (2.8) и выразив высоту лопасти внешнего движителя $h_{вд}$, получим

$$h_{вд} \geq \sqrt{R_z^2 + \frac{2 R_{нав} \cos(\beta)}{R_{сжс} n_{вд} \varphi_{вд}}} - R_z. \quad (2.11)$$

С учетом принятых допущений и значений параметров, определяющих высоту законтурных каналов, построены графики – рисунок 2.3. На рисунке 2.3 представлены графики зависимости проектной высоты канала от диаметра геохода при значениях параметров в уравнениях (2.3) и (2.11), обеспечивающих максимальную высоту канала.

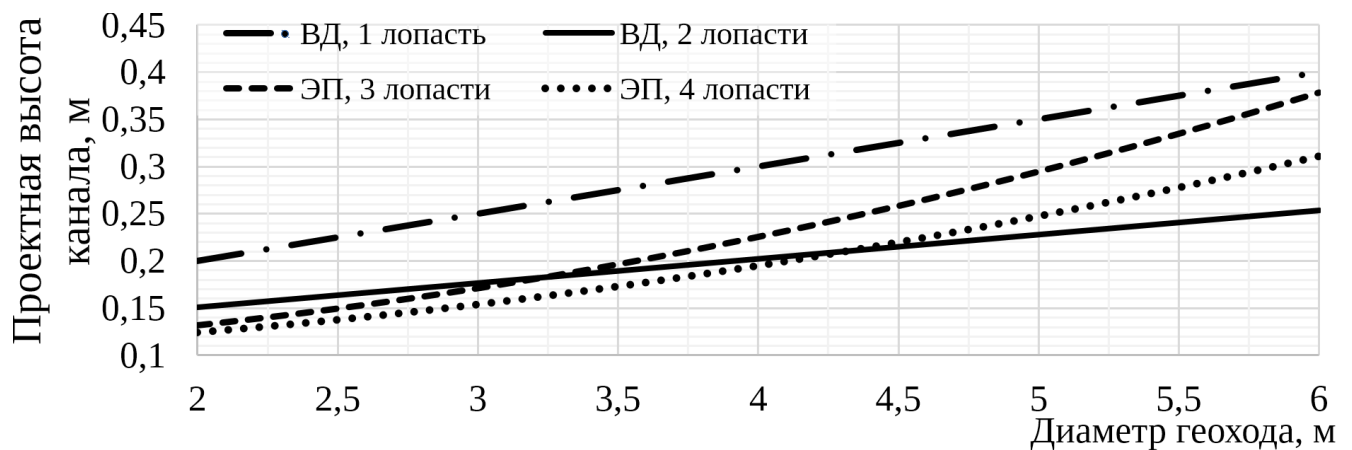


Рисунок 2.3 – Зависимость проектной высоты канала от диаметра геохода при переменном числе лопастей

Для каждого из диаметров геохода установлена максимальная высота канала. Округляя значения до больших с шагом 0,05 м, может быть получен ряд максимальных высот каналов в зависимости от диаметров геоходов (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Максимальные значения высоты и ширины канала, принятые для исследования

	Диаметр геохода, м				
	2,1	2,6	3,2	4,1	5,6
Максимальная высота законтурного канала, м	0,25			0,3	0,4
Максимальная ширина законтурного канала, м					

Минимальное значение высоты канала получено для случая четырех лопастей ЭП и составляет около 0,1 м. Это значение принято в качестве нижней границы высот каналов.

При выборе ширины канала внешнего движителя необходимо также учитывать величину оставляемого межвиткового целика. На рисунке 2.4 представлены графики зависимости величины межвиткового целика от угла подъема винтовой

линии с учетом равенства ширины канала его высоте и максимальных принятых высотах канала.

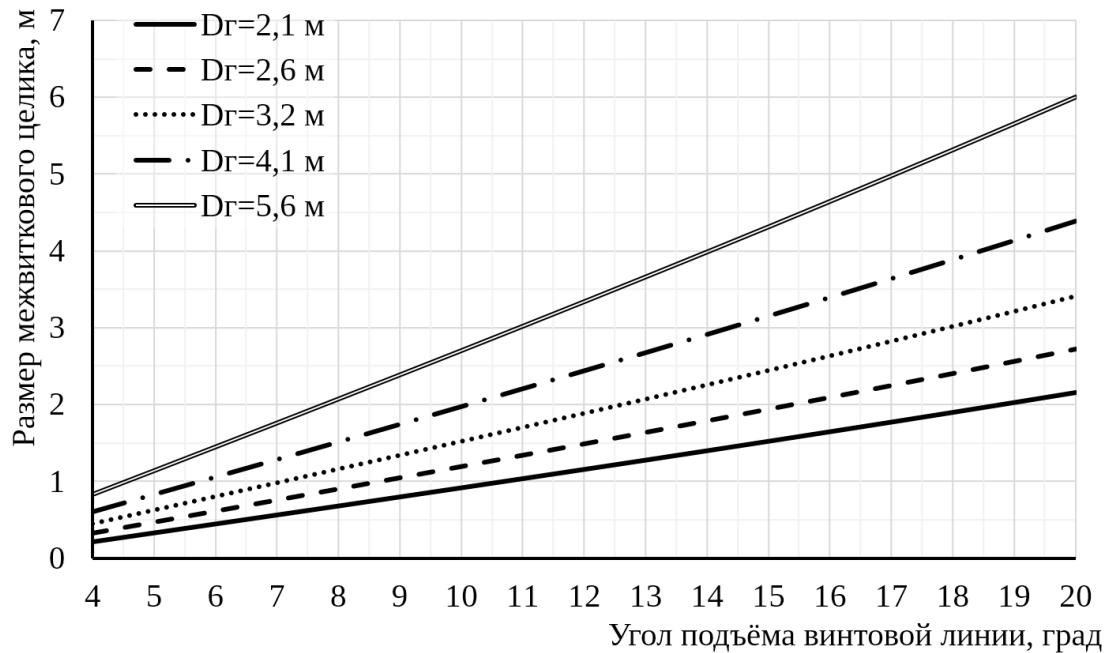


Рисунок 2.4 – Зависимости величины межвиткового целика от угла подъема винтовой линии

Несмотря на то, что при малых углах подъема винтовой линии и диаметрах геохода размеры межвиткового целика составляют менее 0,5 м, сформулировать ограничения по данному параметру не представляется возможным, а ширина канала, равная его высоте, является допустимой при любых диаметрах геохода и принятых высотах каналов. Далее в исследовании как для ЗИО ВД, так и для ЗИО ЭП ширина канала принимается в виде доли от его высоты (таблица 2.2) с соотношениями 1/1, 1/2 и 1/4.

2.2 Определение требуемой скорости подачи законтурных исполнительных органов геоходов

Скорость подачи ЗИО в канале является основным параметром наравне с площадью сечения канала, определяющим производительность ИО. Для ЗИО элементов противовращения скорость подачи равна скорости подачи геохода (рисунок 2.5)

$$V_{\text{нэл}} = V_{\text{нг}}, \quad (2.12)$$

где V_{n2} – скорость подачи геوخода на забой, м/с.

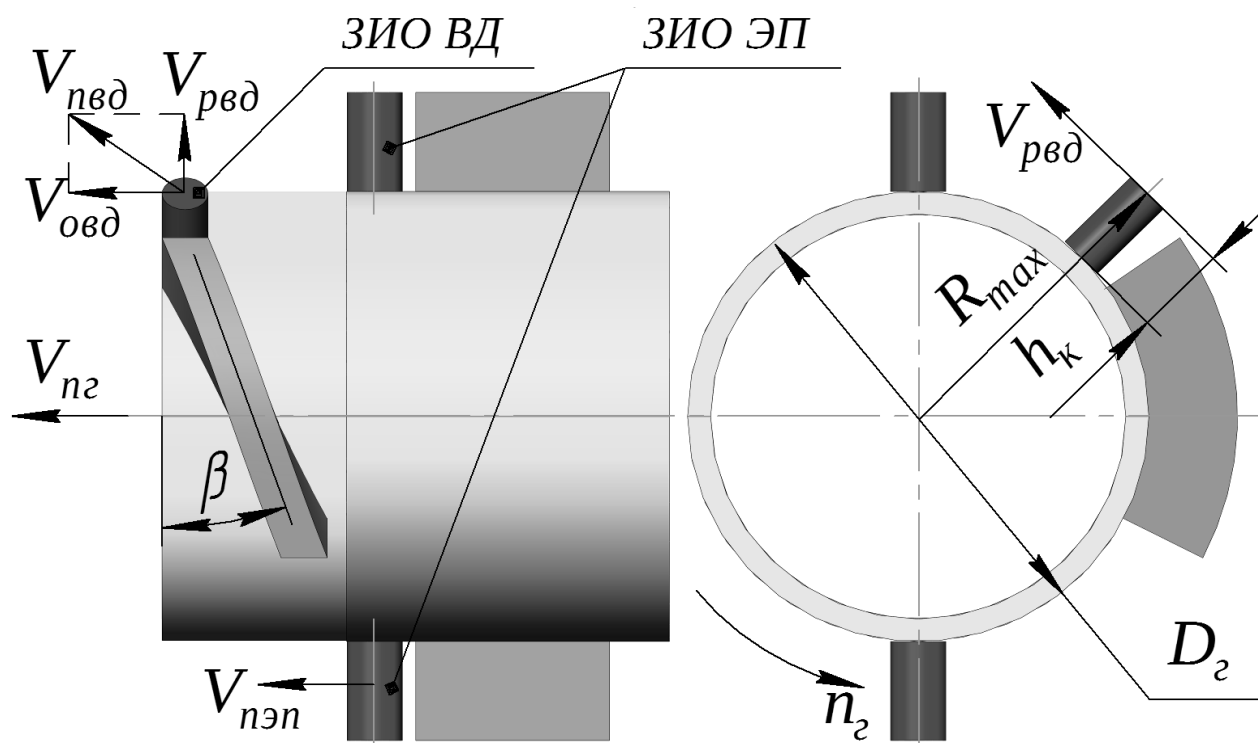


Рисунок 2.5 – Схема скоростей подачи ЗИО

Для ЗИО внешнего движителя скорость подачи может быть определена как:

$$V_{ned} = \sqrt{V_{ped}^2 + V_{oed}^2}, \quad (2.13)$$

где $V_{pвд}$ – радиальная составляющая скорости подачи ЗИО ВД в формируемом канале, м/с;

$V_{овд}$ – осевая составляющая скорости подачи ЗИО ВД в формируемом канале, м/с.

Для определения максимальной скорости подачи ЗИО представим выражение в виде зависимости от основных конструктивных параметров геохода: диаметра, угла подъема винтовой линии и высоты канала [90].

Радиальная составляющая скорости имеет вид:

$$V_{p\delta\delta}=2\pi n_z R_{max}, \quad (2.14)$$

где n_2 – частота вращения геохода, об/с;

R_{max} – максимальный рассматриваемый радиус, м.

$$R_{max} = \frac{D_z}{2} + h_k, \quad (2.15)$$

где D_z – внешний диаметр геохода, м;

h_k – высота формируемого канала, м.

Частота вращения может быть выражена из осевой подачи:

$$V_{овд} = V_{nz} = n_z \pi D_z \operatorname{tg}(\beta), \quad (2.16)$$

$$n_z = \frac{V_{nz}}{\pi D_z \operatorname{tg}(\beta)}. \quad (2.17)$$

После подстановки (2.17) и (2.15) в (2.14), а (2.14) в (2.13) выражение (2.13) примет вид:

$$V_{овд} = \sqrt{\left(\frac{V_{nz}(D_z + 2h_k)}{D_z \operatorname{tg}(\beta)} \right)^2 + V_{nz}^2}. \quad (2.18)$$

Скорость подачи геохода на забой можно принять равной 7 м/ч. Такая скорость подачи с некоторым запасом обеспечивает производительность геохода на уровне лучших известных образцов проходческой техники [91]. Типоразмерный ряд диаметров геоходов варьируется от 2,1 м до 5,6 м [92]. В работе [85] показано, что угол подъема винтовой линии целесообразно принимать в диапазоне от 4 до 18 градусов. Максимальная высота каналов для различных диаметров была установлена ранее. Для принятых параметров по выражению (2.18) построены зависимости (рисунок 2.6).

Графики на рисунке 2.6 показывают, что максимальная скорость подачи достигается при наименьшем из рассматриваемых диаметров (2,1 м) и максимальной для этого диаметра высоте канала – 0,25 м. Точное значение определяется по выражению (2.18) и составляет 2,07 м/мин.

Таким образом, в обоснованном диапазоне параметров (при скорости подачи геохода на забой 7 м/ч для геоходов диаметром от 2,1 до 5,6 м при угле подъема винтовой линии от 4 до 20 градусов), установлены границы скоростей подачи ЗИО, с учетом которых разработку схемных и конструктивных решений ЗИО необходимо производить для диапазона скоростей подачи от 0,12 до 2,07 м/мин.

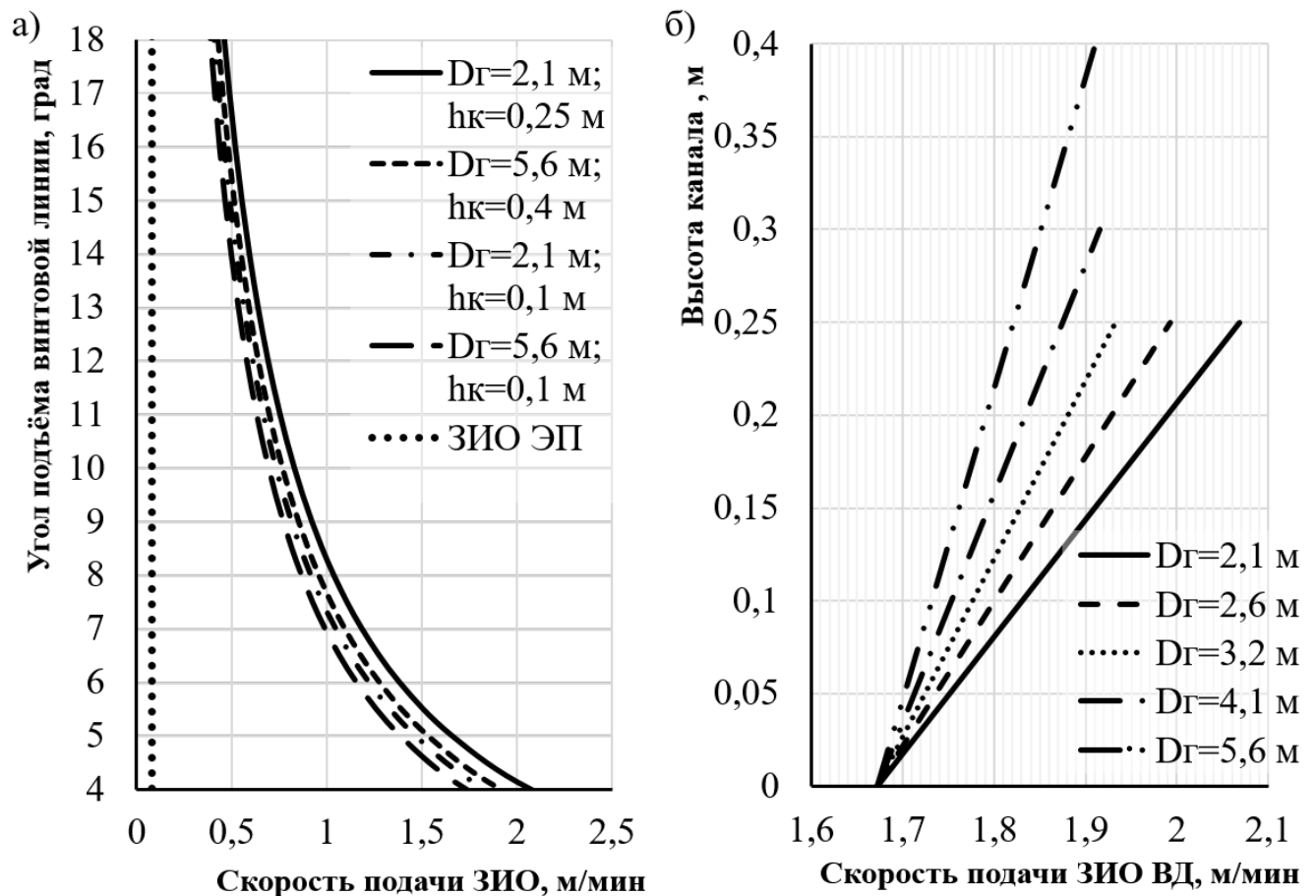


Рисунок 2.6 – Зависимость скорости подачи ЗИО от угла подъёма винтовой линии (а) и высоты канала (б)

С учетом представленного в первом разделе анализа известных решений необходимо отметить, что в сравнении с известными ИО горных, строительных и дорожных машин ЗИО геохода имеют достаточно низкую производительность. Эта особенность подтверждает предположение о необходимости разработки схемных и конструктивных решений, отличных от известных и применяемых в настоящее время.

2.3 Формирование требований к законтурным исполнительным органам

Рядом авторов были сформированы общие требования к системам геохода [93, 94], требования к ИО разрушения главного забоя геохода [95], часть требований к ЗИО присутствует в работах [93, 96]. Для качественной и количественной

оценки схемных и конструктивных решений ЗИО необходима более детальная характеристика условий работы и разработка требований.

Формирование канала требуемого профиля на заданной траектории, с рациональной скоростью движения – основное требование, связанное с назначением рассматриваемых ИО и определяющее работоспособность системы и машины в целом. Непрерывный, винтовой характер подачи ИО внешнего движителя и необходимость взаимодействия стенок сформированного канала с лопастями геохода обуславливают одновременно и сложность, и важность выполнения данного требования. Необходимо также учитывать неодинаковые скорости подачи ЗИО разного назначения на одной машине. Скорость подачи была оценена в подразделе 2.2.

Такие параметры резания, как величина срезаемой стружки и шаг резания, определяющие фракционный состав разрушенной породы, находятся в тесной зависимости с конструктивными параметрами ИО. Слишком крупный размер кусков пород приведет к невозможности транспортирования и заштыбовки канала, большое количество мелких фракций не позволит соответствовать требованиям по пылеобразованию.

Параметры резания также определяют требование, характерное для всех типов разрушающих ИО, к минимальной энергоемкости разрушения забоя. Энергозатраты являются одним из наиболее важных показателей работы любой системы или машины, способным обосновать целесообразность той или иной конструкции.

Отбитая ИО порода должна эффективно удаляться из призабойной зоны. Невыполнение этого требования может привести как к снижению энергоэффективности машины за счет потерь энергии на циркуляцию штыба и увеличенного трения элементов машины о породу, так и к полной ее остановке из-за невозможности входа лопасти в канал. В некоторых породах необходимо учитывать также адгезионные процессы и предусматривать системы очистки режущего инструмента от налипающих пород, либо корректировать частоты вращения для

очистки инструмента за счет центробежных сил. В рамках исследования вопросы очистки рабочего органа от породы не рассматриваются.

Некоторые требования продиктованы условиями эксплуатации машины. Любой режущий инструмент подвержен износу и требует периодической замены. Обслуживание осложнено подземными условиями, а в случае ЗИО геохода еще и их расположением за оболочкой машины. Необходимо обеспечить доступ к ЗИО для замены режущего инструмента и эффективную работу ЗИО в период между регламентированными обслуживаниями.

Помимо специфических требований, характерных только для ИО, существует ряд общих требований, предъявляемых ко всем системам геохода. Так как принцип перемещения геохода не предполагает участия массы машины в создании напорного усилия, с целью упрощения операций монтажа и демонтажа и удешевления конструкции (за счет снижения металлоемкости), необходима минимизация массы ИО.

Внутри оболочки геохода находятся системы транспорта, приводы ИО разрушения главного забоя и ряд других систем. Ко всем системам должен обеспечиваться доступ для обслуживания и ремонта. С этим связано требование обеспечения свободной зоны внутри оболочки геохода.

На основании специфики работы геохода и вышеназванных особенностей ЗИО разработаны следующие требования, предъявляемые к ЗИО геохода:

- формирование канала заданного типоразмера (высота от 0,1 м до 0,4 м и отношение ширины канала к высоте от 1 до $\frac{1}{4}$);
- формирование канала со скоростью подачи ЗИО от 0,112 до 2,07 м/мин;
- эффективное удаление разрушенной породы от забоя;
- наименьшая масса ЗИО;
- минимальные габариты ЗИО с приводом в плоскости забоя;
- обслуживаемость, возможность замены режущего инструмента в рабочих условиях;
- низкая энергоемкость разрушения забоя.

Сформулированные требования должны учитываться при разработке схемных и конструктивных решений ЗИО [97] и позволят сформировать параметры для оценки и сравнения решений.

2.4 Формирование принципиальных схемных решений законтурных исполнительных органов

На основании обзора схемных и конструктивных решений ИО для формирования каналов, проведенного в первом разделе, разработана классификация (рисунок 2.7).

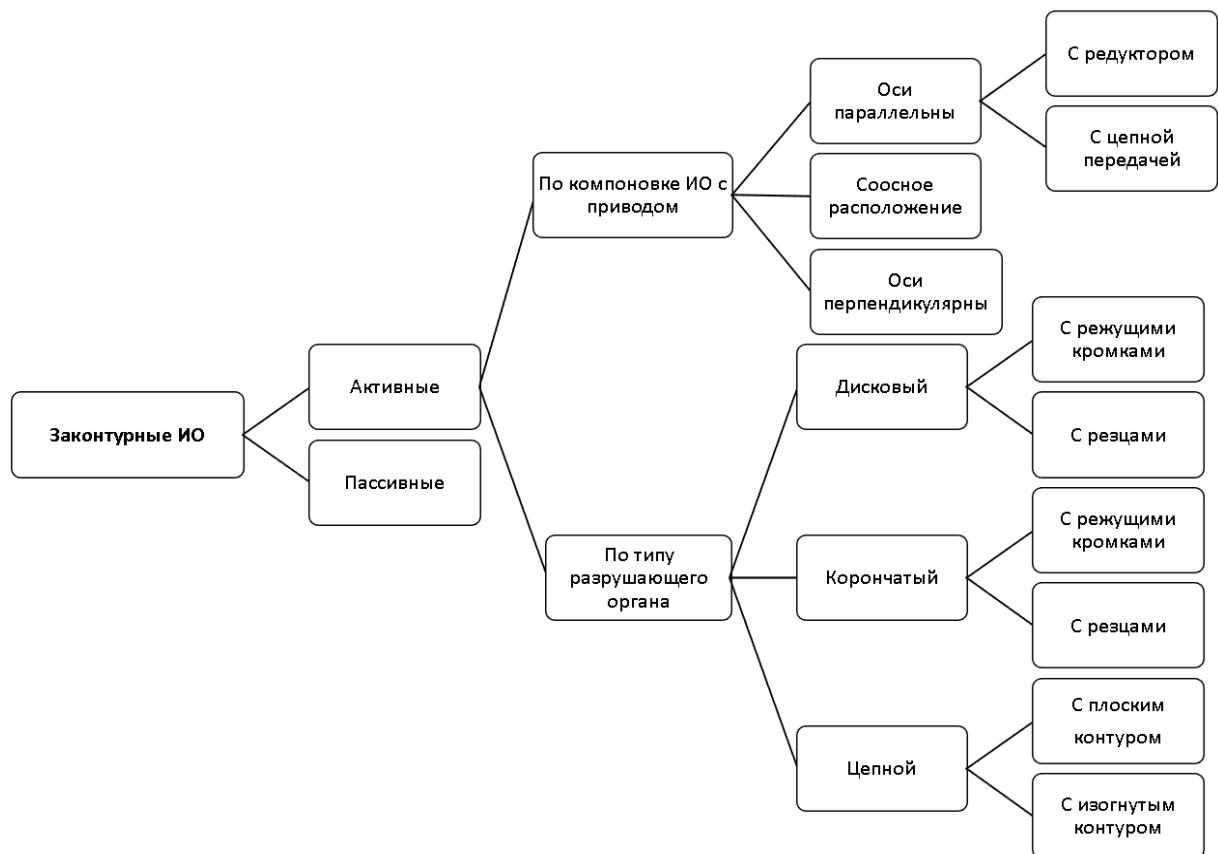


Рисунок 2.7 – Классификация ИО для формирования каналов

Пассивные ИО, как указано выше, не включались в обзоры и не рассматриваются в работе, так как диапазон их эффективного использования ограничен крепостью до 1 ед. по шкале Протодяконова.

Представленная классификация позволяет систематизировать основные известные решения, разделяя их на группы по двум классификационным признакам. Выбор компоновки привода осуществляется при конструктивной проработке решений. На данном этапе рационально рассмотреть и предварительно оценить варианты рабочих органов ЗИО.

Принципиальные схемные решения дисковых ЗИО представлены на рисунке 2.8.

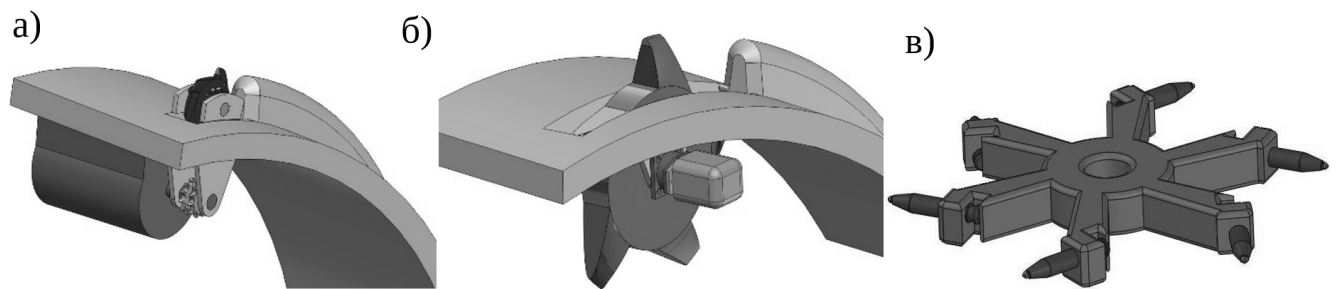


Рисунок 2.8 – Схемные решения дисковых ЗИО и рабочих органов

Предполагается, что ось вращения диска ЗИО ВД наклонена на угол подъема винтовой линии от оси вращения геохода, а ось вращения диска ЗИО ЭП располагается под прямым углом к оси вращения геохода. Ось диска необходимо располагать в пределах внешнего радиуса оболочки геохода (рисунок 2.8, б), так как вариант размещения оси диска за пределами оболочки геохода (рисунок 2.8, а) потребует там же разместить подшипниковые опоры, звездочки цепной передачи и сами диски, что не представляется возможным.

В качестве дискового рабочего органа рассматриваются различные варианты исполнения: один или несколько дисков на оси, диски со сменными резцами или режущие кромки, выполненные заодно с диском [98]. Достоинствами дискового рабочего органа являются простота обслуживания и вынос пород из формируемого канала. Недостатки такой схемы: невозможность формирования канала сложного профиля и значительный габарит ЗИО в плоскости забоя.

Корончатые ЗИО более полно соответствуют требованию к габаритам, так как рабочий орган полностью располагается в формируемом канале. Ось враще-

ния коронки образует с осью вращения геохода прямой угол и пересекает ее. Вариант установки корончатого ЗИО с приводом представлен на рисунке 2.9.

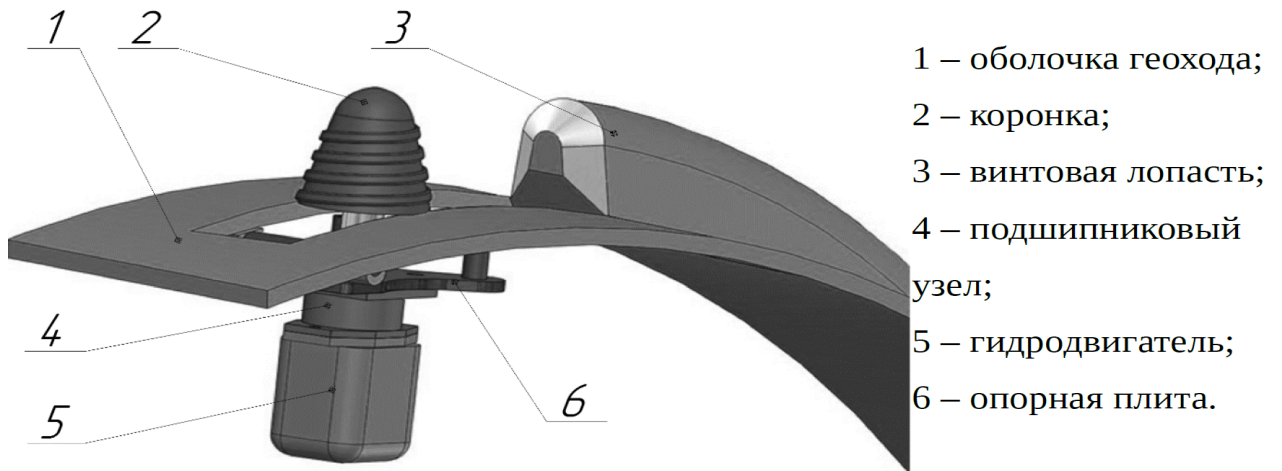


Рисунок 2.9 – Схема корончатого ЗИО

Основные недостатки ЗИО корончатого типа: неудовлетворительный вынос разрушенной породы от забоя, вероятность налипания породы на коронку, а также сложность размещения резцов в торцевой части коронки. Некоторые варианты исполнения рабочих органов изображены на рисунке 2.10.

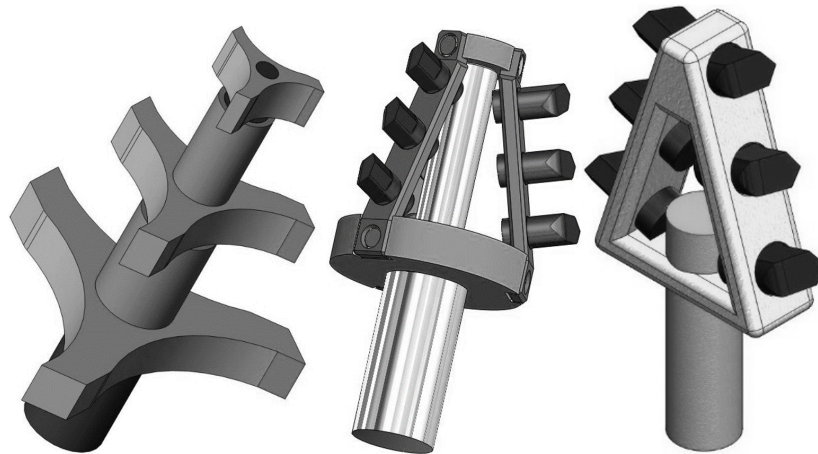
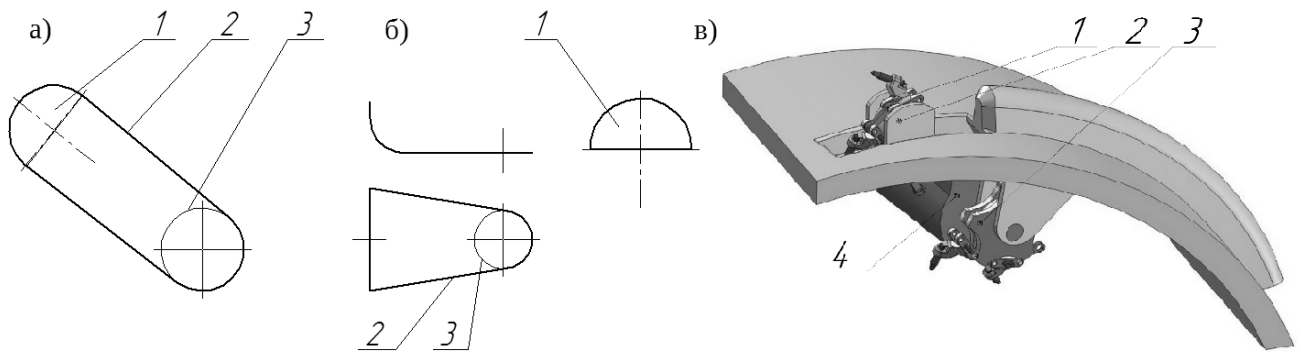


Рисунок 2.10 – Варианты рабочих органов для корончатого ЗИО

Баровые ЗИО могут быть разделены в зависимости от количества плоскостей в контуре (рисунок 2.11) [99]. К достоинствам барового рабочего органа можно отнести возможность формирования каналов значительной высоты при небольшой ширине и удовлетворительный вынос породы из забоя. Основные

недостатки такого решения – значительные потери энергии на трение цепи о направляющее и износ инструмента [100]. По различным источникам КПД барового рабочего органа составляет от 20 до 50 % [23, 41].



1 – утюг; 2 – контур цепи; 3 – приводная звёздочка; 4 – привод

Рисунок 2.11 – Баровые ЗИО: а) плоский контур бара, б) изогнутый, в) схемное решение барового ЗИО

Анализируя данные проведенных обзоров и требования к системе ЗИО (в том числе определенные скорости подачи и параметры каналов), можно заключить, что преимущества баровых ИО не могут быть реализованы в решениях ЗИО геохода, при этом сохраняются все их недостатки.

Проведенный анализ не позволяет принять однозначного решения о целесообразности применения того или иного типа ИО, но позволяет исключить из рассмотрения баровый. Для дальнейшего рассмотрения принимаются два типа рабочих органов: дисковый, корончатый.

2.5 Обоснование параметров схемных решений законтурных исполнительных органов

Для принятых схемных решений конструктивные параметры ЗИО могут быть разделены на:

- геометрические параметры ЗИО (диаметр, высота);
- параметры расстановки резцов (число резцов в линии резания, число линий резания, отставания по угловой координате резцов в соседних линиях резания);
- параметры режущей части или резца.

Геометрические параметры определяются параметрами формируемого канала (высотой и шириной). При этом в случае корончатого ЗИО диаметр коронки определит ширину канала, а высота коронки – высоту законтурного канала. Геометрические параметры корончатого рабочего органа представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Принятые параметры корончатых ЗИО

Высота коронки, м	h_k/b_k	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35
Диаметр коронки, м	1	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35
	2	0,05	0,075	0,1	0,125	0,15	0,175
	4	–	0,0375	0,05	0,0625	0,075	0,0875

Для дискового ЗИО ширина канала жестко связана с шириной диска, а высота канала зависит от диаметра и конструктивных параметров геохода. Связь высоты законтурного канала и диаметра дискового ЗИО для рассматриваемого схемного решения будет установлена далее.

2.5.1 Определение диаметра дискового законтурного исполнительного органа

Диаметр дискового ЗИО может быть представлен в виде зависимости от высоты формируемого канала (рисунок 2.12):

$$D_{u.o.\partial} = 2h_k + \Delta, \quad (2.19)$$

где Δ – конструктивная величина, зависящая от толщины оболочки геохода, диаметра подшипникового узла, компоновки и габаритов привода ЗИО, м.

Минимальные значения диаметра дискового ЗИО могут быть получены с помощью анализа зависимости диаметров подшипниковых опор от диаметра опорного вала диска ЗИО.

Пренебрегая толщиной оболочки (с учетом того, что подшипниковый узел может быть размещен непосредственно в ней) и полагая, что привод не выступа-

ет за габариты подшипникового узла (рисунок 2.12), конструктивный размер Δ может быть представлен в виде:

$$\Delta = D_{\text{под}}, \quad (2.20)$$

где $D_{\text{под}}$ – диаметр подшипниковой опоры, м.

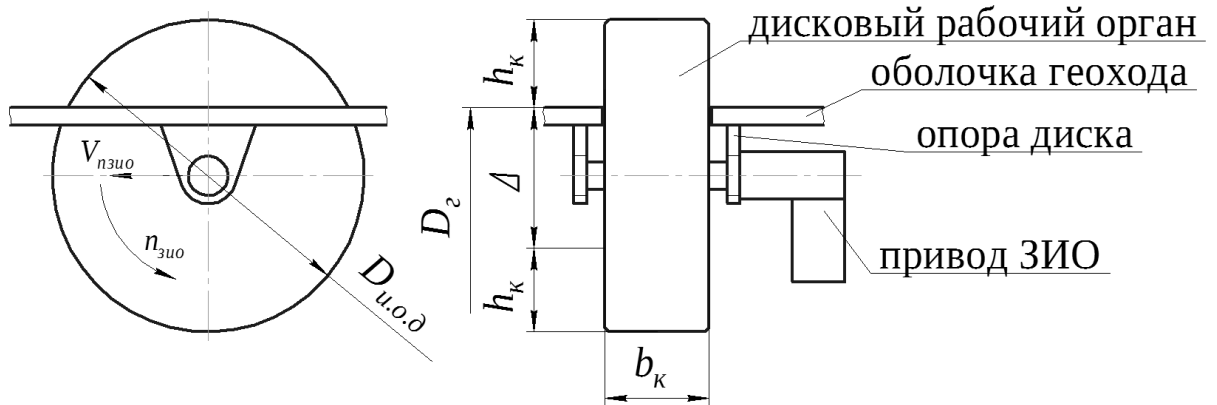


Рисунок 2.12 – Схема к определению диаметра дискового ЗИО

Ориентировочный диаметр подшипникового узла может быть определен по данным каталогов производителей в зависимости от диаметра вала. На основании анализа каталогов производителей для подшипниковых узлов с радиально-упорными подшипниками «средних» и «тяжелых» серий построена зависимость (рисунок 2.13).

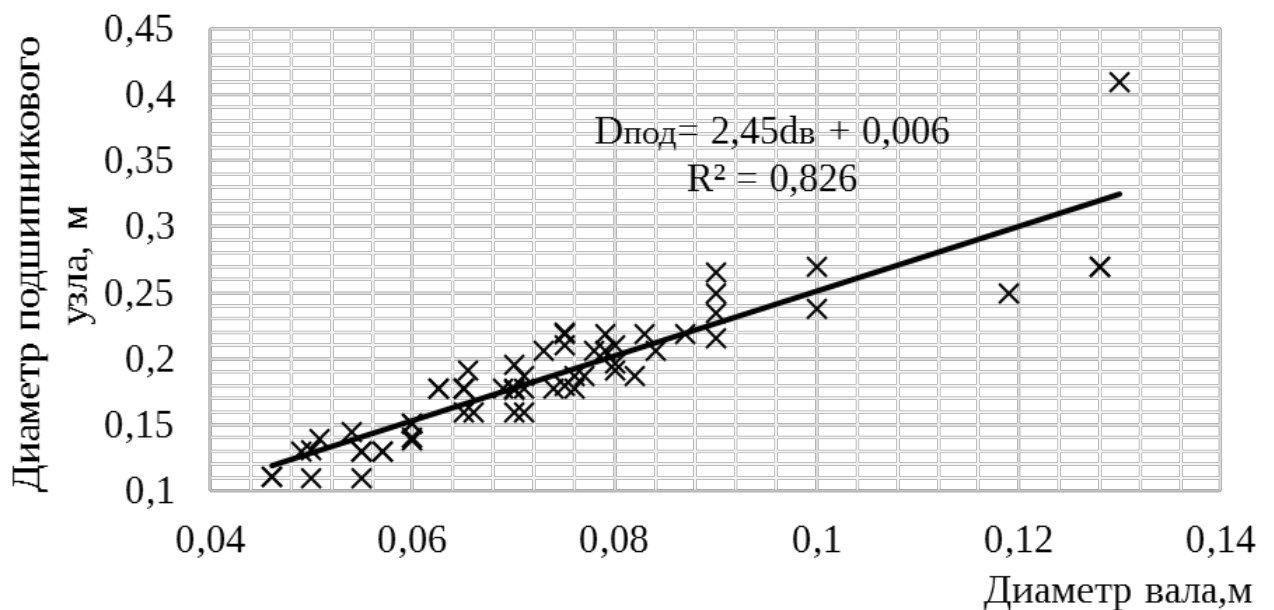


Рисунок 2.13 – Зависимость диаметра подшипниковой опоры от диаметра вала

Диаметр вала по методике предварительного расчета определится по выражению [101, 102]

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]}}, \quad (2.21)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на валу, Н·м;

$[\tau]$ – предел прочности материала вала, Па.

$$M_{кр} = \frac{P_{max} D_{у.о.д}}{2}, \quad (2.22)$$

где P_{max} – максимальное суммарное усилие на резцах, Н.

Максимальное суммарное усилие на резцах зависит от ширины канала, типа резцов и схемы их набора на ЗИО, а также от крепости пород. Радиус диска первоначально принимается равным высоте канала, затем уточняется с учетом определенного диаметра подшипникового узла по выражению:

$$D_{под} = 2,45 d_в + 0,006. \quad (2.23)$$

После подстановки (2.21) в (2.23), (2.23) в (2.20), а (2.20) в (2.19) получим неравенство, отражающие условие необходимости размещения подшипниковой опоры:

$$D_{у.о.д} \geq 2 h_k + 2,45 \left(\sqrt[3]{\frac{5 M_{кр}}{[\tau]}} \right) + 0,006. \quad (2.24)$$

По выражению (2.24) для принятого ряда высот каналов построены зависимости высоты канала от диаметра дискового ЗИО при различных суммарных усилиях на резцах – рисунок 2.14.

Область над прямыми (левее прямых) на рисунке 2.14 ограничивают диаметры диска, размещение которых окажется невозможно при заданной высоте канала по условию размещения опоры. Из условия одновременного нахождения в контакте с породой на максимальной глубине резания двух резцов, в соответствии с экспериментальными данными для пород крепостью 5 единиц по шкале Протоdjаконова, с усилием на каждом 6 кН [67] установлены значения диаметров дисков ЗИО, представленные в таблице 2.4.

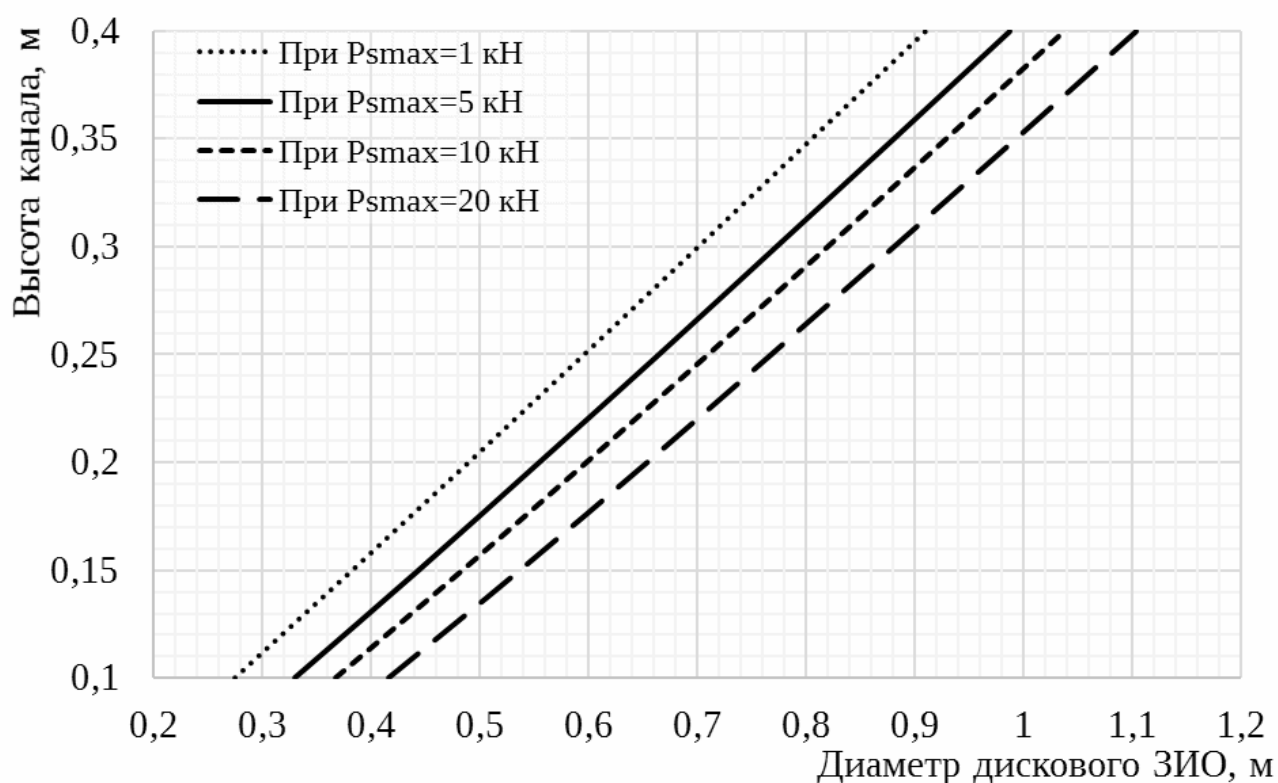


Рисунок 2.14 – Минимальный диаметр дискового ЗИО по условию размещения подшипниковых опор

Таблица 2.4 – Принятые параметры дисковых ЗИО

	Высота канала, м						
	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
Диаметр диска ЗИО, м	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Ширина диска, м	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
	0,05	0,075	0,1	0,125	0,15	0,175	0,2
	–	0,0375	0,05	0,0625	0,075	0,0875	0,1

Таким образом, получено 20 типоразмеров дисковых ЗИО, обеспечивающих формирование законтурных каналов для всего диапазона диаметров геоходов и размеров законтурных каналов, определенных ранее. Для формирования схемных решений ЗИО на основании типоразмеров необходимо определить тип, количество и параметры расстановки режущего инструмента.

2.5.2 Обоснование и выбор параметров режущей части законтурных исполнительных органов

Выбор инструмента для разрушения пород осуществляется исходя из крепости породы, требуемой глубины резания, а также ее абразивности. С учетом анализа решений, представленных в первом разделе, в качестве основных вариантов инструмента для ЗИО может быть рассмотрен [103]:

- дисковый инструмент;
- тангенциальные поворотные резцы;
- радиальные резцы.

Дисковый инструмент применяется, как правило, для разрушения крепких высокоабразивных пород [104, 105], и его эффективность зависит от размера используемых дисков, что накладывает ограничения на его применение в качестве разрушающего инструмента ЗИО геохода.

Тангенциальные поворотные резцы широко применяются для шнековых очистных комбайнов [103], обеспечивают меньший износ, но большие усилия резания и значительно большие усилия подачи по данным [106]. Большие значения усилий подачи, характерные для дискового инструмента и тангенциальных резцов, потребуют увеличения требуемого крутящего момента трансмиссии геохода [107], что нежелательно.

Эффективность радиальных резцов для разрушения пород средней крепости была установлена в ряде экспериментальных исследований [106, 108, 109]. Такой тип инструмента наиболее приемлем в качестве разрушающего инструмента ЗИО геохода.

Для проведения корректного сравнения разрабатываемых решений ЗИО рационально задаться постоянными параметрами режущего инструмента. При выборе необходимо учитывать, что в случае корончатых ЗИО малого диаметра не удастся разместить резец с большим вылетом. Параметры принятого в схемных решениях для исследований резца представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Параметры принятого резца

Типоразмер		Р040
Конструктивные параметры режущей части	Ширина, мм	9
	Угол резания, град	85
	Задний угол, град	5
Форма передней поверхности		плоская

Серийно выпускаются резцы РП-3 (рисунок 2.15) с характеристиками, соответствующими представленным в таблице 2.5. Производителем заявлена эффективная работа такого инструмента в породах крепостью до 6 единиц по шкале Протоdjяконова и абразивностью до 10 мг [110].

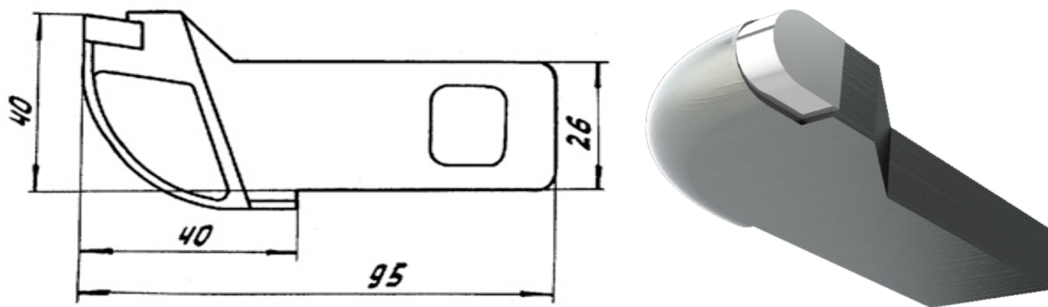


Рисунок 2.15 – Резец РП-3

Так как схемные решения могут включать сменные резцы или выполняться в виде режущих кромок, радиальный вылет резца и параметры державки могут отличаться. При конструктивной проработке необходимо обеспечить прочность крепления резца [111].

Предполагается, что применение радиальных резцов с другими геометрическими параметрами или материалами приведет к пропорциональному для любого типа и типоразмера ЗИО изменению параметров усилий и износа. Это допущение позволит обобщить полученные зависимости для различных типоразмеров режущего инструмента [112].

2.5.3 Определение глубины резания на единичном резце для законтурных исполнительных органов

Глубина резания наравне с шагом резания является основным параметром, определяющим усилия на резце. Глубина резания на резце определяется кинематическими и конструктивными параметрами ЗИО.

Глубина резания i -го резца в j -ом положении ЗИО может быть определена по выражению [38]:

$$h_{ij} = \begin{cases} h_{maxi} (0,95 \sin(\varphi_{ij}) + 0,05), & \varphi_{охв} \leq \varphi_{ij} < \varphi_0, \\ 0, & \varphi_0 \leq \varphi_{ij} < \varphi_{охв} \end{cases}, \quad (2.25)$$

где h_{maxi} – максимальная глубина резания на i -ом резце, м;

φ_{ij} – угол, определяющий текущее положение резца, град;

$\varphi_{охв}$ – угол контакта исполнительного органа с забоем, град;

φ_0 – начальный угол контакта исполнительного органа с забоем, град.

Максимальная глубина резания определится как:

$$h_{maxi} = \frac{S_{об}}{n_{р.л.i}}, \quad (2.26)$$

где $S_{об}$ – подача ЗИО за оборот, м;

$n_{р.л.i}$ – количество резцов в линии резания i -го резца, шт.

Подача за оборот показывает величину перемещения ЗИО за время совершения им одного оборота. Схемы, поясняющие нахождение подачи за оборот для принятых к рассмотрению типов ЗИО, представлены на рисунке 2.16.

Подача за оборот может быть определена по формуле:

$$S_{об} = V_{пзю} t_{об}, \quad (2.27)$$

где $V_{пзю}$ – скорость подачи исполнительного органа, м/с;

$t_{об}$ – время, за которое ЗИО совершит один оборот, с.

резца или параметров режущей кромки необходимо установить действительную максимальную глубину резания дискового ЗИО, то есть глубину резания при угле поворота резца, равном углу охвата [114].

$$h'_{maxi} = h_{maxi} (0,95 \sin(\varphi_{охв}) + 0,05). \quad (2.32)$$

Для определения действительной глубины резания дискового ЗИО по выражению (2.32) в формулу необходимо подставлять значение угла охвата, вычисленное по выражению (2.31).

Для принятых диаметров ЗИО и высот каналов (таблица 2.4) возможно определить действительные значения угла охвата (рисунок 2.17).

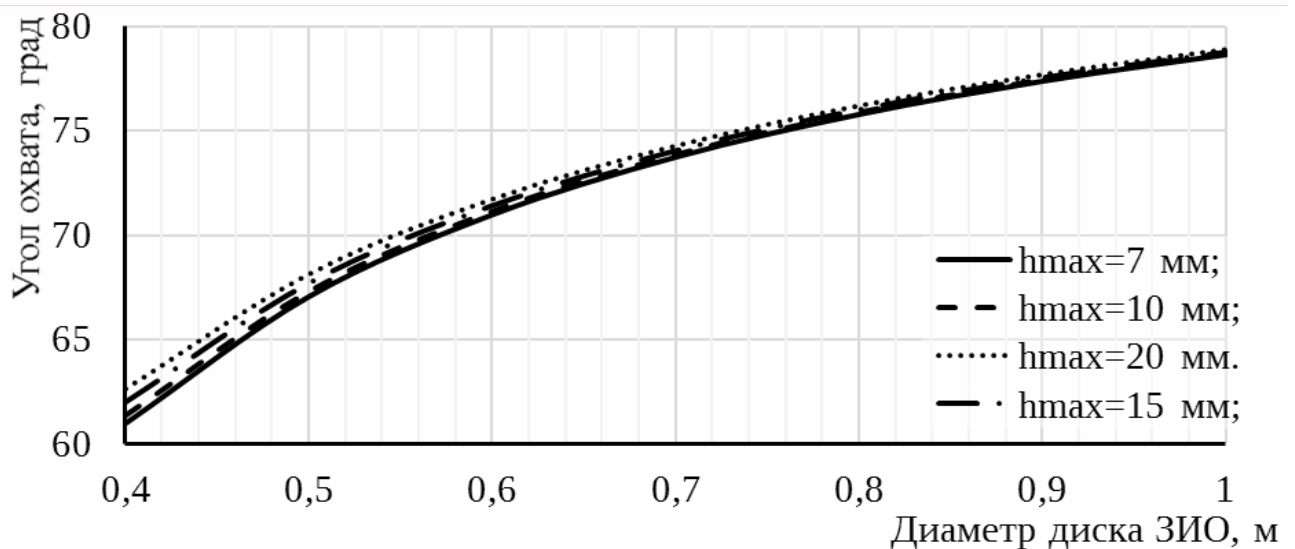


Рисунок 2.17 – Зависимость угла охвата дискового ЗИО от диаметра диска

Угол охвата изменяется в диапазоне от 61 до 79 градусов для принятых параметров каналов и ЗИО, при этом глубина резания, присутствующая в выражении (2.31), незначительно влияет на значения угла охвата. На рисунке 2.18 представлены графики зависимости относительной погрешности определения глубины резания с учетом выражения (2.32) от диаметра диска ЗИО.

Графики на рисунке 2.18 показывают, что глубина резания незначительно влияет на величину погрешности, при этом для диска диаметром 0,6 м погрешность не превышает 6 %, а максимальное значение погрешности для диска диаметром 0,4 м составляет 13,5 %, что позволяет пренебрегать на этапе разработки

схемных решений углом охвата и определять глубину резания по выражению (2.26).

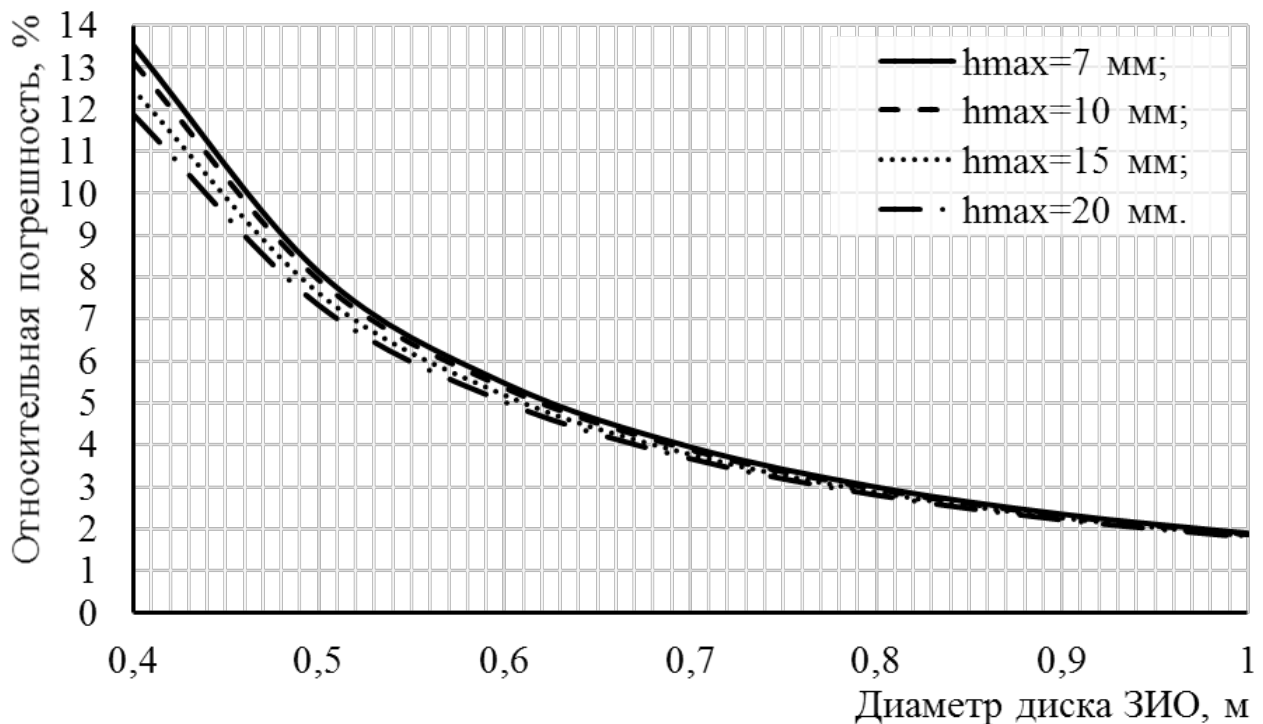


Рисунок 2.18 – Зависимость относительной погрешности определения глубины резания на дисковом ЗИО с учетом и без учета угла охвата от диаметра диска

На последующих этапах при разработке математической модели для дискового ЗИО для определения глубины резания необходимо учитывать угол охвата.

2.5.4 Определение требуемого числа резцов на законтурных исполнительных органах и разработка схем набора резцов

Для сравнения и оценки разрабатываемых решений во всем диапазоне границ исследования необходимо выработать алгоритм расстановки режущих кромок (далее резцов) на ЗИО.

Задача расстановки резцов решается при конструктивной проработке вариантов рабочих органов с учетом коэффициентов вариации нагрузок, характеристик породы и требований к энергоемкости разрушения и имеет целью получение схемы набора режущего инструмента (рисунок 2.19).

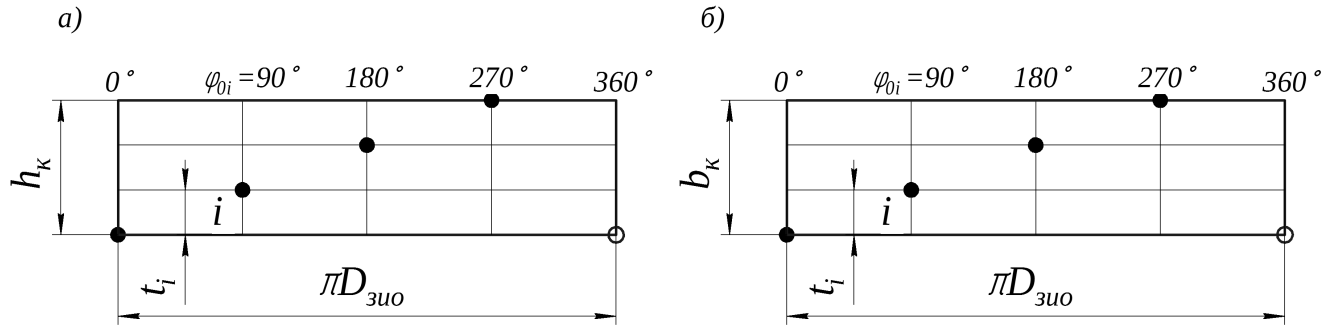


Рисунок 2.19 – Пример схемы набора резцов на корончатом (а) и дисковом (б) ЗИО

В проводимых исследованиях для единообразия в получаемых параметрах рациональным представляется производить расстановку резцов из условий обеспечения равной толщины стружки и минимального количества резцов для обоих типов ЗИО. Первое условие обеспечит возможность сравнения получаемых результатов, а второе является необходимым условием с точки зрения экономии наиболее дорогой части рабочего органа – твердого сплава резцов [115]. С учетом принятого ранее типа режущих кромок, а также по рекомендациям [116] предварительно принята максимальная глубина резания, равная 16 мм. Большие значения глубины резания приведут к увеличению нагрузок на режущих кромках, а также к формированию фракций крупного размера. При малых значениях толщины стружки не происходит формирования развала борозды, что приводит к значительному увеличению энергоемкости разрушения и повышенному износу инструмента [117].

При совместном выполнении двух указанных условий могут быть получены высокие значения скоростей резания. Максимальная допустимая скорость резания может быть принята в соответствии с рекомендациями исследований [23, 67, 115, 118]. При высоких скоростях резания (более 2,0 м/с [116]) происходит интенсивный износ режущего инструмента вследствие его перегрева. Кроме того, в ряде экспериментальных исследований доказывалась предпочтительность разрушения пород с низкими скоростями резания [115, 118]. Ограничение скорости резания является еще одним условием, которое приведет к увеличению числа резцов в линиях резания в некоторых вариантах решений ЗИО.

Число резцов на ЗИО независимо от типа и назначения может быть определено как [35]:

$$n_p = \sum_{i=1}^{n_{л.р}} n_{p.л.i}, \quad (2.33)$$

где $n_{л.р}$ – число линий резания, шт.

Число резцов в линиях резания [35]:

$$n_{p.л.i} = \frac{V_{пзю}}{h_{max} n_{зю}}, \quad (2.34)$$

где $n_{зю}$ – частота вращения ЗИО, об/с.

С учетом принятого допущения частоту вращения ЗИО можно представить в виде зависимости от скорости резания

$$n_{зю} = \frac{V_p}{\pi D_{зю}}, \quad (2.35)$$

где V_p – скорость резания, м/с;

$D_{зю}$ – диаметр исполнительного органа, м.

За диаметр ЗИО здесь и далее принимается диаметр по режущим кромкам разрушающего инструмента. Подставив в уравнение (2.34) (2.35) и выразив скорость подачи, получим выражение для определения скорости подачи при заданном числе резцов в линии резания:

$$V_{пзю} = \frac{n_{п.л.i} V_p h_{max}}{\pi D_{зю}}. \quad (2.36)$$

Принимая число резцов в линии резания дискретно от одного до четырех, возможно определить для каждого из рассматриваемых диаметров ЗИО максимальную возможную скорость подачи (рисунок 2.20). Цифрами в легенде обозначено число резцов в линии резания. Так как скорость резания предварительно принята постоянной, при увеличении диаметра ЗИО или уменьшении числа резцов в линии резания возможная скорость подачи ЗИО снижается.

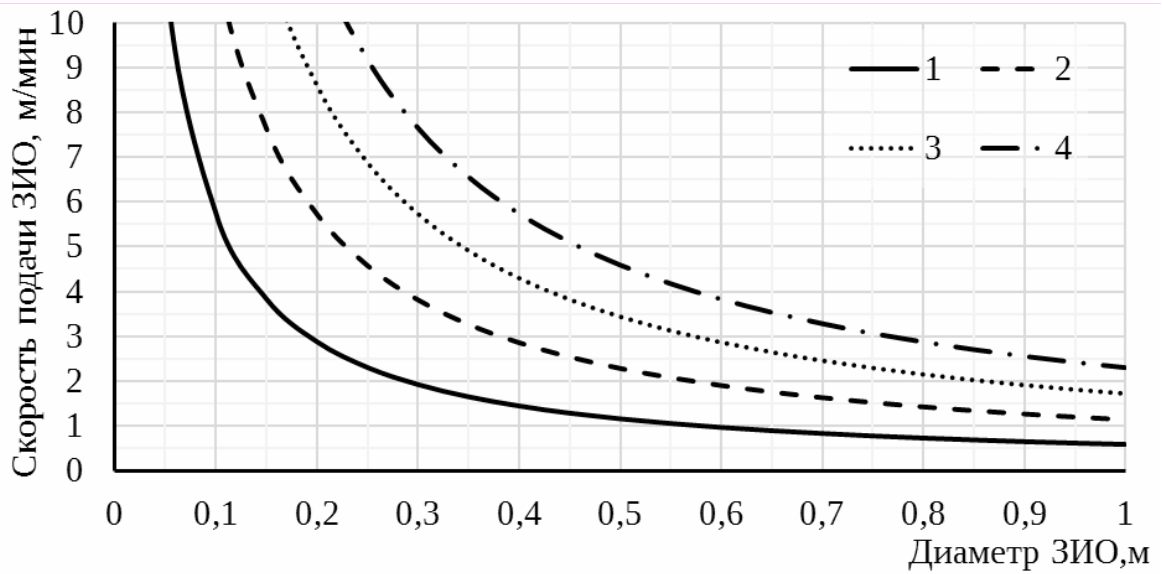


Рисунок 2.20–Зависимость возможной скорости подачи ЗИО от диаметра

Ранее были определены максимальные требуемые скорости подачи (рисунок 2.6). Изобразив зависимости максимальной скорости подачи от высоты канала и от диаметра ЗИО в одной системе координат, получим графики, позволяющие оценивать необходимое число резцов в линии резания (рисунок 2.21).

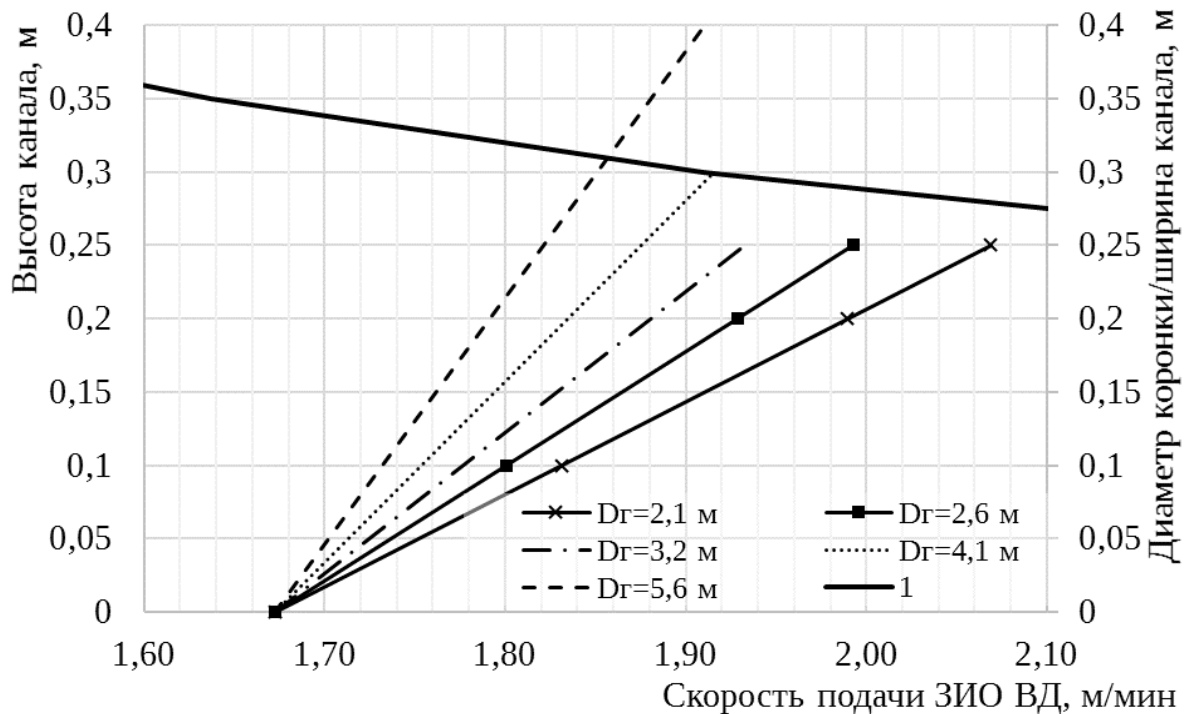


Рисунок 2.21 – Диаметр ЗИО и высота канала в зависимости от требуемых и возможных скоростей подачи корончатого ЗИО ВД

Кривая 1 на рисунке 2.21 соответствует кривой 1 на рисунке 2.20, то есть отражает максимальную скорость подачи при одном резце в линии резания и ограничивает область, ниже которой возможна работа ЗИО с одним резцом в линии резания при принятых скорости резания и глубине резания. Анализ графиков показывает, что для корончатого ЗИО практически любых диаметров и высот каналов необходимая скорость подачи достигается при одном резце в линии резания. Исключение составляют диаметр геохода 5,6 м и значения высоты канала свыше 0,35 м.

Для дискового ЗИО с учетом принятых соответствий диаметров и высот каналов (таблица 2.4) могут быть построены аналогичные зависимости (рисунок 2.22).

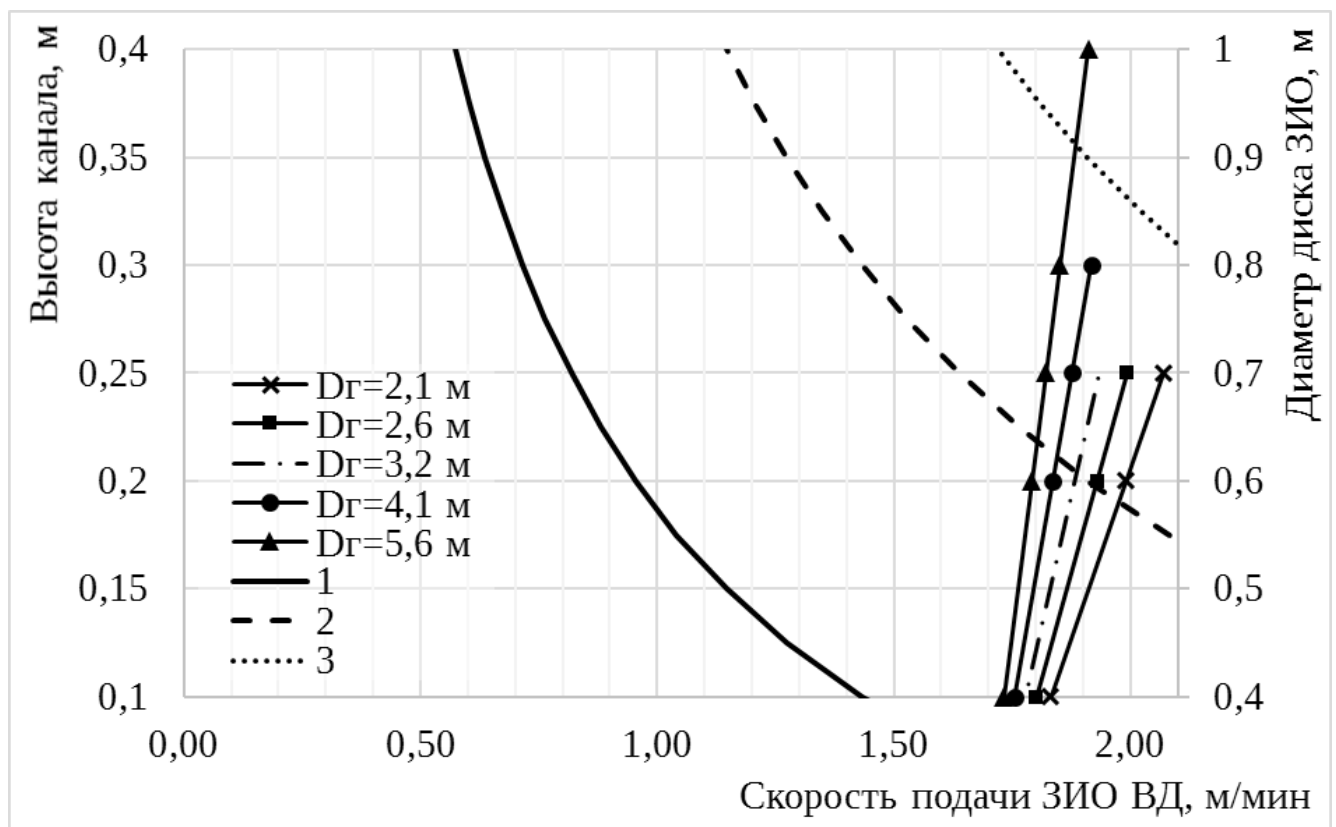


Рисунок 2.22 – Диаметр ЗИО и высота канала в зависимости от требуемых и возможных скоростей подачи дискового ЗИО ВД

Области на графике (рисунок 2.22) между кривыми, обозначенными цифрами, соответствуют максимальным скоростям подачи при числе резцов в линии резания соответствующему номеру кривой, ограничивающей область сверху. То

есть требуемые скорости подачи ЗИО ВД реализуются при числе резцов от одного до четырех для любых диаметров дискового ЗИО. При этом четыре резца в линии резания потребно только для случая высоты канала более 0,35 м и диаметра геохода 5,6 м, во всех остальных случаях достаточно от одного до трех резцов в линии резания.

Число линий резания определяется расстоянием между соседними линиями резания – шагом резания. Еще одной особенностью ЗИО геохода является работа в канале, то есть в условиях, характерных для кутковых частей ИО угледобывающих и проходческих машин, что должно быть учтено при расчете шага резания. Для принятой глубины резания и ширине резца шаг резания, t_{onm} также может быть определен по выражению [116]

$$t_{onm} = b + 1,3 h_{max} . \quad (2.37)$$

Число линий резания, $n_{л.р}$ для корончатого ЗИО определяется высотой канала, а для дискового ЗИО – шириной канала:

$$n_{л.р} = \frac{h_{зю}}{t_{onm}} , \quad (2.38)$$

где $h_{зю}$ – высота ЗИО (независимо от типа), м.

При этом число линий резания для дискового ЗИО и малой ширине канала оказывается равным единице, что не желательно, так как резец окажется в режиме блокированного реза, поэтому при определении числа линий резания рационально принимать число линий резания не менее двух.

Таким образом, для принятых параметров режущей части и определенных параметрах геохода и законтурных каналов определено минимальное достаточное число резцов по условию обеспечения требуемой производительности. По определенному числу резцов в линиях резания и шагу резания составлены схемы набора резцов для корончатых ЗИО (20 схем при одном резце в линии резания и две схемы при двух резцах в линиях резания) и дисковых ЗИО (по 20 схем при одном, двух и трех резцах в линиях резания и 3 схемы при трех резцах в линии резания). Для некоторых полученных схем набора не выполнится еще одно необ-

ходимое условие – обеспечение минимального коэффициента вариации на ЗИО. Необходимо уточнение минимального числа резцов по данному условию.

2.5.5 Оценка коэффициента вариации на ЗИО

При разработке схемных решений ИО проводят оценку коэффициента вариации крутящего момента для исключения повышенных динамических нагрузок, вызванных неравномерностью расстановки резцов [38, 119, 120].

Относительно низкие значения скоростей подачи ЗИО позволяют применять схемы с малым числом резцов. При этом значения коэффициента вариации могут быть значительно более высокими, чем в традиционных ИО, что вызвано меньшим числом резцов, находящимся в контакте с породой, и значительным колебанием этого числа.

В соответствии с [120] коэффициент вариации крутящего момента определится как

$$k_v = \frac{\sigma_M}{x_M}, \quad (2.39)$$

где σ_M – среднее квадратическое отклонение крутящего момента на ЗИО, Н·м;

x_M – математическое ожидание крутящего момента на ЗИО, Н·м;

$$\sigma_M = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (x_j - x_M)^2}, \quad (2.40)$$

где n – число выборок;

x_j – ордината случайной величины (крутящего момента), Н·м;

j – номер рассматриваемого положения ЗИО.

$$x_M = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_j. \quad (2.41)$$

Текущее значение крутящего момента, которое в источнике [120] названо ординатой случайной величины, может быть представлено в виде

$$x_j = \frac{D_{\text{ЗИО}} \sum_{i=1}^{n_p} Pz_{ij}}{2}, \quad (2.42)$$

где Pz_{ij} – усилие резания на i -ом резце в j -ом положении ЗИО, Н.

В соответствии с [38, 116] усилие резания определяется выражением, которое возможно представить в общем виде:

$$Pz_{ij} = f(h_{\max}, \varphi_{\text{охв}}, t_{\text{онм}}, f, F_r), \quad (2.43)$$

где F_r – параметры, характеризующие геометрию резца (тип резца, форма головки керна, форма головки державки, диаметр керна, ширина режущей кромки, форма передней грани, угол резания).

Так как коэффициент вариации является относительной величиной, характеризующей неравномерность крутящего момента, и не зависит от абсолютных значений усилий и крутящего момента, производить его оценку возможно на ранних этапах проектирования при выборе числа резцов. Правомерность принятого допущения может быть проверена определением коэффициента вариации с варьированием определяющих его параметров в соответствии с выражениями (2.42), (2.43) и (2.25) (диаметр ИО, глубина и шаг резания, угол охвата, крепость породы, число резцов). Оценка коэффициента вариации производилась для ЗИО, формирующих канал прямоугольного сечения, при условии расстановки резцов с одинаковым отставанием по углу и числом резцов от 5 до 60.

Зависимость коэффициента вариации от диаметра ЗИО представлена для различных углов охвата на рисунке 2.23. Углы охвата приняты в соответствии с полученными ранее значениями (рисунок 2.17).

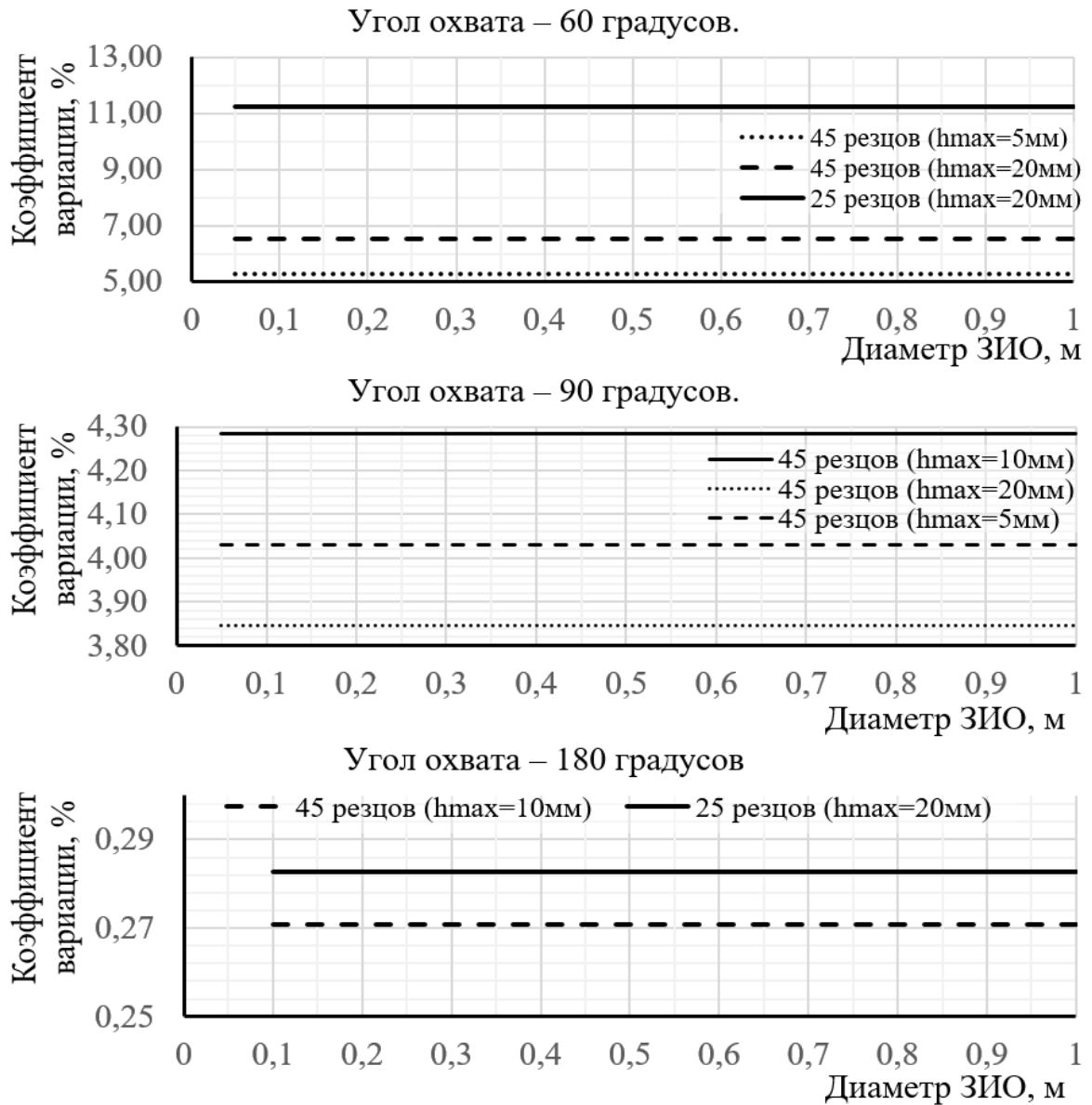


Рисунок 2.23 – Зависимость коэффициента вариации от диаметра ЗИО

Прямые на рисунке 2.23 подтверждают отсутствие зависимости коэффициента вариации от диаметра и позволяют далее не учитывать его. Значения коэффициента вариации для угла охвата 180 градусов оказываются малы (менее 0,5 %), и при оценке влияния сил резания рассмотрены углы охвата 60 и 90 градусов.

Для оценки влияния глубины резания, определяющей силы на резцах, на коэффициент вариации построены зависимости по выражению (2.39) (рисунок 2.24).

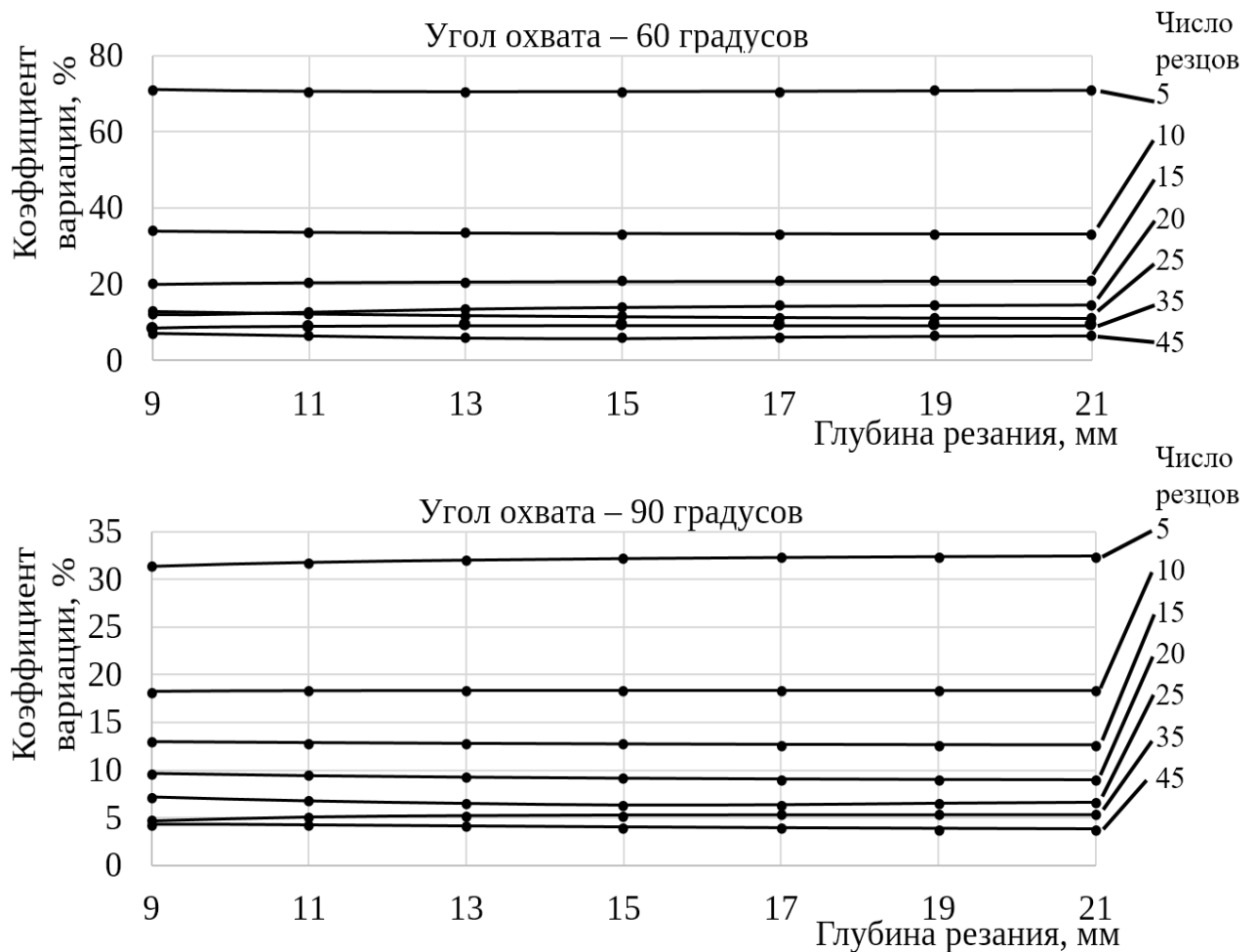


Рисунок 2.24 – Зависимость коэффициента вариации от глубины резания при различном числе резцов

Анализ графиков показывает, что существует зависимость коэффициента вариации крутящего момента от глубины резания, что соответствует результатам, представленным в работе [120]. При этом значительно большее влияние оказывают угол охвата и число резцов на ЗИО. Так как параметр, оказывающий наибольшее влияние на усилие резания, незначительно влияет на коэффициент вариации, рассматривать остальные параметры, входящие в (2.43), нет необходимости.

По выражениям (2.39-2.43) построен график зависимости коэффициента вариации от числа резцов на ЗИО при угле охвата 180 градусов (рисунок 2.25).

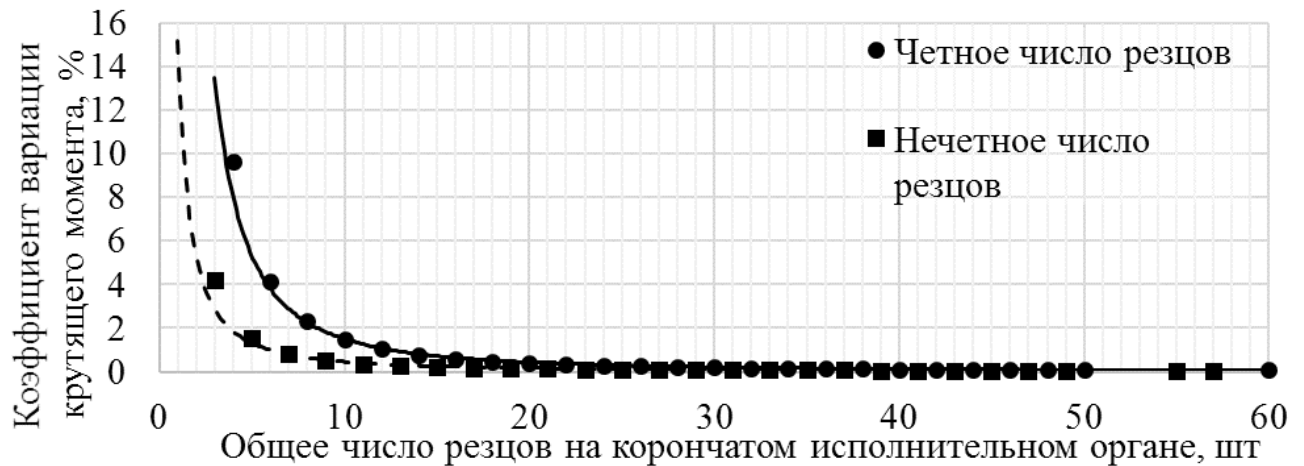


Рисунок 2.25 – Зависимость коэффициента вариации от числа резцов на корончатом ЗИО

При принятых параметрах резания и резцов точки на графике (рисунок 2.25) образуют две кривые, одна из которых аппроксимирует значения, полученные при четном числе резцов, другая – при нечетном. При четном числе резцов коэффициент вариации оказывается выше, чем при нечетном. При увлечении числа резцов значения коэффициента вариации при четном и нечетном числе резцов сближаются и при числе резцов более 20 различаются не значительно. Коэффициент вариации, получаемый для корончатого ЗИО, является приемлемым и не превышает 10 % при любом числе резцов, но может быть снижен при увеличении числа резцов.

С целью снижения коэффициента вариации крутящего момента для корончатого ЗИО возможно сформулировать следующие рекомендации:

- при общем числе резцов менее 20 схемы с нечетным числом резцов более предпочтительны, при числе резцов более 20 четность может не учитываться;
- при числе резцов от 6 до 10 предпочтительны схемы с нечетным числом резцов.

Так как увеличение общего числа резцов достигается за счет увеличения числа резцов в линиях резания, а, значит, происходит с шагом, равным числу линий резания. Производить такое увеличение не всегда рационально.

Угол охвата дискового ЗИО определяет точки входа и выхода резцов из контакта с забоем, что в свою очередь влияет на форму стружки на ЗИО (рису-

нок 2.16) и на характер изменения крутящего момента на ЗИО. Зависимости коэффициента вариации на дисковом ЗИО от числа резцов при углах охвата 60 и 90 градусов представлены на рисунке 2.26.

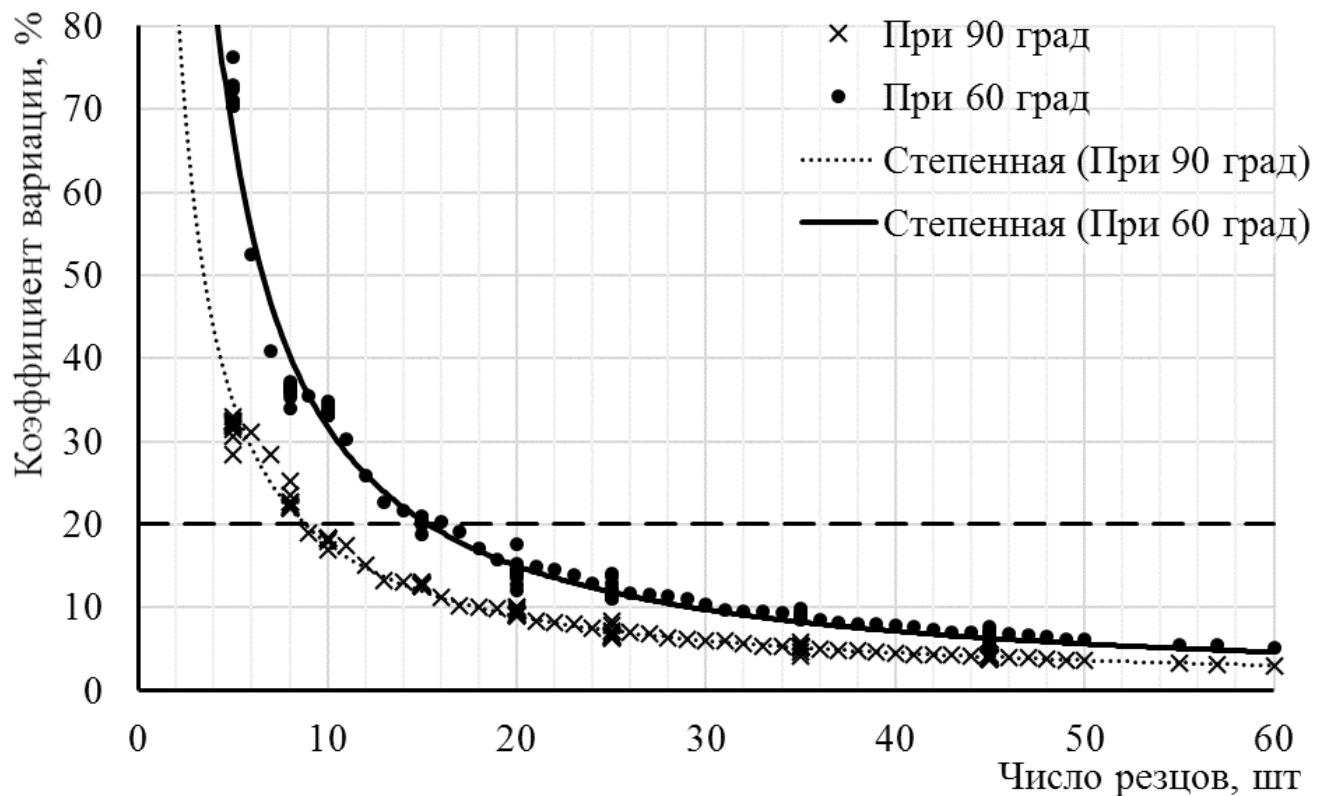


Рисунок 2.26 – Зависимость коэффициента вариации на дисковом ЗИО от числа резцов при различных углах охвата

Как и в случае корончатого ЗИО, точки аппроксимируются степенными функциями с величиной достоверности аппроксимации не менее 0,98. Значения коэффициента вариации, в отличие от корончатого ЗИО, при малом числе резцов могут значительно превышать принятое по рекомендациям критическое значение в 20 % (обозначено горизонтальной прямой). При угле охвата 90 градусов коэффициент вариации превышает 20 % при 9 резцах, а при 60 градусах – при 15 резцах, что является недопустимым.

По графикам на рисунке 2.26 возможно определить минимальное число резцов, при котором коэффициент вариации не превышает 20 % для углов охвата 60 и 90 градусов. Подобным образом для углов охвата в диапазоне от 60 до 90 градусов с шагом в 1 градус были получены значения минимальных чисел резцов

для обеспечения коэффициента вариации не ниже 10, 20, 30 и 40 %. На рисунке 2.27 полученные значения представлены графически.

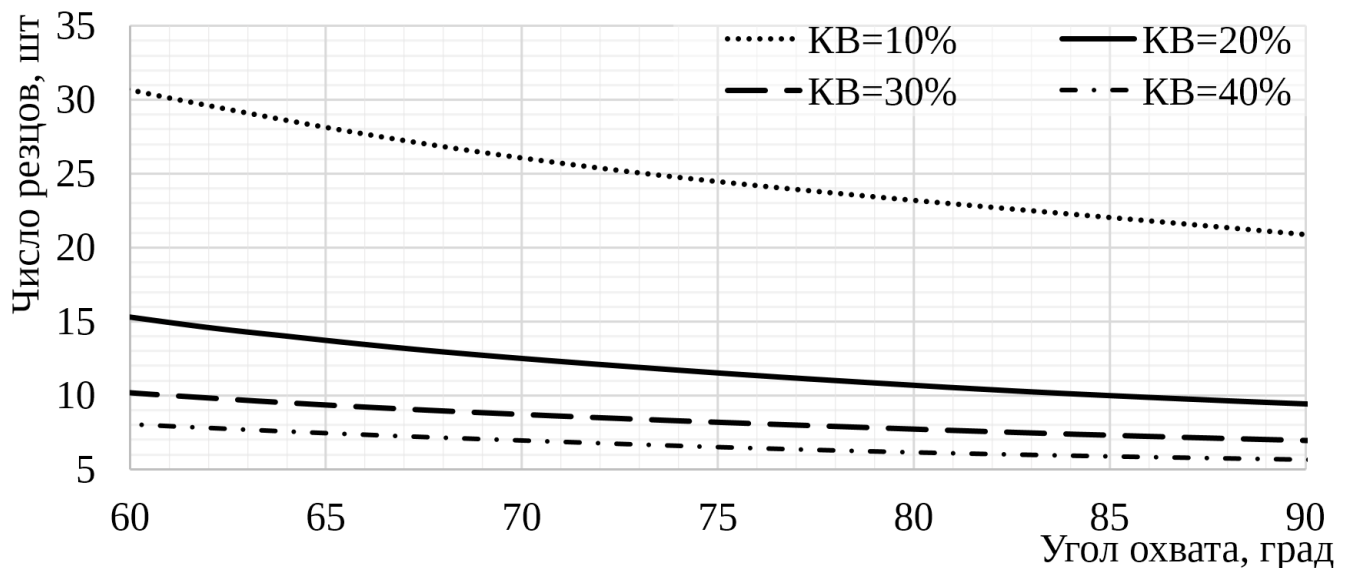


Рисунок 2.27 – Зависимость минимального числа резцов на дисковом ЗИО от угла охвата при коэффициенте вариации (KB) не более 10, 20, 30 и 40 %.

Кривые ограничивают сверху область, в которой коэффициент вариации окажется выше заданного. При известном угле охвата по рисунку 2.27 может быть определено минимальное число резцов для дискового ЗИО по условию обеспечения заданного коэффициента вариации. Для обеспечения коэффициента вариации, сопоставимого с получаемым на корончатом ЗИО, общее число резцов на дисковом ЗИО должно превышать 20 штук при угле охвата 90 градусов и 30 штук при угле охвата 60 градусов.

Проведенные исследования позволяют предварительно сделать вывод о более низких значениях коэффициента вариации на корончатом ЗИО, чем на дисковом, при прочих равных условиях [121].

С учетом сформулированных ограничений ранее определенное минимальное число резцов по условию производительности (пункт 2.5.4) необходимо увеличивать, если оно оказывается меньше критического по условию минимального коэффициента вариации. Алгоритм разработки схемы набора резцов с учетом ограничений по минимальному числу резцов представлен на рисунке 2.28, а.

Число вариантов схемных решений будет сокращено, так как некоторые схемы с малым числом резцов окажутся неприемлемы.

Для корончатого ЗИО число схем набора останется неизменным, так как число резцов обеспечивает приемлемый коэффициент вариации. Для дискового ЗИО число схем набора сократится с 63 до 33, так как в ряде схем набора число резцов оказывается меньше минимального по условию обеспечения коэффициента вариации не более 20 %. Использованный порядок формирования схем набора для схемных решений ЗИО представлен на рисунке 2.28, б.

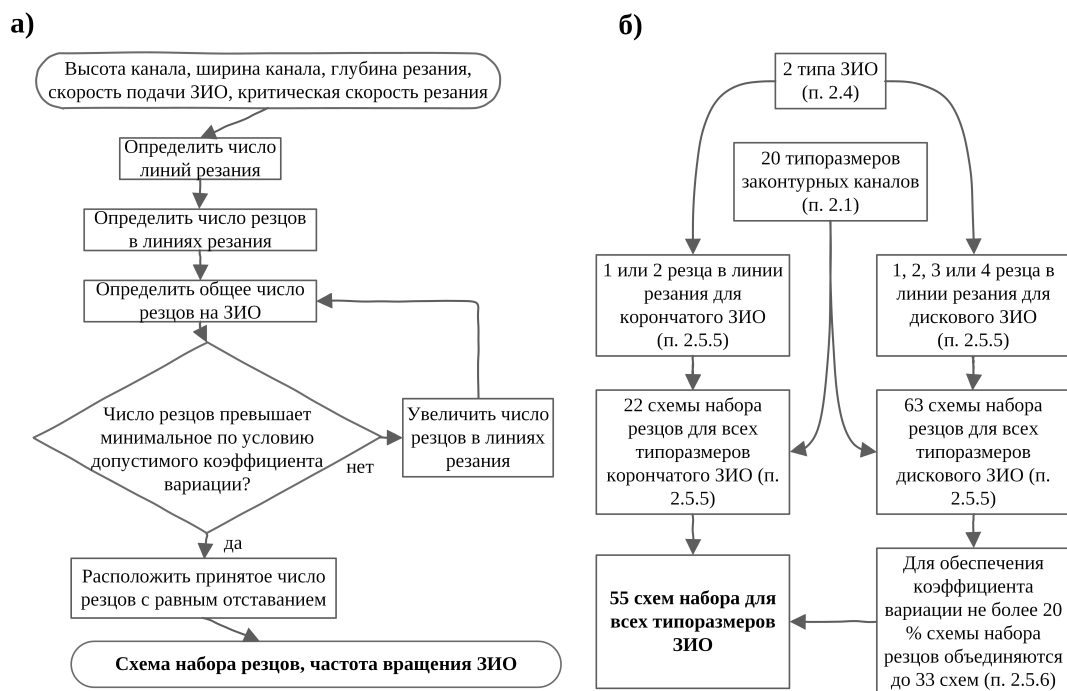


Рисунок 2.28 – Алгоритм разработки схемы набора (а) и порядок формирования схем набора (б)

В блоках на рисунке 2.28, б в скобках представлены ссылки на подразделы работы, в которых обосновывались указанные положения.

2.6 Выводы

1. На основании анализа условий и особенностей работы ЗИО геолода, общих требований к системам геолода, а также установленных диапазонов значений рабочих параметров сформулированы следующие требования к ЗИО:

- формирование канала заданного типоразмера (высота от 0,1 м до 0,4 м и отношение ширины канала к высоте от 1 до $\frac{1}{4}$);
- формирование канала со скоростью подачи ЗИО от 0,112 до 2,07 м/мин;
- эффективное удаление разрушенной породы от забоя;
- наименьшая масса ЗИО и минимальные габариты ЗИО с приводом в плоскости забоя;
- обслуживаемость, возможность замены режущего инструмента в рабочих условиях;
- низкая энергоемкость разрушения.

Требования необходимо учитывать при разработке, оценке и сравнении схемных и конструктивных решений ЗИО.

2. На основании анализа опыта применения известных решений ИО для формирования каналов, а также требований к ЗИО, приняты два принципиальных решения ЗИО для разработки схемных решений: дисковый и корончатый.

3. Определены геометрические параметры ЗИО, параметры расстановки резцов, а также приняты параметры режущей части. Получены выражения для определения максимальной глубины резания и угла охвата дискового ЗИО. Установлено, что угол охвата дискового ЗИО изменяется в диапазоне от 61 до 79 градусов для принятых параметров каналов.

4. Обосновано, что число резцов на ЗИО определяется двумя факторами: обеспечением требуемой скорости подачи и обеспечением коэффициента вариации крутящего момента не выше заданного. При этом на корончатом ЗИО требуемые скорости подачи реализуются при одном или двух резцах в линии резания, а коэффициент вариации крутящего момента не превышает 20 % при любом допустимом числе резцов и равном угле отставания. На дисковом ЗИО требуемые скорости подачи реализуются при числе резцов в линии резания от одного до четырех. Минимальное число резцов, обеспечивающее коэффициент вариации крутящего момента на дисковом ЗИО не выше заданного, зависит от угла охвата и снижается при его увеличении.

3. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЗАКОНТУРНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОХОДА

3.1 Формирование требований к модели законтурных исполнительных органов геохода

Разработка схемных решений ЗИО производилась с учетом ряда требований к системе, что обеспечивает качественное соответствие решений сформированным требованиям. Для количественной оценки соответствия схемных решений требованиям и их сравнения необходима разработка модели работы ЗИО геохода.

Перечень параметров, определение которых необходимо для комплексной оценки и сравнения схемных решений, может быть принят на основании параметров, определяемых в известных методиках, а также сформированных ранее требований.

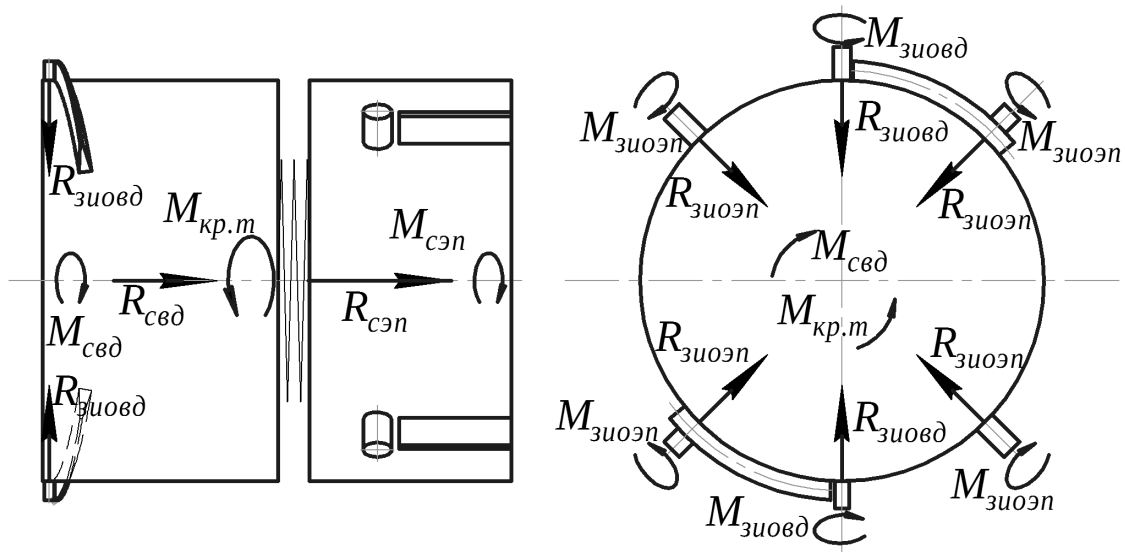
Для оценки прочности инструмента на ЗИО необходимо определять усилия, возникающие на единичном резце. Наибольший интерес представляют максимальные усилия, но для верификации модели рационально также рассмотреть изменение усилий на резце за оборот при различных углах охвата.

Требуемый крутящий момент на приводе ЗИО и требуемая мощность на резание являются исходными параметрами для выбора приводного двигателя и должны быть определены в результате моделирования. Мощность на резание также позволит произвести оценку удельной энергоемкости разрушения забоя ЗИО.

Вышеназванные параметры относятся к группе силовых, не менее важны параметры кинематические [122]. Исследование траекторий движения инструмента позволит оценить ориентацию режущих кромок [123], гранулометрический состав [124], а также износ режущего инструмента [117].

Для проектирования опорных элементов ЗИО и оценки нагрузок на трансмиссию геохода необходимо определять результирующие сил, возникающих при

резании в системах координат, связанных с ЗИО и геходом. Результирующие усилия от работы каждой из систем входят в общую силовую модель гехода [125] и приводятся к трем основным составляющим для каждого из ЗИО на секции: результирующий момент вокруг оси гехода, результирующее усилие на оси гехода и результирующее усилие в плоскости, перпендикулярной оси вращения гехода (рисунок 3.1).



$M_{зиоэп}$, $M_{зиовд}$ – соответственно крутящие моменты, создаваемые приводами ЗИО ЭП и ЗИО ВД; $M_{кр.т}$ – крутящий момент, создаваемый трансмиссией гехода; $M_{сэп}$, $M_{свд}$ – соответственно результирующий крутящий момент от работы ЗИО ЭП и ЗИО ВД, вокруг оси вращения гехода; $R_{свд}$, $R_{сэп}$ – соответственно результирующее осевое усилие от работы ЗИО ЭП и ЗИО ВД на ось вращения гехода; $R_{зиовд}$, $R_{зиоэп}$ – соответственно результирующие усилия от работы ЗИО ВД и ЗИО ЭП в плоскости, перпендикулярной оси вращения гехода

Рисунок 3.1 – Схема основных сил и моментов, возникающих при работе ЗИО

Во втором разделе сформирован ряд схемных решений ЗИО гехода. С учетом необходимости исследования работы ЗИО в породах различной крепости, при различной глубине резания и наличии вариантов компоновочных схем, число моделей составит несколько сотен, что обуславливает еще одно требование к модели: возможность реализации моделирования такого количества вариантов за

приемлемое время, а также наличие средств хранения и обработки получаемых результатов.

Разрабатываемая модель ЗИО геохода по задаваемым геометрическим параметрам ЗИО и резцов, крепостям пород и схемам набора должна позволять определять: максимальное усилие на одиночном резце, требуемый крутящий момент и мощность на приводе ЗИО, результирующие сил, возникающих при резании горных пород в системах координат, связанных с ЗИО и геходом, траекторию и суммарный путь трения режущего инструмента, а также обеспечивать проведение расчетов для большого числа вариантов за приемлемое время.

3.2 Разработка модели законтурных исполнительных органов

Структурная схема модели ИО геохода (для разработки в среде Simulink) с основными необходимыми блоками представлена на рисунке 3.2. Количество резцов и ИО в модели изменяется путем добавления соответствующих блоков с аналогичными связями и параметрами.

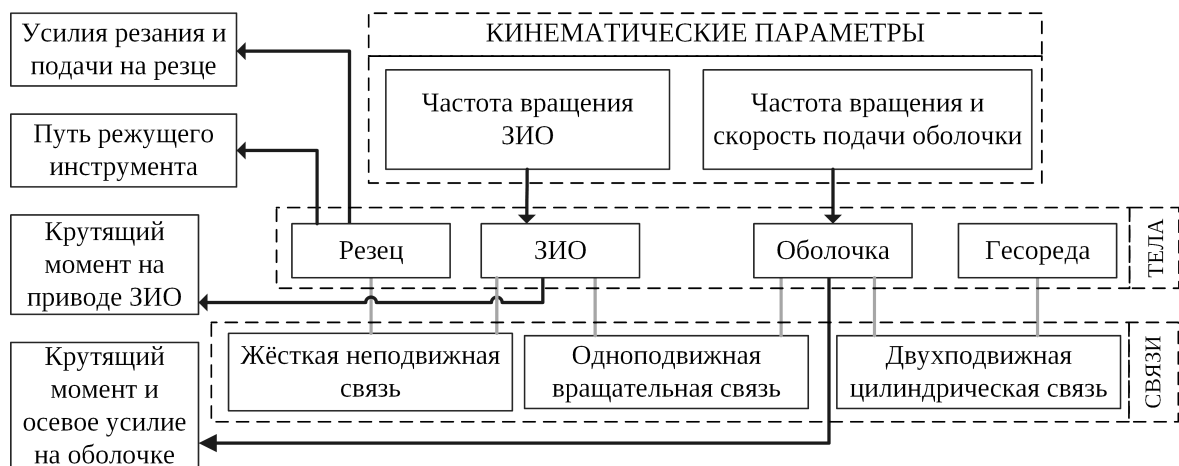


Рисунок 3.2 – Структурная схема модели ЗИО геохода

Впоследствии данная схема может быть расширена для оценки рабочих кинематических углов, гранулометрического состава и других необходимых параметров.

С учетом структурной схемы (рисунок 3.2) и рекомендаций [126] принят следующий порядок разработки модели ЗИО геохода:

1. Принять системы координат, связанные с телами модели.
2. Задать связи между системами координат тел.
3. Задать кинематические параметры модели.
4. Описать взаимное расположение систем координат тел.
5. Указать геометрические характеристики тел.
6. Разработать алгоритм определения нагрузок, возникающих на резцах ИО.
7. Обосновать и выбрать параметры моделирования.

При разработке модели приняты следующие допущения с учетом требований к модели:

- в соответствии с методикой расчета усилий на ИО [38] не учитываются затраты энергии на транспортировку породы из призабойной зоны и циркуляцию отбитой породы;
- не учитываются боковые усилия на резце [117];
- не учитываются усилия, возникающие между оболочками геолода и стенками выработки;
- не учитываются характеристики приводных двигателей;
- не учитываются силы гравитации;
- порода считается изотропной, а ее свойства приняты неизменными в процессе моделирования.

С учетом допущений и на основании принятого порядка разработки модели далее представлено описание основных этапов разработки модели.

3.2.1 Задание систем координат тел и связей между ними

Основные системы координат (ОСК) тел – системы координат, относительно которых описывается взаимное положение тел. Необходимо принять расположение тел в ОСК, а также установить типы кинематических связей между ними.

Для тел, имеющих ось вращения (оболочка и ЗИО), ОСК рационально располагать на пересечении одного из оснований и оси вращения. Ось вращения при этом примем совпадающей с осью Z ОСК тела (рисунок 3.3). Тип связи между

телами определяется необходимыми степенями свободы. Между каждым из ЗИО и оболочкой геохода (хвостовой или головной секции) присутствует связь с одной степенью свободы – вращение вокруг оси ЗИО. Между геосредой и оболочкой существует две степени свободы – перемещение вдоль оси вращения и вращение вокруг этой оси. Связь между резцами и ЗИО является жесткой, степени свободы отсутствуют.

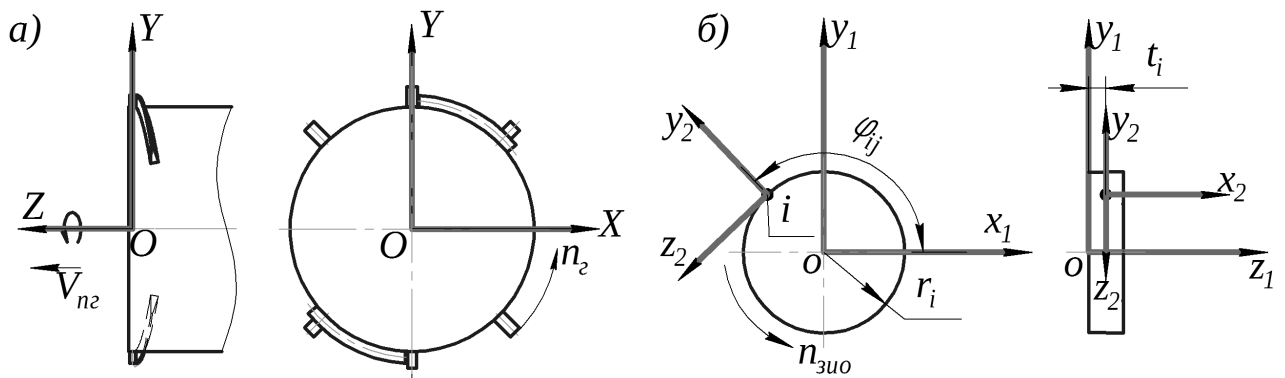


Рисунок 3.3 – Положение геохода (а) и ЗИО с резцом (б) в принятых ОСК

Положения ОСК резцов описываются относительно ОСК ИО и должны приниматься таким образом, чтобы по их осям могли быть приложены усилия резания и подачи. Принятые основные системы координат тел и связи между ними представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Параметры систем координат тел и связей в модели

Тело	Положение основной системы координат	Тип связи
Геосреда	Ось Z совпадает с осью выработки и направлена в сторону подачи геохода. Оси X и Y лежат в основании блока геосреды.	Жесткая связь с абсолютной неподвижной системой координат.
Оболочка	Ось Z совпадает с осью вращения оболочки и направлена в сторону подачи геохода. Оси X и Y лежат в основании оболочки. Ось Y направлена противоположно от направления силы тяжести.	«Цилиндрическая» связь с геосредой (одна вращательная и одна поступательная степени свободы).
ЗИО	Ось z_1 совпадает с осью вращения ЗИО. Оси x_1 и y_1 лежат в основании ЗИО.	Связь «вращение» с оболочкой (одна вращательная степень свободы).
Резец	Ось y_2 пересекает ось вращения ЗИО перпендикулярно ей и направлена от оси вращения ЗИО. Ось z_2 по касательной к окружности вращения резца в сторону положительного вращения в правосторонней системе координат ЗИО. Ось x_2 параллельна оси вращения ЗИО.	Жесткая неподвижная связь с ЗИО.

Тело "Геосреда" является необязательным и служит в большей степени для определения начала отсчета при визуализации моделирования.

Для каждого типа связи в библиотеке среды Simulink присутствуют соответствующие блоки. Параметрами блоков-связей могут быть заданы требуемые кинематические или силовые параметры для каждой из степеней свободы. Не заданные в блоках параметры рассчитываются автоматически и могут быть выведены для дальнейших операций. Так как целью модели является определение силовых параметров, необходимо задать кинематические параметры, то есть указать требуемые частоту вращения и скорость подачи оболочки, а также частоту вращения ЗИО. Пример задания представлен на рисунке 3.4.

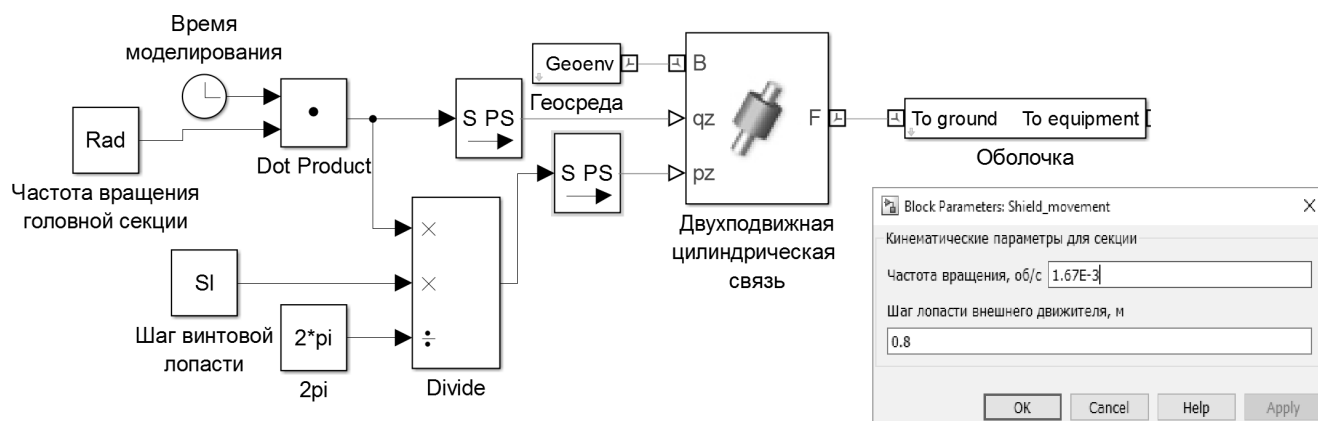


Рисунок 3.4 – Фрагмент блока модели задания движения головной секции и его параметры

На вход qz блока "Двухподвижная цилиндрическая связь" (рисунок 3.4) подается текущий угол поворота головной секции, а на вход pz – осевое перемещение, рассчитываемое в зависимости от частоты вращения и шага винтовой лопасти. Аналогичным образом в связях ЗИО с оболочкой задаются частоты вращения ЗИО.

Для определения взаимного положения тел необходимо принять ряд геометрических параметров, позволяющих однозначно и наиболее просто описать положение одного тела относительно другого. ОСК располагаемого тела и тела, относительно которого происходит размещение, первоначально совпадают. В результате ряда преобразований тела принимают необходимые для моделирования

положения. Параметры преобразований представлены в таблице 3.2 в последовательности производимых преобразований. Последовательность преобразований имеет значение, так как при ее изменении, даже при неизменных параметрах позиционирования, тела примут иные положения.

Таблица 3.2 – Параметры, характеризующие относительное положение тел модели

Располагаемое тело	Параметры преобразований	Обознач.
Резец	Угол установки резца, град	φ_{0i}
	Высота установки резца относительно основания, м	t_i
	Радиус вращения резца, м	r_i
ИО	Смещение центра основания ИО относительно основания оболочки вдоль оси подачи, м	Δz_k
	Угол между осью вращения ИО и осью подачи геолода в продольном сечении выработки, град	Θ_k
	Расстояние от оси вращения геолода до центра основания ИО в плоскости забоя, м	Δr_k
	Смещение оси вращения относительно оси вращения в плоскости забоя, м	Δx_k
	Угол установки ИО в плоскости забоя вокруг оси подачи, град	ζ_k

Для пояснения некоторых параметров (угол между осью вращения ИО и осью подачи геолода в продольном сечении выработки и расстояние от оси вращения геолода до центра основания ИО в плоскости забоя) в рассмотрение позиционирования включены ИО главного забоя. Рисунки 2.19 и 3.5 поясняют принятые параметры.

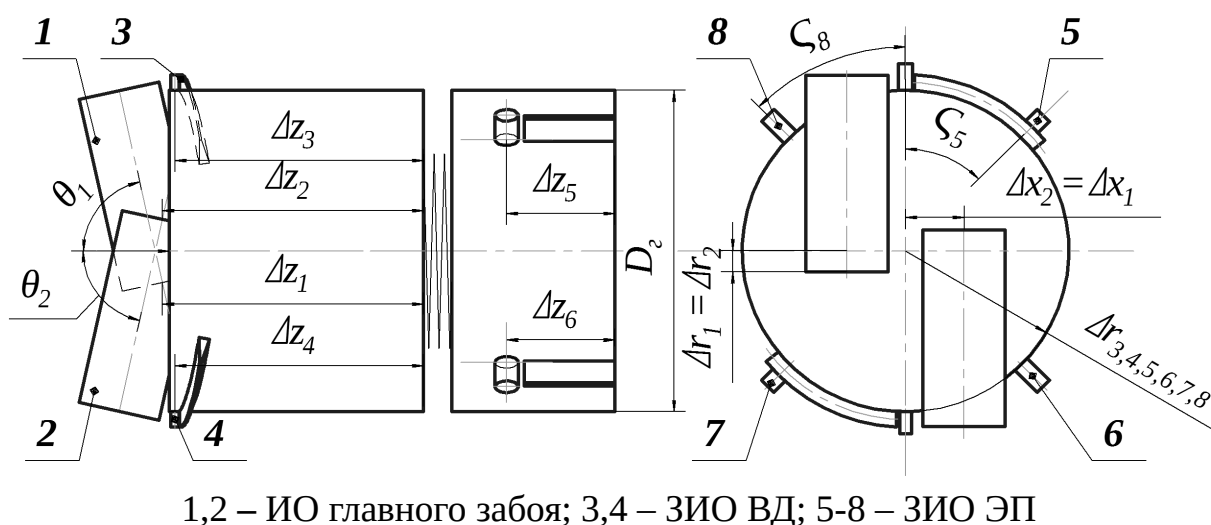


Рисунок 3.5 – Схема позиционирования ИО

Геометрические характеристики тел не влияют на результаты моделирования и задаются главным образом для визуализации и оценки корректности расположения и движения тел.

3.2.2 Приложение нагрузок, возникающих на резцах законтурных исполнительных органов

В известных методиках расчета ИО при определении усилий на резцах используются значения теоретической глубины резания с учетом угла поворота ИО (выражение (2.25)). Такой подход не позволит учесть изменение действительной глубины резания за счет колебаний ЗИО, что может потребоваться при расширении модели с учетом динамических параметров [53]. В разрабатываемой модели предлагается определять подачу за оборот как отношение измеренного пути ЗИО к измеренному углу поворота ЗИО (рисунок 3.3). При отсутствии параметров, определяющих динамические характеристики системы, получаемые значения будут соответствовать теоретическим.

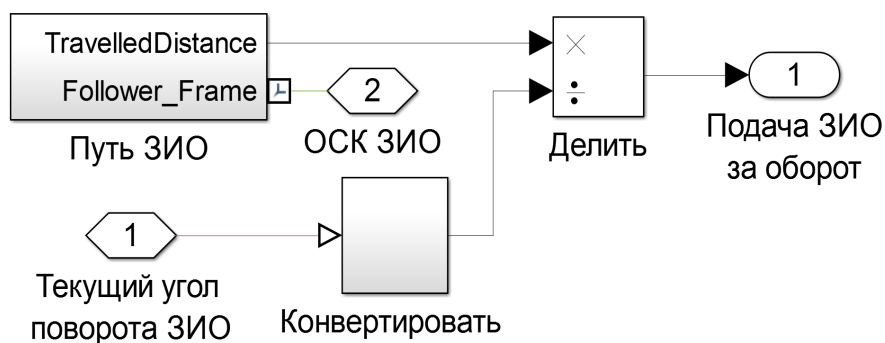


Рисунок 3.6 – Блок модели для определения подачи за оборот

В соответствии с ориентациями ОСК резцов усилия резания и подачи направляются соответственно по осям z_2 и y_2 (рисунки 3.3 и 3.7).

Так как ось x_2 ОСК резца направлена от оси вращения ИО, значения усилий подачи необходимо принимать со знаком «-». Усилия резания в случае положительного направления вращения также прикладываются со знаком «-», а при отрицательном направлении вращения – со знаком «+».

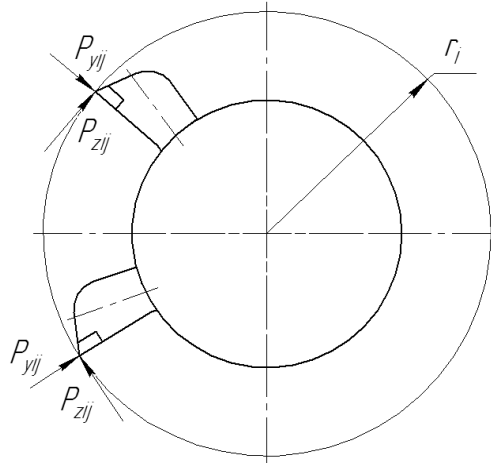


Рисунок 3.7 – Схема действия сил на резец

Определение усилий на резцах производится по методике [38]. Выражения для определения усилий записываются в виде Matlab функции, переменные в которую поступают из модели (рисунок 3.8).

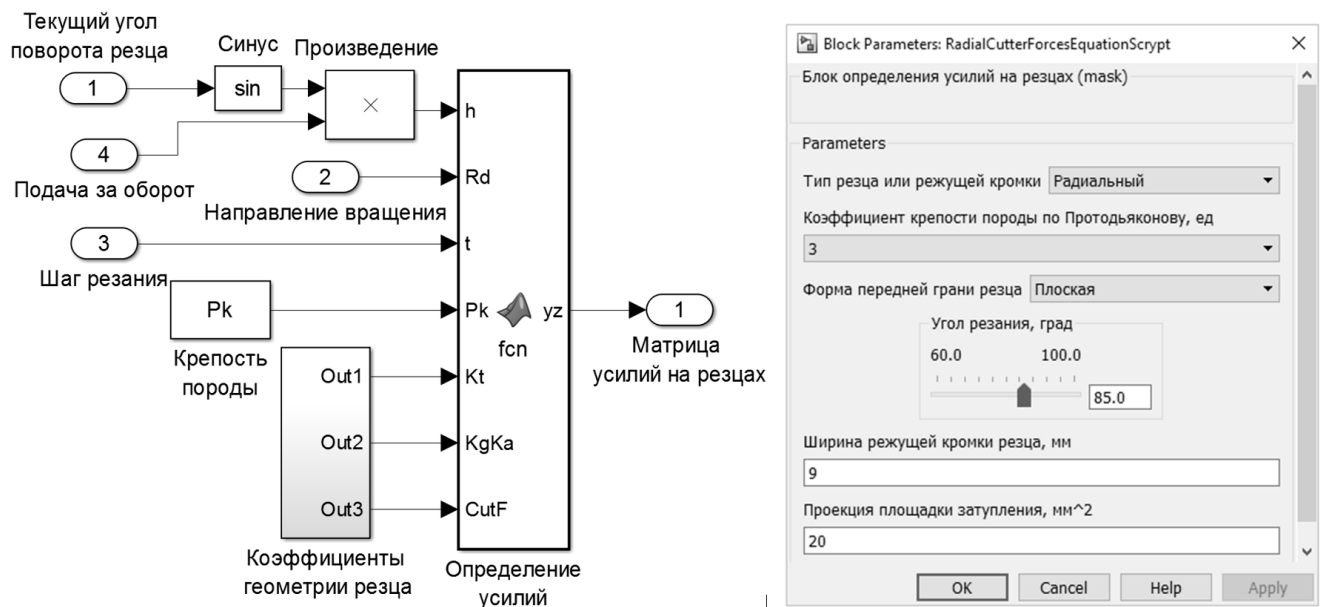


Рисунок 3.8 – Блок модели для определения усилий на резцах и его параметры

Параметры резцов, а также крепость породы задаются в параметрах блока и при инициализации модели пересчитываются в коэффициенты (в соответствии с методикой [38]) и передаются в функцию определения усилий.

3.2.3 Обоснование и выбор параметров моделирования

К параметрам моделирования относят:

- дискретный или непрерывный тип решателя;
- постоянный или переменный шаг;
- время моделирования;
- размер шага (при постоянном шаге) или его максимальные и минимальные значения (при переменном шаге);
- метод численного решения дифференциальных уравнений.

Кинематические и силовые параметры, определение которых является целью моделирования, описываются дифференциальными уравнениями, что однозначно определяет непрерывный тип решателя. Использование дискретного решателя в этом случае приведет к ошибке, и моделирование не будет запущено.

Скорость изменения входных сигналов постоянна (режимы резкого изменения свойств пород или характеристик привода не рассматриваются), поэтому использование переменного шага решателя не даст значительного сокращения времени расчета, но может привести к дополнительным погрешностям. Рациональным для разрабатываемой модели представляется применение постоянного шага решателя.

Так как частоты вращений ЗИО и геохода, свойства пород и другие параметры, влияющие на значения усилий на резцах, не изменяются в процессе моделирования, минимальным достаточным временем моделирования можно считать время одного оборота ИО с наименьшей частотой вращения. С учетом инерционных характеристик элементов системы для получения наиболее точных результатов время моделирования увеличивается на время выхода ЗИО на номинальный режим работы. Время выхода на номинальный режим работы легко засечь по получаемым графикам усилий и моментов на ЗИО.

При усложнении модели (задание переменных свойств породы, учет гравитационных сил, характеристик приводных двигателей и др.) время моделирования должно быть увеличено.

Для выбора рациональных значений остальных параметров моделирования используем пробные запуски модели, варьируя шаг решателя и метод решения. Наиболее высокий алгебраический порядок точности при приемлемом времени моделирования достигается при величине шага 10^{-3} и методе Дорманда-Принса восьмого порядка. Этот метод установлен по умолчанию для Simmechanics и принимается для разрабатываемой модели.

3.2.4 Примеры инициализации модели и предварительная верификация

В качестве примера рассмотрено позиционирование восьми ИО на головной и хвостовой секциях геохода (рисунок 3.5). Параметры геохода представлены в таблице 3.3, параметры расположения ИО – в таблице 3.4, параметры расположения резцов на одном из ЗИО – в таблице 3.5. На рисунке 3.9 представлены результаты инициализации моделей в программе Matlab.

Таблица 3.3 – Принятые параметры геохода и ИО

Наименование параметра	Значение
Диаметр оболочек геохода, м	3,2
Толщина оболочки, м	0,1
Длина хвостовой секции, м	1
Длина головной секции, м	1,5
Диаметры ИО главного забоя, м	0,5
Длины ИО главного забоя, м	1,5
Диаметры ЗИО, м	0,15
Длины ЗИО, м	0,2

Выводимые в окне Mechanical Explorer результаты инициализации модели позволяют предварительно оценить корректность описания взаимного положения ее элементов. Во время моделирования выводится анимация работы, что также позволяет оценить соответствие модели воспроизводимым процессам.

Таблица 3.4 - Значения параметров позиционирования ИО на геоходе

Тип ИО	№ ИО по рисунку 3.5	Параметры позиционирования				
		Δz_i , м	ζ_i , град	Θ_i , град	Δr_i , м	Δx_i , м
ИО главного забоя	1	2,2	0	8	0,1	0,5
	2	2,2	180	8	1,1	0,5
ЗИО внешнего движителя	3	1,7	0	0	1,6	0
	4		180			
ЗИО элементов противовращения	5	0,7	-45			
	6		-135			
	7		135			
	8		45			

Таблица 3.5 – Значения параметров позиционирования резцов на корончатом ЗИО

№ резца	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ_{oi} , град	0	40	80	120	160	200	240	280	320
t_i , м	0,150	0,1313	0,1125	0,0938	0,0750	0,0563	0,0375	0,0188	0
r_i , м	0,0250	0,0313	0,0375	0,0438	0,050	0,0563	0,0625	0,0688	0,0750

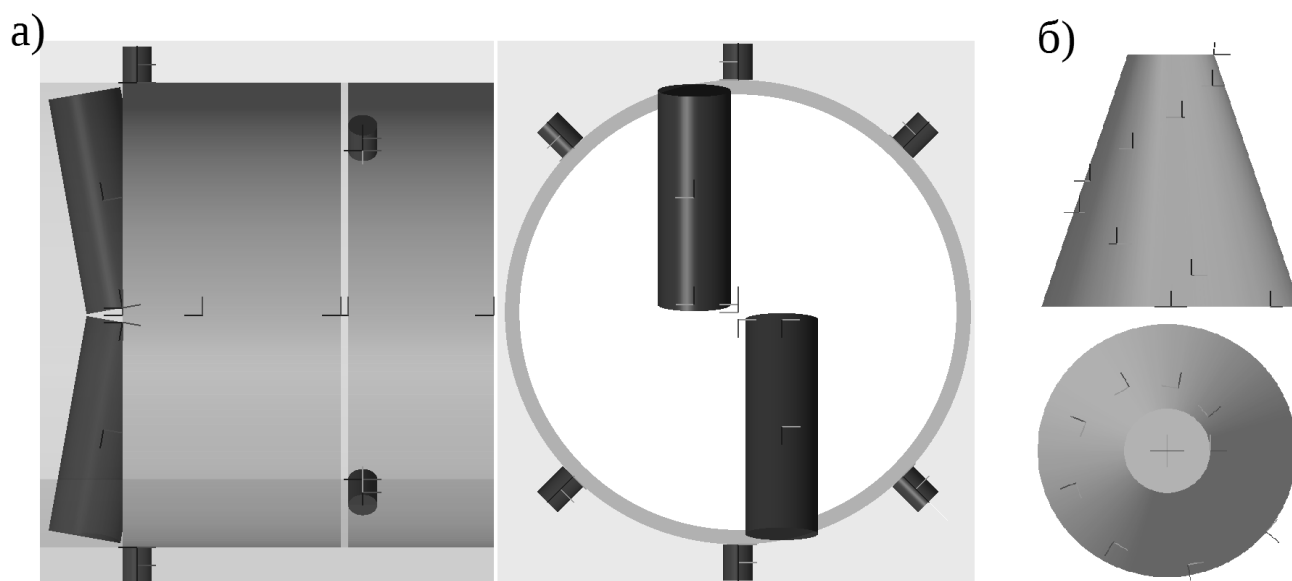


Рисунок 3.9 – Результаты инициализации модели ИО геохода (а) и расстановки резцов на корончатом ЗИО (б) в окне Mechanical Explorer

Для предварительной оценки также рассмотрим модель дискового ЗИО с параметрами, представленными в таблицах 3.6 и 3.7.

Таблица 3.6 – Принятые параметры дискового ЗИО

Резцов в линиях резания, шт	Число линий резания, шт	Общее число резцов, шт	Диаметр ЗИО, м	Высота ЗИО, м	Угол охвата ЗИО, град
3	4	12	1	0,1	79

Таблица 3.7 – Значения параметров позиционирования резцов на дисковом ЗИО

№ резца	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
φ_{oi} , град	0	120	240	30	150	270	60	180	300	90	210	330
t_i , м	0	0	0	0,034	0,034	0,034	0,067	0,067	0,067	0,1	0,1	0,1

На рисунке 3.10, а представлен результат инициализации модели дискового ЗИО, позволяющий оценить соответствие заданных в таблицах 3.6 и 3.7 параметров.

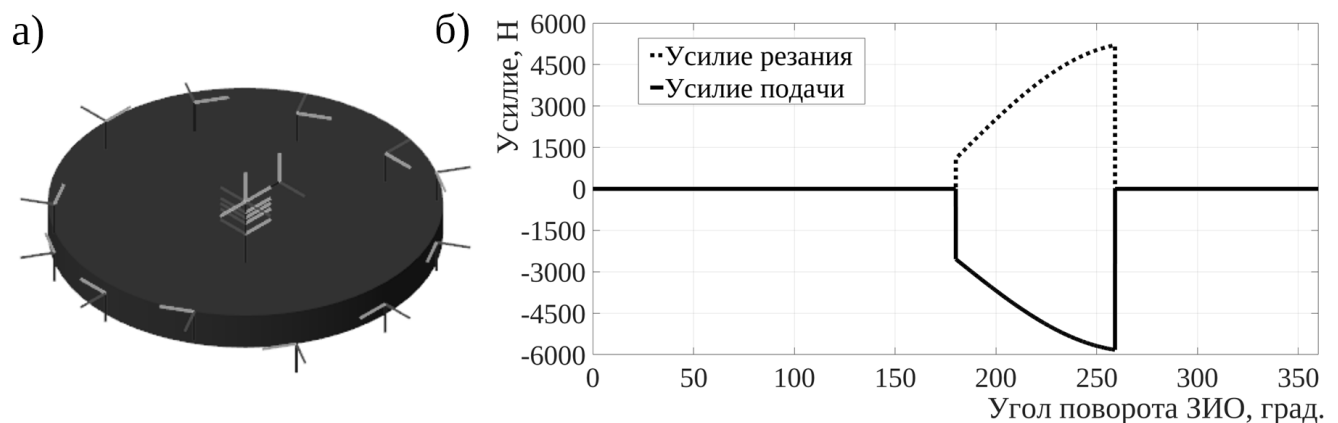


Рисунок 3.10 – Результат инициализации модели дискового ЗИО (а) и график усилий на одном резце за оборот ЗИО (б)

График на рисунке 3.10, б показывает, что характер изменения усилий на единичном резце соответствует ожидаемому. Резец входит в контакт с породой при угле поворота ЗИО 180 градусов, что сопровождается одновременным скачком усилий резания и подачи. Усилие подачи отрицательно, а усилие резания – положительно, что соответствует выбранным направлениям (рисунки 3.3 и 3.7). При угле поворота ЗИО 259 градусов усилия резко возвращаются к нулю, что подтверждает корректность задания угла охвата ($180+79=259$). Кроме того, абсолютные значения максимальных усилий резания и подачи соответствуют определенным по методике [38]. Параметры резания и режущей части заданы в соответствии с принятыми ранее, крепость пород принята равной 5 единицам по шкале Протождяконова.

Анализируя результаты инициализации, можно заключить, что принятые параметры позиционирования тел в модели, способы приложения нагрузок и задания движений обеспечивают необходимую функциональность модели. Для

обоснования достоверности результатов, получаемых в результате моделирования, необходимо произвести верификацию модели по основным параметрам.

3.3 Верификация модели

Для верификации модели необходимо сравнить результаты определения параметров по модели с результатами определения этих же параметров по аналитическим зависимостям или известным методикам. Этапы верификации, при которых исследуется поведение модели при крайних значениях входных параметров (например, отсутствие подачи или вращения ЗИО), производились при разработке модели, но в работе не приводятся.

Верификация по силовым параметрам может быть произведена сравнением требуемых крутящих моментов, полученных по модели, со значениями, полученными по методике [38], а также оценкой и сравнением результирующих от работы ЗИО. При этом для определения результирующих потребуется получить зависимости, так как ранее такая задача для ЗИО не рассматривалась.

Для верификации кинематических параметров достаточно показать, что изменение координат точки на ЗИО во времени, определяемое по аналитическим зависимостям и с помощью разработанной модели, одинаково при различных конструктивных параметрах и соотношениях скоростей. Кинематические модели работы планетарных ИО и ИО геходов были разработаны ранее [123, 127, 128], но адаптировать их для ЗИО достаточно трудно из-за значительного числа параметров и трудновоспроизводимых форм представления. В настоящее время кинематические модели представляются, как правило, в матричной форме, что делает их реализацию в различных средах программирования и системах компьютерной алгебры наиболее простой. Кинематические модели в матричной форме для ЗИО гехода отсутствуют, что ставит задачу разработки такой модели.

3.3.1 Вывод уравнений движения инструмента на законтурных исполнительных органах

Зададим положение точки на дисковом ЗИО в правосторонней системе координат $ox_1y_1z_1$. В принятой системе координат (рисунок 3.3, б):

- ось oz_1 совпадает с осью вращения геохода и направлена в сторону его вектора подачи;
- ось oy_1 направлена от центра геохода и пересекает ось вращения диска в точке на диске, наиболее удаленной от забоя;
- ось ox_1 перпендикулярна осям oy_1 и oz_1 и направлена от оси геохода к стенкам выработки;
- оси ox_1 и oy_1 образуют плоскость в которой лежит поверхность диска, наиболее удаленная от забоя.

Координаты точки на ЗИО определяются вектором вида:

$$\overline{X}_{ij} = \begin{bmatrix} x_{ij} \\ y_{ij} \\ z_{ij} \end{bmatrix}, \quad (3.1)$$

где i – номер рассматриваемой точки (резца).

Номер текущего положения j изменяется в диапазоне от 1 до $n_{пол}$ с шагом 1. Число рассматриваемых положений выбирается произвольно и влияет на количество возвращаемых результатов.

Первоначальное положение неподвижной точки на диске с учетом установочных параметров определится следующим вектором:

$$\overline{X}_{\partial ij} = \begin{bmatrix} r_i \\ 0 \\ t_i \end{bmatrix}, \quad (3.2)$$

Вращение диска за счет привода ЗИО вокруг оси oz_1 описывается с помощью выражения:

$$\overline{X}'_{\partial ij} = R_{\phi \partial oz} \overline{X}_{\partial ij}, \quad (3.3)$$

где $R_{\phi \partial oz}$ – матрица поворота диска вокруг оси oz_1 .

$$R_{\phi_{\partial oz}} = \begin{bmatrix} \cos(\phi_{0i} + \phi_{mj}) & -\sin(\phi_{0i} + \phi_{mj}) & 0 \\ \sin(\phi_{0i} + \phi_{mj}) & \cos(\phi_{0i} + \phi_{mj}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (3.4)$$

где ϕ_{mj} – текущий угол поворота диска от первоначального положения, град.

Текущий угол поворота диска от первоначального положения ϕ_{mj} , град определится по формуле:

$$\phi_{mj} = \omega_2 m_j, \quad (3.5)$$

где ω_2 – угловая скорость вращения ЗИО, 1/с;

m_j – текущее (j -ое) значение времени, с.

Иногда удобнее задавать текущий угол поворота ЗИО (ϕ_{mj} , град) не через время, а через количество рассматриваемых оборотов ЗИО и условный номер рассматриваемого положения:

$$\phi_{mj} = \frac{k_{об} 2\pi(j-1)}{n_{пол}}, \quad (3.6)$$

где $k_{об}$ – число оборотов ЗИО.

Параметры ϕ_{0i} , r_i и t_i являются установочными, характеризуют расположение резцов (точек) на диске ЗИО и могут быть определены по схеме расстановки резцов (рисунок 2.19).

Так как диск находится не в центре геохода, а на некотором от него удалении (рисунок 3.5), необходимо произвести перенос диска на величину Δr_k . Этот перенос осуществляется сложением вектора с координатами точки и вектора переноса M_{oy} .

$$M_{oy} = \begin{bmatrix} 0 \\ \Delta r_k \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.7)$$

В системе координат, описанной ранее для дискового ЗИО, зададим положение точки на корончатом ЗИО (рисунок 3.11).

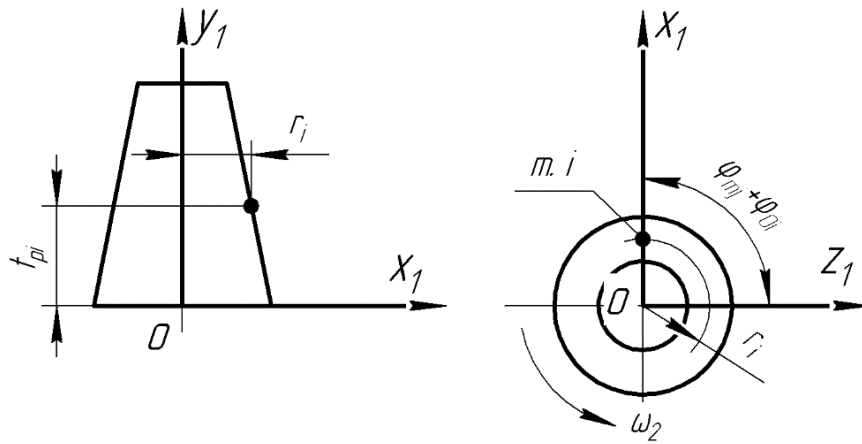


Рисунок 3.11 – Положение корончатого ЗИО в принятой системе координат

Первоначальное положение неподвижной точки на коронке с учетом установочных параметров (рисунок 3.11) определится следующим вектором:

$$\overline{X}_{kij} = \begin{bmatrix} r_i \\ t_i \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.8)$$

Круговое вращательное движение коронки относительно оси ou_1 может быть описано следующим произведением:

$$\overline{X}'_{kij} = R_{\phi_{kou}} \overline{X}_{kij}. \quad (3.9)$$

где $R_{\phi_{kou}}$ – матрица поворота коронки вокруг оси ou_1 .

$$R_{\phi_{kou}} = \begin{bmatrix} \cos(\phi_{0i} + \phi_{mj}) & -\sin(\phi_{0i} + \phi_{mj}) & 0 \\ \sin(\phi_{0i} + \phi_{mj}) & \cos(\phi_{0i} + \phi_{mj}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.10)$$

Параметры ϕ_{0i} , r_i и t_{pi} могут быть определены по схеме расстановки резцов (рисунок 2.19). Так как коронка находится не в центре геохода, а на некотором от него удалении (в общем случае на величину радиуса геохода), необходимо произвести перенос коронки на величину Δr_k (рисунок 3.5) по оси ou_1 . Этот перенос осуществляется сложением вектора с координатами точки и вектора переноса M_{oy} (выражение (3.7)).

Движение точки с координатами, задаваемыми вектором $\overline{X}_{ij}$, совместно с геоходом в неподвижной системе координат $OXYZ$ для головной секции и ЗИО внешнего движителя (рисунок 3.3, а) описывается следующим выражением:

$$\overline{X}_{z\theta ij} = R_{\varphi oz} \overline{X}_{ij} + M_{zoz}, \quad (3.11)$$

где $R_{\varphi oz}$ – матрица поворота, описывающая вращательное движения геохода;

M_{zoz} – вектор поступательного движения геохода.

Вращательное движение головной секции геохода может быть представлено матрицей поворота относительно оси OZ .

$$R_{\varphi oz} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{zj}) & \sin(\varphi_{zj}) & 0 \\ -\sin(\varphi_{zj}) & \cos(\varphi_{zj}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (3.12)$$

где φ_{zj} – текущий угол поворота секции геохода от первоначального положения, град.

Поступательное движение ЗИО совместно с геоходом в направлении забоя может быть получено с помощью вектора вида:

$$M_{zoz} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{D_z \operatorname{tg}(\beta) \varphi_{mj} \omega_1}{2 \omega_2} \end{bmatrix}, \quad (3.13)$$

где ω_1 – угловая скорость вращения геохода, 1/с.

Текущий угол поворота геохода можно представить в виде:

$$\varphi_{zj} = \omega_1 m_j \quad (3.14)$$

или с учетом выражений (3.5) и (3.6) в виде зависимости от угла поворота ЗИО

$$\varphi_{zj} = \varphi_{mj} c, \quad (3.15)$$

где c – отношение угловых скоростей вращения геохода и ЗИО [33].

$$c = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (3.16)$$

Положение ЗИО на корпусе геохода может быть задано углом ζ_k (рисунок 3.5). Переход к данному положению от полученного ранее осуществляется матрицей поворота:

$$R_{\zeta oz} = \begin{bmatrix} \cos(\zeta_k) & \sin(\zeta_k) & 0 \\ -\sin(\zeta_k) & \cos(\zeta_k) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.17)$$

Так как для стабилизирующей секции и ЗИО элементов противовращения вращательное движение геохода отсутствует, движение точки с координатами, задаваемыми вектором $\overline{X}_{ij}$, совместно с геоходом в неподвижной системе координат $OXYZ$ (рисунок 3.3) описывается следующим выражением:

$$\overline{X}_{\zeta n ij} = R_{\zeta oz} \overline{X}_{ij} + M_{\zeta oz}, \quad (3.18)$$

где $R_{\zeta oz}$ – матрица поворота, ориентирующая ЗИО на геоходе.

Таким образом, положение точки на ЗИО с учетом конструктивных и установочных размеров в зависимости от его типа и назначения может быть однозначно определено по выражениям, представленным в таблице 3.8 с подстановкой матриц, полученных выше.

Таблица 3.8 – Уравнения движения точки на ЗИО

Тип ЗИО	Назначение	
	Внешнего движителя	Элементов противовращения
Дисковый ЗИО	$R_{\varphi oz} (R_{\varphi doz} \overline{X}_{\partial ij} + M_{oy}) + M_{\zeta oz}$	$R_{\zeta oz} (R_{\varphi doz} \overline{X}_{\partial ij} + M_{oy}) + M_{\zeta oz}$
Корончатый ЗИО	$R_{\varphi oz} (R_{\varphi коу} \overline{X}_{kij} + M_{oy}) + M_{\zeta oz}$	$R_{\zeta oz} (R_{\varphi коу} \overline{X}_{kij} + M_{oy}) + M_{\zeta oz}$

В качестве примера на рисунке 3.12, а графически представлена траектория четырех точек с различными радиусами и расстояниями от основания коронки за период одного оборота геохода, а на рисунке 3.12, б – траектория резца дискового ЗИО ВД за период одного оборота геохода [129]. Для построения траекторий были приняты параметры, представленные в таблице 3.9. Цифрами на рисунке указаны номера траекторий соответствующих точек.

Таблица 3.9 – Параметры ЗИО, принятые для построения траекторий

	D_z , м	c	h_b , м	φ_{0i} , град	Δr_k , м	ζ_k , град	r_1 , м	r_2 , м	r_3 , м	r_4 , м	t_1 , м	t_2 , м	t_3 , м	t_4 , м
Корончатый ЗИО ЭП	2	0,02	0,5	0	1	-20	0,08	0,1	0,12	0,15	0,25	0,17	0,09	0
Дисковый ЗИО ВД		0,01				0	0,2	-	-	-	0	-	-	-

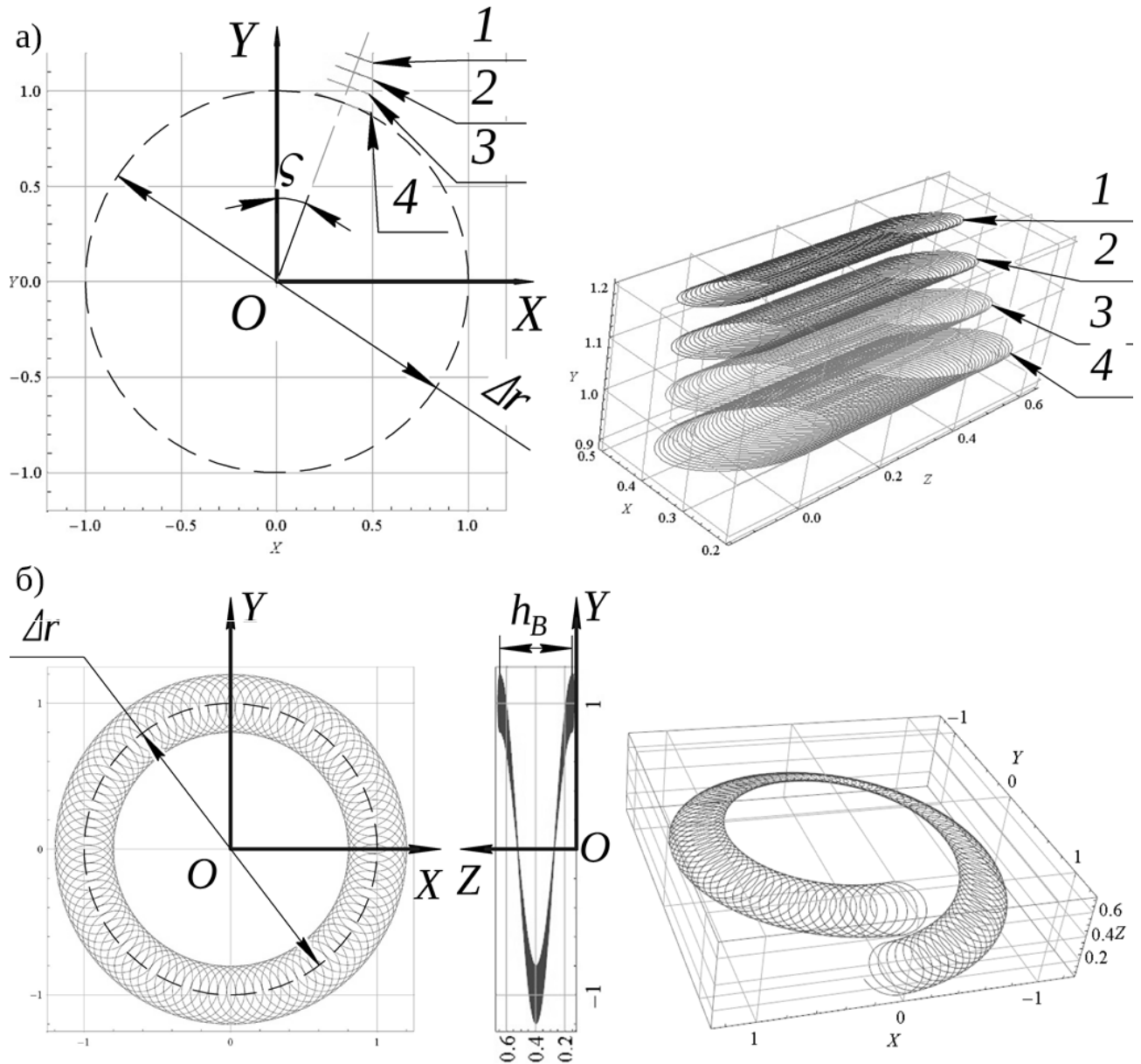


Рисунок 3.12 – Траектории резцов корончатого ЗИО ЭП (а) и дискового ЗИО ВД (б)

Анализируя траектории на рисунке 3.12, можно заключить, что представленные в таблице выражения корректно описывают положение резца на ЗИО геохода и могут быть использованы для оценки кинематических параметров разра-

ботанной в среде Simulink модели ЗИО. Траектории представлены в качестве примера, полная оценка производилась при варьировании всех параметров, входящих в уравнения траекторий (таблица 3.8) в широких пределах.

3.3.2 Вывод уравнений результирующих усилий от работы законтурных исполнительных органов

Нагрузки на единичном i -ом резце в j -ом положении ЗИО представляются в виде трех составляющих: сила резания, сила подачи и боковая сила (P_{zij} , P_{yij} и P_{xij} соответственно). Сила резания направлена по касательной к окружности вращения, а сила подачи перпендикулярна ей и направлена к оси окружности (рисунок 3.7).

В зависимости от положения инструмента данные силы меняются как по направлению, так и по значению. Силы резания и подачи для каждого резца в каждом положении являются исходными данными для искомых уравнений. Необходимо представить возникающие силы в виде результирующего момента сопротивления M_c относительно оси геохода и осевого усилия P_x .

В системе координат $o_2x_2y_2z_2$ (рисунок 3.3, б), связанной с центром режущей кромки, указанные силы образуют вектор:

$$P_{pij} = \begin{bmatrix} P_{xij} \\ P_{yij} \\ P_{zij} \end{bmatrix}. \quad (3.19)$$

В неподвижной относительно привода ЗИО системе координат, совпадающей с $o_1x_1y_1z_1$ (рисунок 3.3, б) P_{pij} с учетом угла поворота резца φ_{ij} вектор (3.19) примет вид:

$$P_{pzi0ij} = \begin{bmatrix} P_{xzi0ij} \\ P_{yzi0ij} \\ P_{zzi0ij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{yij} \cos(\varphi_{ij}) - P_{zij} \sin(\varphi_{ij}) \\ P_{zij} \cos(\varphi_{ij}) + P_{yij} \sin(\varphi_{ij}) \\ P_{xij} \end{bmatrix}. \quad (3.20)$$

При этом относительно осей системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ возникают моменты от сил на резце, которые также должны быть учтены. Моменты сил относительно осей могут быть представлены вектором:

$$M_{pзuoij} = \begin{bmatrix} M_{хзuoij} \\ M_{узuoij} \\ M_{ззuoij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{xij} r_i \sin(\varphi_{ij}) - t_i (P_{zij} \cos(\varphi_{ij}) + P_{yij} \sin(\varphi_{ij})) \\ t_i (P_{yij} \cos(\varphi_{ij}) - P_{zij} \sin(\varphi_{ij})) - P_{xij} r_i \cos(\varphi_{ij}) \\ P_{zij} r_i \end{bmatrix}. \quad (3.21)$$

Так как при работе ЗИО в контакте с породой одновременно находится несколько резцов, значения проекций сил и моментов на оси должны определяться суммой проекций сил от каждого из резцов. То есть при числе резцов n_p выражения 3.20 и 3.21 для j -го положения ЗИО примут вид:

$$P_{pзuoij} = \begin{bmatrix} P_{хзuoij} \\ P_{узuoij} \\ P_{ззuoij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n_p} (P_{yij} \cos(\varphi_{ij}) - P_{zij} \sin(\varphi_{ij})) \\ \sum_{i=1}^{n_p} (P_{zij} \cos(\varphi_{ij}) + P_{yij} \sin(\varphi_{ij})) \\ \sum_{i=1}^{n_p} P_{xij} \end{bmatrix}; \quad (3.22)$$

$$M_{pзuoij} = \begin{bmatrix} M_{хзuoij} \\ M_{узuoij} \\ M_{ззuoij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n_p} (P_{xij} r_i \sin(\varphi_{ij}) - t_i (P_{zij} \cos(\varphi_{ij}) + P_{yij} \sin(\varphi_{ij}))) \\ \sum_{i=1}^{n_p} (t_i (P_{yij} \cos(\varphi_{ij}) - P_{zij} \sin(\varphi_{ij})) - P_{xij} r_i \cos(\varphi_{ij})) \\ \sum_{i=1}^{n_p} (P_{zij} r_i) \end{bmatrix}. \quad (3.23)$$

При этом момент $M_{ззuoij}$ является требуемым крутящим моментом для преодоления сил резания, то есть приводным моментом ЗИО без учета потерь разного рода.

Для приведения нагрузок от ЗИО в систему координат, связанную с оболочкой, необходимо принять положение системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ (рисунок 3.3, б) относительно системы координат, связанной с оболочкой геохода $OXYZ$ (рисунок 3.13). Примем направление подачи ЗИО совпадающим с осью OY так, чтобы плос-

кость ox была касательной к внешнему радиусу оболочки, а ось oz направлена от оси вращения геохода.

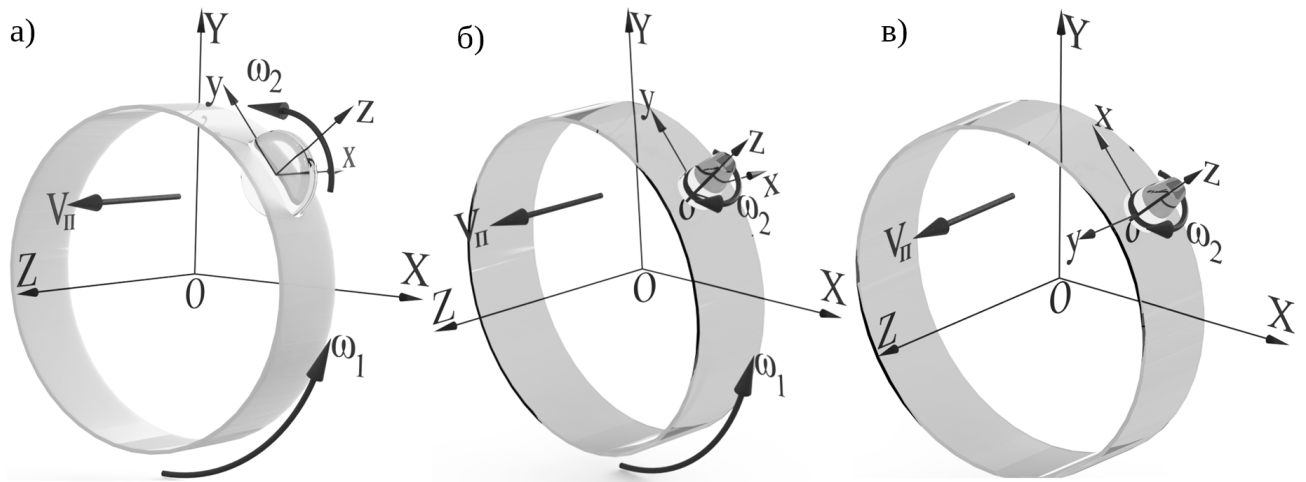


Рисунок 3.13 – Положение дискового ЗИО ВД (а), корончатого ЗИО ВД (б) и корончатого ЗИО ЭП (в) в принятой системе координат

Положение системы координат $oxyz$ (рисунок 3.13) будет совпадать для корончатого ЗИО с ОСК $o_1x_1y_1z_1$, а для дискового ЗИО может быть получено поворотом вокруг оси o_1y_1 на угол $\pi/2$. Такое преобразование может быть реализовано умножением векторов (3.22) и (3.23) на матрицу поворота:

$$R_{om} = \begin{bmatrix} \cos(\pi/2) & 0 & -\sin(\pi/2) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\pi/2) & 0 & \cos(\pi/2) \end{bmatrix}. \quad (3.24)$$

Полученные выражения для определения усилий и моментов в системе координат $oxyz$, связанной с оболочкой геохода, представлены в таблице 3.10.

Искомые значения результирующих усилий и моментов (рисунок 3.1) в системе координат $OXYZ$, связанной с осью вращения геохода (рисунок 3.13), могут быть определены через векторы усилий и моментов, представленные в таблице 3.10. Выражения для определения значений результирующих усилий и моментов на геоходе от работы ЗИО представлены в таблице 3.11.

Таблица 3.10 – Векторы усилий и крутящих моментов на ЗИО в системе координат, связанной с оболочкой геохода

	Вектор усилия	Вектор крутящего момента
Дисковый	$P_{oj}^{\partial} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n_p} P_{xij} \\ \sum_{i=1}^{n_p} (P_{zij} \cos(\varphi_{ij}) + P_{yij} \sin(\varphi_{ij})) \\ \sum_{i=1}^{n_p} (P_{zij} \sin(\varphi_{ij}) - P_{yij} \cos(\varphi_{ij})) \end{bmatrix}$	$M_{oj}^{\partial} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n_p} (P_{zi} r_i) \\ \sum_{i=1}^{n_p} (t_i (P_{yij} \cos(\varphi_{ij}) - P_{zij} \sin(\varphi_{ij})) - P_{xij} r_i \cos(\varphi_{ij})) \\ \sum_{i=1}^{n_p} (t_i (P_{zij} \cos(\varphi_{ij}) + P_{yij} \sin(\varphi_{ij})) - P_{xij} r_i \sin(\varphi_{ij})) \end{bmatrix}$
Корончатый	$P_{oj}^{\kappa} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n_p} (P_{yij} \cos(\varphi_{ij}) - P_{zij} \sin(\varphi_{ij})) \\ \sum_{i=1}^{n_p} (P_{zij} \cos(\varphi_{ij}) + P_{yij} \sin(\varphi_{ij})) \\ \sum_{i=1}^{n_p} P_{xij} \end{bmatrix}$	$M_{oj}^{\kappa} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n_p} (P_{xij} r_i \sin(\varphi_{ij}) - t_i (P_{zij} \cos(\varphi_{ij}) + P_{yij} \sin(\varphi_{ij}))) \\ \sum_{i=1}^{n_p} (t_i (P_{yij} \cos(\varphi_{ij}) - P_{zij} \sin(\varphi_{ij})) - P_{xij} r_i \cos(\varphi_{ij})) \\ \sum_{i=1}^{n_p} (P_{zi} r_i) \end{bmatrix}$

Таблица 3.11 – Выражения для определения значений результирующих усилий и моментов на геоходе от работы ЗИО

	Для ЗИО ЭП	Для ЗИО ВД
Момент на секции геохода от работы ЗИО, Н·м	$M_c = - \sum_{i=1}^{n_{\text{эп}}} (P_{ox} R_z - M_{oy})$	$M_c = \sum_{i=1}^{n_{\text{вд}}} (M_{ox} - P_{oy} R_z) \cos(\beta) - (M_{oy} + P_{ox} R_z) \sin(\beta)$
Осевое усилие на геоходе от работы ЗИО, Н	$R_c = - \sum_{i=1}^{n_{\text{эп}}} (P_{oy})$	$R_c = - \sum_{i=1}^{n_{\text{вд}}} P_{oy} \sin(\beta) - P_{ox} \cos(\beta)$
Результирующее усилие в плоскости, перпендикулярно й оси вращения геохода, Н	$R_{\text{ЗИО}} = - \sum_{i=1}^{n_{\text{эп}}} (P_{oz})$	$R_{\text{ЗИО}} = - \sum_{i=1}^{n_{\text{вд}}} (P_{oz})$

В таблице 3.11 не учитываются номера положений ЗИО, так как для анализа интерес обычно представляют максимальные или средние значения усилий и моментов, а не весь ряд значений параметров.

Таким образом, получены выражения для определения результирующих усилий и моментов от работы дисковых и корончатых ЗИО, которые могут быть включены в общую силовую модель геохода, а также использованы для верификации разработанной модели.

3.3.3 Верификация модели

В качестве примера работы модели представлены результаты определения силовых и кинематических параметров при параметрах геохода и ЗИО, указанных в таблице 3.12.

Таблица 3.12 – Принятые для моделирования параметры ЗИО и геохода

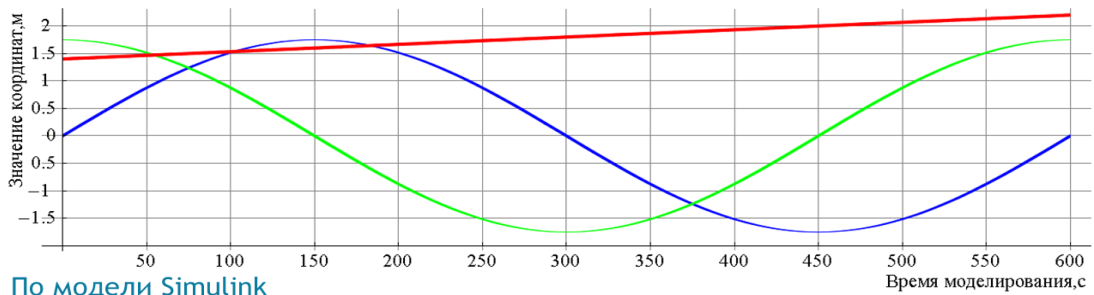
Наименование параметра	Значение	Единица измерения
Диаметр геохода	3,2	м
Крепость породы по Протодяконову	5	ед.
Угол подъема винтовой лопасти	4,56	град
Частота вращения геохода	0,1	об/мин
Частота вращения ЗИО внешнего движителя	191	об/мин
Высота канала	0,15	м
Ширина канала	0,15	м
Толщина оболочки геохода	0,2	м

На рисунке 3.14 представлены результаты определения координат резца по времени на ЗИО в неподвижной декартовой системе координат, связанной с осью вращения геохода, за период одного оборота геохода.

Верхний график на рисунке 3.14 был получен по аналитическим зависимостям, полученным выше, нижний – по модели Simulink. Различия в получаемых результатах отсутствуют [130, 131].

На рисунке 3.15 представлены результаты расчета требуемого крутящего момента на резание за один его оборот ЗИО. В отчете о НИР [132] указанный параметр определялся последовательным определением усилий на каждом из резцов в 360 положениях ЗИО, что являлось достаточно трудоемким процессом.

По аналитическим зависимостям



По модели Simulink

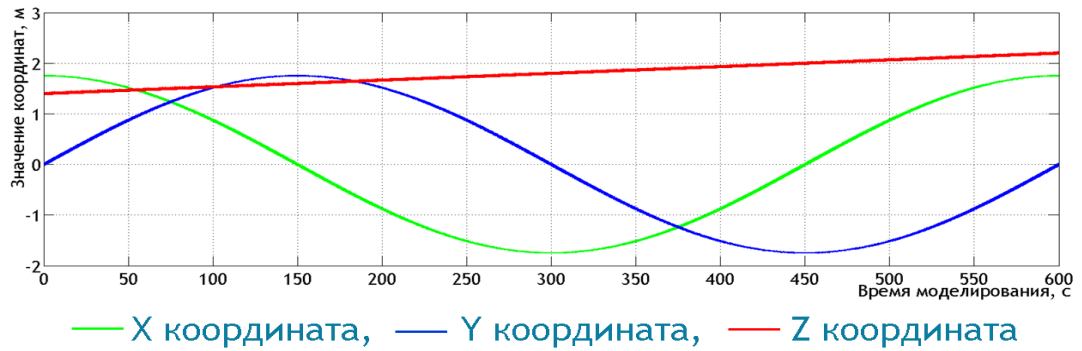


Рисунок 3.14 – Координаты резца на корончатом ЗИО

Относительная погрешность определения крутящего момента по двум методикам не превышает 4 %.

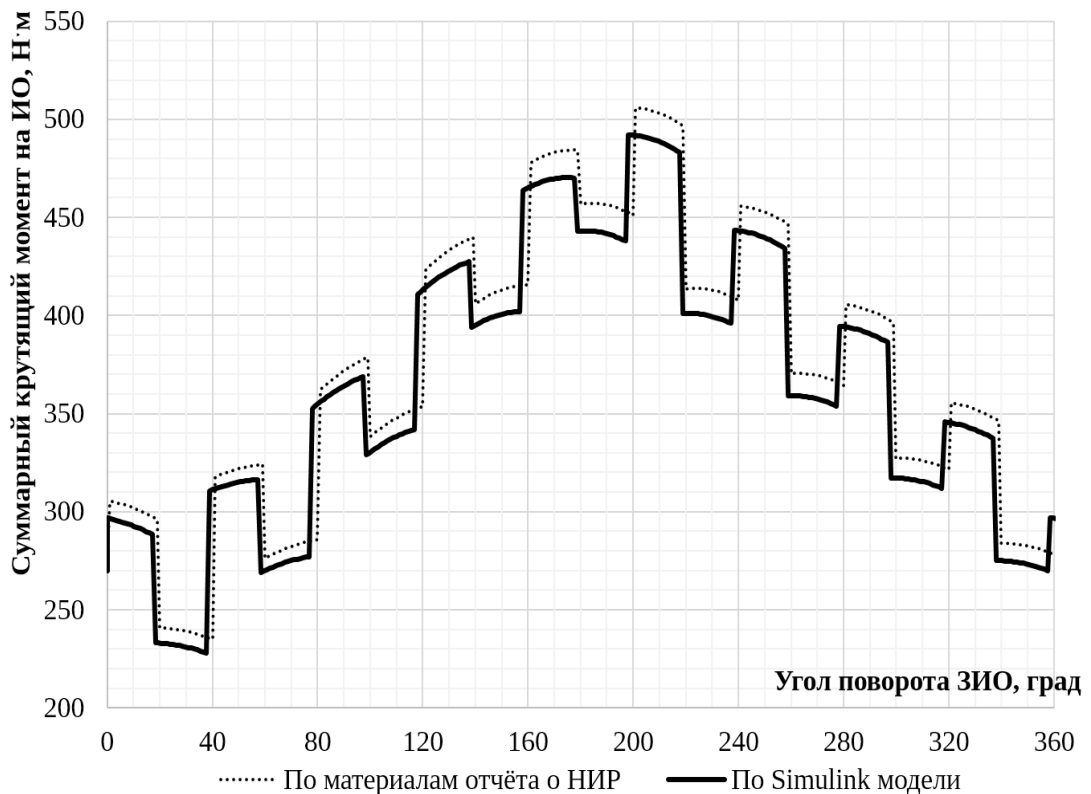


Рисунок 3.15 – Сравнение крутящих моментов на корончатом ЗИО

Верификация результирующих усилий и моментов, определяемых по модели, производилась их сравнением со значениями, полученными по аналитическим выражениям (таблица 3.11). При этом значения усилий в ОСК ЗИО ВД в обоих случаях определялись по модели. На рисунке 3.16 в качестве примера представлены графики моментов и осевых усилий на головной секции геогода от работы двух ЗИО ВД за один оборот ЗИО. Правые графики получены по аналитическим выражениям, а левые – в результате моделирования работы в среде Simulink. Сравнение графиков, полученных различными методами, показывает отсутствие различий между ними, что также подтверждает корректность модели.

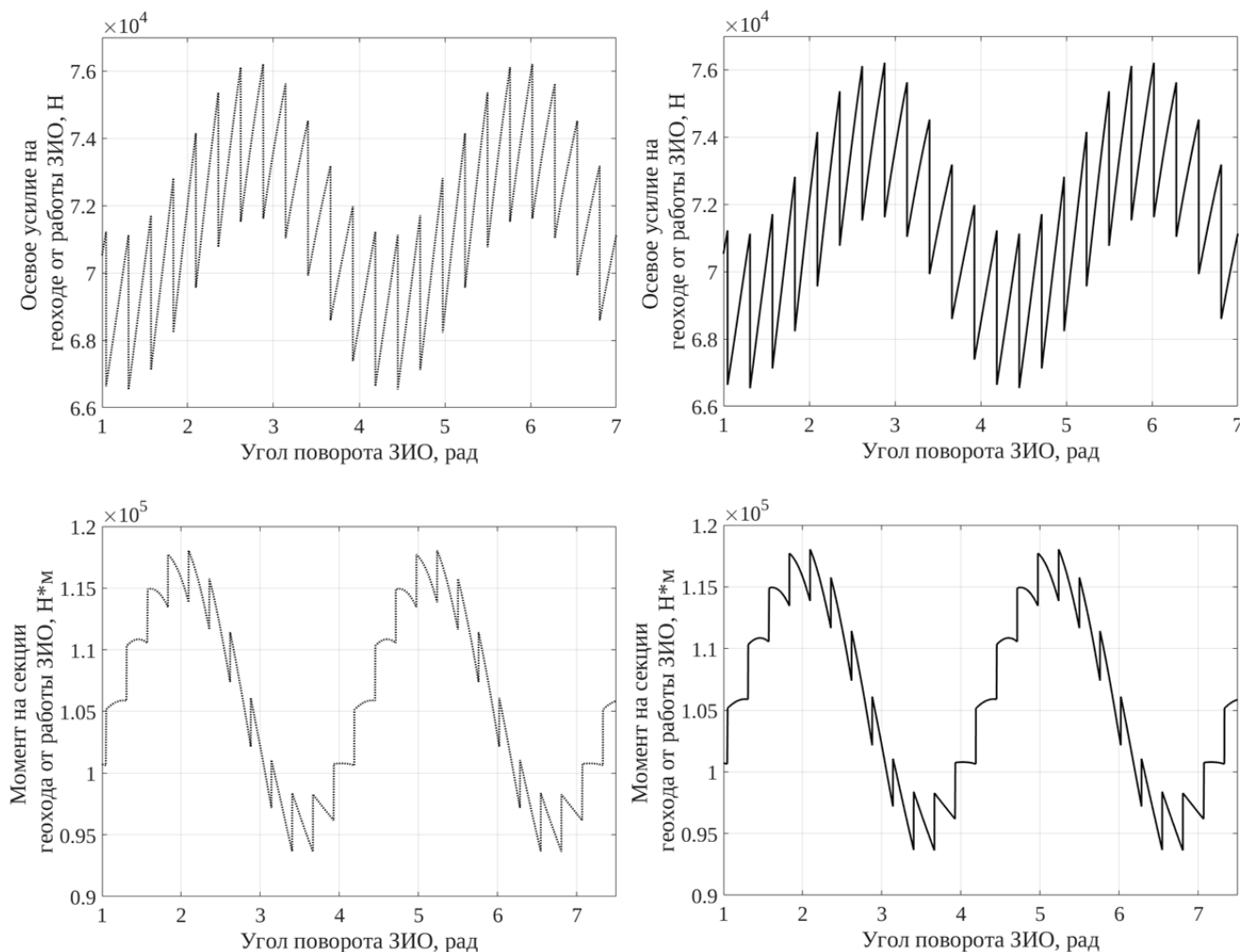


Рисунок 3.16 – Сравнение моментов и осевых усилий на головной секции геогода от работы двух ЗИО ВД за один оборот ЗИО

Таким образом, установлено, что разработанная компьютерная модель в среде MatLab/Simulink отвечает сформированным требованиям и может быть применена для определения основных параметров ЗИО. При этом обеспечиваются погрешность не выше 4 % и простота изменения параметров. Корректность модели для рассматриваемых параметров ЗИО подтверждается сравнением полученных по модели параметров с параметрами, полученными по аналитическим зависимостям для кинематических и силовых параметров.

3.4 Выводы

1. На основании анализа известных методик расчета ИО, а также требований к ЗИО сформированы требования к компьютерной модели ЗИО геохода, включающие параметры, которые необходимо определять с помощью моделирования.
2. Сравнением кинематических и силовых параметров, определенных по полученным аналитическим зависимостям и методом компьютерного моделирования, верифицирована разработанная модель. Относительная погрешность результатов моделирования в сравнении с результатами расчетов по аналитическим зависимостям не превышает 4 %.
3. Установлено, что разработанная компьютерная модель в среде MatLab/Simulink отвечает сформированным требованиям и может быть применена для определения основных параметров ЗИО.

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАКОНТУРНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОХОДА

4.1 Исследование износа режущего инструмента на законтурных исполнительных органах геохода

Износ режущего инструмента является одним из наиболее важных параметров при работе породоразрушающих ИО, определяющим как работоспособность решения, так и его экономическую эффективность [133].

Линейный износ режущего инструмента по задней грани Δ_u , м, в зоне установившегося изнашивания определяется линейной зависимостью от пути резания инструмента вида [117]:

$$\Delta_u = \Delta_y + i_{\Delta} L_{mp} L_{uo}, \quad (4.1)$$

где Δ_y – условный начальный износ резца по задней грани, м;

L_{mp} – путь трения резца, м/м;

L_{uo} – путь, который проходит ИО, м;

i_{Δ} – интенсивность изнашивания режущего инструмента по задней грани, зависящая от абразивных и механических свойств горной породы, материала твердого сплава, формы и размеров режущей части резца, режима работы инструмента, м/м.

Аналогичной зависимостью характеризуется износ инструмента по высоте. В соответствии с (4.1) при одинаковых параметрах режущего инструмента, материала твердого сплава, абразивных и механических свойствах пород и пути ИО износ режущего инструмента однозначно определяется путем трения резца (значения скорости и глубины резания выше или ниже критических исключены на этапе разработки схемных решений), и для сравнения и оценки ЗИО по данному параметру достаточно определить суммарный путь режущего инструмента на единицу пути ИО.

При моделировании работы ЗИО в среде Simulink путь резцов определяется измерением текущих координат резцов (с помощью стандартных блоков), их интегрированием и последующим суммированием. Определить, находится ли резец в контакте с породой в данный момент времени, возможно, измерив текущий угол резца в системе координат ЗИО и сравнив его с углом охвата. Алгоритм на языке Simulink представлен на рисунке 4.1.

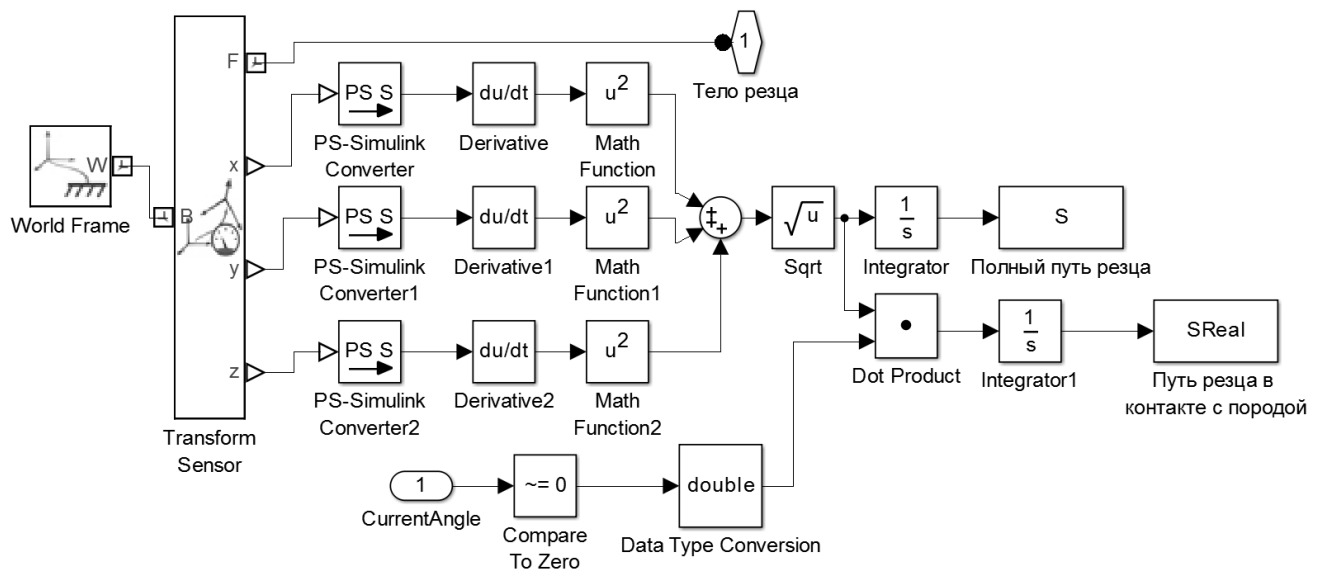


Рисунок 4.1 – Блок модели для определения пути резца в контакте с породой

Так как значения текущего угла поворота резца используются в нескольких блоках модели, в блок на рисунке 4.1 значения поступают уже отфильтрованные. Параметр «CurrentAngle» равен нулю, если резец не находится в контакте с породой или же имеет текущее значение угла поворота, которое приравнивается единице в блоке «Compare To Zero». Таким образом может быть получен как полный путь резца, так и путь резца, на котором происходит его трение о породу. Аналогичным образом определяется путь всего ЗИО, а суммарный путь трения резцов на ЗИО определяется сложением путей на каждом из резцов и отнесением его к пути ЗИО.

Результаты определения суммарного пути трения резцов на ЗИО для разработанных схемных решений в зависимости от площади канала представлены на

рисунке 4.2. Максимальная глубина резания принята равной 12 мм, а ширина режущей кромки – 9 мм (таблица 2.5).

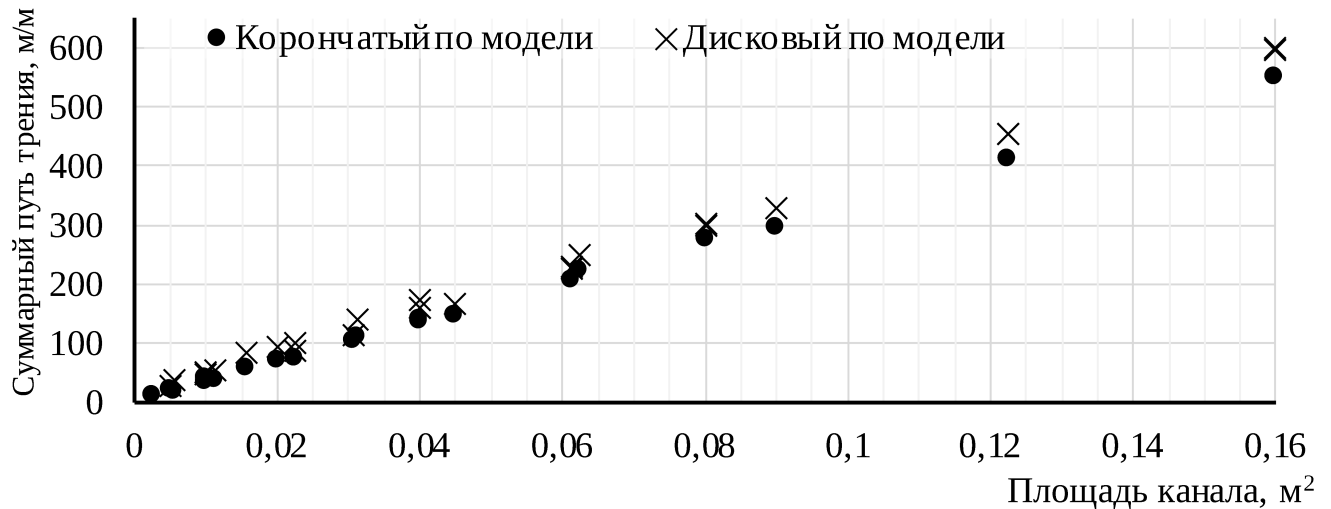


Рисунок 4.2 – Зависимость суммарного пути трения резцов на ЗИО от площади законтурного канала по результатам моделирования

Анализ результатов моделирования (рисунок 4.2) показывает, что зависимость суммарного пути трения резцов на ЗИО от площади законтурного канала характеризуется линейной зависимостью вида:

$$L_{mp} = a_1 S_k, \quad (4.2)$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий тип ЗИО, глубину резания, ширину режущей кромки резца, угол охвата и характеризующий суммарный путь инструмента, м/м³;

S_k – площадь поперечного сечения канала, м².

В практике проектирования для оценки затрат на режущий инструмент и сравнения решений ИО применяют параметр удельного расхода режущего инструмента, $Z_{расх}$, шт/м³. Этот параметр также может быть представлен в виде зависимости от коэффициента суммарного пути трения резцов на ЗИО.

$$Z_{расх} = \frac{a_1}{L_n}, \quad (4.3)$$

где L_n – предельный путь резца до замены, зависящий от свойств горных пород и параметров инструмента, м.

Значение коэффициента a_1 с некоторой погрешностью может быть определено аналитически. Представим площадь канала, S_k , м^2 , в виде зависимости от его ширины и высоты.

$$S_k = b_k h_k, \quad (4.4)$$

где b_k – ширина формируемого канала, м.

Суммарный путь трения можно представить в виде [134]:

$$L_{mp}^m = \frac{D_{ЗИО} \varphi_{охв} n_p}{2 t_{об} V_{пзuo}}. \quad (4.5)$$

Подставив в (4.2) (4.4) и (4.5) с учетом (2.26) и (2.27) и выразив a_1 получим:

$$a_1 = \frac{D_{ЗИО} \varphi_{охв} n_{л.р}}{2 b_k h_k h_{max}}. \quad (4.6)$$

Так как диаметр корончатого ЗИО принят равным ширине канала, угол охвата неизменный ($\varphi_{охв} = 180 \text{ град}$), а также с учетом (2.37) выражение (4.6) для корончатого ЗИО примет вид:

$$a_1^k = \frac{\pi}{2 h_{max} (b + 1,3 h_{max})}. \quad (4.7)$$

Для дискового ЗИО с учетом (2.37) и (2.19) коэффициент суммарного пути трения инструмента примет вид:

$$a_1^d = \frac{\varphi_{охв} \left(\frac{0,1}{h_k} + 1 \right)}{h_{max} (b + 1,3 h_{max})}. \quad (4.8)$$

Полученные выражения для определения коэффициентов суммарного пути трения резцов на ЗИО могут быть оценены сравнением с результатами моделирования. Прямые на рисунке 4.3 получены по выражению (4.2) с учетом коэффициентов (4.7) и (4.8) для тех же значений глубины резания и ширины резца, при которых производилось моделирование.

Для дискового ЗИО прямая построена по среднему значению высоты канала, что объясняет чуть больший разброс точек по сравнению с корончатым. Значения коэффициентов детерминации и стандартное отклонение, а также значения

коэффициентов суммарного пути трения резцов на ЗИО представлены в таблице 4.1.

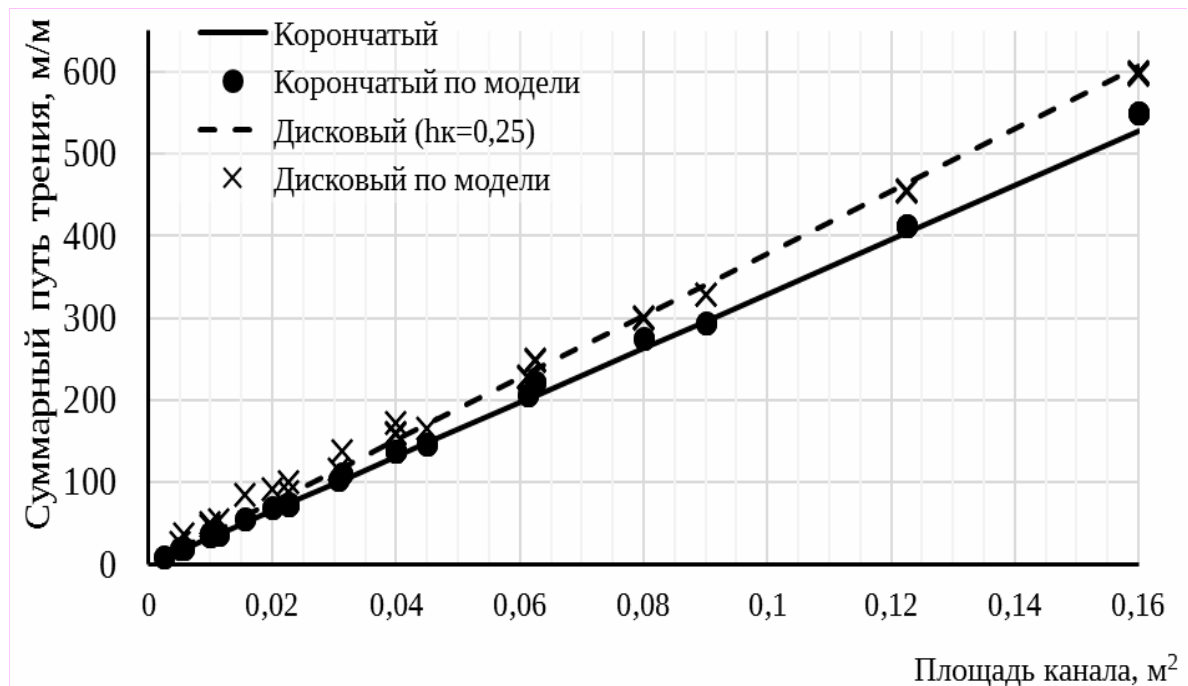


Рисунок 4.3 – Зависимость суммарного пути трения резцов на ЗИО от площади законтурного канала

Статистические коэффициенты, показывающие соответствие, определялись известными методами [135].

Таблица 4.1 – Значение коэффициентов уравнений и показатели соответствия результатов моделирования расчетным значениям суммарного пути трения инструмента на ЗИО

	Значение коэффициента a_1 , м/м³	R^2	Стандартное отклонение
Корончатый	3294	0,997	9,09
Дисковый (при $h_k=0,25$ м)	3792	0,995	11,85

Значения показателей соответствия аналитических прямых результатам моделирования подтверждают корректность принятых при получении коэффициентов допущений и позволяют принять их для дальнейшей оценки трения резцов на ЗИО.

Анализ выражений (4.2), (4.7) и (4.8) показывает, что при равных значениях площадей законтурных каналов наибольшее влияние на суммарный путь трения резцов будет оказывать максимальная глубина резания, так как угол охвата изменяется для дискового ЗИО незначительно, а выбор ширины режущей кромки также зависит от максимальной глубины резания [117].

Для оценки влияния глубины резания построены зависимости коэффициента суммарного пути трения от максимальной глубины резания для корончатого ЗИО и дискового при различной высоте канала (рисунок 4.4).

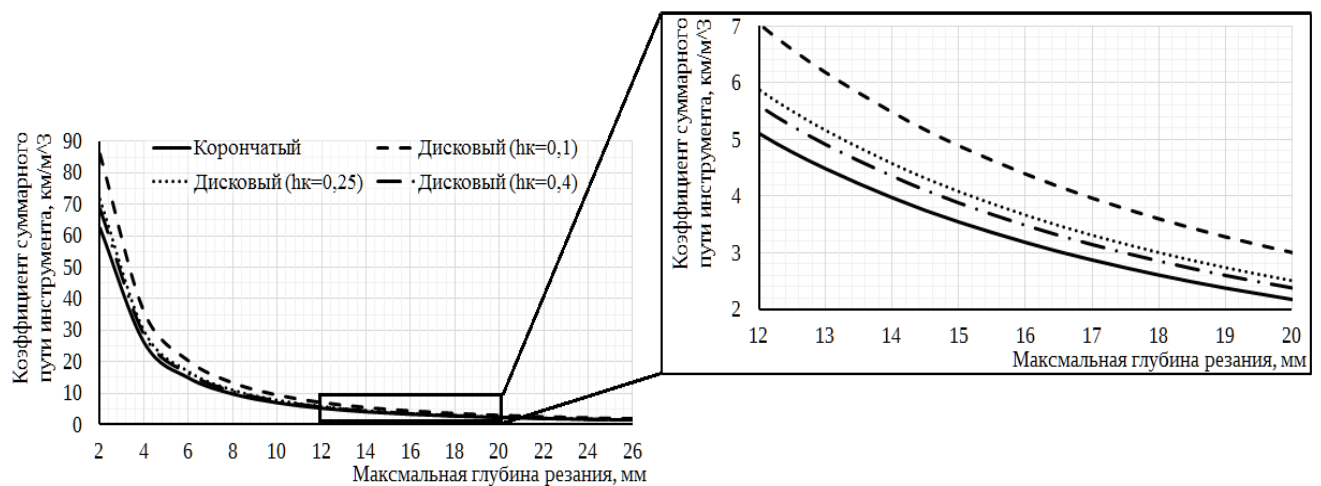


Рисунок 4.4 – Зависимость коэффициента суммарного пути инструмента на ЗИО от максимальной глубины резания

Графики на рисунке 4.4 показывают, что коэффициент суммарного пути трения на корончатом ЗИО оказывается ниже, чем на дисковом, на 10 % при высоте канала 0,4 м, на 38 % при высоте канала 0,1 м независимо от максимальной глубины резания [136].

Снижение максимальной глубины резания приведет к значительному росту коэффициента суммарного пути, а, значит, к повышенному износу и удельному расходу режущего инструмента. Для обеспечения наименьшего расхода режущего инструмента необходимо стремиться к увеличению максимальной глубины резания, что может приводить к нагрузкам на режущий инструмент выше допустимых.

Для обеспечения рациональных значений расхода режущего инструмента может быть рекомендовано принятие максимальной глубины резания не менее 12 мм, так как при больших значениях интенсивность уменьшения расхода режущего инструмента снижается.

Таким образом, по результатам исследования параметров износа режущего инструмента на ЗИО можно сделать следующие выводы:

- Для оценки износа и удельного расхода режущего инструмента на ЗИО геохода может быть использован параметр суммарного пути трения режущего инструмента.
- Суммарный путь режущего инструмента однозначно определяется площадью сечения канала, глубиной резания, углом охвата и типом ЗИО.
- Суммарный путь режущего инструмента меньше на 10–38 % на корончатом ЗИО, чем на дисковом, при равных значениях максимальной глубины резания и площади сечения канала.
- Наибольшее влияние на суммарный путь инструмента, а, следовательно, и износ, оказывает максимальная глубина резания, что делает схемы с большими значениями максимальной глубины резания предпочтительными.

4.2 Исследование требуемого крутящего момента на законтурных исполнительных органах и удельной энергоемкости разрушения

Крутящий момент в значительной степени определяет характеристики привода ЗИО и должен оцениваться при выборе схемных решений. При моделировании работы ЗИО в среде Simulink крутящий момент определялся с помощью стандартных средств блока связи библиотеки Simulink (рисунок 4.5).

Значения, получаемые на выходе блока "Одноподвижная вращательная связь", характеризуют требуемый крутящий момент [137], необходимый для обеспечения заданной в блоке "Вращение ЗИО" частоты вращения ЗИО с учетом возникающих на резцах усилий. В блоке "Анализ крутящего момента на ЗИО" определяются минимальные, максимальные и средние значения крутящего мо-

мента. Ряды значений крутящего момента имеют коэффициент вариации не более 20 % (это обеспечивается на этапе разработки схемных решений), что позволяет считать эти ряды однородными и использовать для их оценки средние арифметические значения.

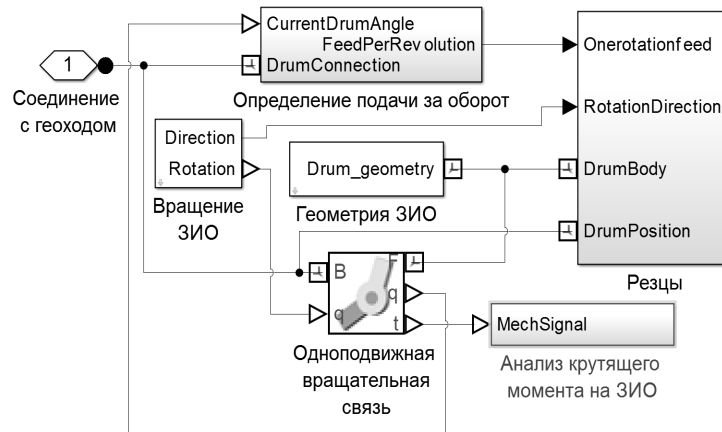


Рисунок 4.5 – Фрагмент модели, в котором происходит определение крутящего момента на ЗИО

Результаты определения требуемых крутящих моментов при различных значениях крепости пород представлены на рисунке 4.6. Точками на графике представлены результаты, полученные по модели.

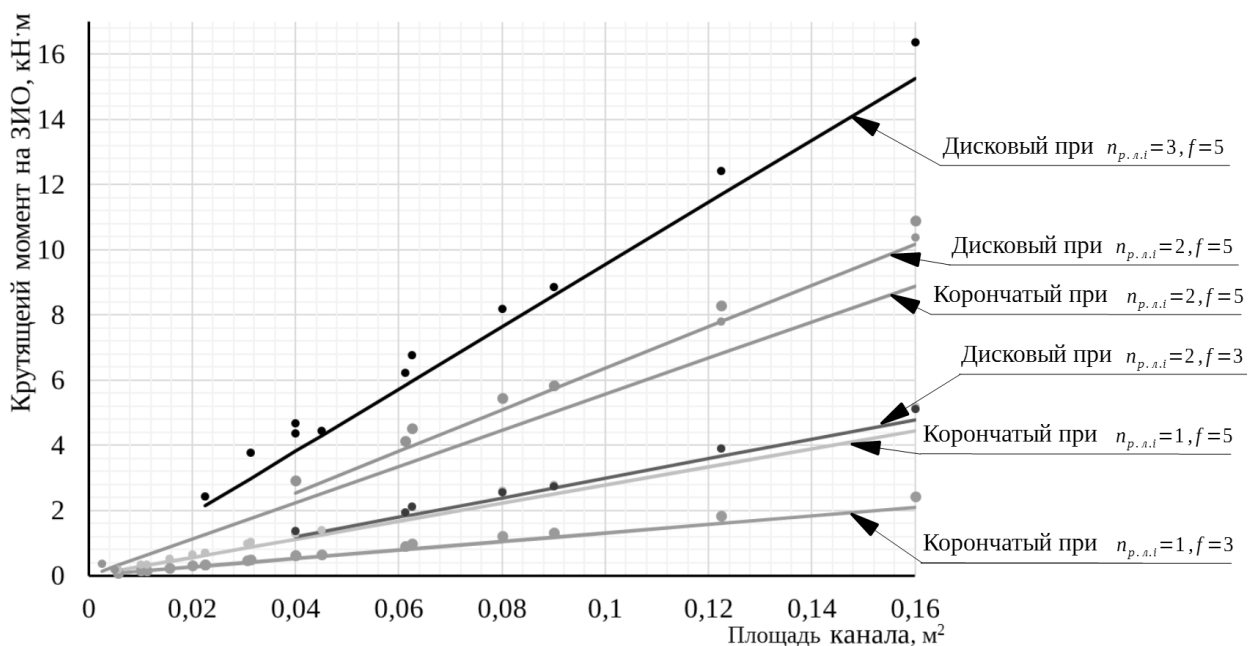


Рисунок 4.6 – Зависимость среднего значения требуемого крутящего момента на ЗИО от площади канала

Анализ графиков показывает, что крутящий момент линейно зависит от площади канала, а также от числа резцов в линии резания. На рисунке 4.6 прямые, аппроксимирующие результаты моделирования, построены по аналитическим зависимостям. Аналитические зависимости были получены с учетом принятого допущения о равенстве максимальных усилий на единичном резце как для дискового ЗИО, так и для корончатого, и могут быть представлены в общем виде как:

$$M_{кр} = a_2 S_k, \quad (4.9)$$

где a_2 – коэффициент, учитывающий тип ЗИО, глубину резания, угол охвата, крепость породы, число резцов в линии резания и характеризующий крутящий момент на ЗИО, (Н·м)/м².

В то же время крутящий момент может быть определен по выражению [138]:

$$M_{кр} = \frac{D_{ЗИО}}{2} P_{ср} n_{р.к}, \quad (4.10)$$

где $P_{ср}$ – среднее усилие резания на единичном резце, Н;

$n_{р.к}$ – среднее число резцов в контакте с породой.

Среднее усилие резания на единичном резце может быть определено через максимальное усилие резания на единичном резце [134]:

$$P_{ср} = \frac{1 - \cos(\varphi_{охв})}{\varphi_{охв}} P_{max}. \quad (4.11)$$

Среднее число резцов в контакте с породой зависит от общего числа резцов и угла охвата:

$$n_{р.к} = n_p \frac{\varphi_{охв}}{2\pi}. \quad (4.12)$$

Подставив в (4.10) выражения (4.11) и (4.12), приравняв (4.10) и (4.9) и выразив из (4.9) с учетом (4.4) коэффициент a_2 , получим следующее выражение:

$$a_2 = \frac{D_{ЗИО} P_{max} n_p \sin(\varphi_{охв}/2)^2}{2\pi b_k h_k}. \quad (4.13)$$

Диаметр ЗИО может быть выражен через размеры канала по аналогии с (4.7) с учетом (2.37), выражение (4.13) для корончатого ЗИО примет вид:

$$a_2^{\kappa} = \frac{P_{\max} n_{p.l}}{2 \pi (b + 1,3 h_{\max})}. \quad (4.14)$$

Для дискового ЗИО с учетом (2.37) и (2.19) коэффициент, характеризующий крутящий момент на ЗИО, определится как:

$$a_2^{\partial} = \frac{0,53 P_{\max} n_{p.l}}{\pi (b + 1,3 h_{\max})}. \quad (4.15)$$

Коэффициент 0,53 в выражении (4.15) получен по усредненным значениям при известном диапазоне изменения угла охвата и зависимости диаметра диска от высоты канала.

Оценка полученных аналитических выражений (4.14) и (4.15) производилась с помощью определения коэффициентов детерминации и стандартных отклонений (таблица 4.2) для данных, представленных на рисунке 4.6.

Таблица 4.2 – Значение коэффициентов уравнений и показатели соответствия результатов моделирования расчетным значениям требуемого крутящего момента на ЗИО

Тип ЗИО	Число резцов в линии резания	Крепость породы, ед	Значение коэффицента а ₂ , (Н·м)/м ²	R ²	Стандарт- ное отклонение	
Корон- чатый	1	3	13046	0,96	133,4	
		5	27794		284,1	
	2				55588	1036,0
Дис- ковый		2	3	29853	0,97	228,3
			5	63600		486,3
	3	95400		683,7		

Анализ показателей соответствия, представленных в таблице 4.2, позволяет судить о приемлемости принятых допущений и полученных аналитических выражений. Незначительное отклонение точек от аналитических прямых объясняется дискретным выбором величины шага резания. После определения оптимального значения шага по выражению (2.37) его значение корректируется с учетом

действительной высоты ЗИО, что приводит к незначительному изменению максимальных усилий на единичном резце.

Максимальное усилие резания на единичном резце может быть определено по зависимости (2.43) при принятых параметрах резца, крепости породы, глубины и шага резания. Примеры зависимостей максимального усилия резания на единичном резце от глубины резания для пород различной крепости представлены на рисунке 4.7.

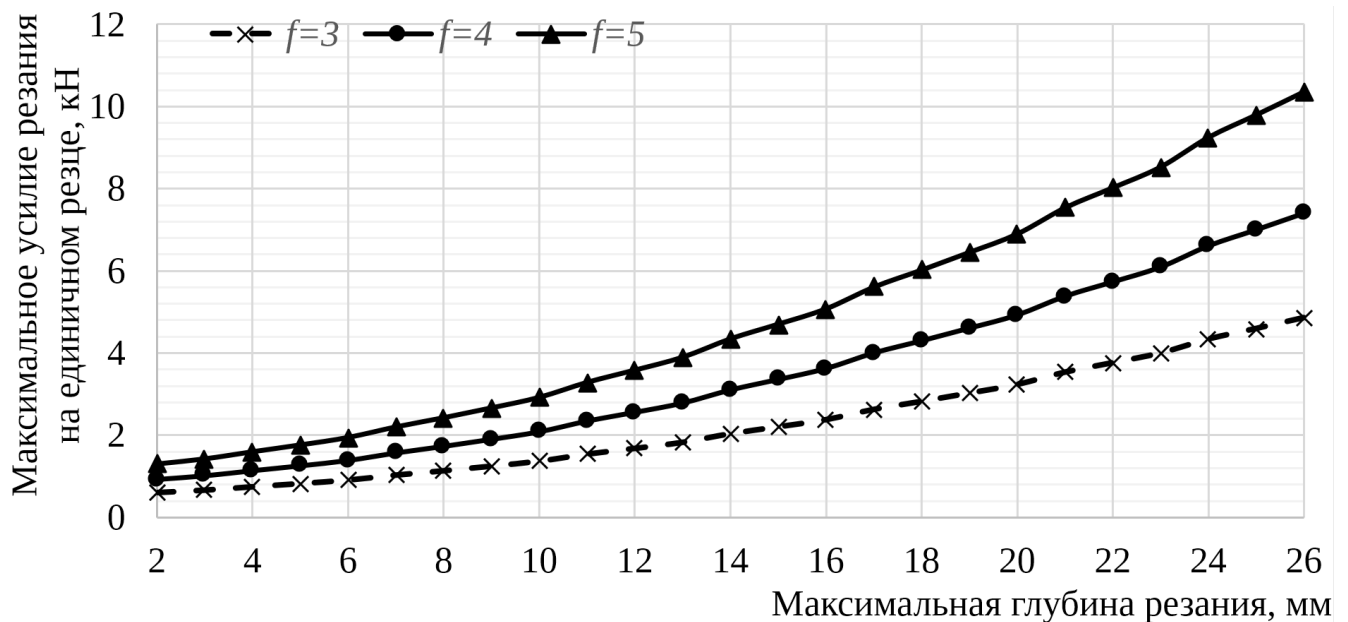


Рисунок 4.7 – Зависимость максимального усилия резания на единичном резце от максимальной глубины резания

Колебания значений максимальных усилий резания на рисунке 4.7 объясняются дискретностью шага резания. По известным значениям максимальных усилий резания и выражениям (4.14) и (4.15) построены зависимости коэффициента, характеризующего крутящий момент на ЗИО от максимальной глубины резания (рисунок 4.8) при различном числе резцов в линиях резания и крепости пород.

Анализ графиков на рисунке 4.8 показывает, что зависимость коэффициента крутящего момента на ЗИО от максимальной глубины резания имеет тот же характер, что и зависимость максимального усилия резания от максимальной глубины резания (рисунок 4.7). При максимальной глубине резания выше 10 мм за-

висимости имеют линейный характер. Соотношения между значениями коэффициента крутящего момента для различных типов ЗИО остаются постоянными.

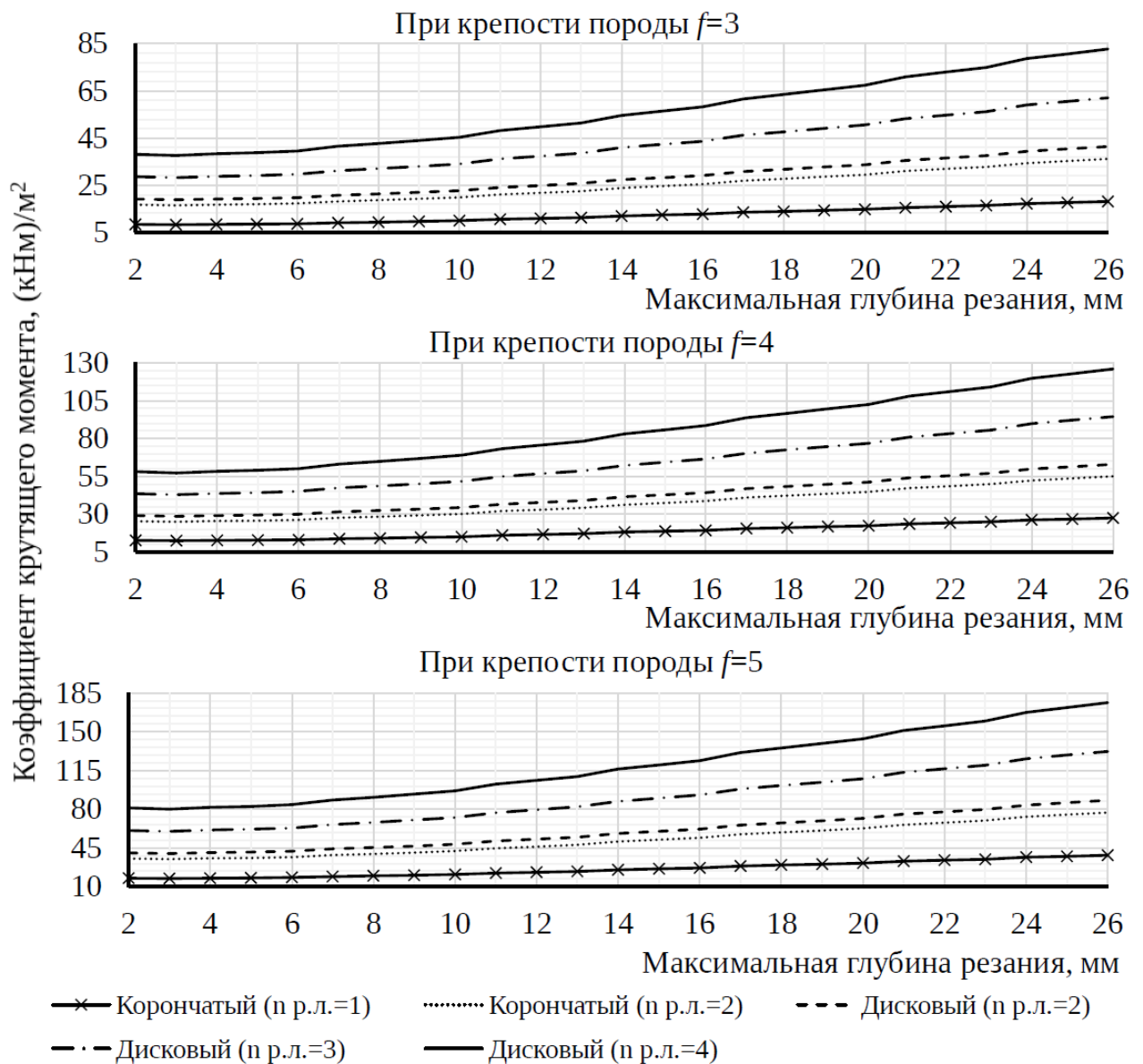


Рисунок 4.8 – Зависимость коэффициента крутящего момента на ЗИО от максимальной глубины резания

При сравнении типов ЗИО по требуемому крутящему моменту необходимо учитывать, что число резцов в линиях резания при равных скоростях подачи оказывается больше на дисковом ЗИО (рисунки 2.21 и 2.22). То есть при равных скорости подачи, площади поперечного сечения канала, параметрах режущего инструмента и максимальной глубине резания крутящий момент на дисковом ЗИО будет выше в 2–3 раза, чем на корончатом.

Удельная энергоемкость разрушения забоя является относительным параметром и позволяет оценить и сравнить энергоэффективность ИО. Удельная энергоемкость разрушения забоя, H_w , Вт·с/м³, может быть определена по выражению [134, 139]

$$H_w = \frac{N_p}{Q}, \quad (4.16)$$

где N_p – суммарная мощность на резание, Вт;

Q – теоретическая производительность ЗИО, м³/с.

Суммарная мощность на резание определится как:

$$N_p = 2 \pi n_{зuo} M_{кр}. \quad (4.17)$$

Теоретическая производительность ЗИО при известных параметрах канала и скорости подачи ЗИО

$$Q = S_k V_{пзuo}. \quad (4.18)$$

С учетом (2.26) и (2.27) теоретическая производительность ЗИО может быть представлена в виде:

$$Q = S_k h_{max} n_{p.l} n_{зuo}. \quad (4.19)$$

Тогда с учетом (4.9) выражение (4.16) примет вид:

$$H_w = \frac{2 \pi a_2}{h_{max} n_{p.l}}. \quad (4.20)$$

Для корончатого ЗИО с учетом (4.14) выражение (4.20) для определения удельной энергоемкости запишется как:

$$H_w^k = \frac{P_{max}}{h_{max}(b+1,3h_{max})}. \quad (4.21)$$

Для дискового ЗИО выражение (4.20) с учетом (4.15) примет вид:

$$H_w^d = \frac{1,06 P_{max}}{h_{max}(b+1,3h_{max})}. \quad (4.22)$$

Анализируя полученные выражения для определения удельной энергоемкости разрушения забоя с учетом параметров, определяющих максимальное усилие резания (2.43), можно заключить: при постоянных значениях максимальной глубины резания, крепости пород и геометрических параметрах режущего инстру-

мента удельная энергоёмкость разрушения забоя является постоянной и выше на дисковом ЗИО, чем на корончатом, на 6 %.

В соответствии с (4.16) при равных теоретических производительностях ЗИО суммарная мощность на резание будет также выше на дисковом ЗИО, чем на корончатом, на 6 %.

Такое превышение не является критичным и не позволяет сделать однозначный выбор в пользу корончатого ЗИО. Большой интерес представляет выбор глубины резания на основании анализа удельной энергоёмкости. Такие зависимости представлены на рисунке 4.9.

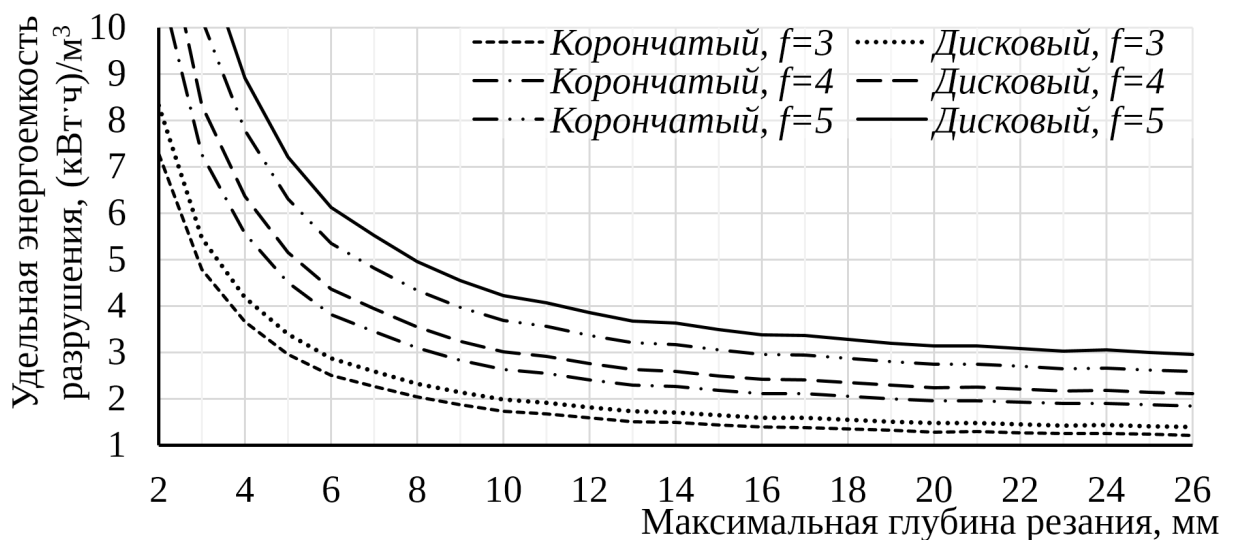


Рисунок 4.9 – Зависимость удельной энергоёмкости разрушения забоя от максимальной глубины резания

Ранее исследовалось влияние максимальной глубины резания на износ режущего инструмента (рисунок 4.4), и было сформулировано ограничение по максимальной глубине резания – не менее 12 мм. Аналогичное ограничение может быть сформулировано по условию приемлемой удельной энергоёмкости с помощью зависимостей на рисунке 4.9. В работе [112] были определены удельные энергоёмкости разрушения забоя для различных крепостей пород и типов ИО геохода. Так, для крепости породы $f = 5$ ед. по шкале Протоdjяконова для барабанного ИО средняя удельная энергоёмкость составила $3,6 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$. Для достижения такой же энергоёмкости для ЗИО необходимо обеспечить максимальную

глубину резания не ниже 16 мм для дискового ЗИО и не ниже 12 мм для корончатого.

4.3 Исследование габаритных и массовых характеристик законтурных исполнительных органов

Оценка массовых и габаритных характеристик на данном этапе возможна с рядом допущений. Наибольший интерес представляет сравнение типов ЗИО по данным параметрам, так как определение действительных значений массы и габаритов возможно только после конструктивной проработки. Для привода систем геохода, как и для ИО проходческих комбайнов, зачастую используется гидравлическая энергия [140–143]. Для оценки массы ЗИО с приводом также примем схему с гидромотором без редуктора. Тогда масса ЗИО с приводом определится по выражению:

$$m_{\text{зuo}} = m_p + m_n, \quad (4.23)$$

где m_p – масса рабочего органа, кг;

m_n – масса приводного двигателя, кг.

В соответствии с [112] ориентировочная масса рабочего органа может быть определена исходя из его площади:

$$m_p = F_p S_p \rho, \quad (4.24)$$

где F_p – площадь рабочего органа, м²;

S_p – толщина стенки рабочего органа, м;

ρ – плотность материала рабочего органа, кг/м³.

$$F_p = \pi D_{\text{зuo}} \left(h_{\text{зuo}} + \frac{D_{\text{зuo}}}{2} \right). \quad (4.25)$$

Для оценки массы рабочего органа толщина стенки рабочего органа принята равной 0,04 м (с учетом резцов), а плотность материала рабочего органа – 7800 кг/м³ (плотность Стали 45).

Масса приводного двигателя может быть принята по номенклатуре гидромоторов различных производителей [144–147]. Для 97 гидромоторов построена

зависимость массы от номинального крутящего момента (рисунок 4.10). Крутящий момент, требуемый для ЗИО, определен ранее в разделе 4.2.

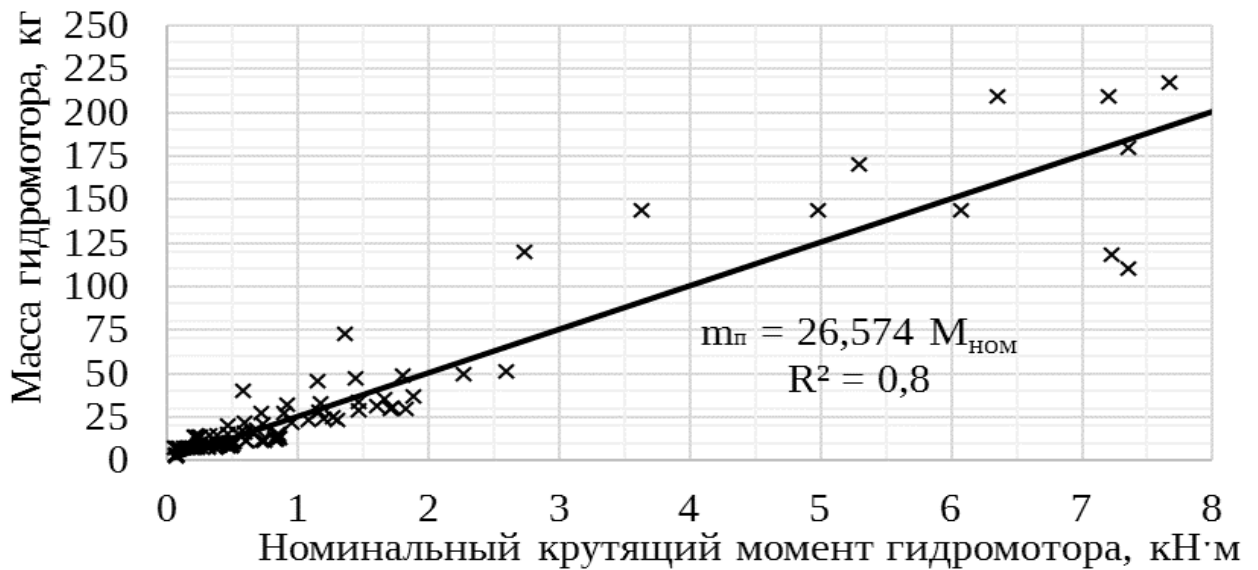


Рисунок 4.10 – Зависимость массы серийных гидромоторов от номинального крутящего момента

По результатам аппроксимации данных каталогов (обозначены точками на рисунке 4.10) получена зависимость для определения массы гидромотора от его номинального крутящего момента:

$$m_n = 26,574 M_{ном} . \quad (4.26)$$

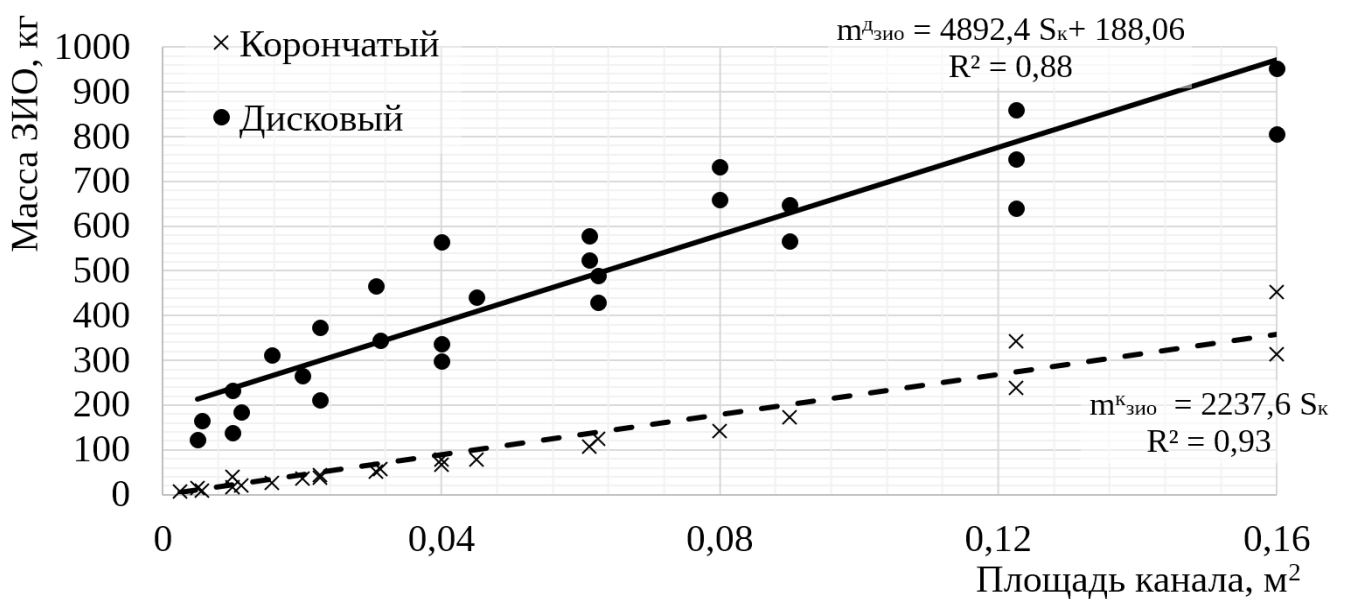


Рисунок 4.11 – Зависимость массы ЗИО от площади законтурного канала

Приняв $M_{ном} = M_{кр}$, после подстановки (4.9) в (4.26), и (4.24–4.26) в (4.23) получена зависимость массы ЗИО с приводом от площади сечения законтурного канала (рисунок 4.11).

Точками на рисунке 4.11 представлены результаты расчета массы ЗИО с приводом. Наличие разброса точек относительно аппроксимирующих кривых связано с тем, что одинаковые площади сечения законтурных каналов могут быть получены при различных значениях высоты и ширины канала, кроме того, влияние на крутящий момент, а, значит, и на массу привода, оказывает число резцов в линиях резания (выражения (4.14) и (4.15)). Крутящий момент определялся для максимальной крепости пород $f=5$ единиц по шкале Протоdjяконова. Для крепости пород 3 и 4 единицы по шкале Протоdjяконова зависимости массы ЗИО от площади канала были получены аналогично и представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Зависимости массы ЗИО от площади законтурного канала при различных крепостях породы

Крепость пород по шкале Протоdjяконова, ед	Дисковый ЗИО		Корончатый ЗИО	
	Зависимость	R^2	Зависимость	R^2
3	$m_{з\text{ио}}^{\partial} = 4115,1 S_{\kappa} + 159,22$	0,88	$m_{з\text{ио}}^{\kappa} = 1619,1 S_{\kappa}$	0,96
4	$m_{з\text{ио}}^{\partial} = 4473,9 S_{\kappa} + 172,91$		$m_{з\text{ио}}^{\kappa} = 1904,5 S_{\kappa}$	0,95
5	$m_{з\text{ио}}^{\partial} = 4892,4 S_{\kappa} + 188,06$		$m_{з\text{ио}}^{\kappa} = 2237,6 S_{\kappa}$	0,93

В соответствии с рисунком 4.11 и таблицей 4.3 масса дискового ЗИО всегда оказывается выше, чем масса корончатого. Дисковый ЗИО имеет диаметр, более чем в два раза превышающий высоту канала, это обуславливает больший требуемый крутящий момент, а, значит, и массу привода с одной стороны и большую массу самого рабочего органа с другой. Два этих фактора приводят к превышению массы дискового ЗИО по сравнению с массой корончатого ЗИО в 2,5 и более раз. На рисунке 4.12 зависимость данного отношения от площади законтурного канала представлена графически.

Анализируя кривые на рисунке 4.12, можно сделать следующие выводы: с увеличением площади канала отношение массы дискового ЗИО к массе коронча-

того снижается; влияние крепости пород на отношение массы дискового ЗИО к массе корончатого незначительно и может не учитываться.

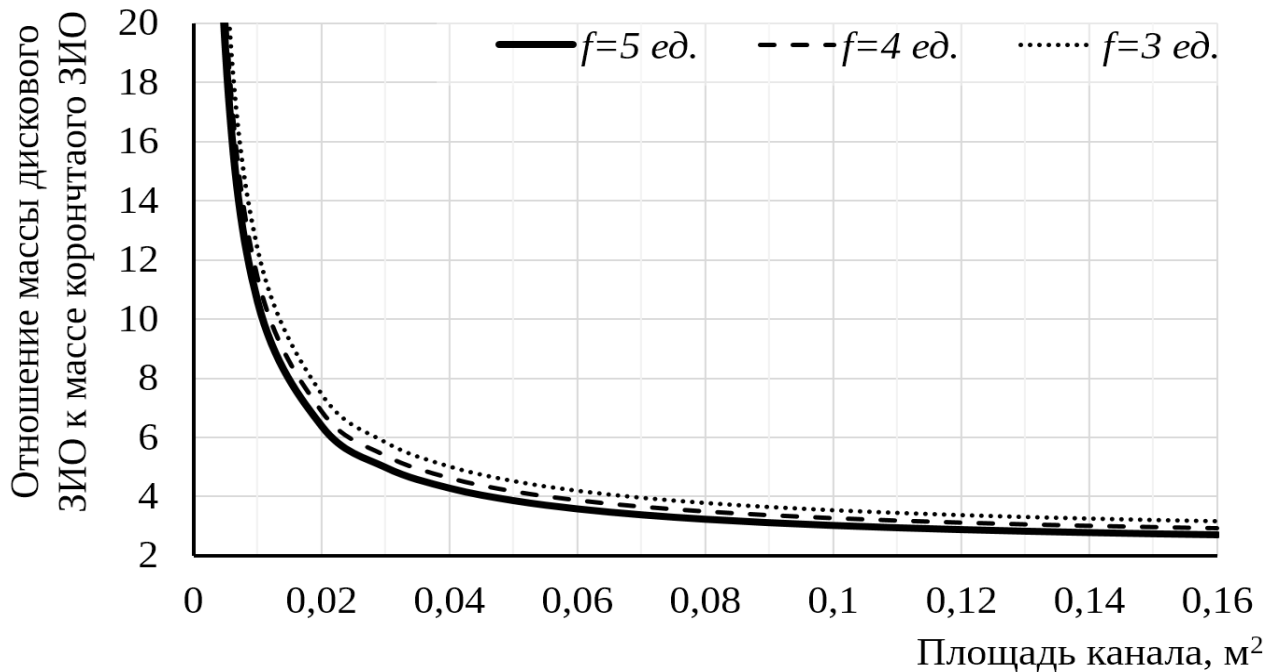


Рисунок 4.12 – Зависимость отношения массы дискового ЗИО к массе корончатого ЗИО от площади законтурного канала

Таким образом, корончатые ЗИО обладают меньшей массой с приводом, чем дисковые, в 2,5–20 раз. При этом меньшим значениям отношения соответствуют большие значения площади поперечного сечения законтурного канала.

Оценить габаритные характеристики возможно сравнением величины выступа ЗИО с приводом во внутреннее пространство геохода, $L_{выс}$, м. Для корончатых ЗИО эта величина может быть принята равной минимальному габариту гидромотора.

$$L_{выс} = L_{min}^{np}, \quad (4.27)$$

где L_{min}^{np} – минимальный габарит гидромотора, м.

При этом полагаем, что именно по минимальному габариту гидромотора привод выступает во внутреннее пространство геохода, а при наличии редуктора его габариты не превышают габариты гидромотора. Для дискового ЗИО не вписывающийся в канал габарит рабочего органа, определится как разность диаметра диска ЗИО и высоты канала:

$$L_{выс}^{\partial} = D_{и.о.д} - h_k. \quad (4.28)$$

В случае, когда величина выступа дискового рабочего органа во внутреннее пространство геохода оказывается меньше минимального габаритного размера гидромотора, величина выступа ЗИО принимается равной минимальному габаритному размеру гидромотора:

$$L_{выс} = \begin{cases} L_{min}^{np}, & L_{min}^{np} \geq L_{выс}^{\partial} \\ L_{выс}^{\partial}, & L_{min}^{np} < L_{выс}^{\partial} \end{cases}. \quad (4.29)$$

Минимальный габаритный размер гидромотора может быть принят на основании аппроксимации данных каталогов (рисунок 4.13) по аналогии с тем, как выше было получено выражение для определения массы гидромоторов.

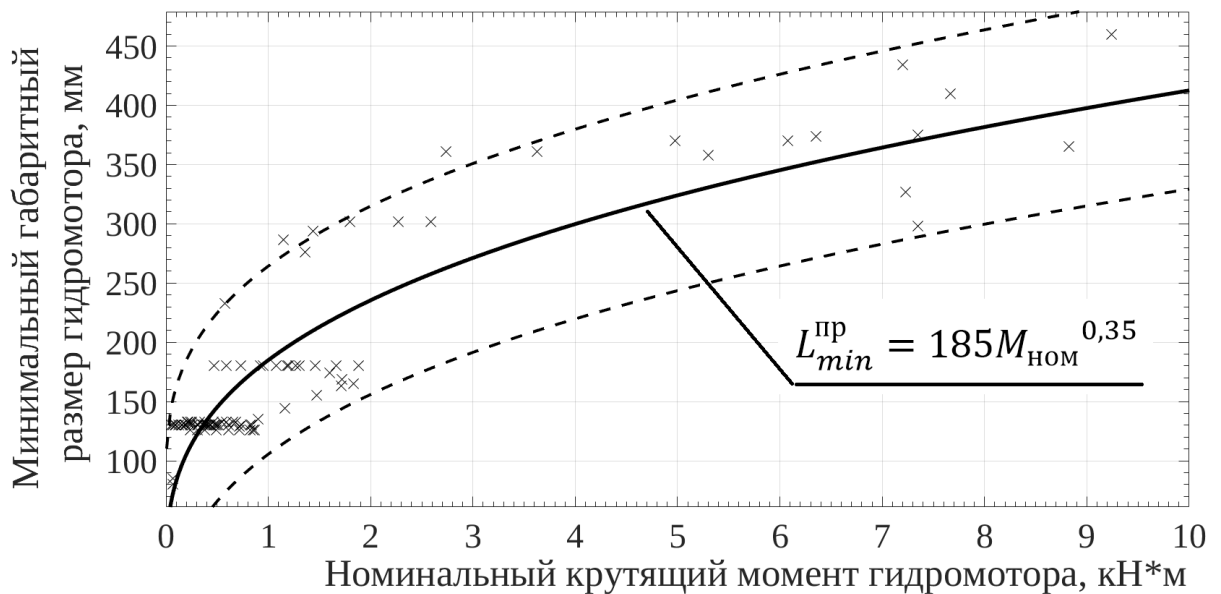


Рисунок 4.13 – Зависимость минимальных габаритных размеров гидромоторов от номинального крутящего момента

Штриховыми линиями на рисунке 4.13 представлены предсказательные интервалы (вероятность – 95 %). Достоверность аппроксимирующей зависимости – 0,81. С учетом определенных ранее значений крутящего момента (рисунок 4.6), а также условия (4.29) были построены зависимости выступа ЗИО с приводом во внутреннее пространство геохода от площади законтурного канала.

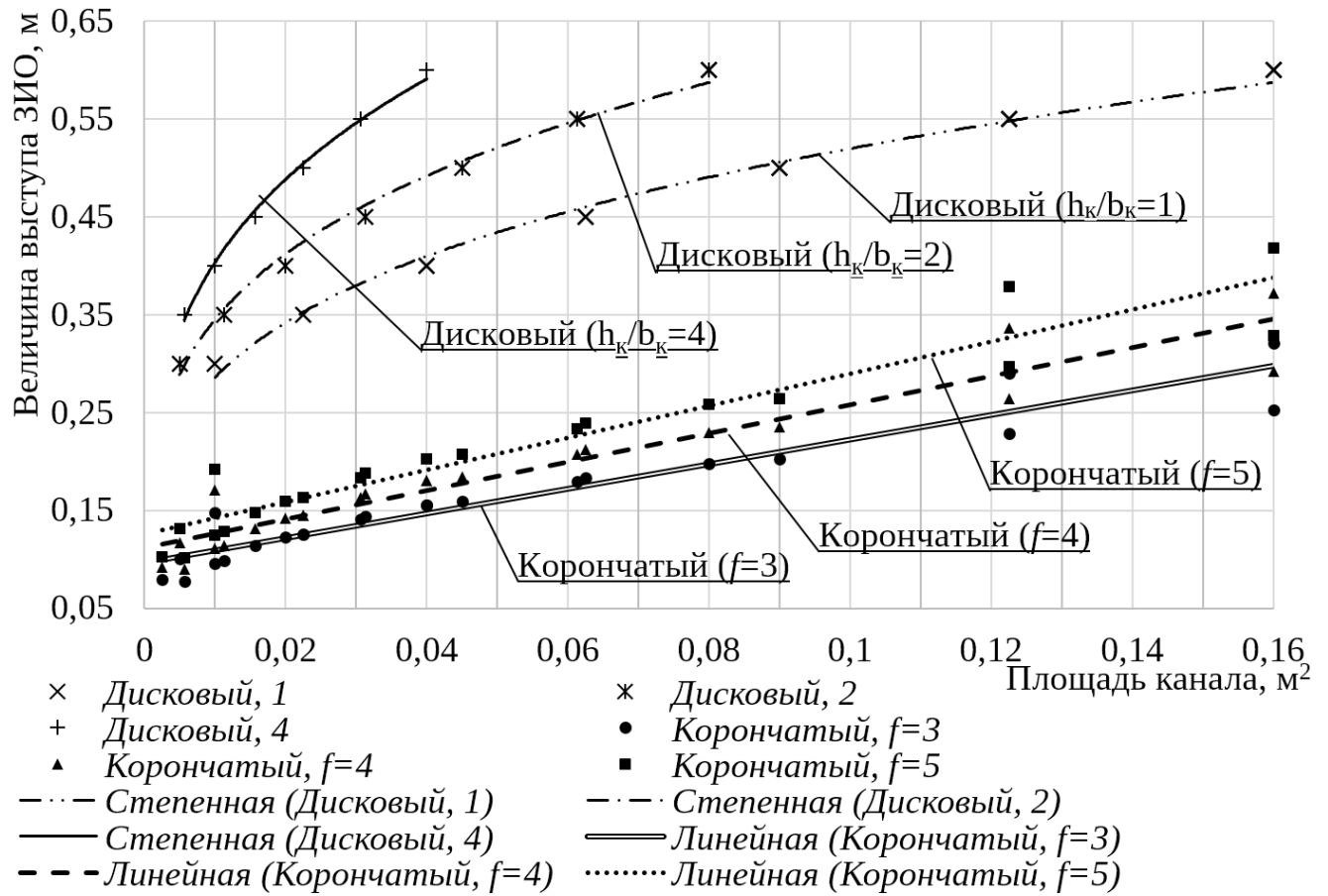


Рисунок 4.14 – Зависимость выступа ЗИО с приводом во внутреннее пространство геолода от площади законтурного канала

Для корончатых ЗИО значения аппроксимируются линейными зависимостями с величинами достоверности аппроксимации 0,91. В случае дисковых ЗИО величина выступа определяется выступом рабочего органа и не зависит от крепости пород. Значительное влияние оказывает соотношение высоты законтурного канала к его ширине (на рисунке 4.14 соотношение указано цифрами в легенде). Значения аппроксимируются степенными зависимостями с величинами достоверностей аппроксимации представленными в таблице 4.4.

Анализируя полученные зависимости, можно заключить: при равных значениях площади канала выступ дискового ЗИО с приводом во внутреннее пространство геолода в 2–4 больше, чем корончатого ЗИО.

Оценить вписываемость ЗИО во внутреннее пространство геолода в общем виде не представляется возможным, так как такая оценка потребует учета значи-

тельного числа параметров (диаметр геолода, крепость породы, параметры законтурных элементов, размещение оборудования внутри секций и др.).

Таблица 4.4 – Зависимости выступа ЗИО с приводом во внутреннее пространство геолода от площади законтурного канала

Тип ЗИО	Крепость пород по шкале Протодяконова, ед	Отношение высоты канала к его ширине	Зависимость	R ²
Корончатый	3	1,2,4	$L_{\text{выс}} = 1,259 S_k + 0,097$	0,91
	4		$L_{\text{выс}} = 1,457 S_k + 0,112$	
	5		$L_{\text{выс}} = 1,639 S_k + 0,126$	
Дисковый	3, 4, 5	1	$L_{\text{выс}} = 0,946 S_k^{0,260}$	0,99
		2	$L_{\text{выс}} = 1,120 S_k^{0,256}$	
		4	$L_{\text{выс}} = 1,433 S_k^{0,275}$	1,00

В работе [148] установлен минимальный габарит свободного внутреннего пространства для одного из вариантов трансмиссии геолода. Допустимая величина занимаемого радиуса [85, 149] может представлена в виде зависимости от диаметра геолода:

$$R_{\text{св.н}} = k_{\text{св.н}} R_z, \quad (4.30)$$

где $k_{\text{св.н}}$ – коэффициент допустимого занимаемого пространства.

Коэффициент $k_{\text{св.н}}$ показывает, какая часть внутреннего пространства геолода должна оставаться свободной, и принимается равным 0,6-0,7 [149]. Тогда доступный для размещения ЗИО радиальный размер может быть представлен в виде:

$$R_{\text{дон}} = R_z - R_{\text{св.н}} \quad (4.31)$$

или с учетом $k_{\text{св.н}} = 0,7$:

$$R_{\text{дон}} = 0,3 R_z. \quad (4.32)$$

Условие размещения ЗИО без перекрытия свободного внутреннего пространства:

$$R_{\text{дон}} \geq L_{\text{выс}}. \quad (4.33)$$

Для примера рассмотрим размещение дискового и корончатого ЗИО при крепости пород $f = 5$ ед. по шкале Протоdjяконова. На рисунке 2.3 представлены зависимости проектной высоты канала от диаметра геoxода. Принимая максимальную ширину законтурного канала равной его высоте, возможно оценить вписываемость ЗИО в свободное внутреннее пространство геoxода (рисунок 4.15). Кривые "Дисковый" и "Корончатый, $f = 5$ " на рисунке 4.15 соответствуют одноименным кривым на рисунке 4.14, которые с учетом выражений (4.32) и (4.33) представлены в виде зависимости от диаметра геoxода. Кривые ограничивают сверху область, размещение в которой ЗИО при обеспечении $k_{св.п} = 0,7$ невозможно. Кривые "ЭП, 3 лопасти" и "ВД, 1 лопасть" соответствуют одноименным на рисунке 2.3 и отражают максимальные значения требуемой площади канала в зависимости от диаметра геoxода.

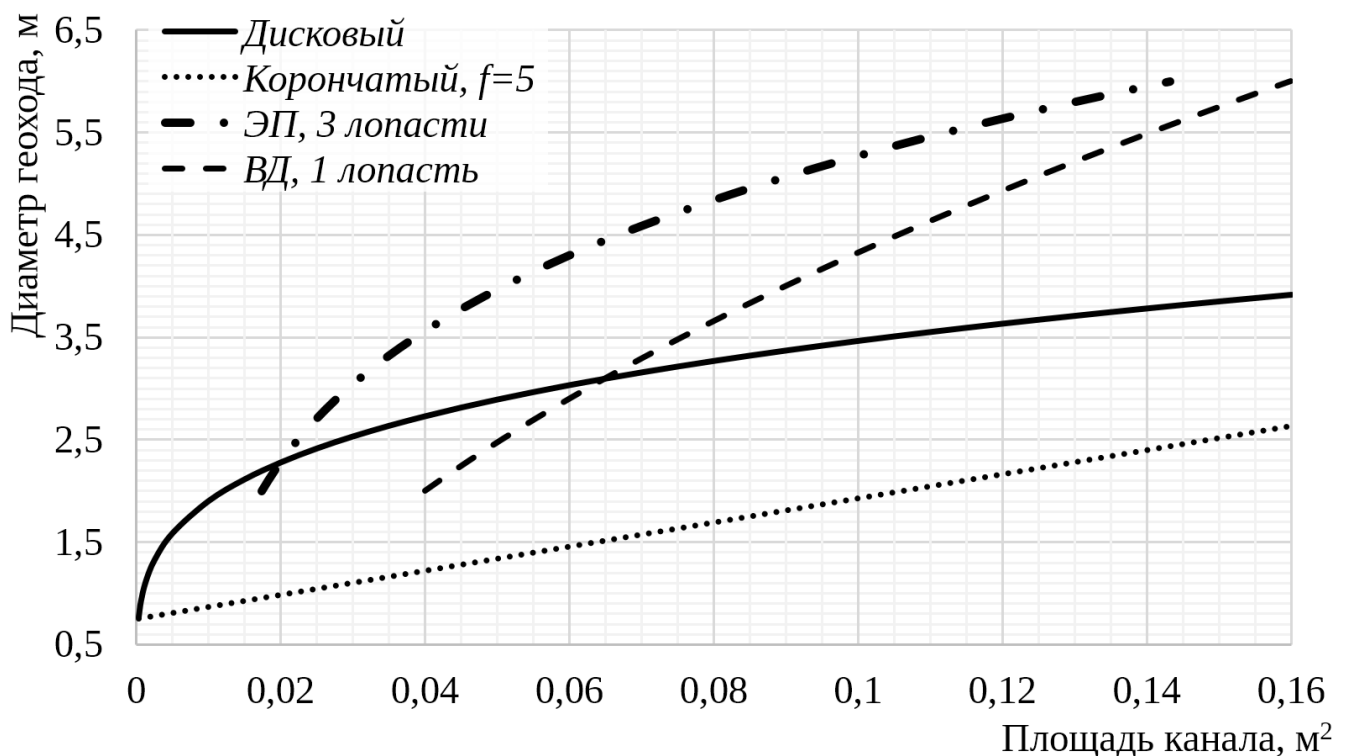


Рисунок 4.15 – Оценка вписываемости ЗИО с приводом во внутреннее пространство геoxода

Анализируя графики на рисунке 4.15 и их пересечения можно заключить:

- при площади законтурного канала более $0,02 \text{ м}^2$, диаметре геохода менее $2,3 \text{ м}$ и трех лопастях ЭП дисковый ЗИО ЭП не обеспечит внутреннее свободное пространство с коэффициентом $k_{св.н}=0,7$;
- при площади законтурного канала более $0,065 \text{ м}^2$, диаметре геохода менее $3,1 \text{ м}$ и одной лопасти ВД дисковый ЗИО ВД не обеспечит свободное внутреннее пространство с коэффициентом $k_{св.н}=0,7$;
- корончатый ЗИО с приводом может быть размещен с обеспечением необходимого свободного внутреннего пространства с коэффициентом $k_{св.н}=0,7$.

Данные выводы являются примером результатов исследования вписываемости ЗИО с приводом во внутреннее пространство геохода, проведение которого рационально на ранних этапах проектирования (при выборе схемных решений) и подтверждают, сформулированный ранее вывод о предпочтительности корончатого ЗИО дисковому по параметру вписываемости ЗИО с приводом во внутреннее пространство геохода.

4.4 Исследование результирующих усилий от работы законтурных исполнительных органов

Исследование результирующих усилий необходимо для разработки конструкций креплений и опор приводов ЗИО, а также для оценки нагрузок, возникающих на трансмиссии геохода, от работы ЗИО.

Исследование может быть проведено с помощью разработанной компьютерной модели либо с помощью полученных ранее для верификации модели зависимостей (таблица 3.11). С учетом числа вариантов схемных решений, диаметров геоходов, диапазона крепостей пород, вариантов размещения и количества ЗИО общее число таких компьютерных моделей в исследовании окажется около 2000. В то же время определение результирующих усилий аналитически по выражениям, полученным ранее (таблица 3.10) достаточно трудоемко, поэтому рационально определить с помощью компьютерного моделирования усилия в си-

стеме координат, связанной с оболочкой геохода, (рисунок 3.13) для каждого из схемных решений и затем оценить их влияние на геоход по зависимостям, представленным в таблице 3.11. Некоторые выводы могут быть получены на основании анализа выражений в таблице 3.11 с учетом направлений и значений усилий и моментов в системе координат ЗИО, входящих в виде составляющих по координатам в выражения в таблице 3.11. Значения результирующих усилий зависят от большого числа факторов, связанных как с размещением режущего инструмента, так и со значениями текущих усилий на единичных резцах. Это не позволяет получить упрощенные теоретические зависимости для определения результирующих усилий, как это было сделано ранее для других параметров. Результаты определения усилий позволяют оценить порядок получаемых величин, а также направление действия результирующих усилий.

На рисунке 4.16 представлены зависимости результирующих усилий по оси ou в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для дисковых и корончатых ЗИО и их аппроксимации.

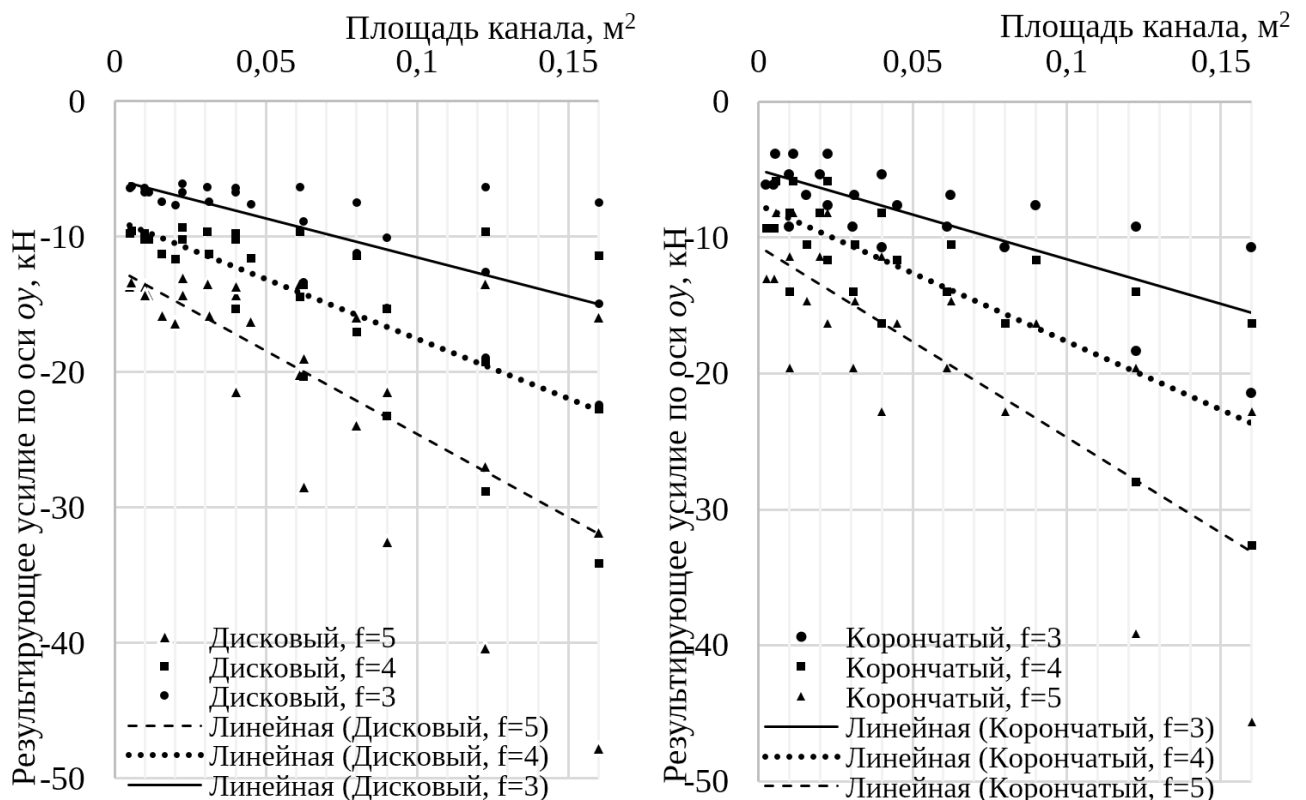


Рисунок 4.16 – Зависимость результирующих усилий по оси ou в системе координат ЗИО от площади законтурного канала

Линии на рисунке 4.16 являются линейными аппроксимирующими зависимостями для точек. Точками представлены полученные в результате моделирования значения. Как уже было отмечено, на результирующие усилия влияет ряд параметров, и оценка данных зависимостей не входит в задачи исследования. Прямые приводятся для наглядности представления получаемых результатов, и использовать аппроксимирующие зависимости для нахождения усилий невозможно. По этой причине функции линейных зависимостей и значения достоверностей аппроксимаций в работе не приводятся.

Осевое усилие на геоходе для ЗИО ЭП определяется только результирующим усилием по оси ou , которое присутствует для обоих типов ЗИО (таблица 3.11). Анализируя рисунок 4.16 с учетом рисунков 3.13, 3.1 и таблицы 3.11, можно заключить: для ЗИО ЭП осевое усилие на геоходе от работы ЗИО (независимо от типа) направлено против направления подачи геохода, зависит от крепости пород и имеет приблизительно одинаковые значения для корончатых и дисковых ЗИО. В случае схем с несколькими ЗИО ЭП осевые усилия на геоходе от их работы будут суммироваться.

Для ЗИО ВД на осевое усилие на геоходе, помимо усилий по оси ou , оказывают влияние усилия по оси ox и угол подъема винтовой линии β . Диапазон изменения угла подъема составляет от 4 до 18 градусов [85]. Усилия по оси ox для дискового ЗИО являются проекциями боковых усилий на резцах, которые уравновешиваются и могут не учитываться [117]. Таким образом, для дискового ЗИО ВД осевое усилие на геоходе от работы ЗИО направлено против направления подачи геохода и может быть представлено в виде:

$$R_c = - \sum_{i=1}^{n_{\text{од}}} (0,07 \div 0,31) P_{oy}. \quad (4.34)$$

Так как ОСК корончатого ЗИО была принята с учетом направления вращения коронки (рисунок 3.3, б), направление вращения коронки определит направление усилий по оси ox для корончатого ЗИО, что подтверждается результатами моделирования. Абсолютные значения усилий по оси ox при этом будут одинаковыми независимо от направления вращения. Для направления вращения, ука-

занного на рисунке 3.13, б, результирующие усилия по оси ox имеют отрицательное направление (рисунок 4.17).

С учетом диапазона углов подъема винтовой линии, а также возможных направлений вращения коронок выражение для определения осевого усилия на геоходе от работы корончатого ЗИО ВД может быть представлено в виде:

$$R_c = - \sum_{i=1}^{n_{\text{гд}}} (0,07 \div 0,31) P_{oy} \pm (1,00 \div 0,95) |P_{ox}|. \quad (4.35)$$

В выражении (4.35) знак "+" принимается для положительного направления вращения коронки (соответствует указанному на рисунке 3.13, б), а знак "-" для противоположного – отрицательного.

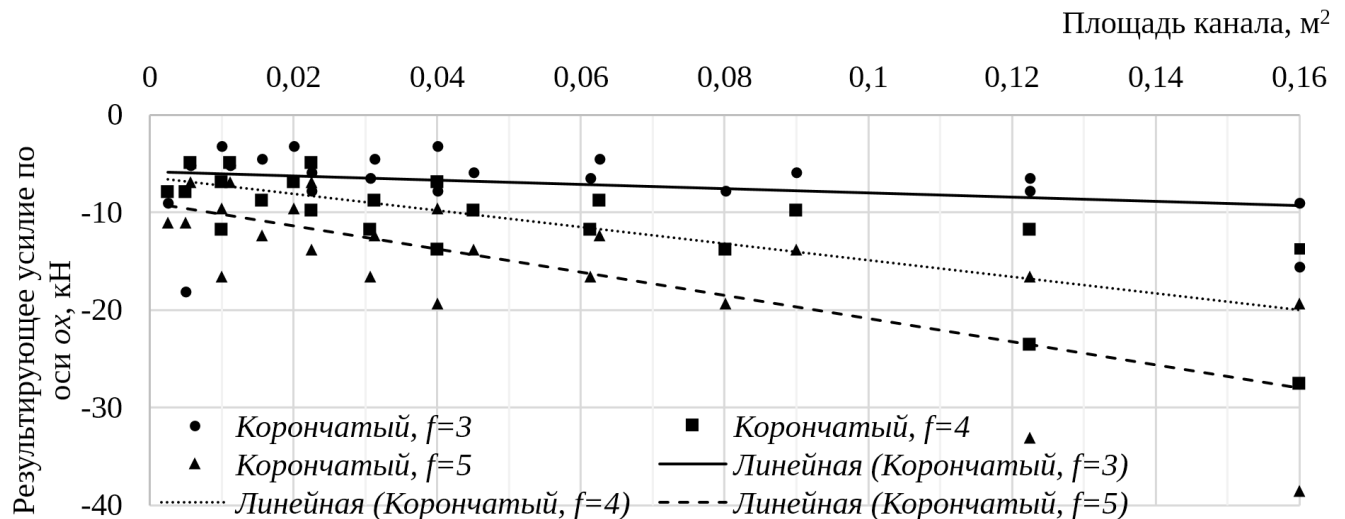


Рисунок 4.17 – Зависимость результирующих усилий по оси ox в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для корончатого ЗИО

Так как абсолютные значения усилий по осям ox и oy сопоставимы, с учетом выражения (4.34) для корончатых ЗИО ВД можно заключить:

- осевое усилие на геоходе при положительном направлении вращения коронки направлено в сторону подачи геохода, при отрицательном направлении вращения коронки – против направления подачи геохода;
- абсолютные значения осевого усилия на геоходе несколько ниже, чем на дисковом, при положительном вращении коронки, и выше при отрицательном направлении вращения коронки;

- в случае схем с несколькими ЗИО ВД осевые усилия на геоходе от их работы будут суммироваться;
- при схемах с четным количеством корончатых ЗИО ВД осевое усилие на геоходе может быть компенсировано, в значительной степени, противоположными направлениями вращения коронок.

Результирующие усилия в плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода, определяются одинаково для ЗИО ЭП и ЗИО ВД (таблица 3.11). При этом для корончатых ЗИО усилия по оси oz являются проекциями боковых усилий на резцах, что позволяет пренебрегать этой составляющей. Тогда для корончатых ЗИО независимо от назначения имеем:

$$R_{\text{зио}} = 0. \quad (4.36)$$

Для дисковых ЗИО ВД по результатам моделирования установлено, что зависимость усилия по оси oz от площади или ширины законтурного канала отсутствуют, а результаты имеют близкое к нормальному распределение (рисунок 4.18) со средними значениями 1,33 кН при $f=3$, 2,03 кН при $f=4$ и 2,84 кН при $f=5$.

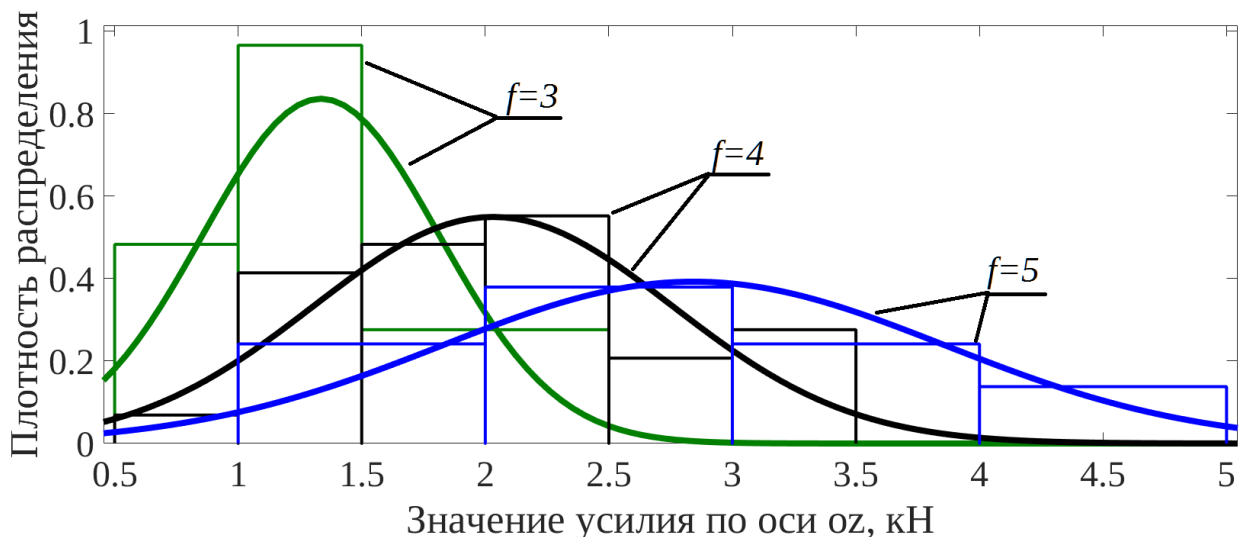


Рисунок 4.18 – Распределение результирующих усилий по оси oz для дискового ЗИО

Такая особенность, связана с углом охвата дисковых ЗИО (рисунок 2.16, б). Усилия резания и подачи при максимальной глубине резания проецируются, главным образом, на ось ou , что приводит к малым значениям результирующих по

оси oz . Схемы расположения ЗИО, как правило, предполагают симметричное их расположение относительно оси геохода, что приведет к компенсации результирующих усилий в плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода, и позволяет не учитывать эту составляющую при оценке нагрузок на трансмиссию геохода.

Момент на секции геохода от работы дискового ЗИО ЭП с учетом отсутствия усилий по оси ox может представлен в виде:

$$M_c = \sum_{i=1}^{n_{\text{эл}}} (M_{oy}) . \quad (4.37)$$

В соответствии с таблицей 3.10 плечом для момента вокруг оси ou является величина высоты резца от основания ЗИО t_i , что обуславливает относительно низкие значения момента вокруг оси ou . Зависимость результирующего момента вокруг оси ou в системе координат ЗИО от площади законтурного канала представлена на рисунке 4.19.

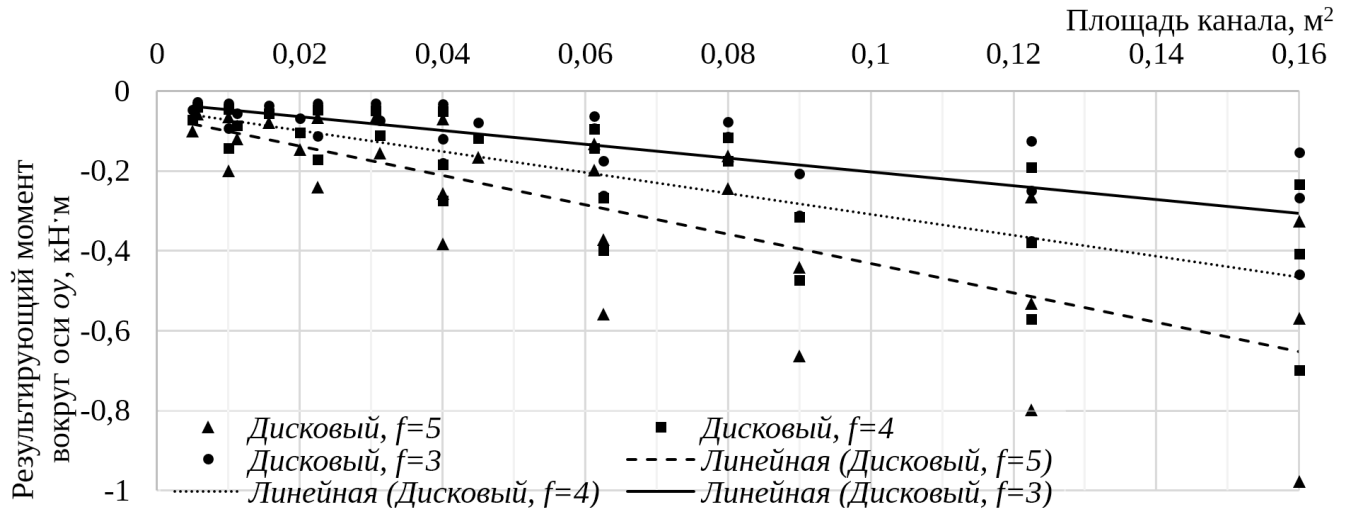


Рисунок 4.19 – Зависимость результирующего момента вокруг оси ou в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для дискового ЗИО

Анализируя значения на рисунке 4.19 с учетом выражения (4.37), можно заключить для дискового ЗИО ЭП: момент на секции геохода от работы дискового ЗИО ЭП не зависит от радиуса геохода и сонаправлен с вращением геохода. Относительно невысокие абсолютные значения момента на секции геохода от работы дискового ЗИО ЭП позволяют пренебрегать в расчетах данной величиной.

Так, при максимальной площади канала момент на секции геохода от четырех дисковых ЗИО ЭП составит менее 1 % от необходимого вращающего момента для минимального из рассматриваемых радиусов геохода (таблица 2.1).

Для корончатых ЗИО, как было отмечено ранее, направление усилий по оси ox определится направлением вращения коронки. По тем же причинам момент вокруг оси oy имеет направление, зависящее от направления вращения коронки. На рисунке 4.20 представлена зависимость результирующего момента вокруг оси oy в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для корончатого ЗИО при направлении вращения, соответствующем принятому на рисунке 3.13, в.

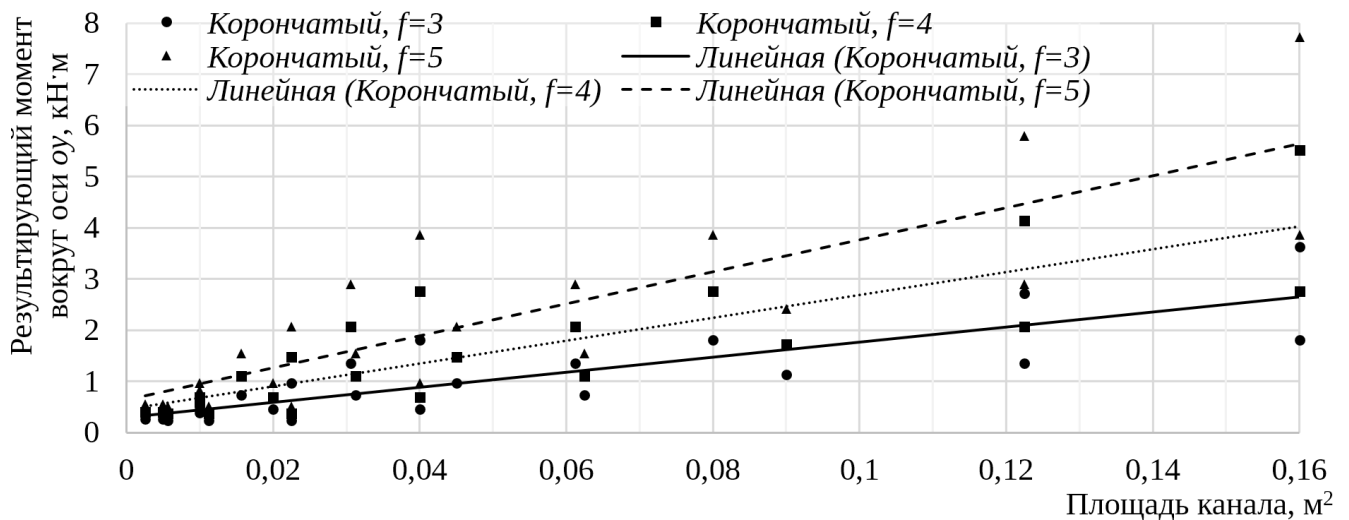


Рисунок 4.20 – Зависимость результирующего момента вокруг оси oy в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для корончатого ЗИО

С учетом возможных направлений вращения коронки выражение для определения момента на секции геохода от работы корончатого ЗИО ЭП примет вид:

$$M_c = - \sum_{i=1}^{n_{\text{эл}}} \left(\pm |P_{ox}| R_z \pm |M_{oy}| \right). \quad (4.38)$$

В выражении (4.38) нижний знак принимается для положительного направления вращения коронки (соответствует указанному на рисунке 3.13, в), а верхний – для противоположного направления вращения.

Абсолютные значения усилия по оси ox (рисунок 4.17) для корончатого ЗИО достигают 30-40 кН, что с учетом максимального из рассматриваемых радиусов геохода (2,8 м) приведет к значениям момента на секции геохо-

да 80-120 кН·м от одного ЗИО. При четырех ЗИО ЭП момент на секции геохода от работы ЗИО в этом случае составит 10 % от максимального крутящего момента, развиваемого трансмиссией геохода (таблица 2.1).

Таким образом, выбором направления вращения корончатого ЗИО ЭП может быть создан дополнительный момент на секции геохода требуемого направления, либо может быть полностью скомпенсирован при четном числе коронок. Данная особенность может быть использована для корректировки углового положения хвостовой секции геохода при применении реверсивного привода и сменных разнонаправленных коронок или двухлезвийного инструмента.

Для дискового ЗИО ВД с учетом принятых ранее допущений момент на секции геохода может быть представлен в виде:

$$M_c = \sum_{i=1}^{n_{\text{од}}} (M_{ox} - P_{oy} R_z) \cos(\beta). \quad (4.39)$$

Так как момент вокруг оси ox для дискового ЗИО является приводным моментом и был исследован ранее, а также с учетом диапазона изменения угла подъема винтовой линии, выражение (4.39) примет вид:

$$M_c = \sum_{i=1}^{n_{\text{од}}} (1,00 \div 0,95) (a_2 S_k - P_{oy} R_z). \quad (4.40)$$

Анализируя выражение (4.40) с учетом рисунков 4.6 и 4.16 можно заключить: момент на секции геохода от работы дискового ЗИО ВД направлен против вращения геохода и линейно зависит от его радиуса и площади канала. Абсолютные значения момента на секции геохода в рассмотренных диапазонах параметров изменяются от 8 кН·м до 150 кН·м для одного ЗИО. При наличии нескольких дисковых ЗИО результирующие моменты на секции суммируются.

С учетом диапазона изменения угла подъема винтовой линии выражение для определения момента на секции геохода для корончатого ЗИО ВД примет вид:

$$M_c = \sum_{i=1}^{n_{\text{од}}} (1,00 \div 0,95) (M_{ox} - P_{oy} R_z) - (0,07 \div 0,31) (\pm |M_{oy}| \pm |P_{ox}| R_z). \quad (4.41)$$

В выражении (4.41) нижний знак принимается для положительного направления вращения коронки (соответствует указанному на рисунке 3.13, в), а верхний – для противоположного направления вращения. Для корончатых ЗИО момент на секции геохода в наибольшей степени определяется усилием по оси ou и радиусом геохода, так как значения результирующего момента вокруг оси ox принимают относительно сравнительно невысокие значения (рисунок 4.21).

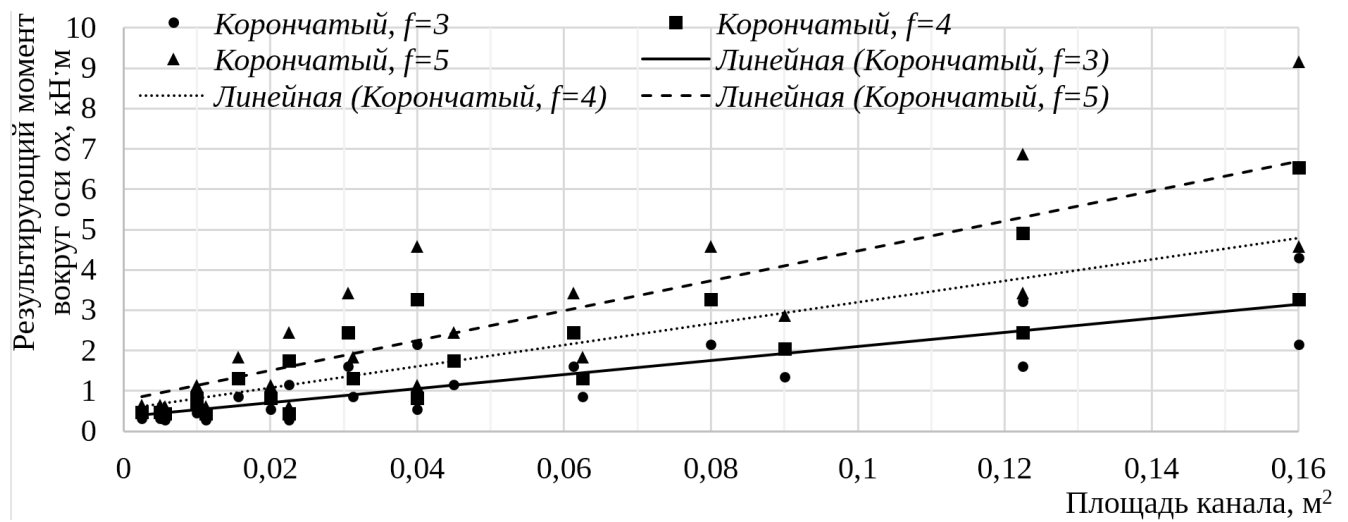


Рисунок 4.21 – Зависимость результирующего момента вокруг оси ox в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для корончатого ЗИО

При положительном направлении вращения корончатого ЗИО ВД, обеспечивающим, как было показано ранее, осевое усилие на геоходе, сонаправленное со скоростью подачи геохода, усилие по оси ox будет участвовать в создании дополнительного момента, направленного против вращения геохода, что при значениях угла подъема винтовой линии более 6 градусов может привести к увеличению момента на секции геохода на 10-30 % по сравнению с дисковым ЗИО ВД.

Таким образом, момент на секции геохода от работы корончатого ЗИО ВД направлен против вращения геохода и линейно зависит от его радиуса. При углах подъема винтовой линии до 6 градусов целесообразно принимать направление вращения корончатого ЗИО ВД положительным, при больших углах подъема для выбора направления вращения коронки необходимо рассматривать предпочтительность создания большего осевого усилия, либо большего момента на секции геохода. При четном числе корончатых ЗИО ВД и разнонаправленном их враще-

нии составляющие момента от усилия по оси ox компенсируются, обеспечивая такой же момент на секции геохода, как и при дисковых ЗИО ВД.

Обобщая полученные, выводы можно заключить:

- результирующее усилие в плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода, отсутствует для корончатых ЗИО и принимает значения до 3 кН для дисковых ЗИО независимо от назначения ЗИО;
- осевое усилие на геоходе от ЗИО ЭП направлено против подачи геохода и имеет приблизительно одинаковые значения для дисковых и корончатых ЗИО;
- осевое усилие на геоходе от ЗИО ВД направлено против направления подачи геохода для дискового ЗИО и линейно зависит от числа ЗИО. Для корончатых ЗИО направление осевого усилия на геоходе определяется направлением вращения коронок. Осевое усилие на геоходе от корончатых ЗИО может быть частично скомпенсировано при четном числе коронок и противоположном направлении их вращения;
- момент на секции геохода от работы ЗИО ЭП для дискового ЗИО мал и может не учитываться, а для корончатого ЗИО определяется направлением вращения коронок и может быть полностью скомпенсирован при четном числе коронок;
- момент на секции геохода от работы ЗИО ВД направлен против вращения геохода и линейно зависит от его радиуса для обоих типов ЗИО.

4.5 Пример разработки законтурных исполнительных органов для опытного образца геохода

Ранее в работе получены зависимости, использование которых позволит производить разработку схемных решений ЗИО, а также определять их основные параметры. В качестве примера рассмотрены разработка схемных решений и определение основных параметров ЗИО для опытного образца геохода диаметром 3,2 м. Исходные данные для расчета представлены в таблице 4.5. Схема расстановки и количество ЗИО на геоходе соответствует схеме на рисунке 3.5.

Для представленных в таблице 4.5 исходных данных необходимо разработать схемные решения дискового и корончатого ЗИО ЭП и ЗИО ВД, определить основные параметры, сравнить и принять решение о дальнейшей конструктивной проработке вариантов.

Таблица 4.5 – Исходные данные для разработки ЗИО геохода

Наименование параметра	Значение		Единица измерения
Диаметр геохода	3,2		м
Крепость породы по Протодяконову	5		ед.
Угол подъема винтовой лопасти	4,55		град
Частота вращения геохода	0,1		об/мин
Шаг винтовой лопасти внешнего движителя	0,8		м
	ЭП	ВД	
Высота канала	0,25	0,2	м
Ширина канала	0,2	0,2	м
Площадь канала	0,05	0,04	м ²

В качестве режущего инструмента принята режущая часть резца РП-3 с параметрами, представленными в таблице 2.5. Результаты выбора и определения основных параметров схемных решений представлены в виде таблиц с указанием использованных при определении параметра формул и/или рисунков. В таблице 4.6 представлены общие параметры схемных решений, в таблице 4.7 – параметры дискового ЗИО, а в таблице 4.8 – корончатого.

Таблица 4.6 – Общие параметры схемных решений

Параметр	Ссылка		Значение
	формула	рисунок	
Максимальная глубина резания, мм	-	-	16
Максимальная скорость резания, м/с	-	-	2
Оптимальный шаг резания, мм	2.37	-	30
Скорость подачи ЗИО ЭП, м/мин	2.16, 2.12	2.6	0,08
Скорость подачи ЗИО ВД, м/мин	2.18	2.6	1,13
Теоретическая производительность ЗИО ЭП, м ³ /мин	4.18	-	0,004
Теоретическая производительность ЗИО ВД, м ³ /мин	4.18	-	0,045
Максимальное усилие резания на единичном резце, Н	2.43	4.7	5086,43

Скорость и глубина резания приняты на основании рекомендаций, а также результатов представленных выше исследований, подтверждающих возможность реализации и целесообразность принятия таких значений параметров.

Таблица 4.7 – Параметры схемного решения дискового ЗИО

Параметр	Ссылка		Значение	
	формула	рисунок	ЗИО ЭП	ЗИО ВД
Диаметр, м	2.24	2.14	0,7	0,6
Высота, м	-	-	0,2	
Угол охвата, град	2.31	2.17	74,1	71,5
Минимальное число резцов на ЗИО для обеспечения коэффициента вариации не ниже 20 %, шт	-	2.27	12	13
Число резцов в линиях резания	2.34	2.22	1	2
Число линий резания	2.38	-	7	
Общее число резцов, необходимое для реализации требуемой производительности	2.33	-	7	14
Общее число резцов, принятое с учетом минимального коэффициента вариации	2.33	-	14	
Частота вращения ЗИО, об/мин	2.34	-	2,51	35,43
Действительная скорость резания, м/с	2.35	-	0,09	0,37

Для дискового ЗИО ЭП необходимое по производительности число резцов оказалось недостаточным по условию обеспечения коэффициента вариации, поэтому принято удвоенное число резцов в линиях резания и общее число резцов для дисковых ЗИО ЭП и ВД одинаково, несмотря на различные значения скоростей подачи. Схемные решения дисковых ЗИО для ЭП и ВД отличаются только диаметром.

Расстановка резцов должна обеспечивать равномерность крутящего момента, поэтому производится с равными угловыми отставаниями резцов и шагами резания. Параметры расстановки резцов на дисковых ЗИО представлены в таблице 4.9.

Таблица 4.8 – Параметры схемного решения корончатого ЗИО

Параметр	Ссылка		Значение	
	ф-ла	рис.	ЗИО ЭП	ЗИО ВД
Диаметр, м	-	-	0,2	
Высота, м	-	-	0,25	0,2
Угол охвата, град	-	-	180	
Число резцов в линиях резания, шт	2.34	2.21	1	
Число линий резания, шт	2.38	-	9	7
Общее число резцов, шт	2.33	-	9	7
Частота вращения ЗИО, об/мин	2.34	-	5,01	70,86
Действительная скорость резания, м/с	2.35	-	0,05	0,74
Коэффициент вариации крутящего момента, %	-	2.25	0,5	1

Таблица 4.9 – Параметры расстановки резцов на дисковом ЗИО

Номер резца	1	2	3	4	5	6	7	8
Высота от основания, м	0		0,034		0,067		0,1	
Угол установки резца, град	0	180	25,71	205,71	51,42	231,42	77,13	257,13
Номер резца	9	10	11	12	13	14		
Высота от основания, м	0,134		0,167		0,2			
Угол установки резца, град	102,84	282,84	128,55	308,55	154,26	334,26		

Корончатые ЗИО ВД и ЭП имеют различную высоту и схемы расстановки резцов. В таблице 4.10 представлены параметры схем расстановок резцов на корончатых ЗИО ВД и ЭП.

Таблица 4.10 – Параметры расстановки резцов на дисковом ЗИО

Номер резца		1	2	3	4	5	6	7	8	9
ЭП	Высота от основания, м	0	0,032	0,063	0,094	0,125	0,157	0,188	0,219	0,25
	Угол установки резца, град	0	40	80	120	160	200	240	280	320
ВД	Высота от основания, м	0	0,034	0,067	0,1	0,134	0,167	0,2		
	Угол установки резца, град	0	51,43	102,86	154,29	205,72	257,15	308,58		

Таким образом, сформировано четыре схемных решения ЗИО. Определение основных параметров может быть реализовано с помощью полученных ранее зависимостей или же с помощью разработанной компьютерной модели. В таблице 4.11 представлены результаты определения основных параметров ЗИО по полученным теоретическим зависимостям.

Таблица 4.11 – Результаты определения основных параметров ЗИО по полученным теоретическим зависимостям

	Ссылка		ЗИО ЭП		ЗИО ВД	
	ф-ла	рис.	диск.	корон.	диск.	корон.
Суммарный путь трения, м/м	4.2, 4.7, 4.8	4.3	207,27	164,72	157,03	131,78
Требуемый крутящий момент, Н·м	4.9, 4.14, 4.15	4.6	2879,54	1358,27	2303,63	1086,62
Удельная энергоёмкость разрушения, кВт·ч/м ³	4.21, 4.22	4.9	3,14	2,96	3,14	2,96
Масса ЗИО с приводом, кг	4.23	4.11	432,68	111,88	383,76	89,50
Выступ ЗИО с приводом во внутреннее пространство геохода, м	4.28	4.14	0,45	0,2	0,4	0,18
Коэффициент допустимого занимаемого пространства	4.30	-	0,72	0,88	0,75	0,89
Мощность на резания, кВт	4.16	-	0,76	0,71	8,55	8,06
Момент на секции геохода от работы ЗИО, кН·м	4.37, 4.38, 4.40, 4.41	4.16 - 4.21	0	(70÷150)	(40÷80)	(30÷90)
Осевое усилие на геоходе от работы ЗИО, кН	(таблица 3.11), 4.34,		(50÷90)	(50÷90)	(2÷3,5)	(-16÷-38)
Результирующее усилие в плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода, кН	4.18		0	0	0	0

Для результирующих усилий и моментов в таблице 4.11 представлены не конкретные значения, а их диапазоны, определенные по рисунками 4.16-4.21 с учетом разбросов. Определение диапазонов значений позволяет предварительно, не производя расчетов или моделирования, оценить порядок значений и направление действия результирующих усилий и моментов. Уточненные значения результирующих усилий и моментов были определены для рассматриваемых вариантов с помощью моделирования и представлены в таблице 4.12.

Таблица 4.12 – Результаты определения результирующих усилий и моментов от работы ЗИО с помощью компьютерной модели

	ЗИО ЭП		ЗИО ЭП	
	дисковый	коронч.	дисковый	коронч.
Момент на секции геохода от работы ЗИО, Н·м	0	101130,74	49305,69	35166,53
Осевое усилие на геоходе от работы ЗИО, Н	59342,02	49221,40	2235,60	-20177,52
Результирующее усилие в плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода, Н	0	0	0	0

Сравнение значений, представленных в таблице 4.12 с диапазонами этих же значений в таблице 4.11, показывает корректность и применимость выражений для определения результирующих усилий и моментов.

Корончатые ЗИО обеспечивают меньшие значения суммарного пути трения, требуемого крутящего момента, удельной энергоемкости разрушения забоя, массы ЗИО с приводом, выступа ЗИО с приводом во внутреннее пространство геохода, а также допустимые значения результирующих усилий и моментов. Это обусловило выбор ЗИО корончатого типа для опытного образца геохода на этапе разработки эскизного проекта (рисунок 4.22).

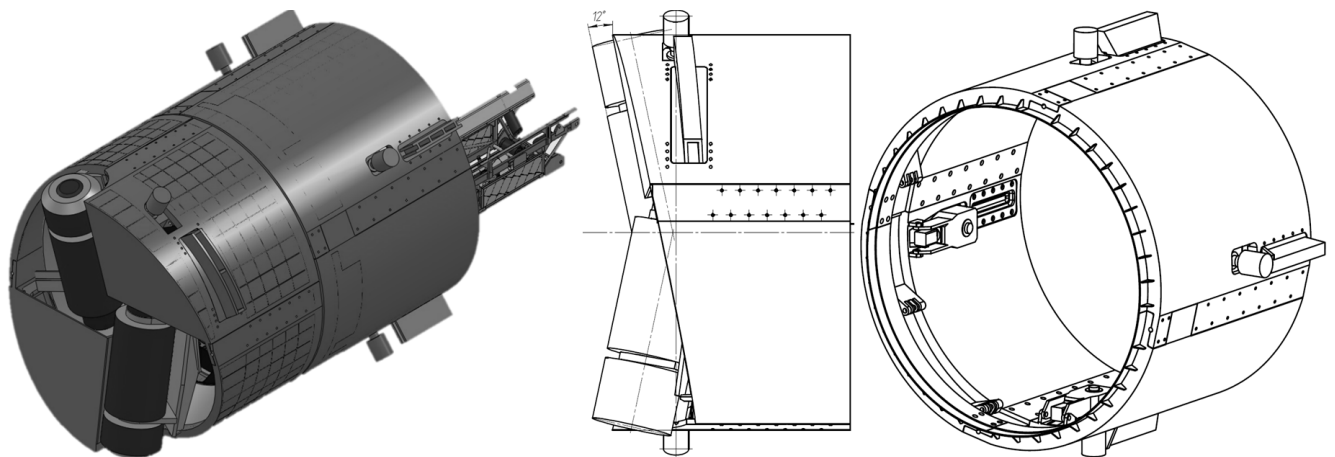


Рисунок 4.22 – Эскизы опытного образца геохода с корончатыми ЗИО

Конструктивная проработка решений потребовала внесения ряда изменений в конструкцию ЗИО:

- принята схема с цилиндрическим редуктором для ЗИО ВД и ЗИО ЭП (рисунок 4.23), конструкция крепления привода ЗИО при этом обеспечивает доступ к рабочему органу для его контроля и замены;
- в связи с принятым решением об изменении сечения лопастей на трапециевидальные, конструкция коронок изменена с цилиндрической на коническую;
- число резцов в линиях резания увеличено до двух, изменена схема набора (четыре угла отставания между резцами, рисунок 4.24).



Рисунок 4.23 – Привод ЗИО опытного образца геохода

Изменение числа резцов в линиях резания связано с особенностями работы опытного образца геохода.

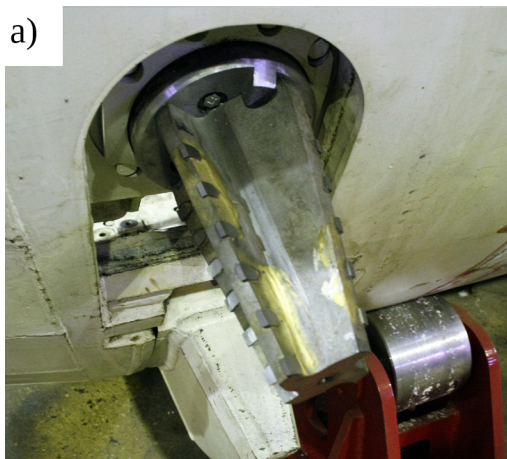


Рисунок 4.24 – ЗИО ВД (а) и ЗИО ЭП (б) опытного образца геохода

При первоначальном забуривании ЗИО должны обеспечить формирование канала при работе стартового устройства. В неустановившемся режиме работы величины подачи ЗИО могут значительно превышать расчетные, что может привести к поломкам режущих кромок. С учетом вносимых в конструкцию ЗИО изменений с помощью компьютерной модели производились перерасчеты основных рабочих параметров.

На основании проведенных расчетов и исследований была разработана конструкторская документация на изготовление ЗИО опытного образца (Приложение А). Общий вид опытного образца геохода диаметром 3,2 м представлен на рисунках 4.25 и 4.26



Рисунок 4.25 – Опытный образец геохода

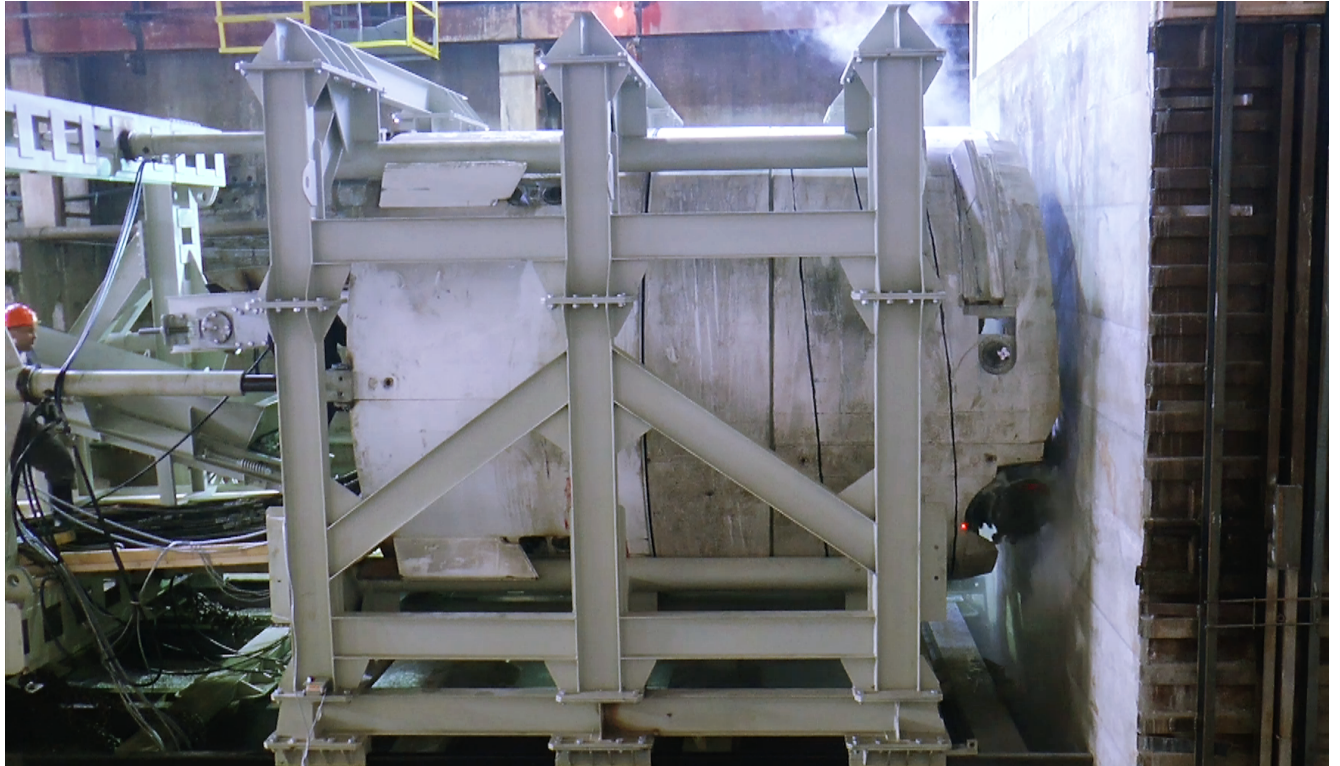


Рисунок 4.26 – Опытный образец геохода на стартовом устройстве

4.6 Выводы

1. Получены упрощенные выражения для определения суммарного пути режущего инструмента, крутящего момента и удельной энергоемкости разрушения забоя для корончатых и дисковых ЗИО. Относительная погрешность результатов расчета по упрощенным зависимостям в сравнении с результатами моделирования не превышает 1 %.

2. Установлено, что корончатый ЗИО обладает в 2-3 раза меньшим крутящим моментом, в 2,5-20 раз меньшей массой с приводом, в 2-4 раза меньшим выступом во внутреннее пространство геохода, на 10-38 % меньшим износом режущего инструмента и на 6 % меньшей удельной энергоемкостью разрушения, чем дисковый, при одинаковых параметрах режущего инструмента, свойствах горных пород и производительности.

3. Обосновано, что максимальную глубину резания на единичном резце ЗИО следует принимать не менее 12 мм, так как при меньших значениях значительно увеличатся износ режущего инструмента и удельная энергоемкость разрушения забоя.

4. Для хвостовой секции геолода и ЗИО ЭП установлено, что момент на секции геолода от работы ЗИО ЭП для дискового ЗИО мал и может не учитываться, а для корончатого ЗИО определяется направлением вращения коронок и может быть полностью скомпенсирован при четном числе коронок. Осевое усилие на геолоде от ЗИО ЭП направлено против подачи геолода и имеет близкие значения для дисковых и корончатых ЗИО.

5. Для головной секции геолода и ЗИО ВД установлено, что момент на секции геолода от работы ЗИО ВД направлен против вращения геолода и линейно зависит от его радиуса. Осевое усилие на геолоде от ЗИО ВД направлено встречно подаче геолода для дискового ЗИО и линейно зависит от их числа. Для корончатых ЗИО направление осевого усилия на геолоде определяется направлением вращения коронок. Осевое усилие на геолоде от корончатых ЗИО может быть частично скомпенсировано при четном числе коронок и противоположном направлении их вращения.

6. Результирующее усилие в плоскости, перпендикулярной оси вращения геолода, отсутствует для корончатых ЗИО и принимает значения до 3 кН для дисковых ЗИО независимо от назначения ЗИО.

7. Разработаны схемные решения ЗИО ВД и ЗИО ЭП для опытного образца геолода диаметром 3,2 м с использованием полученных выражений для определения основных геометрических, кинематических, силовых и конструктивных параметров, а также показана возможность выбора типа и создания ЗИО геолода на основании представленных в работе зависимостей. Это позволило разработать конструкторскую документацию и создать ЗИО корончатого типа для опытного образца геолода.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе изложены новые научно обоснованные технические решения законтурных исполнительных органов геолога для проведения работ в породах средней крепости с целью создания новых горных машин и их элементов, обладающих повышенной производительностью, имеющие существенное значение для горного машиностроения.

В рамках проведенных исследований получены следующие основные результаты:

1. Сформулированы требования к ЗИО, учитывающие возможные типоразмеры законтурных каналов (высота от 0,1 м до 0,4 м и отношение ширины канала к высоте от 1 до $\frac{1}{4}$), а также диапазон скоростей подачи ЗИО от 0,112 до 2,07 м/мин.
2. Приняты два принципиальных решения ЗИО для разработки схемных решений: дисковый и корончатый. Для принятого типоразмерного ряда каналов и принципиальных схемных решений обоснованы геометрические параметры ЗИО, рациональные параметры расстановки резцов, а также приняты параметры режущей части.
3. Обосновано, что на корончатом ЗИО требуемые скорости подачи реализуются при одном или двух резцах в линии резания, а коэффициент вариации крутящего момента не превышает 20 % при любом допустимом числе резцов. На дисковом ЗИО требуемые скорости подачи реализуются при числе резцов в линии резания от одного до четырех. Минимальное число резцов, обеспечивающее коэффициент вариации крутящего момента на дисковом ЗИО заданного уровня, зависит от угла охвата и снижается при его увеличении.
4. Предложена компьютерная математическая модель работы ЗИО, обеспечивающая относительную погрешность результатов моделирования в сравнении с результатами расчетов по аналитическим зависимостям не более 4 %.

5. Для хвостовой секции геолода и дискового ЗИО ЭП установлено, что момент на секции геолода от работы ЗИО мал и может не учитываться, а для корончатого ЗИО определяется направлением вращения коронок и может быть полностью компенсирован при четном числе коронок. Осевое усилие на геолоде от ЗИО ЭП направлено против подачи геолода.
6. Для головной секции геолода и ЗИО ВД установлено, что момент на секции геолода от работы ЗИО ВД направлен против вращения геолода и линейно зависит от его радиуса. Направление осевого усилия на геолоде от дискового ЗИО ВД встречно подаче геолода, а для корончатых ЗИО определяется направлением вращения коронок. Осевое усилие на геолоде от корончатых ЗИО может быть частично компенсировано при четном числе коронок.
7. Установлено, что корончатый ЗИО является более рациональным, чем дисковый, так как обладает в 2-3 раза меньшим крутящим моментом, в 2,5-20 раз меньшей массой с приводом, в 2-4 раза меньшим выступом во внутреннее пространство геолода, на 10-38 % меньшим износом режущего инструмента и на 6 % меньшей удельной энергоемкостью разрушения при одинаковых параметрах режущего инструмента, свойствах горных пород и производительности.
8. Определены параметры ЗИО ВД и ЗИО ЭП для опытного образца геолода, а также показана возможность обоснования параметров ЗИО геолода на основании представленных в работе зависимостей. Это позволило разработать конструкторскую документацию и создать ЗИО корончатого типа для опытного образца геолода диаметром 3,2 м.

Направления дальнейших исследований:

1. Экспериментальные натурные исследования работы корончатых ЗИО на опытном образце геолода.
2. Разработка схемных решений ЗИО комбинированных типов.
3. Исследование работы ЗИО геолода с учетом стохастических свойств геосреды.
4. Оценка результирующих усилий от работы ЗИО при проведении выработки через различные геологические нарушения.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Обозначение	Единица измерения	Наименование параметра
D_z	м	внешний диаметр геогода
$D_{зuo}$	м	диаметр ЗИО (независимо от типа)
$D_{u.o.d}$	м	диаметр дискового ЗИО
$D_{под}$	м	диаметр подшипниковой опоры
F_p	м ²	площадь рабочего органа
F_r	-	параметры, характеризующие геометрию резца
H_w	Вт·с/м ³	удельная энергоемкость разрушения забоя
$L_{выс}$	м	величина выступа ЗИО с приводом во внутреннее пространство геогода
L_{uo}	м	путь, который проходит ИО
L_n	м	предельный путь резца до замены
$L_{тр}$	м/м	путь трения резца
L_{min}^{np}	м	минимальный габарит гидромотора
M_{zoz}	-	вектор поступательного движения геогода
$M_{зuовд}$	Н·м	крутящий момент, создаваемый приводом ЗИО ВД
$M_{зuоэп}$	Н·м	крутящий момент, создаваемый приводом ЗИО ЭП
M_u	Н·м	максимальный изгибающий момент, возникающий в сечении элемента противовращения
$M_{кр}$	Н·м	крутящий момент на валу ЗИО
$M_{кр.p}$	Н·м	результатирующий момент, воспринимаемый секцией при работе агрегата
$M_{кр.m}$	Н·м	крутящий момент, создаваемый трансмиссией геогода
$M_{ном}$	Н·м	номинальный крутящий момент гидромотора
M_c	Н·м	результатирующий крутящий момент от работы ЗИО вокруг оси вращения геогода
$M_{свд}$	Н·м	результатирующий крутящий момент от работы ЗИО ВД вокруг оси вращения геогода
$M_{сэп}$	Н·м	результатирующий крутящий момент от работы ЗИО ЭП вокруг оси вращения геогода
M_{oj}^d	-	вектор результирующих моментов в j -ом положении дискового ЗИО

Обозначение	Единица измерения	Наименование параметра
M_{oj}^{κ}	-	вектор результирующих моментов в j -ом положении дискового ЗИО
M_{oy}	-	вектор переноса ЗИО
N_p	Вт	суммарная мощность на резание
P_{cp}	Н	среднее усилие резания на единичном резце
P_{oj}^{∂}	-	вектор результирующих усилий в j -ом положении дискового ЗИО
P_{oj}^{κ}	-	вектор результирующих усилий в j -ом положении корончатого ЗИО
P_{smax}	Н	максимальное суммарное усилие на резцах
Pz_{ij}	Н	усилие резания на единичном резце
Q	м ³ /с	теоретическая производительность ЗИО
R_2	м	внешний радиус геохода
R_2	м	радиус геохода
$R_{дон}$	м	доступный для размещения ЗИО радиальный размер
$R_{зuo}$	Н	результирующее усилие от работы ЗИО в плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода
$R_{зuовд}$	Н	результирующее усилие от работы ЗИО ВД в плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода
$R_{зuoэп}$	Н	результирующее усилие от работы ЗИО ЭП в плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода
$R_{нав}$	Н	усилие, с которым винтовая лопасть прижимается к стенке канала
R_c	Н	результирующее осевое усилие от работы ЗИО на ось вращения геохода
$R_{св.п}$	м	допустимая величина занимаемого радиуса геохода
$R_{свд}$	Н	результирующее осевое усилие от работы ЗИО ВД, на ось вращения геохода
$R_{сжс}$	Па	предел прочности окружающих пород на сжатие
$R_{сэп}$	Н	результирующее осевое усилие от работы ЗИО ЭП на ось вращения геохода
R_{max}	м	максимальный рассматриваемый радиус
$R_{\zeta oz}$	-	матрица поворота, ориентирующая ЗИО на геоходе
$R_{\phi доз}$	-	матрица поворота диска вокруг оси oz_1
$R_{\phi коу}$	-	матрица поворота коронки вокруг оси ou_1

Обозначение	Единица измерения	Наименование параметра
$R_{\phi oz}$	-	матрица поворота, описывающая вращательное движения геохода
$S_{вд}$	м ²	площадь винтовой спирали, контактирующей с каналом
$S_{об}$	м	подача исполнительного органа за один его оборот
S_k	м ²	площадь поперечного сечения канала
$V_{овд}$	м/с	осевая составляющая скорости подачи ЗИО ВД в формируемом канале
$V_{пвд}$	м/с	скорость подачи ЗИО ВД в формируемом канале
$V_{пг}$	м/с	скорость подачи геохода на забой
$V_{пзuo}$	м/с	скорость подачи ЗИО
$V_{пэп}$	м/с	скорость подачи ЗИО ЭП в формируемом канале
V_p	м/с	скорость резания
$V_{рвд}$	м/с	радиальная составляющая скорости подачи ЗИО ВД в формируемом канале
W	м ³	момент сопротивления сечения
$\overline{X}_{\partial ij}$	-	вектор первоначального положения точки на диске
$\overline{X}_{kij}$	-	вектор первоначального положения точки на коронке
$Z_{расх}$	шт/м ³	удельный расход режущего инструмента
a_1	м/м ³	коэффициент, характеризующий суммарный путь инструмента
a_2	(Н·м)/м ²	коэффициент, характеризующий крутящий момент на ЗИО
b_k	м	ширина формируемого канала (независимо от типа)
c	-	отношение угловых скоростей вращения ЗИО и геохода
d_v	м	диаметр вала дискового ЗИО
h_v	м	шаг внешнего движителя геохода
$h_{вд}$	м	высота лопасти внешнего движителя
$h_{зuo}$	м	высота ЗИО (независимо от типа)
h_k	м	высота формируемого канала (независимо от типа)
$h_{эп}$	м	высота лопасти элемента противовращения
h_{ij}	м	глубина резания i -го резца в j -ом положении ЗИО
h_{max}	м	максимальная глубина резания на резце
i	-	номер резца
i_{Δ}	м/м	интенсивность изнашивания режущего инструмента по задней грани
j	-	номер рассматриваемого положения ЗИО

Обозначение	Единица измерения	Наименование параметра
k	-	номер ИО
$k_{\text{в}}$	%	коэффициент вариации крутящего момента на ЗИО
$k_{\text{об}}$	-	число оборотов ЗИО
$k_{\text{св.п}}$	-	коэффициент допустимого занимаемого пространства
$l_{\text{эн}}$	м	длина лопасти элемента противовращения
$m_{\text{зuo}}$	кг	масса ЗИО с приводом
$m_{\text{п}}$	кг	масса приводного двигателя
$m_{\text{р}}$	кг	масса рабочего органа
m_j	с	текущее (j -ое) значение времени
n	-	число выборок
$n_{\text{вд}}$	шт.	количество внешних движителей (число заходов спирали внешнего движителя)
$n_{\text{г}}$	об/с	частота вращения геохода
$n_{\text{зuo}}$	об/с	частота вращения исполнительного органа
$n_{\text{л.р}}$	шт.	количество линий резания
$n_{\text{р}}$	шт.	количество резцов на ЗИО
$n_{\text{р.к}}$	шт.	среднее число резцов в контакте с породой
$n_{\text{р.л}}$	шт.	количество резцов в линии резания
$n_{\text{эн}}$	шт.	количество элементов противовращения на хвостовой секции
$q_{\text{вд}}$	Н/м ²	распределенная нагрузка от реакции породы на лопасть внешнего движителя
$q_{\text{эн}}$	Н/м ²	распределенная нагрузка от реакции породы на лопасть элемента противовращения
r_i	м	радиус вращения i -го резца
$t_{\text{об}}$	с	время, за которое ЗИО совершит один оборот
$t_{\text{онм}}$	м	шаг резания оптимальный
t_i	м	высота установки резца относительно основания
x_M	Н·м	математическое ожидание крутящего момента на ЗИО
x_j	Н·м	ордината случайной величины (крутящего момента)
β	град	угол подъема винтовой линии внешнего движителя
Δ	м	конструктивная величина расположения дискового ЗИО, зависящая от толщины оболочки геохода, диаметра подшипникового узла, компоновки и габаритов привода ЗИО
Δ_u	м	линейный износ режущего инструмента по задней грани

Обозначение	Единица измерения	Наименование параметра
Δy	м	условный начальный износ резца по задней грани
Δr_k	м	расстояние от оси вращения геохода до центра основания ИО вдоль в плоскости забоя
Δx_k	м	смещение оси вращения относительно оси вращения в плоскости забоя
Δz_k	м	смещение центра основания k -го ИО относительно основания оболочки вдоль оси подачи
Θ_k	град	угол между осью вращения ИО и осью подачи геохода в продольном сечении выработки
$\delta_{вд}$	м	толщина лопасти внешнего движителя
$\delta_{эп}$	м	толщина лопасти элемента противовращения
ρ	кг/м ³	плотность материала рабочего органа
ζ_k	град	угол установки ИО в плоскости забоя вокруг оси подачи
σ_M	Н·м	среднее квадратическое отклонение крутящего момента на ЗИО
$[\sigma_{cm}]$	МПа	допускаемое напряжение стали при изгибе
$[\tau]$	Па	предел прочности материала вала
φ_0	град	начальный угол контакта исполнительного органа с забоем
φ_{0i}	град	угол установки резца
$\varphi_{вд}$	град	угол навивки винтовой лопасти
$\varphi_{гj}$	град	текущий угол поворота геохода от первоначального положения
$\varphi_{охв}$	град	угол контакта исполнительного органа с забоем (угол охвата)
φ_{ij}	град	угол, определяющий текущее положение i -го резца в j -ом положении ЗИО
φ_j	град	угол, определяющий текущее положение ЗИО
ω_1	1/с	угловая скорость вращения геохода
ω_2	1/с	угловая скорость вращения ЗИО
ВД	-	внешний движитель
ВПА	-	винтоповоротный проходческий агрегат
ГВТ	-	геовинчестерная технология
ЗИО	-	законтурный исполнительный орган
ИО	-	исполнительный орган
ОСК	-	основная система координат
ЭП	-	элемент противовращения

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аксенов, В.В. Определение максимальных нормальных напряжений от действия изгибающих моментов для армирующей законтурной крепи ферменного типа / В.В. Аксенов, Ю.Ф. Глазков, А.А. Казанцев // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: сборник трудов VI Международной научно-практической конференции, 21-23 мая 2015 г., Юрга — Томск : Изд-во ТПУ, 2015. — С. 430–434.
2. Аксенов, В.В. Армирующая законтурная крепь горных выработок — новый подход к строительству подземных сооружений / В.В. Аксенов, А.А. Казанцев // Институт угля Сибирского отделения РАН: Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня. — 2013. — № ОВ6. — С. 411–419.
3. Горбунов, В.Ф. Разработка и испытание щитового вращающегося проходческого агрегата ЭЛАНГ / В.Ф. Горбунов, А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, В.Д. Нагорный, Ю.П. Савельев // Шахтное строительство. — 1985. — № 6. — С. 8–11.
4. Аксенов, В.В. Выбор схемы прохождения геогодом криволинейных участков трассы / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XII международной научно-технической конференции Екатеринбург: УГГУ, 2014. — С. 20–23.
5. Жигулина, К.А. Варианты выхода барабанных исполнительных органов геогода за контур выработки / К.А. Жигулина // Сборник материалов VII Всероссийской, научно-практической конференции молодых ученых с международным участием «Россия молодая». — Кемерово : КузГТУ, 2015. — С. 79.
6. Аксенов, В.В. Обоснование необходимости разработки внешнего движителя геогода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, А.В. Сапожкова // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2010. — Т. 3, № 12. — С. 131–136.
7. Аксенов, В.В. Схемные решения трансмиссии геогода с гидроприводом / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев, Д.А. Михеев // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2013. — № 4. — С. 51–57.
8. Chernukhin, R.V. The application of the analytic hierarchy process when choosing layout schemes for a geokhod pumping station / R.V. Chernukhin, A.A. Dronov, M.Y. Blashchuk // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2015. — Vol. 91. — P. 12086.

9. Вальтер, А.В. Варианты обеспечения точности оболочек и собираемости корпусов геохода / А.В. Вальтер, В.В. Аксенов // Механики XXI век. — 2015. — № 14. — С. 89–92.
10. Вальтер, А.В. Определение погрешности расположения секторов стабилизирующей секции геохода на основе данных координатного контроля / А.В. Вальтер, В.В. Аксенов, В.Ю. Бегляков, П.А. Чазов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). — 2015. — № 4 (69). — С. 31–42.
11. Коперчук, А.В. Обоснование необходимости разработки стартового устройства геохода / А.В. Коперчук, А.А. Казанцев, В.Ю. Бегляков, В.В. Филонов // Технологии и материалы. — 2015. — № 1. — С. 29–30.
12. Садовец, В.Ю. Оценка необходимости создания крепевозводящего модуля геохода и его функциональных устройств / В.Ю. Садовец, В.В. Аксенов // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2012. — № S3. — С. 9–14.
13. eLIBRARY.RU - Научная электронная библиотека [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://elibrary.ru/> (дата обращения: 01.09.2016).
14. Шахтное и подземное строительство : в 2 т. Т. 2 / Б.А. Картозия, Б.И. Федунец, М.Н. Шуплик, [и др.]. — М. : Изд-во Академии горных наук, 2001. — 582 с.
15. ГОСТ 5218-75 Сечения водоотливных и дренажных канавок в горизонтальных горных выработках. Основные размеры. . — Взамен ГОСТ 5218-59; введ.1975-25-09. — М. : Изд-во стандартов, 1975. — 10 с.
16. Шахтное и подземное строительство : в 2 т. Т. 1 / Б.А. Картозия, Б.И. Федунец, М.Н. Шуплик [и др.]. — М. : Изд-во Академии горных наук, 2001. — 607 с.
17. Сыркин, П.С. Шахтное и подземное строительство. Технология строительства горизонтальных и наклонных выработок / П.С. Сыркин, И.А. Мартыненко, М.С. Данилкин. — Новочеркасск : Шахтинский ин-т ЮРГТУ, 2002. — 430 с.
18. Машина для нарезки водоотливных канавок: пат. на изобретение 1726758: E21F13/00. / Бугров М.Ю., Мазин С.П., Кравцов Б.И., Набока Н.Н.; патентообладатель Всесоюзный научно-исследовательский институт организации и механизации шахтного строительства. -№ 4776855/03; заявл. 03.01.1990; опубл. 15.04.1992. Бюл. № 14. — 3 с.
19. Машина для нарезки водоотливных канавок: пат. на изобретение 2066725 РФ: E02F5/10. / Шейко В.В., Веденеев И.А., Середкин В.В.; патентообладатель Акционерное общество «Уралкалий». — № 93029464/03; заявл. 15.06.1993; опубл. 20.09.1996. — 6 с.
20. Семенов, В.В. Результаты сравнительных исследований исполнительных органов комбайнов “Мариетта-900А” и “Урал-20Р” / В.В. Семенов, И.Г. Шмакин, А.Б. Жабин, П.Н. Чеботарев // Горное оборудование и электромеханика. — 2012. — № 2. — С. 11–16.

21. Семенов, В.В. Обоснование параметров и выбор резцов планетарно-дискового исполнительного органа комбайна «Урал-20Р» / В.В. Семенов, И.Г. Шмакин, А.Б. Жабин, П.Н. Чеботарев, И.А. Суров // Известия Тульского государственного университета. Естественные науки. — 2009. — № 3. — С. 300–309.
22. Mine safety system : pat. US20120119562 A1: IPC U.S. Classification 299/12, 299/19, 37/94, 405/184.4; International Classification E21F17/00, F16L1/028, E21F11/00, E02F5/08; Cooperative Classification E02F3/241, E02F5/08, E21F11/00; European Classification E21F11/00, E02F5/08, E02F3/24B / Latham W.E., Polo M.W.; publ. 17.05.2012.
23. Давыдов, Б.Л. Расчет и конструирование угледобывающих машин / Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов. — М. : Госгортехиздат, 1963. — 590 с.
24. Машина для нарезки компенсационных щелей «Урал-50» [Электронный ресурс]. — [2014]. — Режим доступа: <http://www.kopemash.ru/products/2/82.html> (дата обращения: 13.12.2014).
25. Ермаков, А.Н. Обзор существующих решений режущих исполнительных органов для формирования каналов за контурами выработки / А. Н. Ермаков, В. В. Аксенов, А. А. Хорешок, К. А. Ананьев // Перспективы инновационного развития угольных регионов России: Сборник трудов IV Международной научно-практической конференции. — Прокопьевск: изд-во филиала КузГТУ в г. Прокопьевске, 2014. — С. 290–295.
26. Ермаков, А.Н. Обзор существующих решений исполнительных органов для формирования каналов за контурами выработки / А.Н. Ермаков, В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2014. — № 12. — С. 20–24.
27. Ветров, Ю.А. Машины для специальных земляных работ / Ю.А. Ветров, В.Л. Баладинский. — Киев : Вища школа, 1980. — 192 с.
28. Dr. Schulze GmbH: Startseite [Электронный ресурс] — Режим доступа: <http://www.dr-schulze.de/de/> (дата обращения: 13.12.2014).
29. Машина камнерезная баровая «Виктория» МКБ-11 [Электронный ресурс] — Режим доступа: http://www.e-z.ru/mashina_kamnerezная_barovaya_viktoriya_mkb-11_novinka_p37d2sd5.html (дата обращения: 27.07.2016).
30. Copur, H. Cutting performance of chain saws in quarries and laboratory / H. Copur, C. Balci, D. Tumas, C. Feriunglou, T. Dince // Proceedings of the 15th International Symposium on Mine Planning and Equipment Selection, MPES, Torino, ItalyCiteseer, 2006.
31. Mikasa Sangyo Co.,Ltd. - Mikasa is top brand of a small construction equipment such as Rammer, Forwardcompactor, Reversiblecompactor, Cutter, Vibrator, VibrationRoller. [Электронный ресурс] — Режим доступа: <http://www.mikasa.com/english/> (дата обращения: 27.07.2016).

32. Экскаватор цепной ЭЦУ-150, траншеекопатель, бара, копание траншей, прокладка коммуникаций - Дорэлектромаш [Электронный ресурс] — Режим доступа: <http://www.beldem.ru/catalog/chain/asfaltorez/> (дата обращения: 13.12.2014).
33. Эллер, А.Ф. Винтоповоротные проходческие агрегаты / А.Ф. Эллер, В.Ф. Горбунов, В.В. Аксенов. — Новосибирск : ВО «Наука», 1992. — 192 с.
34. Садовец, В.Ю. Обоснование конструктивных и силовых параметров ножевых исполнительных органов геологов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Садовец Владимир Юрьевич. — Кемерово, 2007. — 153 с.
35. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика Отраслевой стандарт 12.44.258-84 . — Взамен ОСТ 12.47.001-73; Введ. 01.01.86. — Изд. офиц. — 107 с.
36. ОСТ 12.47.001-73. Комбайны очистные: Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах : методика. — М., 1973. — 118 с.
37. Стандарт предприятия. Расчет средних нагрузок на коронках для бурения скважин по углям. Методика. СТП 004013.0.030-84 . — 1984.
38. Методические указания. Комбайны проходческие со стреловидным исполнительным органом. Расчет эксплуатационной нагруженности трансмиссии исполнительного органа. РД12.25.137-89 . — М. : Министерство угольной промышленности СССР, 1981.
39. Evans, I. The Strength, Fracture and Workability of Coal: A Monograph on Basic Work on Coal Winning Carried Out by the Mining Research Establishment, National Coal Board / I. Evans, C.D. Pomeroy, M.R. and D. Establishment Pergamon Press, 1966. — 277 p.
40. Evans, I. A theory of the cutting force for point-attack picks / I. Evans // International Journal of Mining Engineering. — 1984. — Vol. 2, № 1. — P. 63–71.
41. Альшиц, Я.И. Горные машины / Я.И. Альшиц, Б.А. Верклов, А.Н. Воронцов. — М. : Госгортехиздат, 1961. — 491 с.
42. Аксенов, В.В. Обзор и анализ методик определения параметров резцовых исполнительных органов / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Сборник трудов XVI Международной научно-практической конференции «Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности». — Кемерово, 2014. — С. 92–94.
43. Kuidong, G. A theoretical model for predicting the Peak Cutting Force of conical picks / G. Kuidong, D. Changlong, J. Hongxiang, L. Songyong // Fracture and Structural Integrity. — 2013. — № 27. — P. 43.
44. Huang, H.L. Discrete element modelling of rock cutting / H.L. Huang, E.L. Detournay, B.L. Bellier // Vail Rocks 1999 The 37th US Symposium on Rock Mechanics (USRMS) American Rock Mechanics Association, 1999. — P. 123–130.

45. Rojek, J. Discrete element thermomechanical modelling of rock cutting with valuation of tool wear / J. Rojek // *Computational Particle Mechanics*. — 2014. — Vol. 1, № 1. — P. 71–84.
46. Carbonell, J.M. Modelling of tunnelling processes and rock cutting tool wear with the particle finite element method / J.M. Carbonell, E. Oñate, B. Suárez // *Computational Mechanics*. — 2013. — Vol. 52, № 3. — P. 607–629.
47. Onate, E. Combination of discrete element and finite element methods for dynamic analysis of geomechanics problems / E. Onate, J. Rojek // *Computer methods in applied mechanics and engineering*. — 2004. — Vol. 193, № 27. — P. 3087–3128.
48. Su, O. Numerical simulation of rock cutting using the discrete element method / O. Su, N. Ali Akcin // *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*. — 2011. — T. 48, № 3. — P. 434–442.
49. G. van Wyk Discrete element simulation of tribological interactions in rock cutting / G. van Wyk, D. Els, G. Akdogan, S. Bradshaw, N. Sacks // *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*. — 2014. — T. 65. — P. 8–19.
50. Numerical modeling of rock cutting and its associated fragmentation process using the finite element method : University of Pittsburgh ETD. / Jaime Maria Carolina. — 2012. — 239 p.
51. Бойко, Н.Г. Осевое уравнивание исполнительных органов очистных комбайнов, оснащенных резцами с рабочей боковой гранью / Н.Г. Бойко, Е.Н. Бойко, О.В. Федоров // *Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер. гірничо-електромеханічна*. — 2002. — № 51. — С. 31–36.
52. Клементьева, И.Н. Обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Клементьева Инна Николаевна. — М., 2015. — 124 с.
53. Кондрахин, В.П. Имитационная математическая модель динамических процессов очистных комбайнов высокой энерговооруженности с вынесенной системой подачи / В.П. Кондрахин, В.Г. Гуляев, В.Л. Головин // *Наукові праці Донецького національного технічного університету*. — 2006. — С. 123–130.
54. Гуляев В.Г. Использование методов имитационного моделирования и оптимизации при создании и совершенствовании породоразрушающих машин для угольной промышленности Донбасса / В.Г. Гуляев, В.П. Кондрахин, В.А. Тарасенко, А.И. Хиценко // *Сборник трудов научно-практической конференции «Донбасс 2020: наука и техника - производству»*, 2002. — С. 148–151.
55. Rostami, J. Roadheaders performance optimization for mining and civil construction / J. Rostami, L. Ozdemir, D.M. Neil // *Proceedings of the 13th annual technical conference, Institute of Shaft Drilling Technology (ISDT)*. — 1994. — P. 18–21.

56. Ещин, Е.К. Управление движением асинхронного электродвигателя горной машины / Е.К. Ещин // Вестник кузбасского государственного технического университета. — 2014. — № 4 (104). — С. 127–130.
57. Хазанович, Г.Ш. Математическое моделирование процессов формирования производительности и нагрузок погрузочного органа с нагребными лапами / Г.Ш. Хазанович, А.В. Отроков // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2014. — № 8. — С. 300–308.
58. Кондрахин, В.П. Имитационное моделирование процесса резания горных пород / В.П. Кондрахин, А.И. Хиценко // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2003. — № 11.
59. Моделирование разрушения углей режущими инструментами / Институт горного дела им. А. А. Скочинского. — М. : Наука, 1981. — 181 с.
60. Cigla, M. Computer modeling for improved production of mechanical excavators / M. Cigla, L. Ozdemir // SME Annual Meeting. Salt Lake City UT, USA2000.
61. Bober, W. Introduction to Numerical and Analytical Methods with MATLAB® for Engineers and Scientists / W. Bober // CRC Press, 2013. — 558 p.
62. Руппель, А.А. Математическое моделирование сложных технических систем с помощью Simulink / А.А. Руппель, Е.Д. Комаров // Автоматика и программная инженерия. — 2013. — № 2(4). — С. 71–81.
63. Wei, X.H. Dynamic Analysis on the Longitudinal Roadheader's Cutting System / X.H. Wei, M. Xie // Advanced Materials Research. — 2013. — Vol. 619. — P. 160–163.
64. Руппель, А.А. Применение программных продуктов MATLAB и КОМПАС для моделирования одноковшового экскаватора / А.А. Руппель, А.В. Ефимов // Вестник московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). — 2010. — № 4. — С. 35–42.
65. Аксенов, В.В. Обоснование необходимости разработки унифицированной математической модели геолога / В.В. Аксенов, В.Ю. Бегляков, С. Гановичев // Технический научно-производственный журнал. — 2015. — № 3.
66. Федоров, Л.Н. Факты-аномалии и новая парадигма разрушения горных пород / Л.Н. Федоров // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2011. — № 7. — С. 113–118.
67. Dogruoz, C. An Experimental Study of Cutting Performances of Worn Picks / C. Dogruoz, N. Bolukbasi, J. Rostami, C. Acar // Rock Mechanics and Rock Engineering. — 2015. — Vol. 49, № 1. — P. 213–224.
68. Жабин, А.Б. Результаты теоретических исследований процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления / А.Б. Жабин, А.В. Поляков // Горное оборудование и электромеханика. — 2014. — № 11. — С. 30–34.

69. Жабин, А.Б. Математическая модель процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления / А.Б. Жабин, А.В. Поляков // Горное оборудование и электромеханика. — 2014. — № 10. — С. 36–40.
70. Габов, В.В. Стенды для исследования процесса резания угля и калийной соли одиночным резцом горных машин / В.В. Габов, Д.А. Задков, Ю.В. Лыков, Э.В. Кустриков // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). — 2015. — № 6. — С. 128–134.
71. Габов, В.В. Повышение эффективности отделения калийной руды от массива с использованием шахматной симметричной перекрестной схемы резания / В.В. Габов, Д.И. Шишлянников, Н.В. Чекмасов // Горное оборудование и электромеханика. — 2012. — № 11. — С. 41–44.
72. Сирота, А.А. Компьютерное моделирование и оценка эффективности сложных систем / А.А. Сирота. — М. : Техносфера, 2006. — 280 с.
73. Shannon, R.E. Introduction to the Art and Science of Simulation / R.E. Shannon // Proceedings of the 30th Conference on Winter Simulation: WSC '98. — Los Alamitos, CA, USA: IEEE Computer Society Press, 1998. — P. 7–14.
74. Аксенов, В.В. Напряженно-деформированное состояние массива горных пород, вмещающих выработку с системой законтурных винтовых и продольных каналов / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, Е.В. Резанова // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2011. — № 2. — С. 24–42.
75. Revuzhenko, A.F. Influence of the Longitudinal Excavations Layout on Stress Concentration Value in the Peripheral Rock Mass / A.F. Revuzhenko, A.A. Kazantsev, Y.F. Glazkov, A.A. Dortman // Applied Mechanics and Materials. — 2014. — № 682. — P. 196–201.
76. Aksenov, V.V. Determination of load performance of two-bar girder lining to support the contour zone / V.V. Aksenov, Y.F. Glazkov, A.A. Kazantsev // Applied Mechanics and Materials. — 2015. — № 770. — P. 551–560.
77. Трубецкой, К.Н. Открытые горные работы: Справочник / К.Н. Трубецкой, М.Г. Потапов, К.Е. Винницкий, Н.Н. Мельников. — М. : Горное бюро, 1994. — 590 с.
78. Барон, Л.И. Коэффициенты крепости горных пород / Л.И. Барон. — М. : Наука, 1972. — 176 с.
79. Blashchuk, M.Y. Capacity Calculation of Hydraulic Motors in Geokhod Systems for Justification of Energy-Power Block Parameters / M.Y. Blashchuk, A.A. Kazantsev, R.V. Chernukhin // Applied Mechanics and Materials. — 2014. — Т. 682. — P. 418–425.
80. Аксенов, В.В. Определение момента, развиваемого трансмиссией геوخода с гидроприводом / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, М.Ю. Блащук // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2012. — № 12. — С. 75–82.

81. Аксенов, В.В. Определение неравномерности развиваемого трансмиссией вращающего момента / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2011. — № 5. — С. 154–163.
82. Аксенов, В.В. Определение силовых параметров трансмиссии геохода с гидроприводом / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, Я.Г. Рыльцева // Вестник науки Сибири. — 2012. — № 1 (2). — С. 365–371.
83. Efremenko, A.B. Determination of necessary forces for geohod movement / A.B. Efremenko, V.Y. Timofeev. — Tomsk : IEEE, 2012. — P. 211–214.
84. Аксенов, В.В. Оценка возможности применения редукторного привода в трансмиссии геохода / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, В.И. Нестеров, М.Ю. Блащук // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2012. — № 5 (93). — С. 18–21.
85. Тимофеев В.Ю. Обоснование параметров трансмиссии геохода с волновой передачей : дис. ... канд. техн. Наук : 05.05.06 / Тимофеев Вадим Юрьевич. — Юрга, 2012. — 145 с.
86. Hartman, H.L. SME Mining Engineering Handbook, Second Edition / H.L. Hartman Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, 1992. — 2394 p.
87. Хорешок, А.А. Определение рациональной длины барабанов исполнительного органа геохода по условию минимизации перебора / А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Сборник трудов IV международной научно-практической конференции. — СПб. : Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2016. — Т. II. — С. 73–75.
88. Ананьев, К.А. Варианты создания уширений горной выработки барабанными исполнительными органами геогодов / К.А. Ананьев, К.А. Жигулина, А.Н. Ермаков // Оценка эффективности использования механизмов государственного регулирования, направленных на комплексное развитие моногородов Казахстана, России и Белоруссии: сборник докладов международной научно-практической конференции молодых ученых и студентов. — Рудный: Рудненский индустриальный институт, 2015. — С. 102–105.
89. Горский, А.И. Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность : С-IV «Литейное машиностроение» / А.И. Горский, Е.Б. Иванов-Емин, А.И. Кареновский. — М. : НИИмаш, 1974. — 79 с.
90. Ермаков, А.Н. Оценка требуемой скорости подачи законтурных исполнительных органов геохода / А.Н. Ермаков // Перспективы инновационного развития угольных регионов России: Сборник трудов V Международной научно-практической конференции. — Прокопьевск: изд-во филиала КузГТУ в г. Прокопьевске, 2016. — С. 237–240.
91. Маркетинговое исследование рынка проходческих щитов и оценка объемов работ по строительству подземных выработок (сооружений) в России, 2012-2015 гг. — М. : MegaResearch, 2014. — 91 с.

92. Чернухин Р.В. Обоснование параметров насосной станции энергосиловой установки геохода : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Чернухин Роман Владимирович. — Юрга, 2014. — 130 с.
93. Аксенов, В.В. Разработка требований к основным системам геохода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев, А.В. Сапожкова // Горное оборудование и электромеханика. — 2009. — № 5. — С. 3–7.
94. Аксенов, В.В. Формирование требований к основным системам геохода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Садовец, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук, В.Ю. Бегляков // Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал) — 2009. — Т. 10, № 12. — С. 107–118.
95. Ананьев, К.А. Требования к исполнительным органам геоходов / К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков, В.Ю. Садовец // VI Всероссийская, 59 научно-практическая конференция молодых ученых с международным участием «Россия молодая». — Кемерово : КузГТУ, 2014. — С. 8.
96. Ефременков, А.Б. Требования к внешнему движителю геохода / А.Б. Ефременков, В.В. Аксенов, А.Ю. Дугина // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2008. — № 5 (69). — С. 3–7.
97. Ермаков, А.Н. Обоснование требований к исполнительным органам формирования законтурных каналов геохода / А.Н. Ермаков, В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев // Вестник кузбасского государственного технического университета. — 2014. — № 2(102). — С. 5-7.
98. Аксенов, В.В. Возможности законтурных исполнительных органов геохода по формированию различных профилей каналов / В.В. Аксенов, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Современные тенденции и инновации в науке и производстве: Материалы III Международной научно-практической конференции. — Междуреченск, 2-4 апреля 2014 г. — Кемерово, 2014 — С. 12-13.
99. Ермаков, А.Н. Оценка применимости баровых исполнительных органов для геоходов / А.Н. Ермаков, А.В. Дементьев // Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении: сборник трудов IV Всероссийской научно-практической конференции с элементами научной школы для студентов и учащейся молодежи (04-06 апреля 2013) Юргинский технологический институт. — Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. — С. 160–162.
100. Попов, С.Н. Исследование характера изнашивания и анализ механизма абразивного разрушения рабочих органов баровых машин / С.Н. Попов, С.В. Андриенко // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. — 2013. — № 1. — С. 50–57.
101. Феодосьев, В.И. Соппротивление материалов : Механика в техническом университете / В.И. Феодосьев. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. — 592 с.

102. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : В 3 т. Т. 3. / под ред. И.Н. Жестковой. — М.: Машиностроение, 2001. — 864 с.
103. Хорешок, А.А. Производство и эксплуатация разрушающего инструмента горных машин / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.М. Цехин, А.Ю. Борисов, П.В. Бурко, С.П. Буркова, П.Д. Крестовоздвиженский. — Томск : Национальный исследовательский Томский политехнический университет, 2013. — 296 с.
104. Roxborough, F.F. Rock excavation by disc cutter / F.F. Roxborough, H.R. Phillips // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts: Vol. 12 Elsevier, 1975. — P. 361–366.
105. Rostami, J. Development of a force estimation model for rock fragmentation with disc cutters through theoretical modeling and physical measurement of crushed zone pressure : PhD Thesis. / Rostami Jamal. — Colorado School of Mines Golden, Colorado, USA, 1997. — 271 p.
106. Sundae, L.S. In situ comparison of radial and point-attack bits / L.S. Sundae, T.A. Myren // US Department of the Interior, Bureau of Mines, 1987. — 15 p.
107. Чернухин, Р.В. Определение тепловой мощности, отводимой гидробаками насосной станции геохода / Р.В. Чернухин, А.А. Богодаев, М.Ю. Блащук // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. — 2015. — № 6. — С. 209–213.
108. Hanson, B.D. Cutting parameters affecting the ignition potential of conical bits / B.D. Hanson // US Department of the Interior, Bureau of Mines, 1983. — 19 p.
109. Roepke, W.W. Drag bit cutting characteristics using sintered diamond inserts / W.W. Roepke, B.D. Hanson, C.E. Longfellow // US Department of the Interior, Bureau of Mines, 1983. — 35 p.
110. Копейский машиностроительный завод - производство горной техники для подземной разработки месторождений угля, калийной руды и каменной соли [Электронный ресурс] — Режим доступа: <http://www.kopemash.ru/> (дата обращения: 10.10.2016).
111. Буялич, Г.Д. Варианты расчета моделей в Autodesk Inventor 2014 / Г.Д. Буялич, Воеводин, В.В., Увакин С.В. // VI Всероссийская, 59 научно-практическая конференция молодых ученых с международным участием «Россия молодая». — Кемерово : КузГТУ, 2014. — С. 10.
112. Ананьев, К.А. Создание исполнительного органа геохода для разрушения пород средней крепости : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Ананьев Кирилл Алексеевич. — Кемерово, 2016. — 144 с.
113. Замышляев, В.Ф. Сравнительный анализ результатов аналитических и экспериментальных исследований момента сопротивления вращению шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна / В.Ф. Замышляев, А.А. Грабский, Д.А. Кузиев, Н.А. Абдуазизов // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2007. — № 11. — С. 15–23.

114. Аксенов, В.В. Определение глубины резания дискового законтурного исполнительного органа внешнего движителя геолода / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири. Сибресурс 2014. Материалы XV Международной научно-практической конференции Кемерово. 2014. — С. 54.
115. Hurt, K.G. Cutting efficiency and life of rock-cutting picks / K.G. Hurt, K.M. MacAndrew // Mining Science and Technology. — 1985. — № 2. — P. 139–151.
116. Барон, Л.И. Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Том I. Научно-методические основы. Разрушение резцовым инструментом. / Л.И. Барон, Л.Б. Глатман, Е.К. Губенков. — М. : Наука, 1968. — 216 с.
117. Wingquist, C.F. Bit wear-flat temperature as a function of depth of cut and speed / C.F. Wingquist, B.D. Hanson // US Department of the Interior, Bureau of Mines, 1987. — 20 p.
118. Chang, S.H. Performance prediction of TBM disc cutting on granitic rock by the linear cutting test / S.H. Chang, S.W. Choi, G.J. Bae, S. Jeon // Tunnelling and Underground Space Technology. — 2006. — Vol. 21, № 3–4. — P. 271.
119. Солод, В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы : учебное пособие / В.И. Солод, В.И. Зайков, К.М. Первов. — М.: Недра, 1981. — 503 с.
120. Ермаков, А.Н. Оценка коэффициента вариации крутящего момента на законтурных исполнительных органах геолода / А.Н. Ермаков // Горное оборудование и электромеханика. — 2016. — № 8. — С. 25–29.
121. Отроков, А.В. К вопросу систематизации конструкций и кинематических схем погрузочных органов непрерывного действия / А.В. Отроков, Г.Ш. Хазанович, И.Е. Колесниченко, В.Г. Хазанович // Современные проблемы науки и образования. — 2014. — № 4. — С. 149.
122. Довгаль, Д.О. Геометрическое моделирование и анализ основных форм траектории движения рабочего инструмента планетарно-торового исполнительного органа горного комбайна / Д.О. Довгаль // Прикладна геометрія та інженерна графіка: праці Таврійського держ. агротехнологічного ун-ту. — 2013. — Т. 56, № 4. — С. 52–63.
123. Кондрахин, В.П. Имитационное моделирование гранулометрического состава продукта резания горных пород / В.П. Кондрахин, А.И. Хиценко // Наукові праці Донецького національного технічного університету. — 2001. — № 27. — С. 215–219.
124. Крапивин, М.Г. Горные инструменты / М.Г. Крапивин, И.Я. Раков, Н.И. Сысоев. — М. : Недра, 1990. — 256 с.
125. Блащук, М.Ю. Математическая модель для определения усилий, необходимых для перемещения геолода / М.Ю. Блащук, А.А. Дронов, Д.А. Михеев // Сборник трудов Международной научно-практической конференции. — Юрга : ЮТИ, 2014. — С. 134–139.

126. Шеннон, Р. Имитационное моделирование систем: искусство и наука / Р. Шеннон. — М. : Мир, 1978. — 418 с.
127. Унгефуг, В.Г. Общие уравнения кинематики движения инструмента планетарных рабочих дисков исполнительных органов горных машин / В.Г. Унгефуг // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. — 1962. — № 5. — С. 92–101.
128. Пушкина, Н.Б. Разработка методов и программных средств проектирования исполнительных органов винтоповоротных проходческих агрегатов (на примере агрегата ЭЛАНГ) : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Пушкина Нина Борисовна. — Кемерово, 1991. — 153 с.
129. Аксенов, В.В. Кинематическая модель дискового исполнительного органа формирования законтурных каналов для внешнего движителя геохода / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Актуальные проблемы современного машиностроения: сборник трудов Международной научно-практической конференции (11-12 декабря 2014 г.) Юргинский технологический институт. — Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014 — С. 68–72.
130. Аксенов, В.В. Определение силовых и кинематических параметров исполнительных органов геохода методом имитационного моделирования / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Вестник кузбасского государственного технического университета. — 2016. — № 1. — С. 77-82.
131. Аксенов, В.В. Оценка возможности применения методов имитационного моделирования для определения параметров законтурных исполнительных органов геохода / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2016. — № 2. — С. 145–152.
132. ФЮРА. 612322.401.0.00.00.000ПЗ. Геоход. Технический проект. Пояснительная записка. -Юрга: ЮТИ ТПУ, 2014. -238 с.
133. Шабаев, О.Е. Формирование усилий резания на резцах исполнительного органа проходческого комбайна с учетом их затупления / О.Е. Шабаев, Н.В. Хиценко, И.И. Бридун // Прогресивні технології і системи машинобудування. — 2014. — С. 177–183.
134. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учебник для вузов / Малеев Г. В., Гуляев В. Г., Бойко Н. Г. [и др.]. — М.: Недра, 1988. — 368 с.
135. Боровиков, В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов / В. Боровиков. — СПб.: 2003. — 688 с.
136. Нестеров, В.И. Сравнение износа режущего инструмента на законтурных исполнительных органах геогодов/ В.И. Нестеров, А.Н. Ермаков // Горное оборудование и электромеханика. — 2015. — № 7. — С. 41–45.
137. Мусалимов, В.М. Моделирование мехатронных систем в среде MATLAB (Simulink / SimMechanics) / В.М. Мусалимов. — СПб.: 2013. — 114 с.

138. Солод, В.И. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов : учебник для вузов / В.И. Солод, В.Н. Гетопанов, В.М. Рачек. — М. : Недра, 1982. — 350 с.
139. Тангаев, И.А. Энергоемкость процессов добычи и переработки полезных ископаемых / И.А. Тангаев. — М. : Недра, 1986. — 231 с.
140. Аксенов, В.В. Обоснование необходимости разработки энергосиловой установки для гидропривода геохода / В.В. Аксенов, М.Ю. Блащук, Р.В. Чернухин // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2012. — Т. 12, № 7. — С. 275–281.
141. Аксенов, В.В. О возможности размещения гидробаков энергосиловой установки геохода в его внутреннем пространстве / В.В. Аксенов, М.Ю. Блащук, Р.В. Чернухин // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2014. — № 6 (106). — С. 37–39.
142. Совершенствование гидросистемы проходческого комбайна / Ю. А. Антонов, В. А. Ковалев, В. И. Нестеров, Г. Д. Буялич // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2012. — № 4. — С. 11–13.
143. Антонов, Ю. А. Предложения по совершенствованию гидросистемы проходческого комбайна / Ю.А. Антонов, Г.Д. Буялич, И.Ю. Корчагин // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2012. — Отд. вып. 6: Промышленная безопасность и охрана труда. — С. 90-95.
144. Bosch Rexroth. The Drive & Control Company. - Bosch Rexroth AG [Электронный ресурс] — Режим доступа: <https://www.boschrexroth.com/> (дата обращения: 31.08.2016).
145. Parker Hannifin Corporation [Электронный ресурс] // Parker Hannifin Corporation. — Режим доступа: <http://www.parker.com/> (дата обращения: 31.08.2016).
146. Hydraulika 96 Ltd [Электронный ресурс] — Режим доступа: <http://www.hyd96.com/> (дата обращения: 31.08.2016).
147. Kawasaki Precision Machinery (UK) Ltd | Staffa Motor Specialists | Hydraulic motors | Home [Электронный ресурс] — Режим доступа: <http://www.kpm-eu.com/> (дата обращения: 31.08.2016).
148. Блащук, М.Ю. Гидравлические трансмиссии геоходов / М.Ю. Блащук, В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков. — Томск : ТПУ, 2014. — 123 с.
149. Обоснование параметров трансмиссии геохода с гидроприводом : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Блащук Михаил Юрьевич — Юрга, 2012. — 155 с.

СПИСОК ИЛЛЮСТРАТИВНОГО МАТЕРИАЛА

Рисунок 1.1 – Схемное решение геохода (а) и продольное сечение выработки со сформированными законтурными каналами (б).....	10
Рисунок 1.2 – Экспериментальные образцы ВПА ЭЛАНГ-3 (а) и ЭЛАНГ-4 (б).....	11
Рисунок 1.3 – Публикационная активность по геоходной тематике по данным РИНЦ.....	12
Рисунок 1.4 – Конструкции водоотливных канавок без крепи (а), с деревянной крепью (б), с бетонной крепью (в), со сборными железобетонными лотками (г), со сборными лотками из асбестоцемента (д).....	13
Рисунок 1.5 – Устройство для проведения водоотливной канавки по патенту № 1726758.....	13
Рисунок 1.6 – Устройство для проведения водоотливной канавки по патенту № 2066725С1.....	14
Рисунок 1.7 – Режущий барабан для формирования канавки в выработке по патенту № US2012119562.....	14
Рисунок 1.8 – Врубовая машина "Урал-3ЗМ".....	15
Рисунок 1.9 – Машина для нарезки компенсационных щелей "Урал-50".....	15
Рисунок 1.10 – Рабочие органы камнерезных машин.....	16
Рисунок 1.11 – Машина камнерезная баровая "Виктория" МКБ-11.....	17
Рисунок 1.12 – Машины для земляных и дорожных работ, формирующие канал.....	17
Рисунок 1.13 – Пример представления механической системы в среде Simulink.....	22
Рисунок 2.1– Пример расположения законтурных элементов на геоходе и параметры законтурных элементов.....	25
Рисунок 2.2 – Зависимость напорного усилия и крутящего момента на трансмиссии от среднего предела прочности пород на одноосное сжатие (а) и диаметра машины (б) для ряда ТПК.....	27
Рисунок 2.3 – Зависимость проектной высоты канала от диаметра геохода при переменном числе лопастей.....	31
Рисунок 2.4 – Зависимости величины межвиткового целика от угла подъема винтовой линии.....	32
Рисунок 2.5 – Схема скоростей подачи ЗИО.....	33
Рисунок 2.6 – Зависимость скорости подачи ЗИО от угла подъема винтовой линии (а) и высоты канала (б).....	35
Рисунок 2.7 – Классификация ИО для формирования каналов.....	38
Рисунок 2.8 – Схемные решения дисковых ЗИО и рабочих органов.....	39
Рисунок 2.9 – Схема корончатого ЗИО.....	40
Рисунок 2.10 – Варианты рабочих органов для корончатого ЗИО.....	40
Рисунок 2.11 – Баровые ЗИО: а) плоский контур бара, б) изогнутый, в) схемное решение барового ЗИО.....	41
Рисунок 2.12 – Схема к определению диаметра дискового ЗИО.....	43
Рисунок 2.13 – Зависимость диаметра подшипниковой опоры от диаметра вала.....	43
Рисунок 2.14 – Минимальный диаметр дискового ЗИО по условию размещения подшипниковых опор.....	45
Рисунок 2.15 – Резец РП-3.....	47

Рисунок 2.16 – Схема к определению глубины резания корончатого ЗИО (а) и дискового ЗИО (б)	49
Рисунок 2.17 – Зависимость угла охвата дискового ЗИО от диаметра диска	50
Рисунок 2.18 – Зависимость относительной погрешности определения глубины резания на дисковом ЗИО с учетом и без учета угла охвата от диаметра диска	51
Рисунок 2.19 – Пример схемы набора резцов на корончатом (а) и дисковом (б) ЗИО	52
Рисунок 2.20 – Зависимость возможной скорости подачи ЗИО от диаметра	54
Рисунок 2.21 – Диаметр ЗИО и высота канала в зависимости от требуемых и возможных скоростей подачи корончатого ЗИО ВД	54
Рисунок 2.22 – Диаметр ЗИО и высота канала в зависимости от требуемых и возможных скоростей подачи дискового ЗИО ВД	55
Рисунок 2.23 – Зависимость коэффициента вариации от диаметра ЗИО	59
Рисунок 2.24 – Зависимость коэффициента вариации от глубины резания при различном числе резцов	60
Рисунок 2.25 – Зависимость коэффициента вариации от числа резцов на корончатом ЗИО	61
Рисунок 2.26 – Зависимость коэффициента вариации на дисковом ЗИО от числа резцов при различных углах охвата	62
Рисунок 2.27 – Зависимость минимального числа резцов на дисковом ЗИО от угла охвата при коэффициенте вариации (КВ) не более 10, 20, 30 и 40 %	63
Рисунок 2.28 – Алгоритм разработки схемы набора (а) и порядок формирования схем набора (б)	64
Рисунок 3.1 – Схема основных сил и моментов, возникающих при работе ЗИО	67
Рисунок 3.2 – Структурная схема модели ЗИО геохода	68
Рисунок 3.3 – Положение геохода (а) и ЗИО с резцом (б) в принятых ОСК	70
Рисунок 3.4 – Фрагмент блока модели задания движения головной секции и его параметры	71
Рисунок 3.5 – Схема позиционирования ИО	72
Рисунок 3.6 – Блок модели для определения подачи за оборот	73
Рисунок 3.7 – Схема действия сил на резец	74
Рисунок 3.8 – Блок модели для определения усилий на резцах и его параметры	74
Рисунок 3.9 – Результаты инициализации модели ИО геохода (а) и расстановки резцов на корончатом ЗИО (б) в окне Mechanical Explorer	77
Рисунок 3.10 – Результат инициализации модели дискового ЗИО (а) и график усилий на одном резце за оборот ЗИО (б)	78
Рисунок 3.11 – Положение корончатого ЗИО в принятой системе координат	82
Рисунок 3.12 – Траектории резцов корончатого ЗИО ЭП (а) и дискового ЗИО ВД (б)	85
Рисунок 3.13 – Положение дискового ЗИО ВД (а), корончатого ЗИО ВД (б) и корончатого ЗИО ЭП (в) в принятой системе координат	88
Рисунок 3.14 – Координаты резца на корончатом ЗИО	91
Рисунок 3.15 – Сравнение крутящих моментов на корончатом ЗИО	91
Рисунок 3.16 – Сравнение моментов и осевых усилий на головной секции геохода от работы двух ЗИО ВД за один оборот ЗИО	92
Рисунок 4.1 – Блок модели для определения пути резца в контакте с породой	95
Рисунок 4.2 – Зависимость суммарного пути трения резцов на ЗИО от площади законтурного канала по результатам моделирования	96

Рисунок 4.3 – Зависимость суммарного пути трения резцов на ЗИО от площади законтурного канала.....	98
Рисунок 4.4 – Зависимость коэффициента суммарного пути инструмента на ЗИО от максимальной глубины резания.....	99
Рисунок 4.5 – Фрагмент модели, в котором происходит определение крутящего момента на ЗИО.....	101
Рисунок 4.6 – Зависимость среднего значения требуемого крутящего момента на ЗИО от площади канала.....	101
Рисунок 4.7 – Зависимость максимального усилия резания на единичном резце от максимальной глубины резания.....	104
Рисунок 4.8 – Зависимость коэффициента крутящего момента на ЗИО от максимальной глубины резания.....	105
Рисунок 4.9 – Зависимость удельной энергоемкости разрушения забоя от максимальной глубины резания.....	107
Рисунок 4.10 – Зависимость массы серийных гидромоторов от номинального крутящего момента.....	109
Рисунок 4.11 – Зависимость массы ЗИО от площади законтурного канала.....	109
Рисунок 4.12 – Зависимость отношения массы дискового ЗИО к массе корончатого ЗИО от площади законтурного канала.....	111
Рисунок 4.13 – Зависимость минимальных габаритных размеров гидромоторов от номинального крутящего момента.....	112
Рисунок 4.14 – Зависимость выступа ЗИО с приводом во внутреннее пространство геохода от площади законтурного канала.....	113
Рисунок 4.15 – Оценка вписываемости ЗИО с приводом во внутреннее пространство геохода.....	115
Рисунок 4.16 – Зависимость результирующих усилий по оси ou в системе координат ЗИО от площади законтурного канала.....	117
Рисунок 4.17 – Зависимость результирующих усилий по оси ox в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для корончатого ЗИО.....	119
Рисунок 4.18 – Распределение результирующих усилий по оси oz для дискового ЗИО.....	120
Рисунок 4.19 – Зависимость результирующего момента вокруг оси ou в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для дискового ЗИО.....	121
Рисунок 4.20 – Зависимость результирующего момента вокруг оси ou в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для корончатого ЗИО.....	122
Рисунок 4.21 – Зависимость результирующего момента вокруг оси ox в системе координат ЗИО от площади законтурного канала для корончатого ЗИО.....	124
Рисунок 4.22 – Эскизы опытного образца геохода с корончатыми ЗИО.....	130
Рисунок 4.23 – Привод ЗИО опытного образца геохода.....	131
Рисунок 4.24 – ЗИО ВД (а) и ЗИО ЭП (б) опытного образца геохода.....	131
Рисунок 4.25 – Опытный образец геохода.....	132
Рисунок 4.26 – Опытный образец геохода на стартовом устройстве.....	133

ПРИЛОЖЕНИЕ А



Ministry of Education and Science of the Russian Federation
Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education «National
Research Tomsk Polytechnic University» (TPU)
Yurga Institute of Technology (affiliate) Federal State Autonomous Educational
Institution of Higher Education
«National Research Tomsk Polytechnic University» (YUTI TPU)
26, Leningradskaya street, Yurga, 652055, Russia
Tel. +7-38451-77767,
Fax +7-38451-77767, e-mail: ytitpu@tpu.ru, uti.tpu.ru
ОКРО (National Classification of Enterprises and Organizations):
27631421
Company Number: 1027000890168
VAT/KPP (Code of Reason for Registration)
7018007264/423002001, BIC 043207001

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский
Томский политехнический университет» (ТПУ)
Юргинский технологический институт (филиал) федерального государственного
автономного образовательного учреждения высшего образования
«Национальный исследовательский
Томский политехнический университет» (ЮТИ ТПУ)
Ленинградская, ул., д.26, г. Юрга, 652055, Россия
тел.: +7-38451-77767,
факс: +7-38451-77767, e-mail: ytitpu@tpu.ru, uti.tpu.ru
ОКПО 27631421, ОГРН 1027000890168
ИНН/КПП 7018007264/423002001, БИК 043207001

19.11.2016 № 02.09-595

на № _____ от _____

СПРАВКА

о внедрении результатов кандидатской диссертационной работы

Ермакова Александра Николаевича

В рамках реализации комплексного проекта «Создание и постановка на производство нового вида щитовых проходческих агрегатов многоцелевого назначения – геоходов» (договор No.02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г.), выполняемого на основании Постановления Правительства РФ от 09.04.2010 N 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских образовательных организаций высшего образования, государственных научных учреждений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства», осуществлялось проектирование и изготовление опытного образца геохода диаметром 3,2 м.

Результаты диссертационной работы Ермакова Александра Николаевича «Обоснование параметров законтурных исполнительных органов геоходов для разрушения пород средней крепости» были использованы при разработке и изготовлении опытного образца геохода диаметром 3,2 м.

Руководитель НИОКТР
проекта, д.т.н

Директор ЮТИ ТПУ, к.т.н.



В.В. Аксенов

А.Б. Ефременков