

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»

На правах рукописи



ГАЛДИН ВЛАДИМИР НИКОЛАЕВИЧ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРНОГО УСТРОЙСТВА
АКТИВНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ЭКСКАВАТОРА

Специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные и
подъемно-транспортные машины

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Заслуженный работник высшей
школы РФ,
доктор технических наук,
профессор В.С.Щербаков

Омск – 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. 1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА ПО ГИДРОУДАРНЫМ УСТРОЙСТВАМ. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ	13
1.1 Активные рабочие органы экскаваторов, области применения гидроударных импульсных систем	13
1.2 Классификация, анализ конструкций гидроударных устройств	16
1.3 Особенности беззолотниковых гидроударных устройств	21
1.4 Гидроударные устройства зарубежных производителей	27
1.5 Основные параметры гидроударных устройств	30
1.6 Системы автоматизированного моделирования оборудования активного действия на основе гидроударников и их программное обеспечение ..	32
1.7 Цель, задачи и методика проведения исследований. Структура работы	33
2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА ...	37
2.1 Анализ схем гидравлических ударных устройств	37
2.2 Уравнения регрессии основных параметров гидроударных импульсных систем	43
2.3 Расчетная схема и основные допущения для составления математической модели гидроударного устройства	52
2.4 Математическая модель гидроударного устройства	54
2.5 Математическая модель характерных периодов работы гидроударного устройства	62
2.6 Энергетические параметры гидроударного устройства	64
Основные выводы по главе	66
3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ	68
3.1 Некоторые результаты теоретических исследований	68
3.2 Планирование вычислительного эксперимента при исследовании гидроударного устройства	74
3.3 Экспериментальные данные по гидроударным устройствам	91
Основные выводы по главе	94
4 АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОУДАНИКА ПРИ РАЗРУШЕНИИ ГРУНТА	95
4.1 Основные свойства мерзлых, прочных грунтов	95
4.2 . Основные закономерности разрушения грунта при воздействии активного рабочего органа	98
4.3 Определение основных параметров гидроударных механизмов для разрушения грунтов	101
4.4 Результаты расчетов гидроударных механизмов при разрушении грунта	110
Основные выводы по главе	115

5 АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ	117
5.1 Общие сведения о проектировании гидроударных устройств	118
5.2 Исходные данные и пространство параметров гидроударной импульсной системы	119
5.3 Особенности моделирования гидроударных импульсных систем.....	120
5.4 Основные показатели для оценки эффективности гидроударных импульсных систем	125
5.5 Основные рекомендации и методика инженерного расчета гидроударных рабочих органов дорожно-строительных машин	131
Основные выводы по главе	136
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	137
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	139
ПРИЛОЖЕНИЯ:	
Приложение А «Расчёт ожидаемой экономической эффективности от использования гидроударника активного рабочего органа экскаватора» ...	152
Приложение Б «Акт использования методики расчета гидроударного активного рабочего органа экскаватора в учебном процессе ...»	159
Приложение В Акт внедрения «Методики расчета гидравлических ударных устройств активных рабочих органов экскаваторов»	160
Приложение Г Патенты на полезные модели	161
Приложение Д Свидетельства о регистрации электронных ресурсов (алгоритмов)	163
Приложение Е Свидетельства о регистрации программ для ЭВМ	164
Приложение Ж Акт внедрения «Методики автоматизации моделирования гидравлических ударных устройств»	165
Приложение З Акт внедрения «Методики расчета активного рабочего органа для разработки грунта»	166

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Гидроимпульсные средства механизации широко применяются в современной промышленности, горном деле, строительстве, используется в коммунальном хозяйстве и других отраслях. Существует большое разнообразие различных гидроимпульсных средств механизации [5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 22, 50, 54, 58, 68, 116, 122, 123, 137, 142, 146, 149]. Проблема совершенствования, создания новых, перспективных гидроударных устройств, которые обеспечивают надежную работу гидроимпульсных средств механизации, обладающих высоким коэффициентом полезного действия (КПД) при выполнении различных специфических работ является актуальной.

Современный этап развития гидроимпульсных средств механизации будет сопровождаться совершенствованием их конструкций, повышением эффективности и базироваться на системном анализе функционирования всех элементов и моделировании с помощью ЭВМ.

Применение гидроударного рабочего оборудования на дорожно-строительных машинах, в том числе на экскаваторах с гидроприводом, повышает эффективность работы машин при разрушении скальных пород, разработке мерзлого грунта, вскрытии асфальтобетонных покрытий, разрушении бетонных и железобетонных конструкций и выполнении других видов работ [5, 7, 15, 45, 50, 121, 137, 143, 144, 145, 147, 148, 149, 150, 152, 153, 154, 155, 156, 157, 158] .

Экскаватор с гидроприводом является ведущей многофункциональной строительной машиной в России и за рубежом.

Средства систем автоматизированного проектирования (САПР) в настоящее время интенсивно развиваются и становятся основным инструментом процесса проектирования машин. Они позволяют повысить производительность труда конструкторов, сократить сроки проектирования, снизить материалоемкость машин, повысить уровень автоматизации расчетных и проектно-конструкторских работ,

сделав работу конструктора более творческой [1, 16, 18, 21, 25, 26, 60, 61, 69, 72, 76, 86, 94, 95, 97].

В настоящее время существуют универсальные САПР, которые могут использоваться в различных отраслях промышленности. Основным недостатком универсальных САПР является их громоздкость и высокая стоимость. Для проектирования конкретных изделий, например гидроимпульсных средств механизации, необходимо объединить несколько различных систем, обеспечить проблему их информационной стыковки.

При моделировании сложных динамических систем применяются различные системы проектирования: Pro/Engineer, EXCEL, Maple, MATLAB, КОМПАС, AutoCAD и другие [1, 6, 16, 23, 53, 62, 63, 64, 76, 85, 90, 105, 131, 135, 138, 139].

С помощью существующих систем и пакетов трудно моделировать гидроимпульсные средства механизации на основе гидроударников, так как построить модель системы «грунт - рабочий орган - базовая машина» с учетом всех влияющих факторов, в среде указанных пакетов достаточно сложно, и требуется трудоемкая подготовка к моделированию.

Методика проектирования гидроимпульсных систем достаточно хорошо отработана, однако ее применение к машинам ударного действия для разработки различных грунтов требует уточнения и развития. Это объясняется особенностями их работы в определенных условиях, а именно: разнообразием физико-механических свойств разрабатываемой среды; видами выполняемой работы (разрушение, уплотнение и др.); непосредственным контактом с базовой машиной; жесткими ограничениями по характеристикам базовой машины; эргономическими требованиями, обуславливающими удобство работы и управления.

Процесс создания высокоэффективных гидравлических машин ударного действия требует, уже на стадии проектирования, обеспечения их конкурентоспособности. Это предполагает установление закономерностей строения, развития гидравлических ударных устройств и влияния на их выходные показатели конст-

руктивных параметров основных функциональных элементов гидроударников (ГУ).

Возрастающие требования к уровню и качеству параметров и характеристик ГУ приводят к необходимости совершенствования методов их проектирования.

Проблема совершенствования, разработки эффективных рабочих органов, методов моделирования гидроударных устройств для рабочих органов экскаваторов на основе компьютерных технологий является весьма актуальной.

Степень разработанности темы

Общие вопросы теории и создания гидравлических машин ударного и вибрационного действия нашли отражение в работах О.Д.Алимова, Т.В.Алексеевой, А.М.Ашавского, С.А.Басова, Б.Н.Глотова, Л.В.Городилова, Л.Э.Графа, Ю.В.Дмитревича, Д.Н.Ешуткина, А.С.Кадырова, А.Ф.Кичигина, П.Я.Крауиньша, А.Б.Клока, А.Г.Лазуткина, И.Б.Матвеева, Г.Г.Пивень, Г.Л.Полонского, А.С.Сагинова, Ю.М.Смирнова, О.Г.Савчака, Л.С.Ушакова, А.И.Федулова, И.А.Янцена и др. [5, 7, 8, 22, 47, 48, 50, 54, 55, 71, 117, 122, 123, 137].

В СибАДИ вопросами создания беззолотниковых гидроударных устройств занимались Е.А.Бедрина, А.А.Гришакин, В.В.Исаенко, С.П.Лупинос, И.М.Мурсеев, В.П.Радищев, И.А.Семенова, И.А.Угрюмов, Э.Б.Шерман и др. [9, 10, 11, 12, 13, 14, 45, 82, 91, 116].

Диссертация соответствует специальности 05.05.04 – «Дорожные, строительные и подъёмно-транспортные машины», пункты: 2 – методы моделирования, прогнозирования, исследований, расчета технологических параметров, проектирования, испытаний машин, комплектов и систем, исходя из условий их применения; 3 – совершенствование технологических процессов на основе новых технических решений конструкций машин.

Объект исследования: гидроударные устройства активных рабочих органов экскаваторов.

Предмет исследования: закономерности формирования основных параметров гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.

Целью диссертационной работы является повышение эффективности активных рабочих органов экскаваторов на основе гидравлических ударных устройств для разработки грунтов.

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

1. Обоснование критерия эффективности гидроударных устройств, используемых в качестве активных рабочих органов экскаваторов.
2. Разработка математической модели гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.
3. Выявление функциональных зависимостей, устанавливающих связи между основными конструктивными параметрами гидроударных устройств, используемых в качестве активных рабочих органов.
4. Разработка инженерной методики проектирования гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.
5. Разработка перспективных конструкций гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.

Научная новизна диссертационной работы:

1. Созданы математические модели активных рабочих органов экскаваторов на основе гидроударников, предназначенные для разработки различных видов грунтов. Математическая модель гидроударного устройства экскаватора составлена с учетом основных конструктивных параметров гидроударника, его элементов, параметров гидропривода базовой машины, описывает характерные фазы работы устройства.
2. Установлены характеристики и функциональные зависимости основных параметров гидроударных устройств, которые позволяют прогнозировать основные параметры гидроударников при проектировании активных рабочих органов экскаваторов.
3. Впервые получены функциональные зависимости в виде уравнений регрессии частоты ударов гидроударного устройства и его длины от энергии единичного удара. Впервые получены уравнения регрессии для скорости, энергии удара

в зависимости от давления зарядки газа, массы бойка, величины хода бойка гидроударника .

4. Разработан пользовательский интерфейс (рабочие окна) для определения основных параметров гидроударного устройства (энергии единичного удара, диаметра хвостовика инструмента, массы гидроударного устройства, ударной мощности, максимальной частоты ударов и др.). Создан программно-имитационный комплекс моделирования активных рабочих органов экскаваторов на основе гидроударников.

5. Предложен обобщенный (комплексный) критерий эффективности гидроударного устройства – коэффициент технического уровня, включающий основные локальные показатели (энергию единичного удара, массу гидроударника, частоту ударов).

Теоретическая и практическая значимость результатов работы

1. Созданный программно-имитационный комплекс моделирования активных рабочих органов на основе гидроударников позволяет формировать их основные параметры и проводить имитационное моделирование на ЭВМ их рабочих процессов, позволит значительно сократить трудовые и временные затраты конструкторских бюро, а также других предприятий, занимающихся разработкой гидроударников.

2. Разработки по технической реализации создания перспективных гидравлических ударных устройств подтверждены 4 патентами РФ на полезные модели, 2 свидетельствами о государственной регистрации программ для ЭВМ и 2 свидетельствами о регистрации электронных ресурсов (алгоритмов).

3. Разработана методика проектирования и расчета основных параметров активных рабочих органов экскаваторов на основе гидроударников.

4. Предложенные конструкции беззолотниковых гидроударных устройств могут быть использованы при создании активных рабочих органов не только экскаваторов, но и дорожно-строительных машин (ДСМ). Результаты диссертационных исследований используются в учебном процессе ФГБОУ ВО «СибАДИ». Результаты исследований переданы для использования в АО «ОМСКТРАНСМАШ», г.

Омск; ОАО «Мостовое ремонтно-строительное управление», г. Омск; ОАО «Конструкторское бюро транспортного машиностроения», г. Омск.

Методология и методы исследований

В качестве общего методологического подхода работы принята методология системного анализа. В работе использовались методы математического и имитационного моделирования, регрессионного анализа, теории планирования эксперимента, гидромеханики, теоретические положения систем автоматизированного проектирования.

Методика исследований включает также применение методов САПР, вычислительной математики, ЭВМ, программирование и существующие инструментальные средства (FORTRAN, VBA, MAPLE, EXCEL, КОМПАС и др.) для ЭВМ [23, 24, 64, 76, 85, 126].

Планирование вычислительного эксперимента, которое применяется при исследовании математической модели гидравлического ударного устройства, позволяет решать вопросы проектирования перспективных гидроударников без дорогостоящих затрат на проведение их экспериментальных исследований.

Положения, выносимые на защиту:

1. Обобщенный (комплексный) критерий эффективности гидроударного устройства – коэффициент технического уровня, включающий основные локальные показатели (энергию единичного удара, массу гидроударника, частоту ударов).

2. Математическая модель гидроударного устройства, учитывающая основные конструктивные параметры гидроударника, его элементов, параметры базовой машины, описывающая характерные фазы работы устройства (взвод, рабочий ход) и представляющая собой нелинейные системы дифференциальных и алгебраических уравнений с переменными коэффициентами.

3. Функциональные зависимости частоты ударов гидроударного устройства и его длины от энергии единичного удара в виде уравнений регрессии, которые позволяют прогнозировать основные параметры гидроударников при проектировании активных рабочих органов экскаваторов.

4. Результаты вычислительного эксперимента при исследовании гидроударного устройства, позволившие получить уравнения регрессии для скорости, энергии удара в зависимости от давления зарядки газа, массы бойка, величины хода бойка гидроударника.

5. Система автоматизированного моделирования гидравлических ударных систем, состоящая из математической модели, аппаратных средств, совмещенных с аппаратными средствами ЭВМ, набора алгоритмов и программ.

6. Инженерные разработки конструкций гидроударных устройств для активных рабочих органов экскаваторов.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается:

Применением современных математических методов исследования; достаточной аргументированностью принятых допущений, сравнением теоретических результатов, полученных на основе используемых теорий, имитационного моделирования с экспериментальными данными [5, 43, 48, 50, 122, 137], удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация результатов работы

Отдельные этапы и основные результаты работы докладывались и получили одобрение на научных семинарах СибАДИ, научных, научно-практических, республиканских и международных конференциях: 63-ой, 64-ой, 65-ой научно-технических конференциях ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (г. Омск, 2009 – 2011 гг.); международных 66-ой, 67-ой научно-практических конференциях ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (г. Омск, 2012 – 2013 гг.); международной научно-практической конференции «Развитие дорожно – транспортного и строительного комплексов и освоение стратегически важных территорий Сибири и Арктики: вклад науки» (г. Омск, СибАДИ, 2014 г.); международной научно-практической конференции «Архитектура, строительство, транспорт: к 85-летию ФГБОУ ВПО СибАДИ» » (г. Омск, 2015 г.); международной научно-практической конференции «Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплекс: проблемы, перспективы,

новации» (г. Омск, СибАДИ, 2016 г.); XI-ой Всероссийской научно-инновационной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с элементами научной школы «Теоретические знания – в практические дела» (г. Омск, РосЗИТЛП, 2010 г.); V-ой, VI-ой, VII-ой Всероссийских научно-практических конференциях студентов, аспирантов и молодых ученых «Развитие дорожно-транспортного комплекса и строительной инфраструктуры на основе рационального природопользования» (г. Омск, СибАДИ, 2010 – 2012 гг.); III-ей Всероссийской молодежной научно-технической конференции «Россия молодая: передовые технологии – в промышленность» (г. Омск, ОмГТУ, 2010 г.); Региональной научно-технической конференции молодых ученых, студентов, аспирантов «Новые технологии на транспорте, в энергетике и строительстве» (г. Омск, Омский институт водного транспорта (филиал) ФГОУ ВПО НГАВТ, 2010 г.). I-ой, VI-ой, VII-ой, VIII-ой Всероссийских научно-технических конференциях «Современная техника и технологии: проблемы, состояние, перспективы» (г. Рубцовск, Рубцовский индустриальный институт, 2011, 2016, 2017, 2018 гг.); международной научно-практической конференции «Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства» (г. Красноярск, СФУ, 2016 г.); III-ей Международной научно-технической конференции (г. Омск, ОмГТУ, 2019 г.); III International scientific conference "MECHANICAL SCIENCE AND TECHNOLOGY UPDATE" 23-24 April 2019. Omsk, Russia.

Реализация результатов работы

Результаты исследований переданы для использования в АО «ОМСКТРАНСМАШ», г. Омск; ОАО «Мостовое ремонтно-строительное управление», г. Омск; ОАО «Конструкторское бюро транспортного машиностроения», г. Омск. Используются в учебном процессе ФГБОУ ВО «СибАДИ» при подготовке инженеров по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» (специализация «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование»), бакалавров по направлению 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» (профиль «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»), магистров по

направлению 23.04.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» (магистерская программа: «Транспортно-технологические машины нефтегазовой и строительной отрасли»).

Публикации по работе

По материалам диссертационных исследований опубликованы монография и 26 печатных работ, в том числе 8 работ в изданиях из перечня ВАК РФ и 1 статья в издании, включенном в базу SCOPUS. Получено 4 патента Российской Федерации на полезные модели, 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ, 2 свидетельства о регистрации электронных ресурсов (алгоритмов).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и приложения. Работа содержит 166 страниц, в том числе 12 таблиц, 92 рисунка, список литературы из 158 наименований и приложение на 16 страницах.

В приложении приведены: расчёт ожидаемой экономической эффективности от использования гидроударника активного рабочего органа экскаватора, документы по результатам внедрения (приложения А, Б, В, Ж, З), патенты и свидетельства о регистрации программ и алгоритмов (приложения Г, Д, Е) .

Работа выполнена на кафедре «Автоматизация производственных процессов и электротехника» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ).

1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА ПО ГИДРОУДАРНЫМ УСТРОЙСТВАМ. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Активные рабочие органы экскаваторов, области применения гидроударных импульсных систем

Для интенсификации производственных процессов широко применяются гидроимпульсные средства механизации на основе гидроударников в различных отраслях современной промышленности, горном деле, строительстве, используется в коммунальном хозяйстве и других отраслях. Существует большое разнообразие различных гидроимпульсных средств механизации. Гидроударные устройства находят широкое применение в качестве рабочего оборудования активного действия различных дорожно-строительных, горных и других машин [5, 7, 45, 50, 54, 58, 71, 116, 122, 123, 137, 150].

Гидроударное рабочее оборудование применяется при разрушении скальных пород, разработке мерзлого грунта, вскрытии асфальтобетонных покрытий, разрушении бетонных и железобетонных конструкций, для разрушения отслуживших срок сооружений. Применяется при реконструкции цехов, аэродромов, используются в металлургии.

Экскаватор с гидроприводом является ведущей многофункциональной строительной машиной в России и за рубежом.

В качестве сменного навесного рабочего оборудования дорожно-строительных машин широко используется гидроударное устройство – генератор импульсов, преобразующий подводимую энергию потока жидкости в возвратно-поступательные движения бойка.

Импульсные нагрузки, возникающие при работе активных рабочих органов, создают значительные динамические усилия, достаточные для разработки мерзлого грунта, разрушения негабаритов, асфальтобетонных покрытий, уплотнения грунта [3, 5, 7, 15, 17, 27, 45, 48, 50, 54, 55, 58, 71, 74, 78, 87, 116, 119, 121, 122, 123, 124, 125, 137, 142, 146, 147, 149, 150, 152, 153, 154, 155, 156, 157, 158].

Гидромолоты на основе гидроударников (рисунок 1.1, рисунок 1.2) получили широкую известность. В качестве активных рабочих органов применяются также пневматические молоты и электрические молоты различных типов, которые используются для работы с грунтами (уплотнение, разрушение) и выполнения других видов работ [3, 5, 7, 22, 29, 45, 48, 50, 78, 116, 122, 123, 146].

Гидромолот состоит из корпуса, бойка, пневматического или гидравлического аккумулятора, блока управления рабочим циклом и рабочего инструмента. Блок управления рабочим циклом у существующих гидромолотов выполнен в виде золотникового гидрораспределителя и системы каналов в бойке и проточек в корпусе [5, 22, 50, 71, 123, 137, 142].

Гидравлические ударные устройства по сравнению с другими ударными механизмами отличаются тем, что они при изменении давления и расхода жидкости позволяют в широких пределах регулировать режимы их работы [22, 71, 116, 122].

Гидромолот – сменный вид рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, погрузчиков, других базовых машин с гидроприводом, манипуляторов. Гидравлические молоты предназначены для рыхления мерзлого грунта, дробления негабаритов твердых и горных пород, взламывания дорожных покрытий, бетонных сооружений [7, 22, 50, 71, 116, 123, 137, 142].

Гидромолот устанавливают вместо снятого ковша или рукояти и подключают к гидравлической системе экскаватора. В зимнее время использование гидравлических молотов снижает затраты на земляные работы и повышает производительность, что особенно необходимо при ликвидации аварий в подземных коммуникациях [22, 50, 116, 142, 146, 150].

Гидравлические и гидропневматические молоты к экскаваторам II – V размерных групп рекомендуется также применять для работы в стесненных местах и при реконструкции различных объектов. Монтаж и демонтаж гидромолота на экскаваторе не требует специальных приспособлений и трудностей не представляет [22, 50, 116, 142, 146, 150].



Рисунок 1.1 – Экскаватор с гидромолотом



Рисунок 1.2 – Погрузчик с гидромолотом

Несмотря на многообразие гидроимпульсных средств механизации по-прежнему остается острой необходимостью создания новых гидроударных устройств, обеспечивающих надежную работу гидроимпульсных средств механизации, с высоким коэффициентом полезного действия (КПД) при различных специфических условиях работы.

Современный этап развития гидроимпульсных средств механизации будет сопровождаться совершенствованием их конструкций, повышением эффективно-

сти и базироваться на системном анализе функционирования всех элементов и моделировании с помощью ЭВМ.

1.2 Классификация, анализ конструкций гидроударных устройств

В настоящее время выпускается широкая гамма различных типов и видов гидроимпульсной техники, разработанных зарубежными фирмами JCB, KRUPP, Atlas Copco, RAMMER (Roxon), Montabert, Indeco, Stanley, Furukawa, Nippon Pneumatic (NPK), Caterpillar, Soosan, Hanwoo, Daemo, ArrowHead, Takeuchi, Delta и другими [142, 144, 145, 146, 147, 149, 150, 152, 153, 154, 155, 156, 157, 158].

В России в настоящее время производят гидромолоты Саранский экскаваторный завод (ГПМ-120), ООО «Златоустовский экскаваторный завод «Златэкс» (ГПМ-200), Тверской экскаваторный завод (МГ-300), ПТФ «НТ Парк ГМ» (ИЗ10, Д450, Д600), ООО Компания «Традиция-К» (ГПМ-120, МГ-300, Д-800). Тверской машзавод «Гидромолот» (ОАО "Тверьтехоснастка") предлагает четыре модели гидромолотов: НМ-120, НМ-230, НМ-330 и НМ-440 [7, 142, 143, 146, 147, 148, 149, 150, 156].

Кроме указанных предприятий гидромолоты для экскаваторов второй размерной группы выпускали красноярский ФГУП "СибНИИСтройдормаш" (ГПМ-150), ФГУП "Невьянский машиностроительный завод" (МГ-300 и СП-71А. Технические характеристики гидромолотов, производимых в России, нуждаются в улучшении [7, 71, 116, 142, 143, 148, 149, 151].

Общие вопросы теории и создания гидравлических машин ударного и вибрационного действия нашли отражение в работах О.Д.Алимова, Т.В.Алексеевой, А.М.Ашавского, С.А.Басова, Б.Н.Глотова, Л.В.Городилова, Л.Э.Графа, Ю.В.Дмитревича, Д.Н.Ешуткина, А.С.Кадырова, А.Ф.Кичигина, П.Я.Крауиньша, А.Б.Клока, А.Г.Лазуткина, И.Б.Матвеева, Г.Г.Пивень, Г.Л.Полонского, А.С.Сагинова, Ю.М.Смирнова, О.Г.Савчака, Л.С.Ушакова, А.И.Федулова, И.А.Янцена и др. [5, 7, 8, 22, 47, 48, 50, 54, 55, 71, 117, 122, 123, 137].

В СибАДИ вопросами создания беззолотниковых гидроударных устройств занимались Е.А.Бедрина, А.А.Гришакин, В.В.Исаенко, С.П.Лупинос, И.М.Мурсеев, В.П.Радищев, И.А.Семенова, И.А.Угрюмов, Э.Б.Шерман и др. [9, 10, 11, 12, 13, 14, 45, 82, 91, 116].

Гидроударное устройство имеет модульную компоновку и состоит из энергетического блока (корпуса, бойка, пневматического или гидравлического аккумулятора), блока управления рабочим циклом и рабочего инструмента [5, 50, 122].

Гидравлические ударные устройства делятся на три группы [5, 50, 116, 122]:

- гидромеханические, у которых привод бойка осуществляется от гидромотора (гидроцилиндра) с помощью механической передачи;
- гидравлические (двойного действия), у которых привод бойка осуществляется с помощью рабочей жидкости базовой машины;
- гидропневматические, у которых взвод бойка осуществляется рабочей жидкостью, а рабочий – под действием энергии сжатого газа пневмоаккумулятора.

Основной недостаток гидромеханических ударных устройств – наличие сложной механической трансмиссии, большие габариты и масса, ограниченные возможности использования.

Гидравлические ударные устройства (двойного действия) имеют один энергоноситель (рабочая жидкость), однако большое количество гидравлических элементов усложняет конструкцию и снижает надежность устройства.

Гидропневматические ударные устройства отличаются компактностью, простотой конструкции, возможностью регулирования энергии единичного удара путем изменения давления зарядки газа в пневмоаккумуляторе.

Гидропневматические ударные устройства получили широкое распространение. К гидропневматическим устройствам относятся гидромолоты ГПМ-120, ГПМ-120А, ГПМ-200, ГПМ-300, ГПМ-600, ГПМ-900, СП-71 и другие ФГУП СибНИИстройдормаш (КФ ВНИИСДМ), а также гидромолоты НМ-120, НМ-230, НМ-330, НМ-440 ОАО “Тверьтехоснастка” и другие [7, 142, 143, 146, 147, 148, 149, 150, 151].

Разработкой гидроимпульсной техники в России и странах СНГ занимались различные научные школы [5, 122, 123, 137]. Известно большое число патентов на конструкции гидроударников, разработаны различные конструктивные решения гидроударных устройств [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 98, 99, 100, 101, 122, 123, 137, 142, 144, 145, 146, 148, 149, 151].

Гидропневматический молот СП-71 (рисунок 1.3) состоит из поршня-бойка 1 с каналами, поршня-клапана 2, корпуса 3. Корпус 3 включает полости В (взводящую), С (сливную) и пневмоаккумуляторную полость А. Рабочий ход поршня-бойка происходит под действием энергии сжатого газа пневмоаккумулятора [22].

Недостатком гидромолота СП-71 являются пульсации давления в гидросистеме и длительность переключения рабочего хода бойка на взвод. Достоинство гидромолота – простота конструкции и высокая надежность.

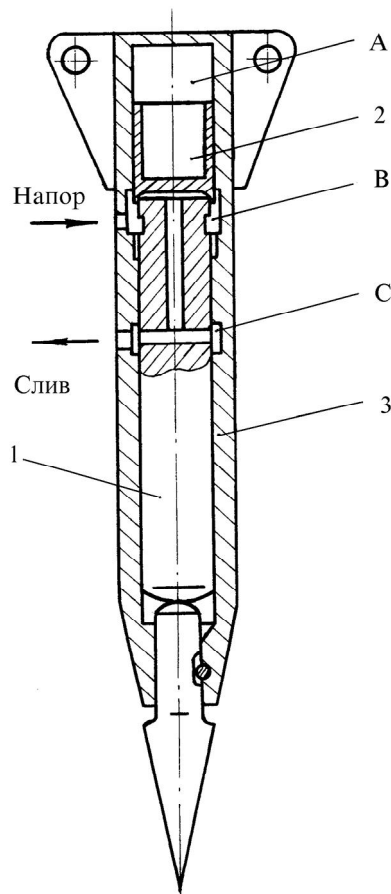


Рисунок 1.3 – Схема гидропневматического молота СП-71:
1- поршень-боек; 2 - поршень-клапан; 3 - корпус

Гидромолот легкой серии городского типа НМ-100 (энергия удара 400 Дж) применяется для работы в жилищно-коммунальном комплексе, навешивается как на отечественные экскаваторы-погрузчики, так и на импортные модели (рисунок 1.4) [148].

Гидропневматический молот НМ-120 навешивается на экскаваторы второй размерной группы, погрузчики ПУМ-500, МКСМ-800 и другие машины. Используется для разрушения асфальтобетонных покрытий, бетонных конструкций, и других работ [148].



Рисунок 1.4 – Гидромолоты НМ-100, НМ-140

Гидропневматический молот НМ-330 (рисунок 1.5) повышенной энергии разработан для экскаваторов третьей размерной группы (ЭО-3323А, ЕК-14 и других). Применяется для разрушения бетонных и железобетонных конструкций, асфальтобетонных покрытий и других аналогичных работ. Технические характеристики гидромолотов серии НМ приведены в таблице 1.1 [148].

Таблица 1.1 - Технические характеристики гидромолотов серии НМ [148]

Параметр	НМ-100	НМ-140	НМ-230	НМ-330М	НМ-440М
масса экскаватора, т	2-8	2-8	8-13	12-20	18-32
масса гидромолота, кг	150	280	350	750	1200
энергия удара, Дж	400	750	1000	2000	4000
число ударов в минуту	600	600	540	420	300
расход рабочей жидкости, л/мин	40-120	60-100	80-120	80-160	160-240
номинальное давление, МПа	12	10	10	16	16
давление в пневмоаккумуляторе, МПа	0,6	0,6	0,6-0,8	0,6-0,8	0,6-0,8
диаметр инструмента, мм	70	80	80	110	135
рабочая длина инструмента, мм	300	350	350	480	600



Рисунок 1.5 – Гидромолоты НМ-330 и НМ-440

Гидропневматический молот НМ-440 навешивается на экскаваторы четвертой размерной группы (ЭО-4225, ЭО-4121, ЕК-18, ЕТ-25) [148].

1.3 Особенности беззолотниковых гидроударных устройств

В беззолотниковых гидроударниках, которые разработаны в СибАДИ, в блоке управления рабочим циклом используется упругий запорно-регулирующий элемент (мембранный запорно-регулирующий элемент) [9, 10, 11, 12, 13, 14, 45, 82, 91, 116].

Принцип действия блока управления рабочим циклом гидроударного устройства с упругим запорно-регулирующим элементом рассмотрен на схеме, представленной на рисунке 1.6 [9, 10, 11, 12, 13, 14, 45, 82, 91, 116].

В закрытом положении упругого элемента 4, показанном на рисунке 1.6 *а*, происходит взвод бойка гидравлического ударного устройства. При этом упругий элемент 4 перекрывает гидролинии 5 и 6 под давлением в управляющей полости 2.

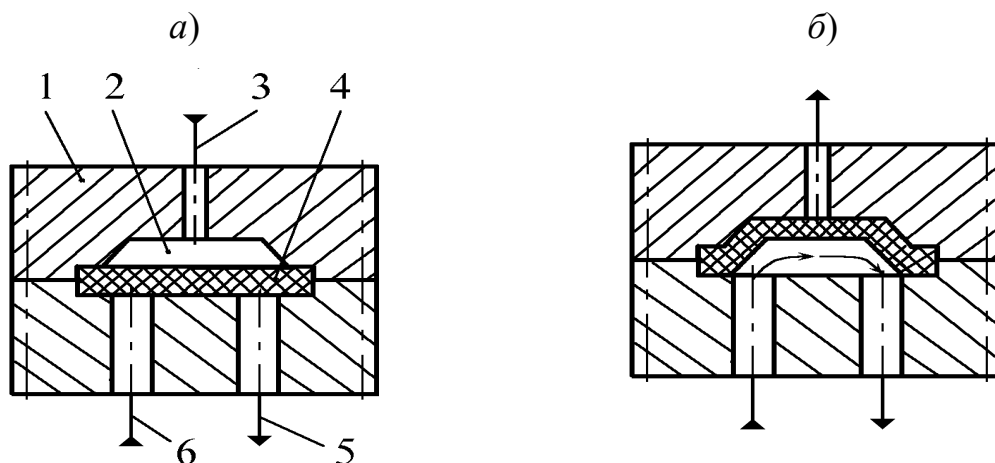


Рисунок 1.6 – Распределительный узел с плоским упругим запорно-регулирующим элементом:

- 1 - корпус; 2 - управляющая полость; 3 - гидролиния управляющей полости;
 4 - упругий запорно-регулирующий элемент; 5 - отводящая гидролиния;
 6 - подводящая гидролиния

В открытом положении упругого элемента 4, показанном на рисунке 1.6 *б*, происходит рабочий ход бойка гидравлического ударного устройства. При этом упругий элемент 4 деформируется и гидролинии 5 и 6 соединяются между собой [9, 10, 11, 12, 13, 14, 45, 82, 91, 116].

Конструктивно упругий запорно-регулирующий элемент гидроударника может быть выполнен в виде цилиндрической оболочки, кольца, плоских пластин. Изготавливается запорно-регулирующий элемент из различных эластичных материалов [9, 10, 11, 12, 13, 14, 45, 82, 91, 116].

Классификация блоков управления рабочим циклом беззолотниковых гидроударников приведена на рисунке 1.7.



Рисунок 1.7 – Классификация блоков управления рабочим циклом беззолотниковых гидроударников

Первоначально беззолотниковые гидроударники были с цилиндрическими упругими запорно-регулирующими элементами, которые устанавливались внутри корпуса [10, 11, 12, 13, 82, 91].

Схема гидроударника с цилиндрическим упругим запорно-регулирующим элементом [12] приведена на рисунке 1.8 [12].

Гидроударное устройство включает корпус 1, подвижные части 2, упругий элемент 3, стакан 4. В корпусе 1 имеется пневмоаккумуляторная полость А, взводящая полость В, сливная полость С и управляющая полость У, которая расположена между наружной поверхностью упругого элемента 3 и внутренней поверхностью стакана 4. На гидролиниях гидроударника установлены регулировочные дроссели Д1 и Д2 [12].

Холостой ход подвижных частей 2 происходит при перекрытии упругим элементом 3 каналов, соединяющих взводящую В и сливную С полости. При холостом ходе, когда управляющая полость У соединяется со сливной гидролинией через проточку на поршне взводящей полости В, давление над упругим элементом 3 падает и он деформируется (расширяется). При этом образуется кольцевой канал, соединяющий взводящую полость В со сливной полостью С [12].

Рабочий ход подвижных частей (бойка) совершается под действием сжатого газа пневмоаккумулятора А, заканчивается рабочий ход ударом инструмента по грунту. Регулировочные дроссели Д1 и Д2 обеспечивают необходимый режим работы гидроударника. Далее рабочий цикл гидроударника повторяется [12].

В следующих схемах беззолотниковых гидроударников блок управления рабочим циклом с цилиндрическим упругим элементом располагается снаружи корпуса гидроударника отдельным блоком [14].

Схемы беззолотниковых гидроударников с цилиндрическими упругими элементами отличаются значительным объемом управляющей полости, что ограничивает возможности гидроударников по повышению их быстродействия, частоты ударов [10, 12].

Затем в СибАДИ были разработаны беззолотниковые гидроударные устройства с вынесенным блоком управления рабочим циклом и с упругим элементом в виде кольца [14].

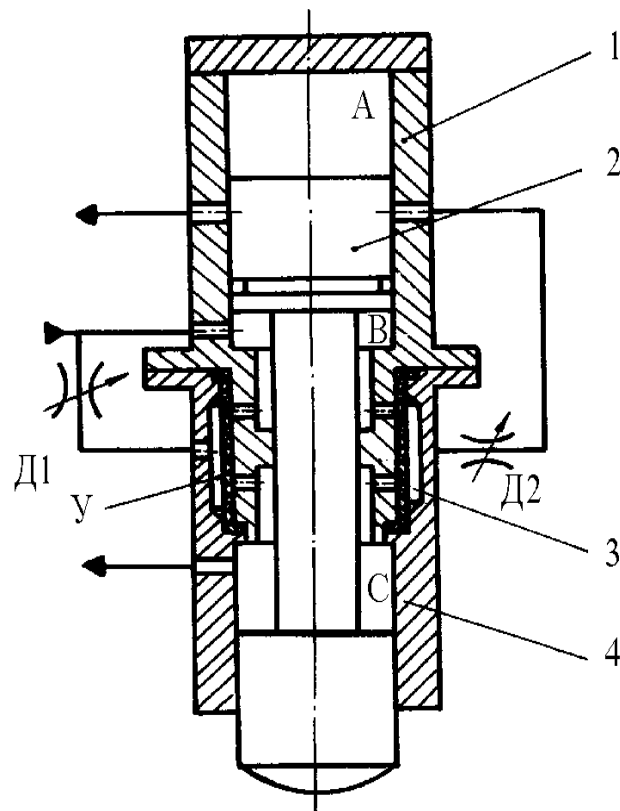


Рисунок 1.8 – Конструктивная схема беззолотникового гидроударника по а.с. № 863854 (СиБАДИ):
1 - корпус; 2 - подвижные части; 3 - цилиндрический упругий запорно-регулирующий элемент; 4 - стакан

На рисунке 1.9 показана принципиальная схема беззолотникового гидроударника с вынесенным блоком управления рабочим циклом. Блок управления рабочим циклом изображен в виде дросселя 10 (распределительного узла) [14].

Принцип действия беззолотникового гидроударника (см. рисунок 1.9) аналогичен принципу действия ранее рассмотренного беззолотникового гидроударника (см. рисунок 1.8). В этой схеме (см. рисунок 1.9) взводящая полость 7 соединяется со сливной гидролинией 11 через кольцевой канал блока управления рабочим циклом (распределительного узла 10) [14].

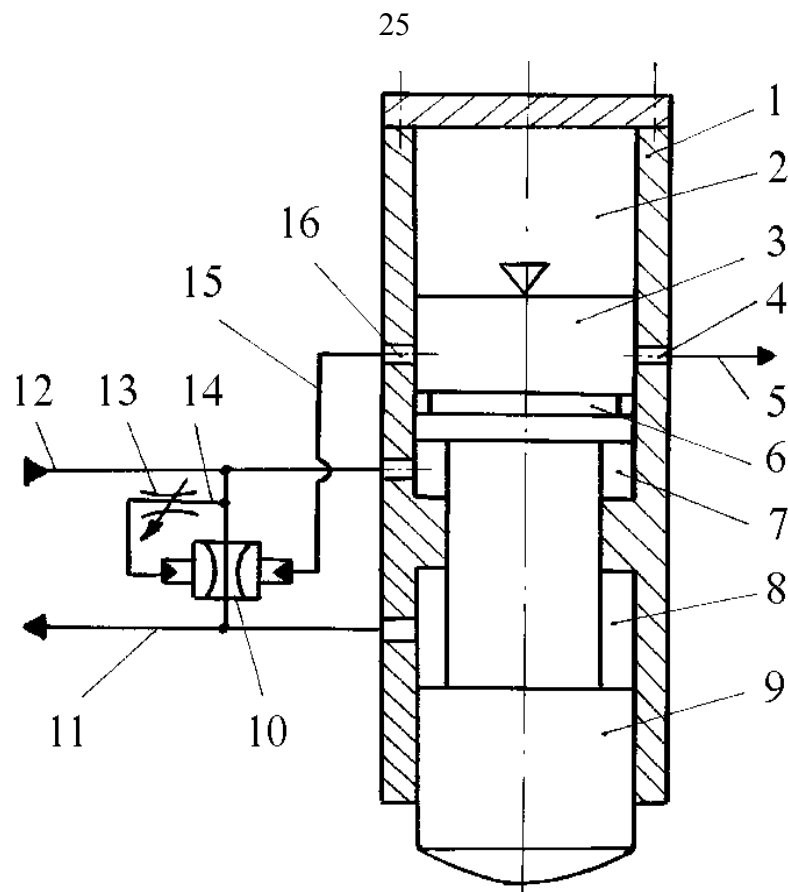


Рисунок 1.9 – Принципиальная схема беззолотникового гидроударного устройства по а.с.№ 1352050 с вынесенным блоком управления:
 1 - корпус; 2 - пневмоаккумуляторная полость; 3 - поршень взводящей полости; 4, 16 - каналы; 5, 11 - сливная гидролиния; 6 - проточка;
 7 - взводящая полость; 8 - сливная полость; 9 - боек;
 10 - распределительный узел; 12 - напорная гидролиния;
 13 - дроссель; 14, 15 - каналы

Блоки управления рабочим циклом беззолотниковых гидроударников улучшают их конструктивные схемы, обладают малой инерционностью. При этом возможно создание блочно-модульной конструкции гидроударников. [13, 14].

На рисунках 1.10 – 1.12 показаны схемы беззолотниковых гидроударников следующего поколения (приложение Г) [98, 99, 100].

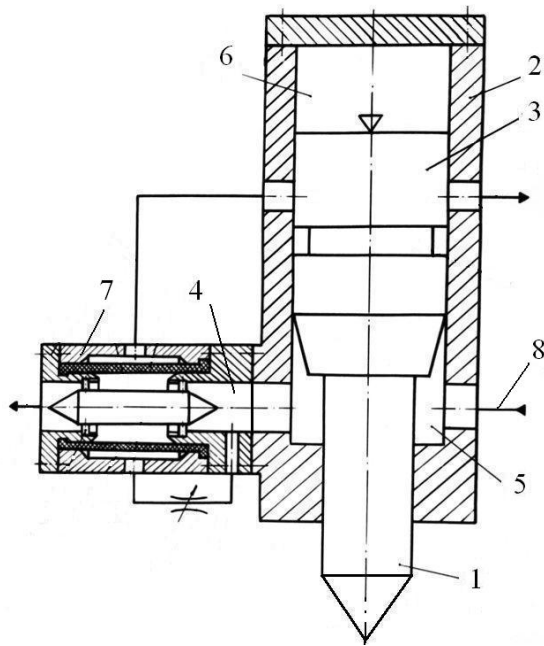


Рисунок 1.10 – Конструктивная схема гидравлического ударного устройства с вынесенным блоком управления рабочим циклом по патенту на полезную модель № 94584 (СибАДИ):
1 – инструмент; 2 – корпус; 3 – боек; 4 – камера низкого давления (сливная); 5 – камера высокого давления (взводящая); 6 – пневмоаккумуляторная камера; 7 – блок управления рабочим циклом; 8 – напорная гидролиния.

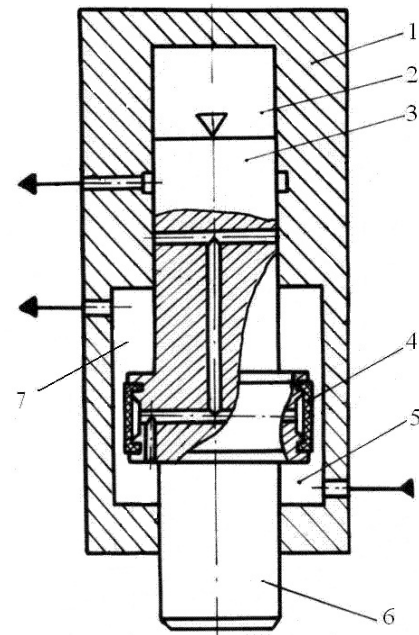


Рисунок 1.11 – Конструктивная схема гидравлического ударного устройства по патенту на полезную модель № 99527 (СибАДИ):
1 – корпус; 2 – пневмоаккумуляторная камера; 3 – шток; 4 – упругий запорно-регулирующий элемент; 5 – камера высокого давления (взводящая); 6 – инструмент; 7 – камера низкого давления (сливная).

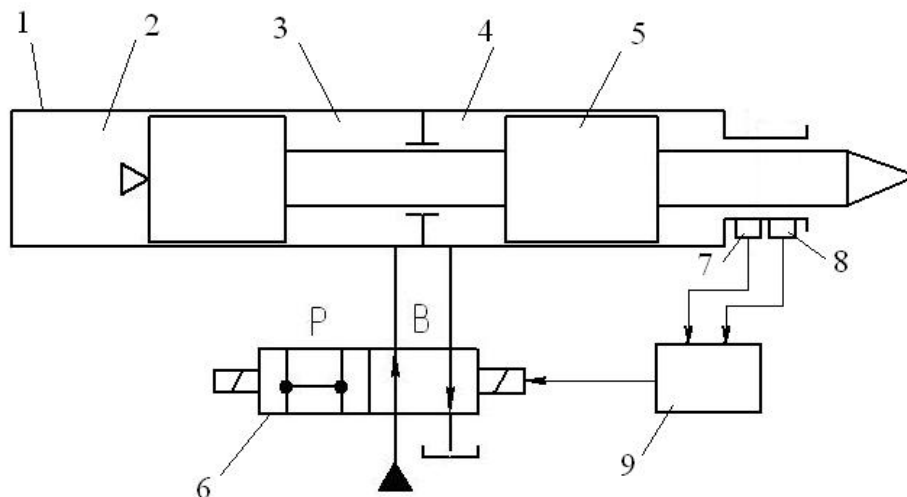


Рисунок 1.12 – Конструктивная схема гидравлического ударного устройства по патенту на полезную модель № 93095 (СибАДИ):
1 – корпус; 2 – пневмоаккумуляторная камера; 3 – камера высокого давления (взводящая); 4 – камера низкого давления (сливная); 5 – поршень-бойек; 6 – блок управления рабочим циклом; 7 – датчик перемещения; 8 – датчик скорости; 9 – электронный блок управления рабочим циклом

Беззолотниковые гидроударные устройства с упругими запорно-регулирующими элементами в блоках управления рабочим циклом обладают следующими преимуществами по сравнению с другими гидроударными устройствами [9, 10, 11, 12, 13, 14, 45, 82, 91, 116]:

- а) простота конструкции;
- б) улучшается технологичность конструкции;
- в) возможность регулирования частоты, энергии удара;
- г) повышение надежности гидроударника;
- д) снижение требований к чистоте рабочей жидкости;
- е) улучшение ремонтоспособности.

1.4 Гидроударные устройства зарубежных производителей

Зарубежными фирмами JCB, KRUPP, Atlas Copco, Sandvik (Rammer), Roxon, Montabert, Indeco, Stanley, Furukawa, Nippon Pneumatic (NPK), Caterpillar, Soosan, Hanwoo, Daemo, ArrowHead, Takeuchi, Delta, Махpower и другими выпускается широкая гамма различных типов и видов гидроимпульсной техники [142, 144, 145, 146, 147, 149, 150].

Гидромолоты фирмы Rammer выпускаются нескольких моделей с энергией удара от 2200 до 8200 Дж. Конструкция этих гидромолов выполнена по единой схеме (рисунок 1.13) и состоит из гидропневмоаккумулятора 1, блока управления 2, бойка 3, корпуса 4 и инструмента 5 [142, 146, 147, 149, 150, 153].

Недостатками гидромолов фирм Rammer, Krupp и других зарубежных фирм являются сложность конструкции, в том числе и блока управления рабочим циклом, который выполняется в виде золотникового гидрораспределителя.

Гидромолоты фирмы Krupp выпускаются нескольких типоразмеров с энергией удара от 450 до 8500 Дж. Конструкция этих гидромолов выполнена по единой схеме (рисунок 1.14) и состоит из гидропневмоаккумулятора 1, блока управления (золотника) 2, бойка 3, корпуса 4 и инструмента 5 [142, 146, 147, 149, 150].

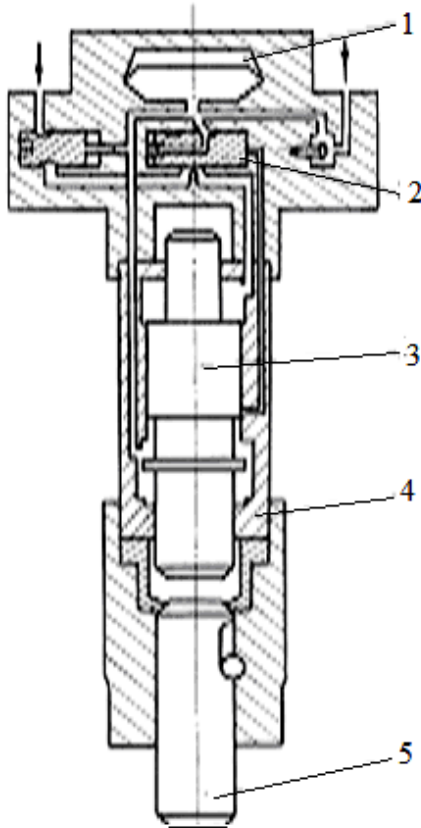


Рисунок 1.13 – Гидромолот фирмы Rammer (Финляндия):

1 – гидропневмоаккумулятор; 2 – блок управления; 3 – боек; 4 – корпус; 5 – инструмент

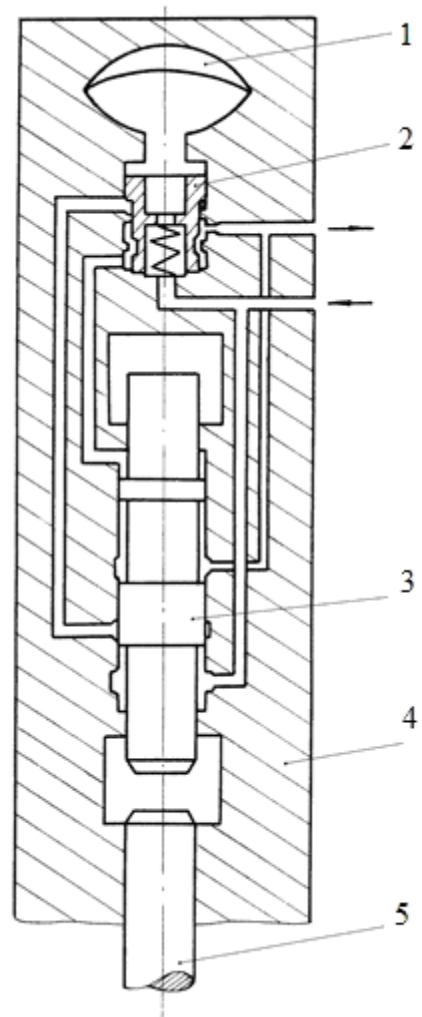


Рисунок 1.14 – Гидромолот фирмы Kipp (Германия):

1 – гидропневмоаккумулятор; 2 – блок управления (золотник); 3 – боек; 4 – корпус; 5 – инструмент

Компания Atlas Copco производит гидромолоты различных моделей (рисунок 1.15). Серия легких гидромолотов SB из шести моделей массой 35...419 кг предназначена для экскаваторов массой 0,35...12 т. Средние гидромолоты серии MB массой 550...1700 кг и тяжелые гидромолоты серии HB массой 2200...7000 кг предназначены для базовых машин массой 8...120 т. Легкие гидромолоты выпускаются на заводе в Швеции, а средние и тяжелые выпускаются в Германии [144, 149].



Рисунок 1.15 – Гидромолоты фирмы Atlas Copco

В Японии гидромолоты для экскаваторов производят фирмы NPK и Furukawa. Гидромолоты фирмы NPK выпускаются нескольких моделей с энергией удара от 450 до 13000 Дж. Блок управления рабочим циклом в этих гидромолотах выполнен в виде золотникового гидрораспределителя [142, 146, 147, 149, 150].

Гидромолоты фирмы Furukawa выпускаются с энергией удара от 350 до 3800 Дж. Конструкция гидромолотов фирмы Furukawa аналогична гидромолотам фирмы NPK. Конструкция гидромолотов серии НХ фирмы NPK (рисунок 1.16) состоит из пневмоаккумулятора 1, распределительного золотника 2, инструмента 3, корпуса 4, бойка 5. Недостатком гидромолотов фирм Furukawa, NPK является сложность конструкции блока управления рабочим циклом – золотникового гидрораспределителя [142, 146, 147, 149, 150].

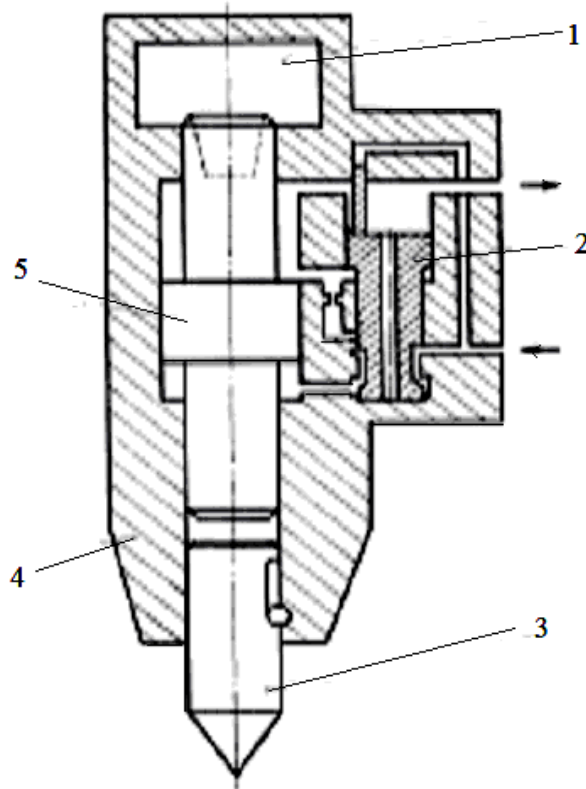


Рисунок 1.16 – Гидромолот фирмы NPK (Япония):
 1 – пневмоаккумулятор; 2 – распределительный золотник;
 3 – инструмент; 4 – корпус; 5 – бойк

1.5 Основные параметры гидроударных устройств

Основными параметрами гидроударников являются [5, 50, 71, 116]:

- энергия единичного удара T , Дж;
- частота ударов f , Гц;
- эффективная (ударная) мощность $N_{уд}$, Вт;
- ударный импульс I , Н·с;
- масса подвижных частей (бойка) m , кг;
- масса гидроударника M , кг;
- диаметр хвостовика инструмента d , мм;
- длина молота L , м;
- коэффициент металлоемкости K_m , кг/Дж;

- коэффициент полезного действия (КПД) η ;
- энергия отдачи $E_{от}$, Дж;
- усилие отдачи $F_{от}$, Н.

Базовая машина обычно характеризуется массой m , мощностью насосной установки $N_{пр}$, которая зависит от номинального давления и подачи насоса.

Энергия единичного удара определяется выражением [5, 50, 71, 116, 122]:

$$T = \frac{m \cdot V_1^2}{2}, \quad (1.1)$$

где m – масса подвижных частей (бойка); V_1 – скорость подвижных частей (бойка) в момент удара.

Важнейшим функциональными показателями являются ударная мощность и энергия единичного удара, т.к. они определяют производительность машины с гидромолотом.

Эффективная (ударная) мощность гидромолотов определяется из выражения [5, 50, 71, 116, 122] $N_{уд} = T \cdot f$.

Так как энергия единичного удара гидромолота влияет на эффективность его работы, то за показатель конструктивного совершенства гидроударного устройства рекомендуется применять значение удельной энергии единичного удара, которая определяется отношением энергии единичного удара к массе гидромолота.

Исходными данными для выбора и расчета основных параметров гидромолотов являются мощность насосной установки $N_{пр}$ (приводная) базовой машины и масса базовой машины [5, 45, 50, 71, 116].

Показатели энергия отдачи $E_{от}$ и усилие отдачи $F_{от}$ характеризуют возможное воздействие гидромолота на базовую машину [71].

Энергия отдачи определяется по формуле [71]:

$$E_{от} = \frac{m \cdot T}{M}. \quad (1.2)$$

Усилие отдачи определяется по формуле [71]:

$$F_{от} = f\sqrt{2m \cdot T} . \quad (1.3)$$

Коэффициент металлоемкости гидромолота определяется выражением [71]:

$$K_m = \frac{M}{T} . \quad (1.4)$$

1.6 Системы автоматизированного моделирования оборудования активного действия на основе гидроударников и их программное обеспечение

Средства систем автоматизированного проектирования (САПР) в настоящее время интенсивно развиваются и становятся основным инструментом процесса проектирования машин. Они позволяют повысить производительность труда конструкторов, сократить сроки проектирования, снизить материалоемкость машин, повысить уровень автоматизации расчетных и проектно-конструкторских работ, сделав работу конструктора более творческой [1, 16, 18, 21, 25, 26, 60, 61, 69, 72, 76, 86, 94, 95, 97].

Созданием систем автоматизации проектных работ для дорожно-строительных машин занимались И.И.Бажин, Ю.Г.Беренгард, В.И. Баловнев, Н.Н.Живейнов, Б.Д.Конаныхин, Е.Ю.Малиновский, Б.Н.Смоляницкий, В.С.Щербаков, В.П.Павлов, С.И.Павлов и другие ученые [1, 16, 17, 60, 97, 108, 110, 132, 133, 134].

В настоящее время существуют универсальные САПР, которые могут использоваться в различных отраслях промышленности. Основным недостатком универсальных САПР является их громоздкость и высокая стоимость. Для проектирования конкретных изделий, например гидроимпульсных средств механизации, необходимо объединить несколько различных систем, обеспечить проблему их информационной стыковки.

Для оптимального и системного проектирования оборудования активного действия на основе гидроударников должно быть разработано дополнительное программное обеспечение.

Создание системы автоматизированного моделирования оборудования активного действия на основе гидроударников, являющейся составной частью САПР, позволяет ускорить темпы поиска новых технических решений и повысить эффективность и качество конструкторских разработок.

Одним из главных узлов оборудования активного действия является гидравлическое ударное устройство. Возрастающие требования к уровню и качеству параметров и характеристик гидроударников приводят к необходимости совершенствования методов их проектирования.

Существует ряд компьютерных программ, предназначенных для автоматизации математических вычислений и позволяющих моделировать гидравлическую систему оборудования активного действия на основе гидроударников [16, 79, 90, 128].

Эти программы способствуют удешевлению процесса моделирования оборудования и замены натурного экспериментирования на имитационное с помощью ЭВМ.

Однако необходимо отметить, что вопросы моделирования оборудования активного действия на основе гидроударников с учетом грунтовых условий и параметров базовой машины практически не исследовались.

1.7 Цель, задачи и методика проведения исследований.

Структура работы

Применение гидроударного рабочего оборудования на дорожно-строительных машинах, в том числе на гидравлических экскаваторах, повышает эффективность работы машин при разрушении скальных пород, разработке мерзлого грунта, вскрытии асфальтобетонных покрытий, разрушении бетонных и железобетонных конструкций и выполнении других видов работ [5, 7, 15, 45, 50, 121, 137, 143, 144, 145, 147, 148, 149, 150]. Экскаватор с гидроприводом является ведущей многофункциональной строительной машиной в России и за рубежом.

Рассмотрены конструкции гидроударных устройств, используемых в качестве активных рабочих органов ДСМ. Беззолотниковые гидроударные устройства позволяют создавать перспективные, эффективные рабочие органы ДСМ, в том числе и экскаваторов.

Системы автоматизации моделирования, которые являются составной частью САПР, позволяют оперативно оценивать с помощью ЭВМ функционирование гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.

При моделировании сложных динамических систем применяются различные системы проектирования: Pro/Engineer, EXCEL, Maple, MATLAB, КОМПАС, AutoCAD и другие [1, 6, 16, 23, 53, 62, 63, 64, 76, 85, 90, 105].

С помощью существующих систем и пакетов трудно моделировать гидроимпульсные средства механизации на основе гидроударников, так как построить модель системы «грунт - рабочий орган - базовая машина» с учетом всех влияющих факторов, в среде указанных пакетов, достаточно сложно и требуется трудоемкая подготовка к моделированию.

Проблема совершенствования, разработки эффективных рабочих органов, методов моделирования гидроударных устройств для рабочих органов экскаваторов на основе компьютерных технологий является весьма актуальной.

Целью диссертационной работы является повышение эффективности активных рабочих органов экскаваторов на основе гидравлических ударных устройств для разработки грунтов.

Объект исследования: гидроударные устройства активных рабочих органов экскаваторов.

Предмет исследования: закономерности формирования основных параметров гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.

Задачи исследования:

1. Обоснование критерия эффективности гидроударных устройств, используемых в качестве активных рабочих органов экскаваторов.
2. Разработка математической модели гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.

3. Выявление функциональных зависимостей, устанавливающих связи между основными конструктивными параметрами гидроударных устройств, используемых в качестве активных рабочих органов.

4. Разработка инженерной методики проектирования гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.

5. Разработка перспективных конструкций гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.

Методика исследований. В качестве общего методологического подхода работы принята методология системного анализа. В работе использовались методы математического и имитационного моделирования, регрессионного анализа, теории планирования эксперимента, гидромеханики, теоретические положения систем автоматизированного проектирования.

Методика исследований включает также применение методов САПР, вычислительной математики, ЭВМ, программирование и существующие инструментальные средства (FORTRAN, VBA, MAPLE, EXCEL, КОМПАС и др.) для ЭВМ [23, 24, 64, 76, 85, 126].

Планирование вычислительного эксперимента, которое применяется при исследовании математической модели гидравлического ударного устройства, позволяет решать вопросы проектирования перспективных гидроударников без дорогостоящих затрат на проведение их экспериментальных исследований. Структура работы представлена на рисунке 1.17.

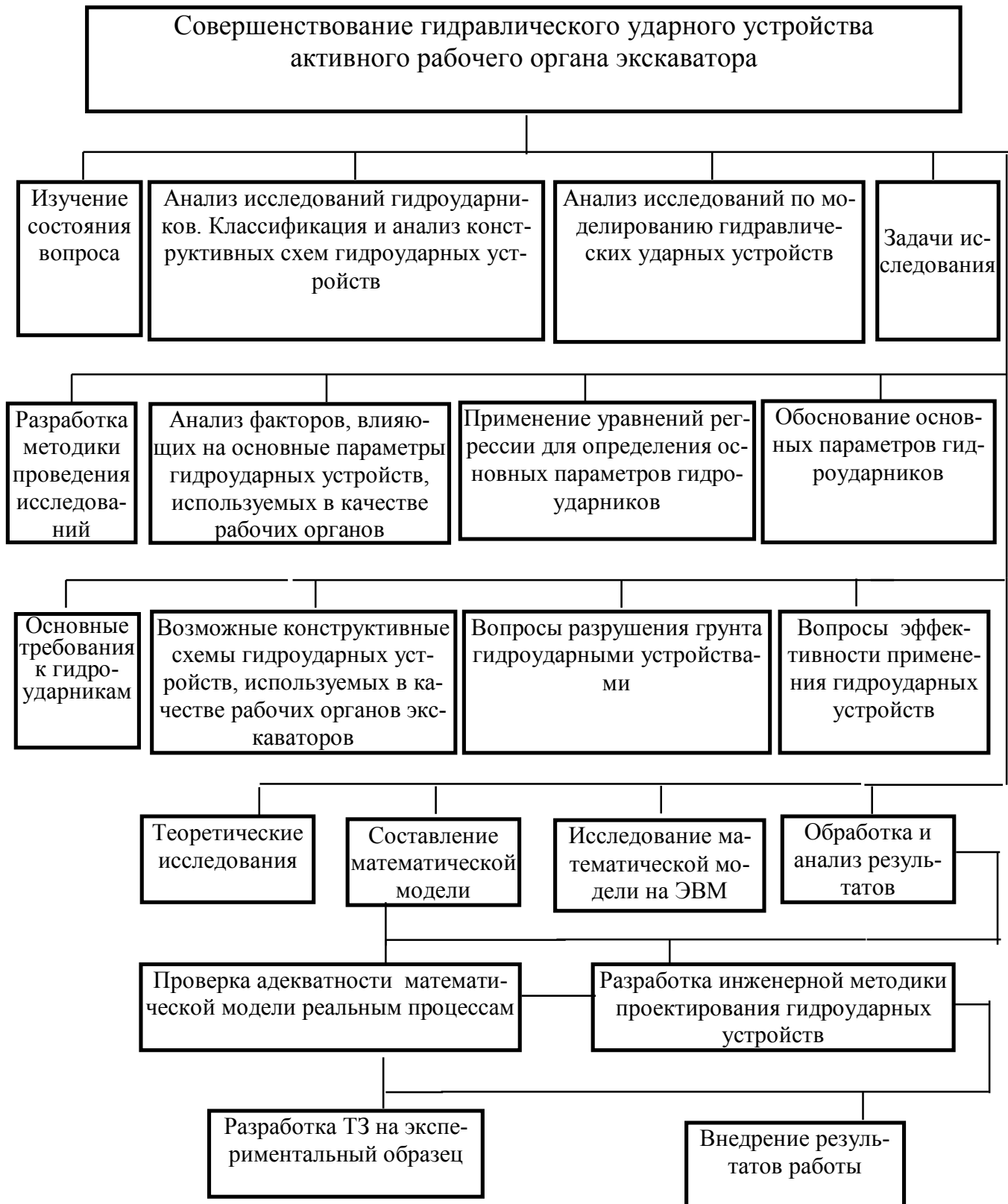


Рисунок 1.17 – Общая структура работы

2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА

2.1 Анализ схем гидравлических ударных устройств

Гидравлическая импульсная система (экскаватор с активным рабочим органом), как сложная система, делится на несколько крупных составных частей по функциональным и конструктивным признакам (рисунок 2.1):

- экскаватор (базовая машина) – источник энергии (насосная станция) и опорное устройство, обеспечивающее передачу энергии ударных импульсов от генератора к объекту воздействия;
- гидроударное устройство – генератор импульсов, преобразующий подводимую энергию потока жидкости в возвратно-поступательные движения бойка;
- объект воздействия – разрабатываемая среда.

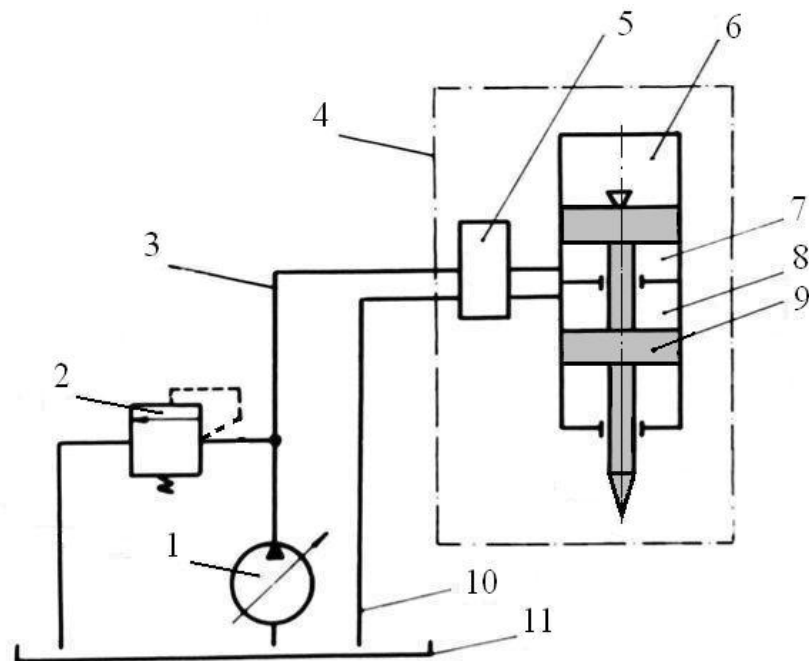


Рисунок 2.1 – Гидравлическая импульсная система:

- 1 – насос; 2 – предохранительный клапан; 3 – напорная гидролиния;
 4 – гидроударное устройство; 5 – блок управления рабочим циклом;
 6 – пневмоаккумуляторная камера; 7 - камера высокого давления (взводящая); 8 – камера низкого давления (сливная); 9 – боек;
 10 – сливная гидролиния; 11 – гидробак

Производительность гидравлических импульсных систем зависит от выбора рациональных конструктивных и рабочих параметров гидроударников с учетом их назначения и применяемой базовой машины.

Основная цель проектирования гидроударного устройства заключается в выборе конструктивной схемы устройства, обладающего заданными свойствами и параметрами [29, 30, 32, 33, 34, 36, 37, 48, 50, 116, 137].

Схема проектирования гидроударной импульсной системы представлена на рисунке 2.2. При проектировании проводятся поисковые, расчетные процедуры, выполняемые ЭВМ, а также творческие процедуры, связанные с принятием решений, выполняемые проектантом-разработчиком.

При структурном проектировании гидроударной импульсной системы определяется ее конструктивная схема человеком-проектантом [38, 41, 42, 116] .

Структурными характеристиками гидроударной импульсной системы являются следующие:

- количество и расположение полостей гидроударного устройства;
- способ вытеснения жидкости при работе гидроударного устройства;
- тип и расположение блока управления рабочим циклом гидроударника.

При параметрическом проектировании гидроударной импульсной системы проектант-разработчик задает параметры гидроударника.

Характеристики базовой машины (масса, номинальное давление и подача насоса) являются исходными данными для выбора и расчета основных параметров гидроударника.

Создание высокоэффективных гидроударных устройств предполагает выбор рациональной конструктивной схемы гидроударника, математическое моделирование рабочего процесса, определение параметров и установление взаимосвязей между параметрами гидроударника.

При автоматизированном проектировании все проектные решения получаются взаимодействием человека и ЭВМ. При автоматизированном проектировании ускоряется поиск новых технических решений и повышается эффективность конструкторских разработок [1, 69, 94, 95].



Рисунок 2.2 – Схема проектирования гидроударной импульсной системы

Отыскание общих признаков, которые отражают особенности структуры и функционирования гидроударников, по которым они могут быть объединены в группы, значительно сокращает затраты труда и времени на их разработку [5, 7, 50, 58, 71, 122, 123, 137].

На рисунках 2.3 – 2.9 показаны обобщенные гидрокинематические схемы гидроударников [29, 116].

Гидропневматическое ударное устройство характеризуется цикличностью функционирования – холостым ходом бойка, который заканчивается фазой торможения и рабочим ходом бойка [5, 50, 71, 116, 146].

Гидропневматическое ударное устройство состоит из трех камер (полостей): пневмоаккумуляторной, взводящей и сливной. Боек гидропневмоударника совершает рабочий ход и наносит удар по инструменту под действием энергии сжатого газа пневмоаккумулятора.

При рабочем ходе бойка взводящая полость соединяется со сливной при помощи блока управления рабочим циклом.

Освобождение взводящей полости от жидкости при рабочем ходе бойка гидроударника бывает двух основных типов [50, 71, 116, 146]:

- с вытеснением жидкости непосредственно в сливную гидролинию;
- с вытеснением жидкости в освобождающуюся сливную полость.

Гидроударные механизмы первого типа конструктивно проще и применяются при незначительной энергии удара, так как с увеличением энергии удара увеличиваются расход рабочей жидкости, ее скорость и потери давления в сливной гидролинии. При этом снижается КПД ударного устройства [50, 71, 116, 146].

У гидроударных устройств второго типа скорость жидкости в сливной гидролинии значительно снижается, тем самым улучшаются энергетические параметры гидропневмоударников [50, 71, 116, 146].

На рисунках 2.3 – 2.4 приведены схемы гидропневмоударников с вытеснением рабочей жидкости при рабочем ходе бойка непосредственно в сливную гидролинию.

На рисунках 2.5 – 2.6 и рисунке 2.9 приведены схемы гидравлических ударных устройств двойного действия.

На рисунках 2.7 – 2.8 приведены схемы гидропневмоударников с вытеснением рабочей жидкости при рабочем ходе бойка в освобождающуюся сливную полость.

Блок управления рабочим циклом гидроударника представлен в виде гидрораспределителя. Позиции гидрораспределителя соответствуют: В – взводу бойка, Т – торможению, Р – рабочему ходу бойка.

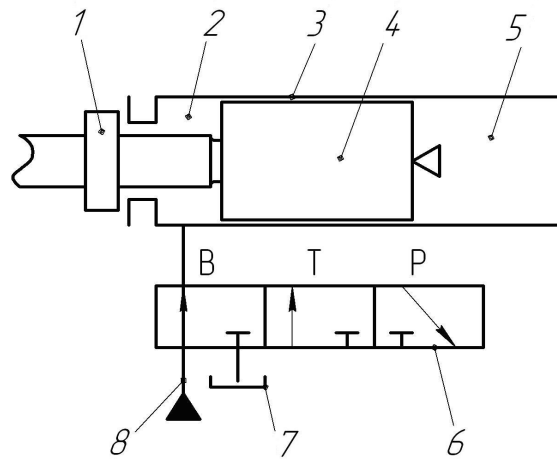


Рисунок 2.3 – Схема гидропневматического ударного устройства:

1 – инструмент; 2 – камера высокого давления; 3 – корпус; 4 – боек;
 5 – пневмоаккумуляторная камера; 6 – орган управления рабочим циклом;
 7 – гидробак; 8 – напорная гидролиния;
 В – взвод бойка; Т – торможение; Р – разгон (рабочий ход)

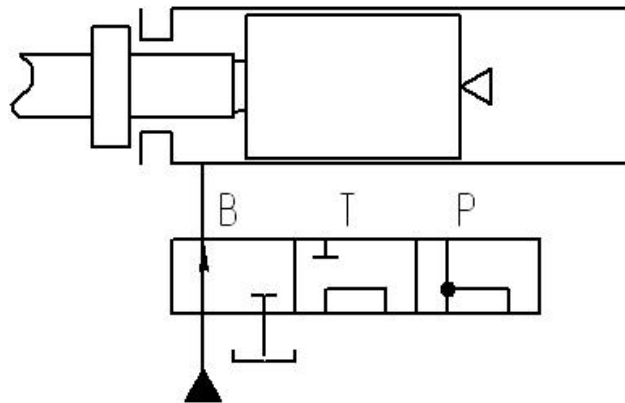


Рисунок 2.4 – Схема гидропневматического ударного устройства

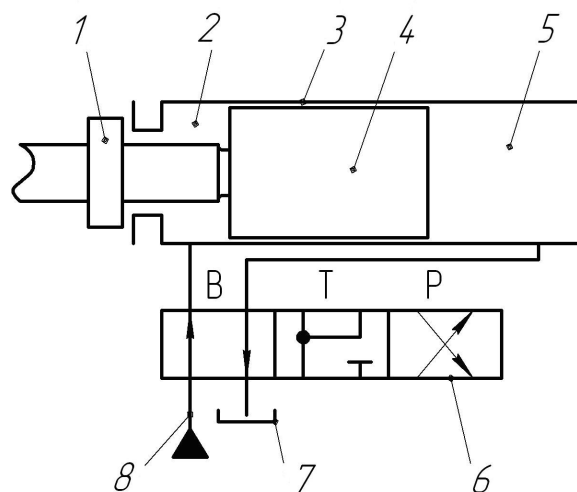


Рисунок 2.5 – Схема гидравлического ударного устройства двойного действия:

1 – инструмент; 2 – камера высокого давления; 3 – корпус; 4 – боек; 5 – рабочая камера;
 6 – орган управления рабочим циклом; 7 – гидробак; 8 – напорная гидролиния;
 В – взвод бойка; Т – торможение; Р – разгон (рабочий ход)

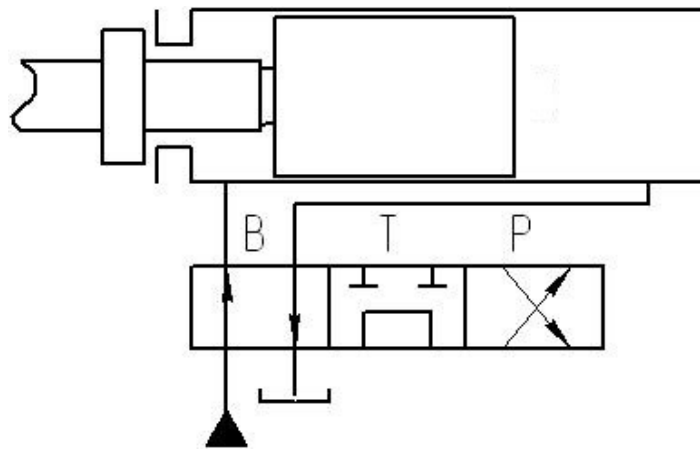


Рисунок 2.6 – Схема гидравлического ударного устройства двойного действия

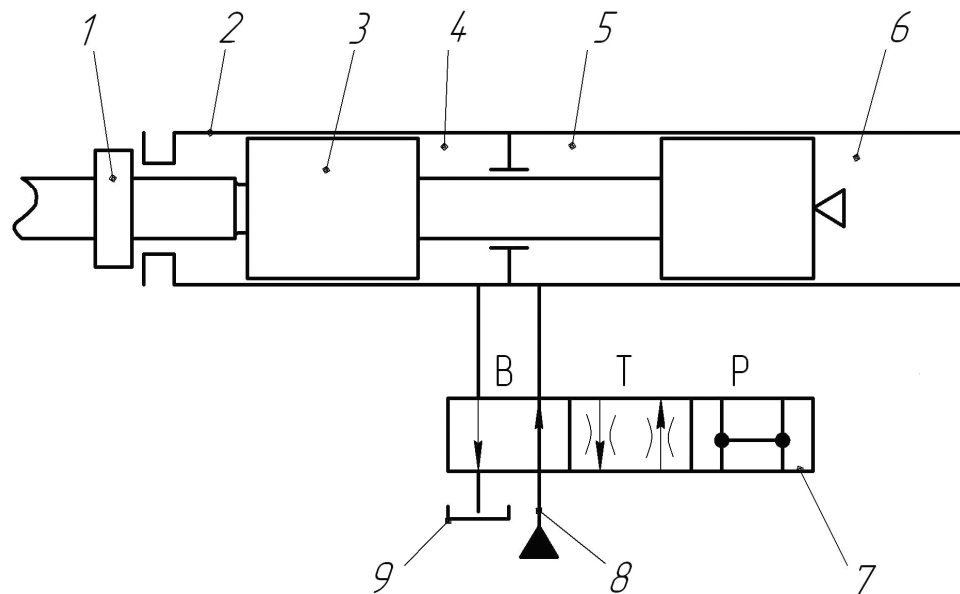


Рисунок 2.7 – Схема гидропневматического ударного устройства:
 1 – инструмент; 2 – корпус; 3 – боек; 4 – камера низкого давления;
 5 – камера высокого давления; 6 – пневмоаккумуляторная камера;
 7 – орган управления рабочим циклом; 8 – напорная гидролиния;
 9 – гидробак; В – взвод бойка; Т – торможение; Р – разгон (рабочий ход)

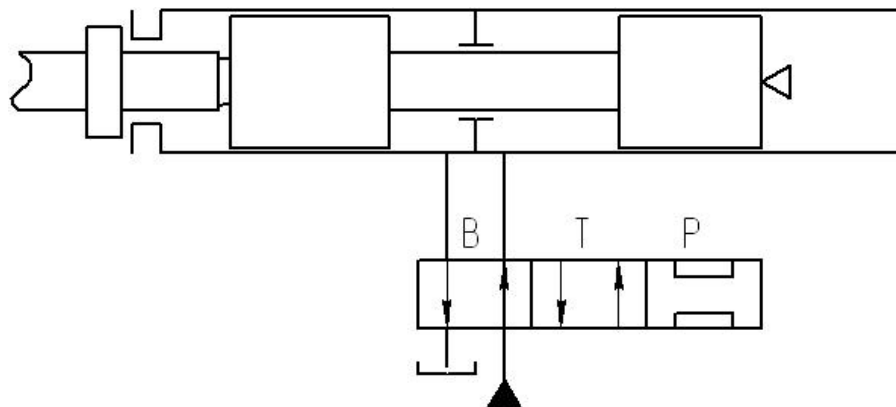


Рисунок 2.8 – Схема гидропневматического ударного устройства

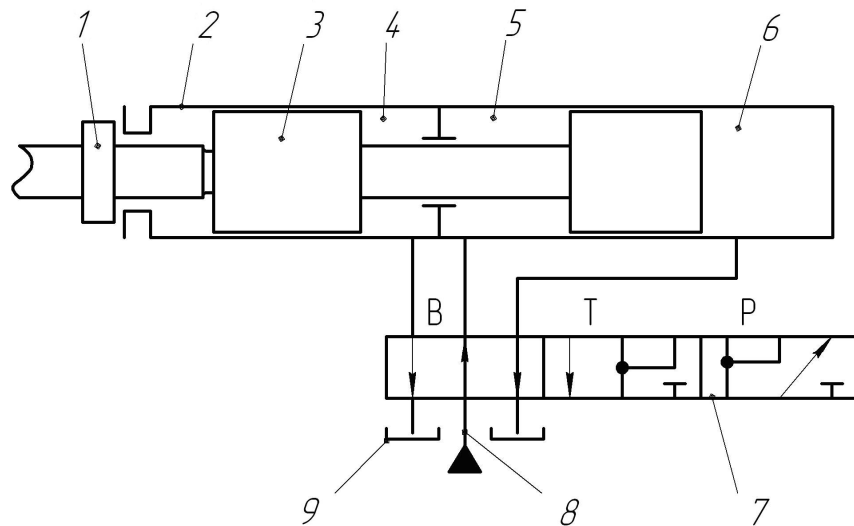


Рисунок 2.9 – Схема гидравлического ударного устройства двойного действия:

- 1 – инструмент; 2 – корпус; 3 – боек; 4 – камера низкого давления;
 5 – камера высокого давления; 6 – камера рабочего хода;
 7 – орган управления рабочим циклом; 8 – напорная гидролиния;
 9 – гидробак; В – взвод бойка; Т – торможение;
 Р – разгон (рабочий ход)

Эффективность активных рабочих органов на основе гидроударников зависит от выбора конструктивной схемы, структуры и параметров гидроударников.

2.2 Уравнения регрессии основных параметров гидроударных импульсных систем

Отечественная промышленность, зарубежные фирмы производят большое количество гидроударных импульсных систем различных моделей и назначения, в особенности гидромолотов.

Зарубежные фирмы Финляндии, Германии, Японии, Франции, США выпускают гидромолоты различных типоразмеров [142, 143, 144, 145, 146, 147, 149, 150, 152, 153, 154, 155, 157, 158].

К основным параметрам гидроударных устройств относятся [5, 50, 71, 116]:

- энергия единичного удара T , Дж;
- масса подвижных частей (бойка) m , кг;
- частота ударов f , Гц;

- эффективная (ударная) мощность $N_{\text{уд}}$, Вт;
- коэффициент полезного действия (КПД) η ;
- масса гидроударника M , кг и другие.

Энергия единичного удара является важным параметром, который влияет на работу гидроударника. Поэтому показателем конструктивного совершенства гидроударника может являться значение удельной энергии единичного удара, т.е. энергии, которая приходится на единицу массы гидроударника [116].

Значения удельной энергии единичного удара для гидромолотов составляют от 2 до 5 Дж/кг [116].

Значения удельной ударной мощности для гидромолотов составляют от 5 до 15 Вт/кг [116]. Указанные параметры (удельная энергия единичного удара и удельная ударная мощность) используются при проектировании гидромолотов.

Энергия единичного удара гидроударника определяется массой бойка и скоростью бойка в момент удара. Ударная мощность определяется энергией единичного удара и частотой ударов. Частота ударов зависит от хода бойка и подачи насоса базовой машины.

Анализ конструкций, областей применения существующих гидромолотов позволяет найти определенные закономерности и тенденции в методах их проектирования, а также выработать рекомендации для выбора конструктивных параметров гидроударных устройств.

На основе регрессионного анализа статистических данных характеристик гидромолотов зарубежных и отечественных фирм были получены функциональные зависимости между основными параметрами гидромолотов [116]:

- Диаметр d (мм) хвостовика инструмента гидромолота и энергией единичного удара гидромолота T :

$$d = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2, \quad (2.1)$$

где a_0, a_1, a_2 – коэффициенты, $a_0 = 49,17$; $a_1 = 0,0354$; $a_2 = -2,8885 \cdot 10^{-6}$;

T – энергия единичного удара, Дж, $T \in (200, 6000)$.

- Массой гидромолота M (кг) и энергией единичного удара гидромолота T :

$$M = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2, \quad (2.2)$$

где a_0, a_1, a_2 – коэффициенты, $a_0 = 3,20$; $a_1 = 0,5704$; $a_2 = -0,000035$;

T – энергия единичного удара, Дж, $T \in (200, 6000)$.

- Массой гидромолота M (кг) и ударной мощностью гидромолота $N_{уд}$:

$$M = a_0 + a_1 \cdot N_{уд}, \quad (2.3)$$

где a_0, a_1 – коэффициенты, $a_0 = -126,05$; $a_1 = 74,85$; $N_{уд}$ – ударная мощность гидромолота, кВт, $N_{уд} \in (4, 40)$.

- Массой гидромолота M (кг) и массой экскаватора (базовой машины):

$$M = a_0 + a_1 \cdot m_э + a_2 \cdot m_э^2, \quad (2.4)$$

где a_0, a_1, a_2 – коэффициенты, $a_0 = 157,36$; $a_1 = 27,90$; $a_2 = 1,028$;

$m_э$ – масса экскаватора, т, $m_э \in (4, 40)$.

- Удельной ударной мощностью $N_{уд}/M$ (Вт/кг) гидромолота и его массой:

$$N_{уд}/M = a_0 + a_1/M, \quad (2.5)$$

где a_0, a_1 – коэффициенты, $a_0 = 14,82$; $a_1 = 1861,4$; M – масса гидромолота, кг, $M \in (100, 3000)$.

- Удельной энергией единичного удара T/M (Дж/кг) гидромолота и его массой:

$$T/M = a_0 + a_1 \cdot M, \quad (2.6)$$

где a_0, a_1 – коэффициенты, $a_0 = 2,009$; $a_1 = 0,00016$; M – масса гидромолота, кг, $M \in (100, 3000)$.

На рисунках 2.10 – 2.12 представлены зависимости, полученные по уравнениям регрессии (2.1), (2.2), (2.4) и (2.5) соответственно.

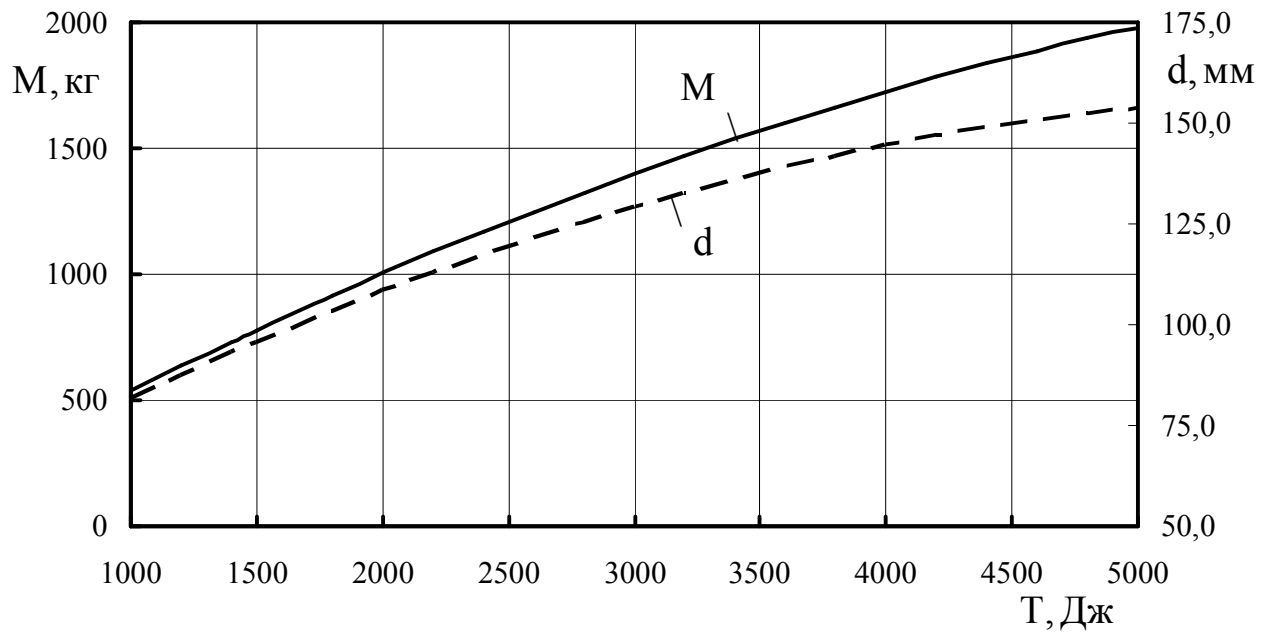


Рисунок 2.10 – Зависимость массы гидромолота M и диаметра хвостовика d инструмента от энергии единичного удара T

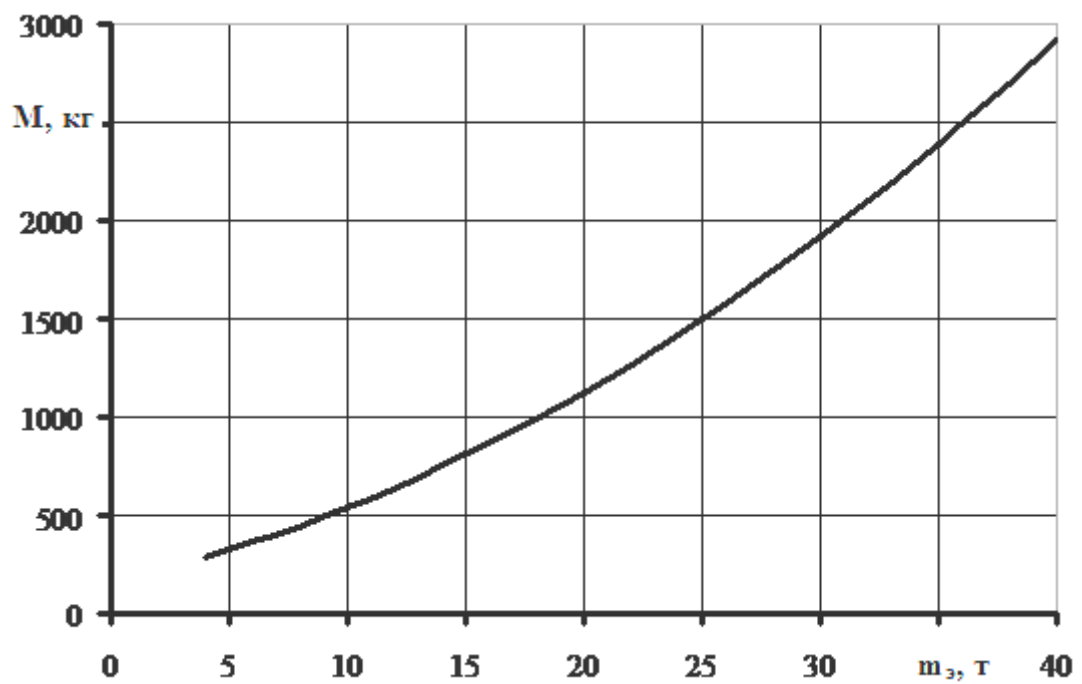


Рисунок 2.11 – Зависимость массы гидромолота M от массы экскаватора m_3

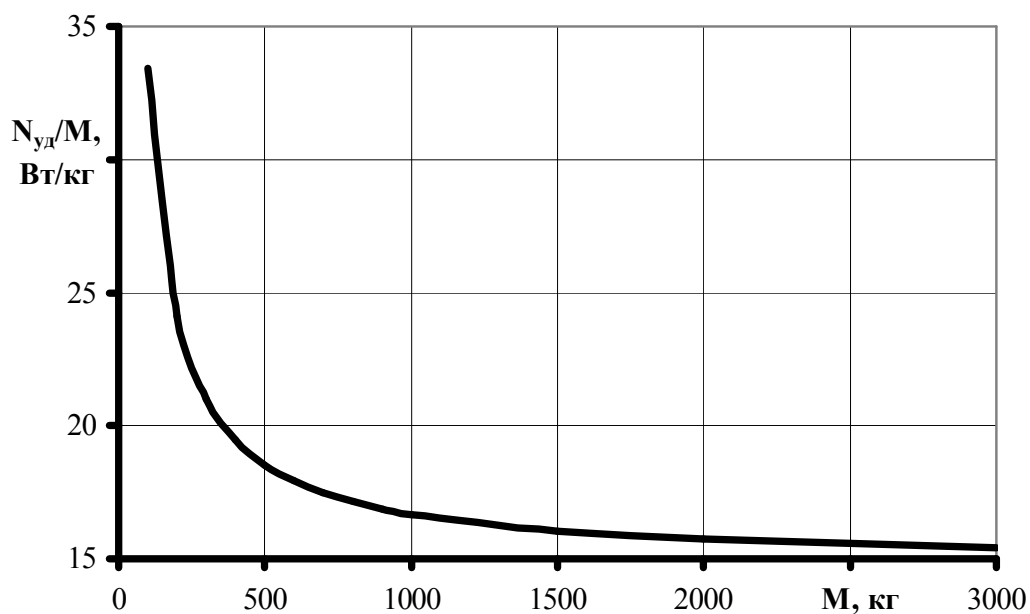


Рисунок 2.12 – Зависимость удельной ударной мощности $N_{уд}/M$ от массы гидромолота M

Зависимость массы бойка от энергии единичного удара и скорости бойка в момент удара, полученной из формулы (1.1), представлена на рисунке 2.13.

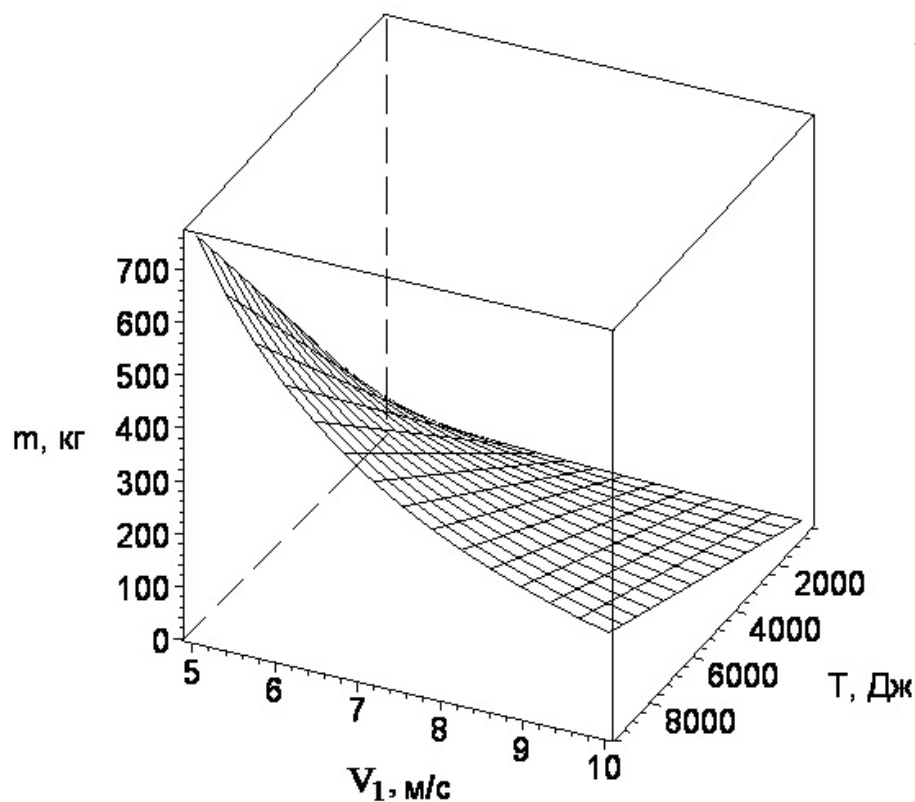


Рисунок 2.13 – Зависимость массы бойка m от энергии единичного удара T и скорости бойка в момент удара V_1

При дальнейшем анализе технических характеристик гидромолотов зарубежных и отечественных фирм [142, 144, 145, 146, 147, 149, 150, 152, 153, 154, 155, 157, 158] в диссертационной работе были получены зависимости частоты ударов гидромолота и его длины от энергии единичного удара.

Зависимость частоты ударов гидромолота от энергии единичного удара выражается следующим уравнением регрессии (с коэффициентом достоверности аппроксимации $R^2=0,8475$):

$$f = -3,778 \cdot \ln(T) + 40,348, \quad (2.7)$$

где f – частота ударов, Гц; T – энергия единичного удара, Дж, $T \in (200, 5000)$.

На рисунке 2.14 приведена графическая зависимость частоты ударов от энергии единичного удара гидромолота, построенная по уравнению регрессии (2.7).

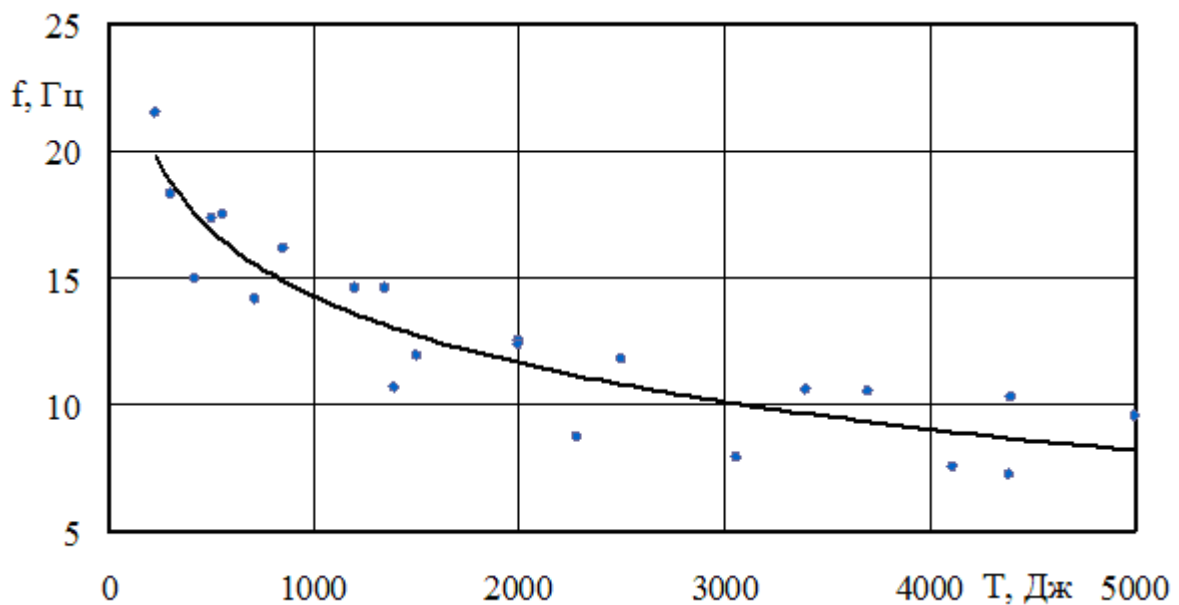


Рисунок 2.14 – Зависимость частоты ударов гидромолота f от энергии единичного удара T

Из графика (см. рисунок 2.14) видно, что с увеличением энергии единичного удара уменьшается частота ударов гидромолота.

Зависимость длины гидромолота от энергии единичного удара выражается следующим уравнением регрессии (с коэффициентом достоверности аппроксимации $R^2=0,9165$):

$$L = 193,63 \cdot T^{0,3174}, \quad (2.8)$$

где L – длина гидромолота, м; T – энергия единичного удара, Дж,
 $T \in (200, 5000)$

Графическая зависимость, построенная по уравнению (2.8), представлена на рисунке 2.15.

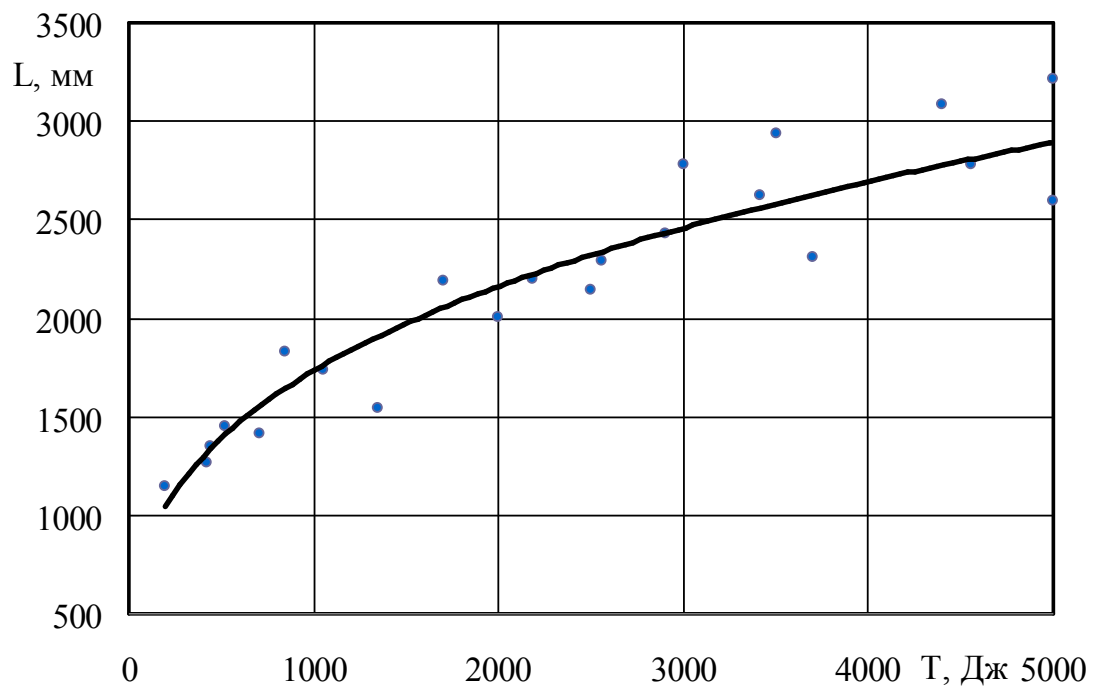


Рисунок 2.15 – Зависимость длины гидромолота L от энергии единичного удара T

Современный подход к проектированию гидравлических ударных устройств состоит в сочетании возможностей ЭВМ и способностей проектанта-разработчика оценивать ситуацию и учитывать различные факторы.

Блок-схема алгоритма проектирования гидравлического ударного устройства представлена на рисунке 2.16 (приложение Д).

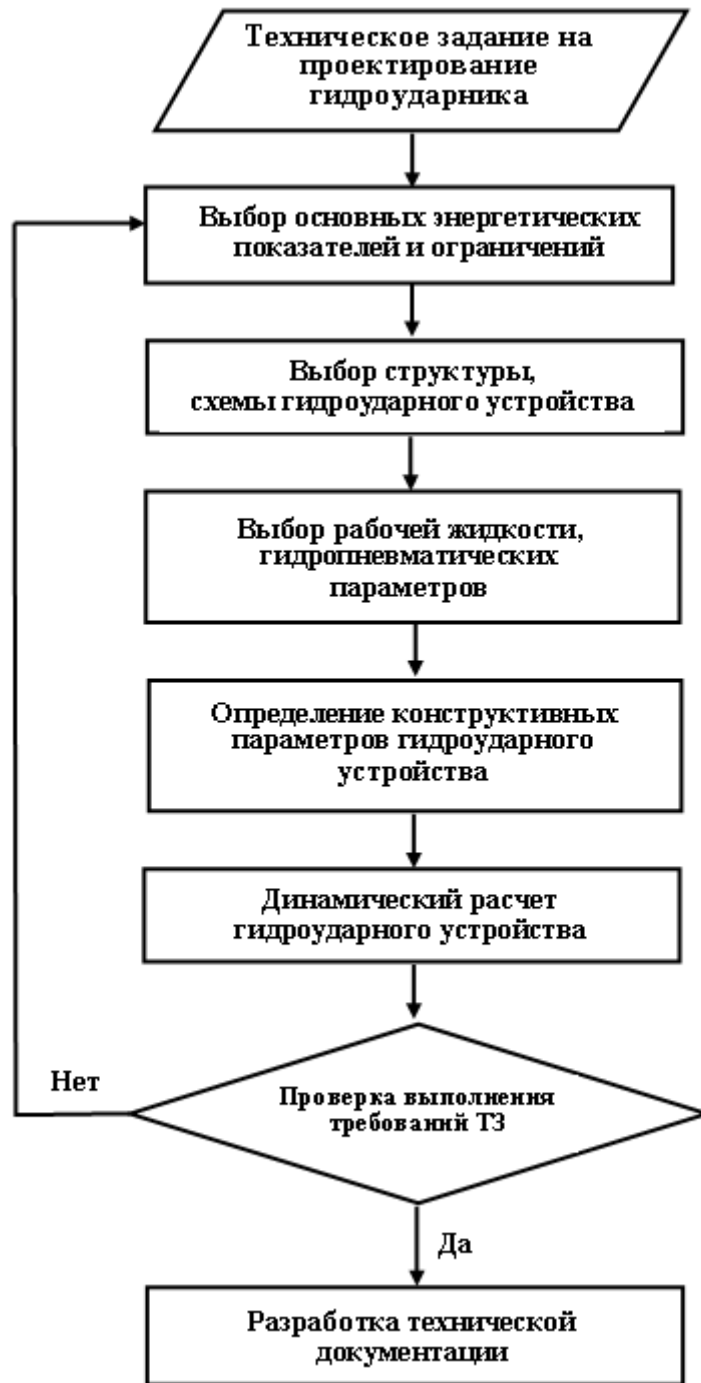
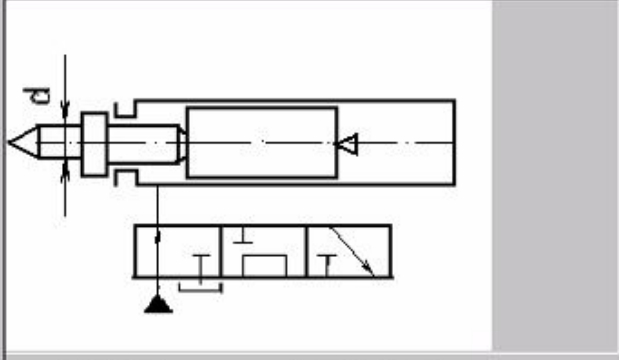


Рисунок 2.16 – Блок-схема алгоритма проектирования гидроударника

На рисунках 2.17 – 2.19 показаны рабочие окна для определения параметров гидроударника [34, 35, 38, 116, 135, 136].

Параметры гидроударника

Код Энергия единичного удара гидроударника Т, Дж
 Диаметр хвостовика инструмента d, мм
 Масса гидроударного устройства М, кг
 Ударная мощность гидроударного устройства, кВт
 Схемы ГУ Максимальная частота ударов гидроударника, Гц



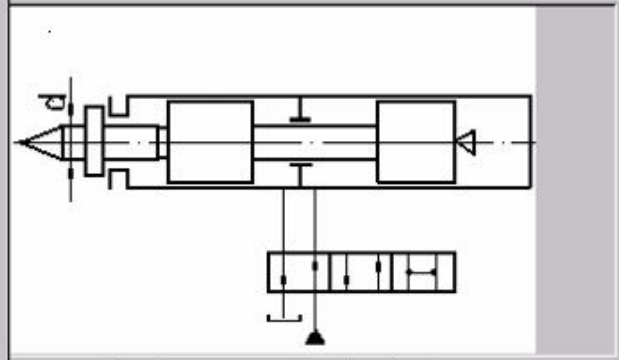
Масса бойка т, кг

Запись: из 21

Рисунок 2.17 – Рабочее окно определения параметров гидроударного устройства (энергия единичного удара 2000 Дж)

Параметры гидроударника

Код Энергия единичного удара гидроударника Т, Дж
 Диаметр хвостовика инструмента d, мм
 Масса гидроударного устройства М, кг
 Ударная мощность гидроударного устройства, кВт
 Схемы ГУ Максимальная частота ударов гидроударника, Гц



Масса бойка т, кг

Запись: из 21

Рисунок 2.18 – Рабочее окно определения параметров гидроударного устройства (энергия единичного удара 4000 Дж)

Параметры гидроударника

Код Энергия единичного удара гидроударника Т, Дж

Диаметр хвостовика инструмента d, мм

Масса гидроударного устройства М, кг

Ударная мощность гидроударного устройства, кВт

Максимальная частота ударов гидроударника, Гц

Схемы ГУ

Масса бойка m, кг

Запись: из 21

Рисунок 2.19 – Рабочее окно определения параметров гидроударного устройства (энергия единичного удара 1500 Дж)

Для определения параметров гидроударных устройств на начальном этапе проектирования используются уравнения регрессии (2.1) – (2.8), по которым определяется диаметр хвостовика инструмента, масса гидроударника, длина гидроударника и другие параметры, которые необходимы для проектирования гидроударного устройства.

Таким образом, функциональные зависимости основных параметров гидроударников и рабочие окна определения основных параметров гидроударников являются базой при проектировании и прогнозировании основных параметров гидроударников.

2.3 Расчетная схема и основные допущения для составления математической модели гидроударного устройства

Исходными данными для выбора и расчета основных параметров гидроударника являются характеристики базовой машины (масса, номинальное давление и подача насоса).

Расчетная схема гидроударного устройства приведена на рисунке 2.20.

Рабочий ход бойка совершается под действием газа пневмоаккумуляторной камеры 6 (см. рисунок 2.20). При рабочем ходе бойка происходит перетекание рабочей жидкости из взводящей камеры 5 в сливную камеру 4. Взводящая камера соединяется со сливной при помощи блока 7 управления рабочим циклом.

Гидроударное устройство – сложная динамическая система. Составление математической модели гидроударника возможно в результате компромисса между противоречивыми требованиями: желанием достаточно точно описать рабочий процесс гидроударника и потребностью упростить математическую модель. Анализ физических процессов, протекающих в гидроударнике, выявил определяющие факторы и позволил абстрагироваться от менее существенных особенностей рабочего процесса. Результатом этого является наглядная математическая модель гидроударника.

При математическом моделировании гидроударника принимаются допущения, которые позволяют упростить математическую модель при сохранении качественной стороны процесса.

На основе многочисленных теоретических и экспериментальных исследований гидроударников, объемного гидропривода [4, 5, 16, 19, 39, 46, 49, 51, 52, 59, 67, 73, 83, 84, 86, 104, 107, 116, 127, 130] принимаются следующие основные допущения:

физические свойства рабочей жидкости (плотность, вязкость, модуль объемной упругости и др.) не изменяются;

объемное содержание нерастворенного газа в рабочей жидкости не изменяется;

коэффициенты местных гидравлических сопротивлений постоянны;

разрыва потока жидкости при работе гидроударника не происходит;

реакция корпуса гидроударника не учитывается, и рассматривается только перемещение бойка относительно корпуса;

утечки газа из пневмоаккумуляторной камеры отсутствуют;

показатель политропического процесса постоянен;

температура газа в пневмоаккумуляторной камере постоянна;

переключение гидрораспределителя блока управления рабочим циклом гидроударника происходит мгновенно;

волновые процессы в гидравлической системе не рассматриваются.

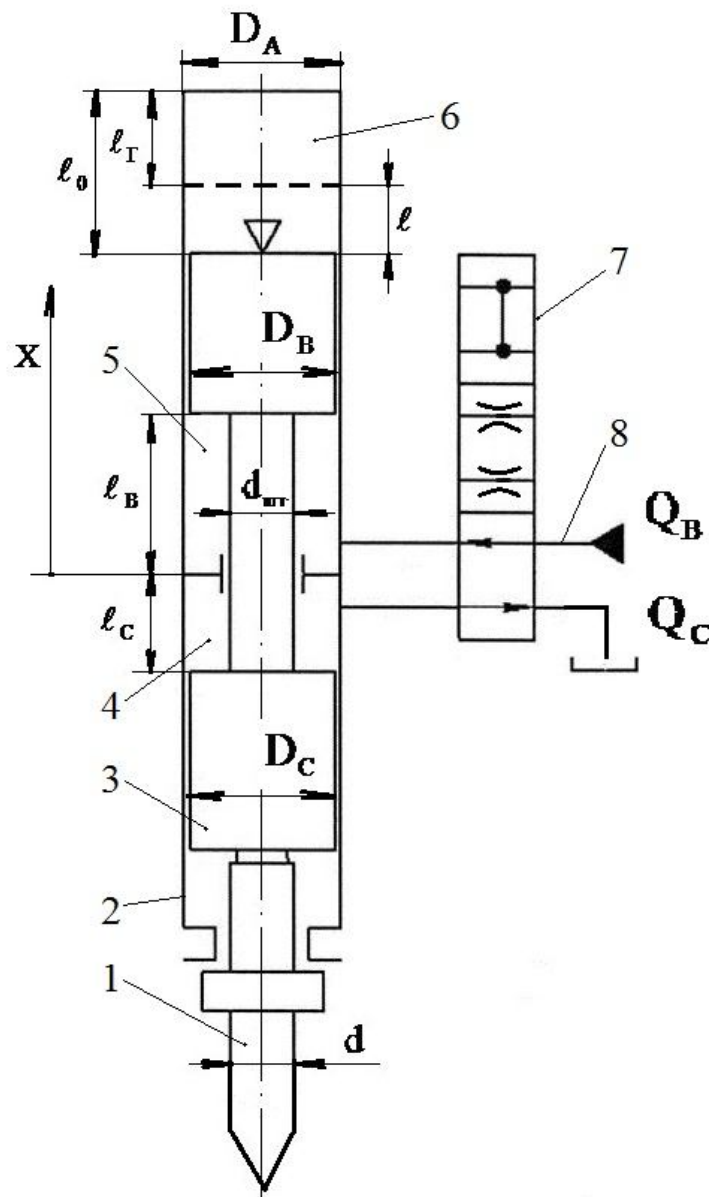


Рисунок 2.20 – Расчетная схема гидравлического ударного устройства:

- 1 – инструмент; 2 – корпус; 3 – боек; 4 – камера сливная;
- 5 – камера взводящая; 6 – пневмоаккумуляторная камера;
- 7 – блок управления рабочим циклом; 8 – напорная гидролиния

2.4 Математическая модель гидроударного устройства

Разработка математических моделей гидроударных устройств основана на представлении их в виде двух подсистем: механической и гидравлической. Каж-

дой фазе рабочего цикла гидроударника соответствует своя структура и количество гидравлических подсистем.

Математическая модель гидроударника состоит из системы уравнений, которая включает уравнения движения бойка в виде основного уравнения динамики и уравнений расходов жидкости.

Уравнение движения бойка относительно корпуса гидроударника запишется таким образом [5, 45, 50, 71, 116, 122]:

$$m\ddot{x} = \sum_{i=1}^n F_i, \quad (2.9)$$

где m – масса бойка; x – перемещение бойка; F_i – силы, действующие на боек.

Силы, которые действуют на боек, включают силы давления рабочей жидкости во взводящей и сливной камерах, силу сжатого газа в пневмоаккумуляторной камере. На боек также действуют силы вязкого трения и силы механического трения.

Уравнение движения бойка (см. рисунок 2.20) запишется следующим образом [27, 116]:

$$m\ddot{x} = p_v \cdot S_v - p_c \cdot S_c - m \cdot g \cdot \sin(\beta) - F_g - F_{тр} \cdot \text{sign}(\dot{x}) - F_r, \quad (2.10)$$

где m – масса бойка; p_v , p_c – давления во взводящей и сливной камерах; S_v , S_c – активные площади взводящей и сливной камер, здесь $S_v = \pi(D_v^2 - d_{шт}^2)/4$, $S_c = \pi(D_c^2 - d_{шт}^2)/4$; F_g – сила, обусловленная вязким трением, $F_g = h \cdot \dot{x}$, здесь h – коэффициент вязкого трения; β – угол наклона устройства к горизонту; $F_{тр}$ – сила механического (контактного) трения уплотнений поршней, штока; F_r – сила от действия давления газа пневмоаккумулятора; $\text{sign}(\dot{x}) = \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|}$ – функция Кронекера.

Сила механического трения $F_{тр}$ при движении бойка в корпусе гидроударника зависит от относительной скорости бойка и меняет знак при изменении на-

правления движения бойка. Изменение направления движения бойка учитывается в уравнении (2.10) функцией Кронекера.

На силу механического трения $F_{тр}$ влияет давление на контактную поверхность p_k , коэффициент трения f , площадь контактной поверхности, количество различных уплотнений (колец, манжет) [73], т.е. можно записать

$$F_{тр} = f \cdot \pi \cdot (D_B b_{пн} n_{п} + D_c b_{пн} n_{п} + D_A b_{пн} n_{п}) \cdot p_k, \quad (2.11)$$

где D_B , D_c , $d_{шт}$ – диаметры поршней во взводящей камере, сливной камере и диаметр штока соответственно; $b_{п}$, $b_{шт}$ – ширина контактной поверхности уплотнений поршня и штока соответственно; $n_{п}$, $n_{шт}$ – количество уплотнений поршня и штока; f – коэффициент трения, $f \approx 0,1$.

На величину давления, действующего на контактную поверхность, влияют давление предварительного сжатия уплотнения (монтажное давление) p_o и давление p рабочей жидкости в полостях гидроударника, т.е. [73]

$$p_k = p_o + p. \quad (2.12)$$

Значения давления предварительного сжатия p_o , которое зависит от вида уплотнения (кольцо, манжета), свойств уплотняющего материала, приведены в работе [73].

Сила давления газа пневмоаккумулятора зависит от хода бойка, давления газа пневмоаккумулятора и вычисляется по формуле [116, 122]:

$$F_{г} = p_{г}(x) S_A, \quad (2.13)$$

где $p_{г}(x)$ – давление газа пневмоаккумулятора; S_A – активная площадь пневмоаккумулятора, здесь $S_A = \frac{\pi \cdot D_A^2}{4}$.

Давление газа пневмоаккумулятора находится из уравнения для политропического состояния газа [116, 122, 137]:

$$p_{г}(x) V_{г}^n(x) = p_{го} V_{го}^n, \quad (2.14)$$

где $V_r(x)$ – текущее значение объема, занимаемого газом, $V_r(x) = S_A(\ell_o - x)$; $V_{го}$ – начальный объем газа, $V_{го} = S_A \ell_o$; n – показатель политропы.

Из формулы (2.14) найдем текущее значение давления газа $p_r(x)$:

$$p_r(x) = p_{го} \left(\frac{\ell_o}{\ell_o - x} \right)^n. \quad (2.15)$$

При замене в формуле (2.15) длины ℓ_o выражением $\ell_o = \ell_r + x$ текущее значение давления газа можно определить таким образом:

$$p_r(x) = p_{го} \left(\frac{\ell_o + x}{\ell_r} \right)^n. \quad (2.16)$$

Необходимо отметить, что уравнение движения бойка (2.10) записано до момента удара по грунту, т.е. реакция грунта не учитывается.

Уравнения расходов для взводящей и сливной гидравлических подсистем гидроударника записываются с учетом сжимаемости рабочей жидкости [116]:

$$Q_B = S_B \cdot \dot{x} + \frac{V_{во} + S_B \cdot (\ell_B + x)}{E_{прБ}} \cdot \dot{p}_B; \quad (2.17)$$

$$Q_C = S_C \cdot \dot{x} + \frac{V_{со} + S_C \cdot (\ell_C - x)}{E_{прС}} \cdot \dot{p}_C, \quad (2.18)$$

где Q_B , Q_C – объемные расходы во взводящей и сливной гидравлических подсистемах соответственно; $V_{во}$, $V_{со}$ – рабочие объемы жидкости во взводящей и сливной гидролиниях соответственно, $V_{во(со)} = \sum_{i=1}^n \frac{\pi \cdot d_{ти}^2}{4} \cdot \ell_{ти}$, здесь $d_{ти}$, $\ell_{ти}$ – диаметр и длина гидролинии; $E_{прБ}$, $E_{прС}$ – приведенные модули упругости взводящей и сливной гидролиний.

Приведенный объемный модуль упругости взводящей и сливной гидролиний определяется по следующей формуле [116, 127]:

$$E_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{E_c} + \sum_{i=1}^n \frac{d_{\text{Ti}}}{\delta_{\text{Ti}}} \cdot \frac{1}{E_{\text{Mi}}}}, \quad (2.19)$$

где E_c – объемный модуль упругости жидкости (смеси жидкости с воздухом); E_{Mi} – модуль упругости материала трубопровода; d_{Ti} – диаметр трубопровода; δ_{Ti} – толщина стенки трубопровода.

Учет нерастворенного воздуха в жидкости вызван тем, что наличие даже малого количества воздуха сильно влияет на объемный модуль упругости рабочей жидкости, что отмечается в работах [51, 127] и других. В гидросистеме может содержаться до 0,3...5% нерастворенного воздуха [127].

Изотермический объемный модуль упругости рабочей жидкости (смеси жидкости с воздухом) находится из выражения [127]:

$$\frac{1}{E_c} = \alpha_r \frac{1}{(p+1)^2} + \frac{1}{E_{\text{ж}}} \left(1 - \alpha_r \cdot \frac{1}{p+1}\right), \quad (2.20)$$

где α_r – коэффициент, характеризующий количество нерастворенного воздуха, $\alpha_r = 0,003...0,05$; $E_{\text{ж}}$ – объемный модуль упругости жидкости, p – давление жидкости.

При гидравлическом расчете гидроударного устройства определяются гидравлические характеристики гидролиний, которые соединяют камеры гидроударника с насосом, гидробаком, между собой, т.е. находятся зависимости вида $\Delta p = \Delta p(Q)$.

Потери давления по длине гидролинии $\Delta p_{\text{т}}$ определяются выражением, известным из гидродинамики [19] :

$$\Delta p_{\text{т}} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{т}}}{d_{\text{т}}} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}}^2}{2} \cdot \rho, \quad (2.21)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси); d_T – диаметр гидролинии; l_T – длина гидролинии; $g_{ж}$ – скорость жидкости, здесь $g_{ж} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_T^2}$, Q – объемный расход жидкости, ρ – плотность жидкости.

Коэффициент гидравлического трения зависит от режима движения жидкости в гидролинии и равен [19]:

$$\lambda = \begin{cases} \frac{75}{R_e} & \text{при } R_e \leq 2320; \\ 0,3164 \cdot R_e^{-0,25} & \text{при } R_e > 2320. \end{cases}$$

Число Рейнольдса для трубопровода круглого сечения определяется выражением [19]

$$R_e = \frac{g_{ж} \cdot d_T}{\nu} \quad (2.22)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Потери давления в местных сопротивлениях гидролинии Δp_m определяются по формуле [19]

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{g_{ж}^2}{2} \cdot \rho = \xi \cdot \frac{Q^2}{2} \cdot \left(\frac{4}{\pi \cdot d_T^2} \right)^2 \cdot \rho, \quad (2.23)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

Величина суммарных потерь давления (по длине гидролинии и в местных сопротивлениях) в соответствии с принципом наложения потерь определяется по формуле гидродинамики [19]:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_{ti} + \sum_{j=1}^m \Delta p_{mj} \quad (2.24)$$

Уравнение для подачи насоса базовой машины имеет вид [19]

$$Q_1 = Q_n - k_{yt} p_1, \quad (2.25)$$

где Q_n – номинальная подача насоса; k_{yt} – коэффициент объемных потерь насоса; p_1 – давление на выходе из насоса.

На расход рабочей жидкости через дроссель влияет перепад давлений на дросселе (разность давлений на входе и выходе), площадь проходного сечения, конструкция дросселя.

Расход рабочей жидкости через дроссель имеет нелинейный характер и определяется по формуле [16, 51, 127]:

$$Q = G \Delta p^K, \quad (2.26)$$

где G – гидравлическая проводимость дросселя, $G = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, здесь μ – коэффициент расхода дросселя, S – площадь дросселя;

K – показатель степени, изменяется в пределах $0,5 \leq K \leq 1$.

Расход рабочей жидкости через проточку Z в поршне гидроударника определяется по формуле [127]:

$$Q = \begin{cases} G(x) \cdot \sqrt{\Delta p} & \text{при } \ell < x < \ell + z; \\ 0 & \text{при } x \leq \ell. \end{cases} \quad (2.27)$$

Гидравлическая проводимость $G(x)$ находится из выражения [19, 127]:

$$G(x) = \mu \cdot b \cdot (x - \ell) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (2.28)$$

где b – ширина окна в корпусе гидроударного устройства; μ – коэффициент расхода окна.

При расчете гидравлических линий с последовательно-параллельным соединением элементов применяются уравнения неразрывности потока в узлах [49, 51]:

$$\sum_{i=1}^m Q_i = 0 \quad (2.29)$$

и уравнения перепадов давления в независимых контурах:

$$\sum_{i=1}^{nj} \Delta p_i = 0, \quad (2.30)$$

где m – количество ветвей, подходящих к узлу; n_j – количество ветвей в j -м контуре цепи.

Основной задачей блока управления рабочим циклом гидроударника является периодическое соединение взводящей камеры с напорной гидролинией, а сливной камеры со сливной гидролинией.

Блок управления рабочим циклом гидроударного устройства представляется в виде гидрораспределителя и описывается следующим уравнением расхода жидкости через регулируемый дроссель [19]:

$$Q_{\text{БУ}} = \mu_{\text{БУ}} S_{\text{БУ}} \sqrt{\frac{2\Delta p_{\text{БУ}}}{\rho}}, \quad (2.31)$$

где $Q_{\text{БУ}}$ – расход жидкости через блок управления рабочим циклом гидроударника; $\mu_{\text{БУ}}$ – коэффициент расхода; $S_{\text{БУ}}$ – площадь проходного сечения; $\Delta p_{\text{БУ}}$ – перепад давления.

Приведенные уравнения (2.9) – (2.31) дают возможность получить математическую модель гидроударника. Обобщенная математическая модель гидроударного устройства состоит из системы дифференциальных и алгебраических уравнений.

Так как во время рабочего цикла гидроударного устройства изменяется структура его гидравлической системы, то необходимо рассматривать отдельные характерные периоды работы гидроударника.

Цикл работы гидроударного устройства представляется двумя основными периодами: холостым ходом (взводом) бойка, включающим фазу торможения и рабочим ходом, заканчивающимся внедрением инструмента в обрабатываемую среду. Далее рабочий цикл повторяется [50, 116, 122].

Выражение для времени цикла $T_{\text{ц}}$ гидроударника записывается следующим образом [116, 122]:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{вз}} + t_{\text{т}} + t_{\text{рх}} + t_{\text{зад}}, \quad (2.32)$$

где $t_{вз}$ – время взвода подвижных частей (бойка); t_T – время торможения; $t_{рх}$ – время рабочего хода бойка; $t_{зад}$ – время задержки взвода.

Частота ударов определяется как $f = 60/T_{ц}$. Коэффициент асимметрии рабочего цикла находится как отношение времени холостого хода к времени рабочего хода, т.е. $k_a = t_{хх} / t_{рх}$, здесь $t_{хх} = t_{вз} + t_T$ [50, 116, 122].

Рассмотрим системы уравнений, которые описывают работу гидроударного устройства.

2.5 Математическая модель характерных периодов работы гидроударного устройства

Составим уравнения для фаз взвода и разгона бойка беззолотникового гидроударного устройства.

Фаза взвода гидроударного устройства состоит из уравнений (2.10), (2.17), (2.18), (2.25), (2.29) и записывается таким образом [39, 116, 122]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x} = \vartheta; \\ \dot{\vartheta} = \frac{1}{m} [p_B S_B - p_C S_C - mg \cdot \sin(\beta) - h\vartheta - F_{тр} \text{sign} \vartheta - p_{го} S_A \left(\frac{\ell_o}{\ell_o - x} \right)^n]; \\ \dot{p}_B = \frac{(Q_B - S_B \vartheta) E_{пр_B}}{V_{во} + S_B (\ell_B + x)}; \\ \dot{p}_C = \frac{(S_C \vartheta - Q_C) E_{пр_C}}{V_{со} + S_C (\ell_C - x)}; \\ Q_B = Q_C = Q_1; \\ p_B \leq p_H; \\ x \leq \ell. \end{array} \right. \quad (2.33)$$

Начальными условиями системы уравнений (2.33) являются (при $t=0$) $x = 0$; $\vartheta = 0$; $p_v = p_{v0}$; $p_c = p_{c0}$.

Начальные значения давлений в напорной p_{v0} и сливной p_{c0} гидролиниях зависят от гидравлических сопротивлений гидролиний и находятся на основании формулы (2.24).

Период взвода бойка гидроударника заканчивается непродолжительной фазой торможения, которая наступает при срабатывании блока управления рабочим циклом (при $x = \ell$), при этом давление во взводящей камере гидроударника падает до давления в сливной камере.

Рабочий ход бойка осуществляется под действием сжатого газа пневмоаккумулятора, при этом происходит сообщение взводящей камеры и сливной камеры гидроударника со сливной гидролинией.

Фаза рабочего хода (разгона) бойка записывается такой системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x} = \vartheta; \\ \dot{\vartheta} = \frac{1}{m} [p_v S_v - p_c S_c - mg \cdot \sin(\beta) - h\vartheta - F_{тр} \text{sign}\vartheta - p_{го} S_A \left(\frac{\ell_o}{\ell_o - x} \right)^n]; \\ p_v = p_c + \Delta p_p; \\ Q_p = Q_v + S_B \vartheta; \\ Q_v = Q_1. \end{array} \right. \quad (2.34)$$

Начальными условиями для периода разгона бойка являются (при $t=0$) $x = x_T$; $\vartheta = \vartheta_T = 0$; $p_v = p_{c1}$; $p_c = p_{c1}$. Здесь x_T , ϑ_T , p_v , p_c – конечные значения решения системы уравнений (2.33).

Период разгона завершается ($x = 0$) фазой удара подвижных частей по разрабатываемому грунту. При этом скорость подвижных частей имеет значение, равное $\vartheta_1 = V_1$.

Явление удара подвижных частей по грунту описывается уравнением [116, 121]:

$$\int_0^{\tau} F dt = \int_0^{\tau} \sigma S dt = m(V_1 - V_2), \quad (2.35)$$

где F – сила, возникающая в процессе удара; σ – контактные напряжения на поверхности грунта, возникающие при ударе; S – площадь контакта инструмента рабочего органа с грунтом; τ – время удара; m – масса подвижных частей; V_1 – скорость удара; V_2 – скорость в конце удара, $V_2 = 0$.

При ударе появляются контактные напряжения на поверхности грунта, возникают деформации и происходит разрушение грунта.

Математическая модель гидроударного устройства состоит из системы нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений с переменными коэффициентами. Для решения математической модели гидроударного устройства необходимо использование ЭВМ, так как аналитическое решение математической модели не представляется возможным.

В математической модели гидроударного устройства представлены его конструктивные параметры ($m, S_B, S_C, \ell, \ell_B, \ell_C, b, z$ и др.), пневмоаккумулятора ($p_{го}, S_A, n, \ell_o, \ell_r$), а также основные параметры гидропривода базовой машины ($p_1, Q_1, \alpha_r, \Delta p$ и др.).

2.6 Энергетические параметры гидроударного устройства

К основным энергетическим параметрам гидроударника относятся: энергия единичного удара, ударная мощность, коэффициент полезного действия (КПД) разгона, КПД гидроударника.

Энергия единичного удара определяется выражением [5, 50, 71, 116, 122]:

$$T = \frac{m \cdot V_1^2}{2}. \quad (2.36)$$

Ударная мощность равна [5, 50, 71, 116, 122]:

$$N_{\text{уд}} = \frac{T}{T_{\text{ц}}} . \quad (2.37)$$

КПД разгона определяется отношением энергии удара к энергии сжатого газа пневмоаккумулятора по формуле [5, 50, 71, 116, 122]:

$$\eta_{\text{раз}} = \frac{T}{W_{\text{а}}} . \quad (2.38)$$

где $W_{\text{а}}$ - энергия пневмоаккумулятора.

Энергию, развиваемую пневмоаккумулятором, можно определить по формуле [116, 122, 136]:

$$W_{\text{а}} = \frac{p_{\text{г1}} \cdot V_{\text{г1}}}{n-1} \cdot \left(\frac{E_{\text{г}}^n - E_{\text{г}}}{E_{\text{г}}^n} \right) , \quad (2.39)$$

где $p_{\text{г1}}$ - максимальное давление сжатого газа в пневмоаккумуляторе; $V_{\text{г1}}$ - объем, занимаемый газом при давлении $p_{\text{г1}}$; $E_{\text{г}}$ - степень сжатия газа, здесь

$$E_{\text{г}} = \frac{V_{\text{го}}}{V_{\text{г1}}} = \frac{\ell_{\text{о}}}{\ell_{\text{г}}} .$$

Максимальное давление газа зависит от давления зарядки и определяется выражением [116, 122, 136]

$$p_{\text{г1}} = p_{\text{го}} \cdot E_{\text{г}}^n . \quad (2.40)$$

В частном случае при вертикальном положении гидроударного устройства ($\beta=90^\circ$) и достаточно большом значении массы подвижных частей ($m \geq 300 \dots 500$ кг) при определении КПД разгона необходимо учитывать потенциальную энергию положения подвижной массы [116, 122, 136]:

$$\eta_{\text{раз}} = \frac{T}{W_{\text{а}} + W_{\text{п}}} , \quad (2.41)$$

где $W_{\text{п}}$ - потенциальная энергия положения, $W_{\text{п}} = m \cdot g \cdot x_{\text{т}}$.

КПД гидроударного устройства определяется отношением ударной мощности к мощности, развиваемой насосом базовой машины [116, 122, 136]:

$$\eta = N_{\text{уд}} / N_{\text{н}}, \quad (2.42)$$

где $N_{\text{н}}$ - мощность, развиваемая насосом, Вт, $N_{\text{н}} = p_{\text{ср}} \cdot Q_1$, здесь $p_{\text{ср}}$ -среднее давление во взводящей полости, Па; Q_1 - подача насоса, м³/с.

Среднее давление гидропривода за цикл определяется по формуле [116, 122, 136]:

$$p_{\text{ср}} = \frac{1}{T_{\text{ц}}} \int_0^{T_{\text{ц}}} p(t) dt, \quad (2.43)$$

где $p(t)$ - функция изменения давления во взводящей полости гидроударного устройства.

Основные выводы по главе

1. Характеристики базовой машины (масса, номинальное давление и подача насоса) являются исходными данными для выбора и расчета основных параметров гидроударника.

2. Анализ конструкций, областей применения существующих гидромолотов позволяет найти определенные закономерности и тенденции в методах их проектирования, а также выработать рекомендации для выбора конструктивных параметров гидроударных устройств.

3. Анализ технических характеристик гидромолотов зарубежных и отечественных фирм, позволил выявить функциональные зависимости частоты ударов гидромолота и его длины от энергии единичного удара в виде уравнений регрессии.

4. Разработаны с помощью пакета VBA рабочие окна для определения основных параметров гидроударного устройства (энергии единичного удара, диаметра хвостовика инструмента, массы гидроударного устройства, ударной мощности, максимальной частоты ударов).

Функциональные зависимости основных параметров гидромолотов и рабочие окна определения основных параметров гидроударников являются базой при проектировании и прогнозировании основных параметров гидроударников.

5. Математическая модель гидроударного устройства состоит из системы нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений с переменными коэффициентами..

В математической модели гидроударного устройства представлены его конструктивные параметры ($m, S_b, S_c, \ell, \ell_b, \ell_c, b, z$ и др.), пневмоаккумулятора ($p_{го}, S_A, n, \ell_o, \ell_r$), а также основные параметры гидропривода базовой машины ($p_1, Q_1, \alpha_r, \Delta p$ и др.).

3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ

3.1 Некоторые результаты теоретических исследований

Математическая модель гидроударного устройства исследовалась с применением ПЭВМ по «Программе динамического расчета гидропневматического ударного устройства», составленной на алгоритмическом языке FORTRAN, а также с использованием пакета символьной алгебры Maple [24, 64, 85, 111, 112, 131].

«Программа динамического расчета гидропневматического ударного устройства» имеет модульное строение, что позволяет легко её корректировать и задавать различные значения величин, входящих в уравнения математической модели (приложение Е).

Программное обеспечение «Программа динамического расчета гидропневматического ударного устройства» позволяет с помощью метода имитационного моделирования рассчитать основные параметры (скорость удара бойка, энергию единичного удара, время цикла гидроударного устройства, значения давлений рабочей жидкости в рабочих полостях устройства и другие характеристики гидравлической импульсной системы) гидропневматических ударных устройств, которые используются в качестве активных рабочих органов ДСМ.

Система обыкновенных дифференциальных уравнений решалась с использованием подпрограммы RKGS. В стандартной подпрограмме RKGS используется метод Рунге-Кутты четвертого порядка с модификацией Гилла. Для обеспечения заданной точности вычислений в подпрограмме RKGS автоматически регулируется шаг интегрирования или делением его пополам или удвоением в течение всего процесса вычислений.

Программа позволяет рассматривать такие фазы рабочего цикла гидроударного устройства, как взвод, торможение и разгон бойка.

Фрагменты результатов расчетов показаны на рисунках 3.1 – 3.3.

просмотр DINAMO.DAT - Far

D:\- VVV FORTRAN -\GIDR-UD.VV\DINAMO.DAT					
160.	16.0	0.90	1.5	1.0	50.0
0.14	0.140	0.08	0.08	0.15	0.20
0.035	6.50	0.025	6.00	0.0035	0.010
0.035	6.50	0.025	6.75	0.0035	0.010
1.65E3	2.1E5	1.5E3	12.0	0.003	0.05
50.0	50.0	865.0	30.E-6	1.0E5	1.40
0.003	2.0	0.003	2.0	0.050	0.125
0.005	0.050	0.02	0.004	0.50	0.020
0.75	0.75	0.05	0.002	8.E-5	
1.0	0.01	0.1	0.001	0.2	0.001
0.0	0.01				

Рисунок 3.1 – Окно исходных данных для расчета динамики ГУ

просмотр DINAMO.RES - Far

D:\- VVV FORTRAN -\GIDR-UD.VV\DINAMO.RES	
ПАРАМЕТРЫ БАЗОВОЙ МАШИНЫ :	
QNL ,l/min=160.00	QN ,m3/s=0.0027
PN ,MPa= 16.00	
RKP = 0.900	
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТРУБОПРОВОДОВ :	
DT3= 0.035	DL3= 6.500
DS3= 0.025	DLS3= 6.000
DET3=0.0035	DES3=0.0100
DT4= 0.035	DL4= 6.500
DS4= 0.025	DLS4= 6.750
DET4=0.0035	DES4=0.0100
МОДУЛИ УПРУГОСТИ ЖИДКОСТИ И МАТЕРИАЛОВ :	
EG ,MPa=1650.0	
ET ,MPa=210000.000	
ES ,MPa=1500.0	
EB ,MPa= 12.0	
RRP ,kg/m3=865.00	RNN ,sst=30.000
H ,ns/m=100000.000	RN= 1.40
AG3= 0.003	AG4= 0.050
RKS3= 50.00	RKS4= 50.00
ВНУТРЕННИЕ ПАРАМЕТРЫ ТРУБОПРОВОДОВ :	
RE3=4527.1	RE4=4527.1
U3 ,m/s= 5.432	U4 ,m/s= 5.432
ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОУДАРНИКА :	
DA ,m= 0.140	DP ,m= 0.140
DSH1 ,m= 0.080	
DSH2 ,m= 0.080	
XV ,m= 0.150	XS ,m= 0.200
ZL ,m= 0.125	
RLK ,m= 0.050	
PG ,MPa= 1.50	DK ,MPa= 1.00
BDP ,m= 0.003	AMP= 2.000
BDS ,m= 0.003	AMS= 2.000
FTR ,kn=	414.690
ОПРЕДЕЛЕННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ :	
EPR3 ,MPa=	430.970
EPR4 ,MPa=	430.970
DEP3 ,MPa= 0.884	DEP4 ,MPa= 0.899

1 2 3 4 5 6 7

Пуск GIDR-UD.VV просмотр DINA... 03_Фортран (окн...)

Рисунок 3.2 – Результаты расчетов (начало)

просмотр DINAMO.RES - Far

D:\- VVV FORTRAN -\GIDR-UD.VV\DINAMO.RES

2

ФАЗА ТОРМОЖЕНИЯ					
T	X	V	P3	PV	U
С	М	М/С	МПА	МПА	М
0.24000	0.04827	0.24145	6.63942	6.63942	0.00000
0.24025	0.04833	0.23701	6.61145	6.63811	0.00004
0.24050	0.04839	0.22683	6.56933	6.63517	0.00004
0.24075	0.04844	0.21348	6.53837	6.63125	0.00010
0.24100	0.04849	0.19864	6.54820	6.62709	0.00010
0.24125	0.04854	0.18335	6.65521	6.62403	0.00016
0.24150	0.04859	0.16828	6.76291	6.61991	0.00016
0.24175	0.04863	0.15382	6.83662	6.61401	0.00027
0.24200	0.04866	0.14019	6.90171	6.60701	0.00027
0.24250	0.04873	0.11574	7.02520	6.59040	0.00057
0.24300	0.04878	0.09511	7.14471	6.57085	0.00057
0.24350	0.04882	0.07795	7.25899	6.54878	0.00096
0.24400	0.04886	0.06380	7.36549	6.52452	0.00096
0.24500	0.04891	0.04265	7.54861	6.47053	0.00191
0.24600	0.04894	0.02848	7.68324	6.41074	0.00191
0.24700	0.04897	0.01902	7.77037	6.34670	0.00300
0.24800	0.04898	0.01270	7.81506	6.27962	0.00300
0.24900	0.04899	0.00848	7.82429	6.21042	0.00416
0.25000	0.04900	0.00566	7.80535	6.13982	0.00416
0.25100	0.04901	0.00378	7.76491	6.06835	0.00500
0.25200	0.04901	0.00252	7.70863	5.99639	0.00500
0.25300	0.04901	0.00168	7.64097	5.92423	0.00500
0.25400	0.04901	0.00112	7.56538	5.85206	0.00500
0.25500	0.04901	0.00075	7.48439	5.78002	0.00500

СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ , ХОД , ЭНЕРГИЯ

1.392 0.050 1423.8 24.0 1447.9

0

ФАЗА РАЗГОНА					
T	X	V	PV	PS	PG
С	М	М/С	МПА	МПА	МПА
0.25500	0.04901	0.00000	0.47713	0.47507	2.38800
0.25600	0.04865	-0.71779	0.52889	0.47507	2.38101
0.25700	0.04758	-1.42596	0.52889	0.47507	2.36021
0.25800	0.04581	-2.11776	0.62689	0.47507	2.32597
0.25900	0.04335	-2.78712	0.62689	0.47507	2.27885
0.26000	0.04024	-3.42865	0.75232	0.47507	2.21960
0.26100	0.03651	-4.03763	0.75232	0.47507	2.14913
0.26200	0.03218	-4.61006	0.88895	0.47507	2.06845
0.26300	0.02730	-5.14266	0.88895	0.47507	1.97867
0.26400	0.02191	-5.63287	1.02257	0.47507	1.88096
0.26500	0.01605	-6.07880	1.02257	0.47507	1.77654
0.26600	0.00977	-6.47926	1.14177	0.47507	1.66663
0.26700	0.00311	-6.83365	1.14177	0.47507	1.55243
0.26800	-0.00389	-7.14195	1.23854	0.47507	1.43512

0

1 2 3 4 5 6 7

Пуск GIDR-UD.VV просмотр DINA... 03_Фортран (окн...)

Рисунок 3.3 – Результаты расчетов (окончание)

Составленная программа позволяет задавать различные значения величин (более 60 параметров), входящих в уравнения математической модели.

На рисунках 3.4 – 3.9 показаны типовые зависимости перемещения, скорости бойка, давления газа в пневмоаккумуляторе, давления в камере взвода гидроударника от времени.

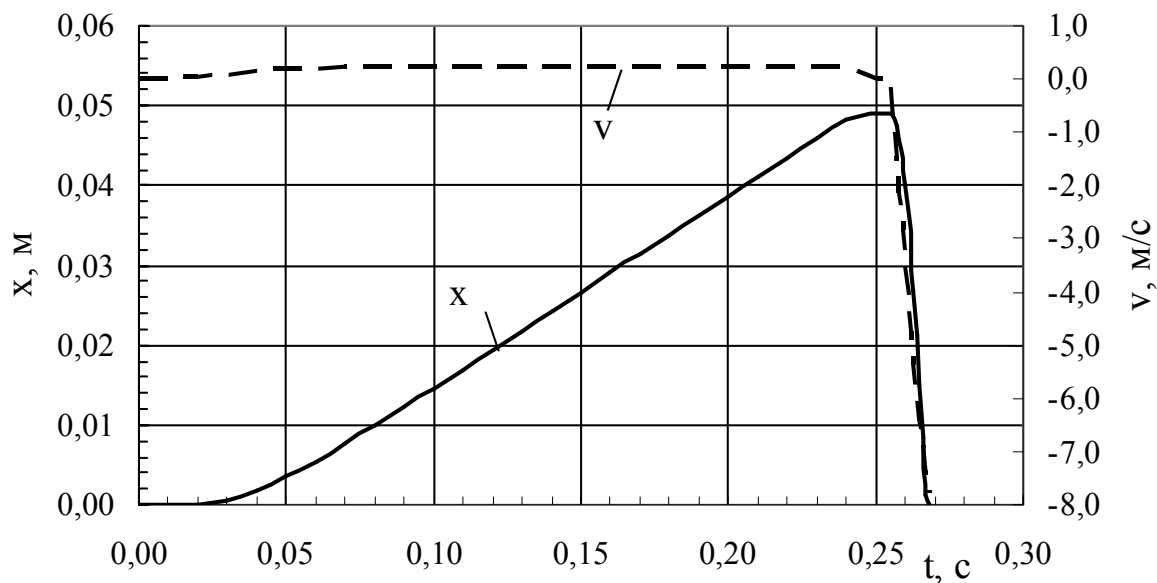


Рисунок 3.4 – Зависимость перемещения x , скорости бойка v от времени (масса бойка $m=50$ кг, давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0} = 1,5$ МПа, ход бойка 0,05 м)

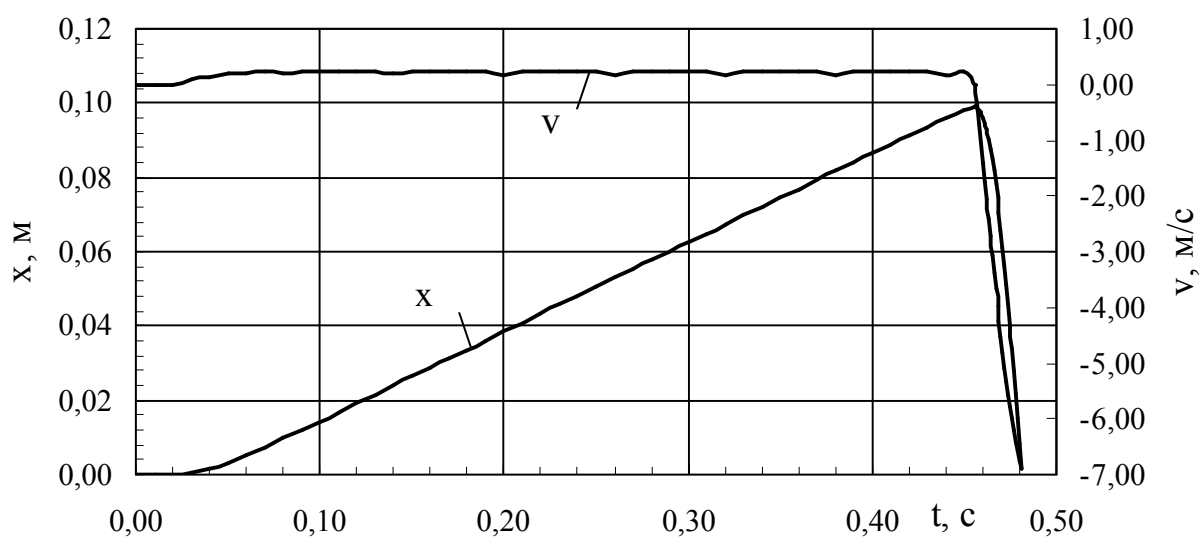


Рисунок 3.5 – Зависимость перемещения x , скорости бойка v от времени (масса бойка $m=150$ кг, давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0} = 1,5$ МПа, ход бойка 0,1 м)

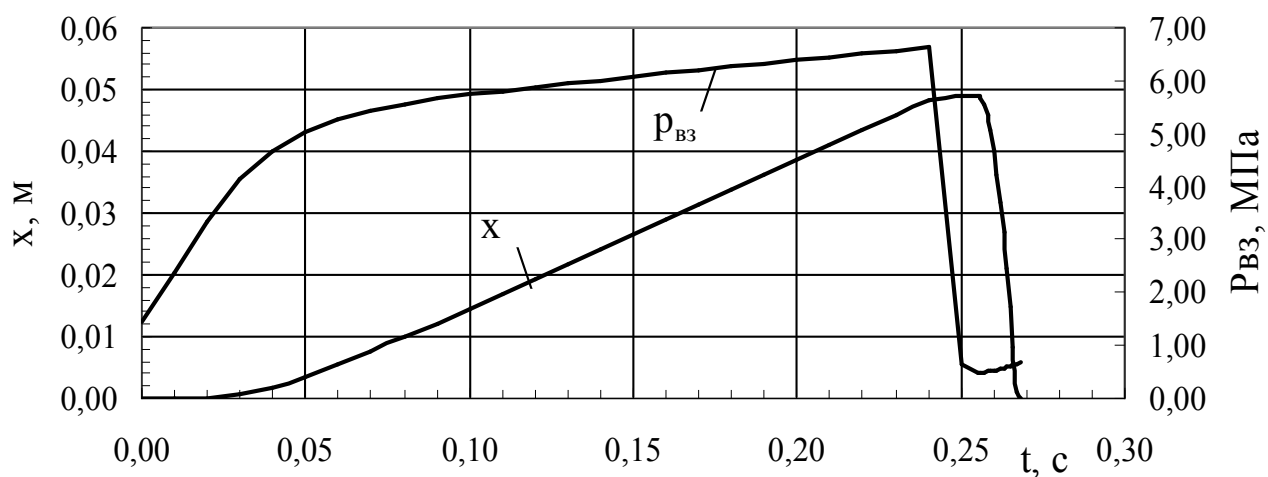


Рисунок 3.6 – Зависимость перемещения бойка x , давления во взводящей камере гидроударника $p_{вз}$ от времени (масса бойка $m=50$ кг, давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0} = 1,5$ МПа, ход бойка 0,05 м)

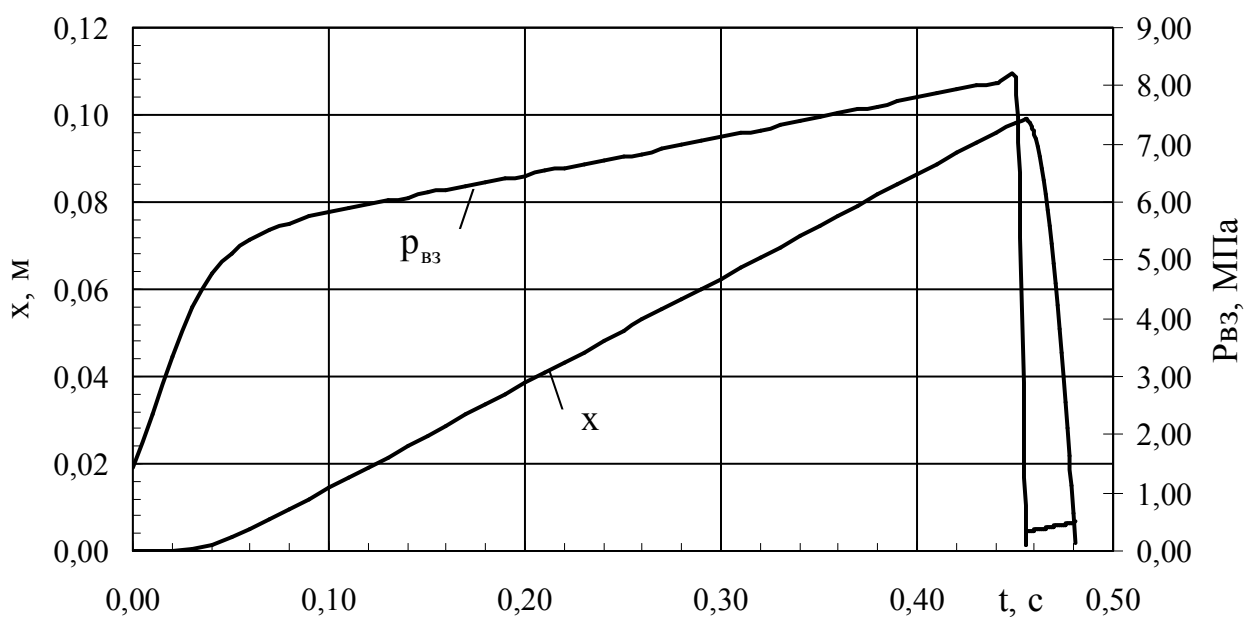


Рисунок 3.7 – Зависимость перемещения бойка x , давления во взводящей камере гидроударника $p_{вз}$ от времени (масса бойка $m=150$ кг, давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0} = 1,5$ МПа, ход бойка 0, 1 м)

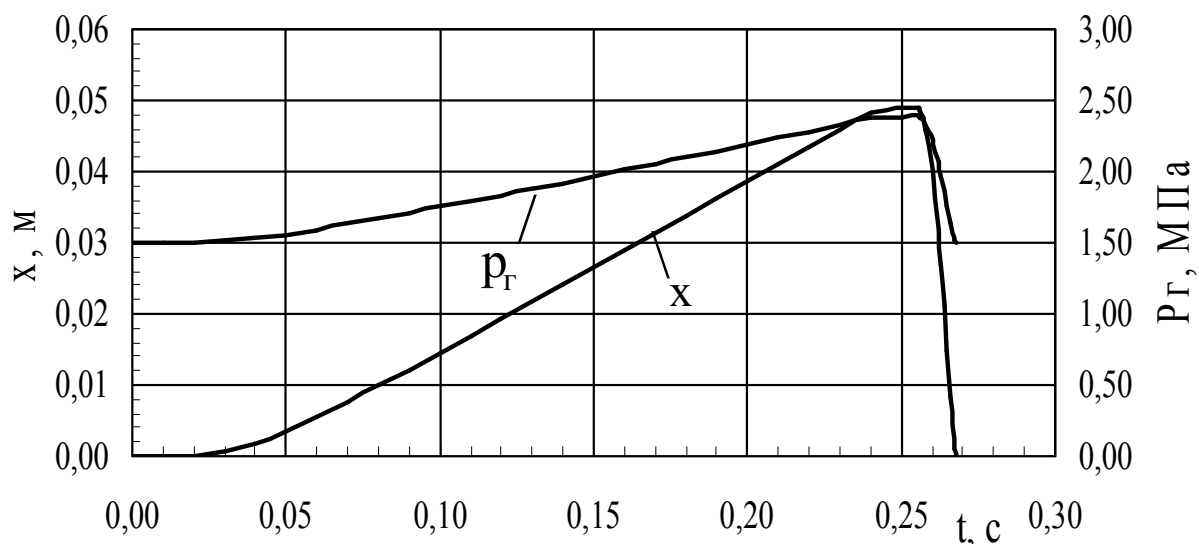


Рисунок 3.8 – Зависимость перемещения бойка x , давления газа в пневмоаккумуляторной камере p_g гидроударника от времени (масса бойка $m = 50$ кг, давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0} = 1.5$ МПа, ход бойка 0.05 м)

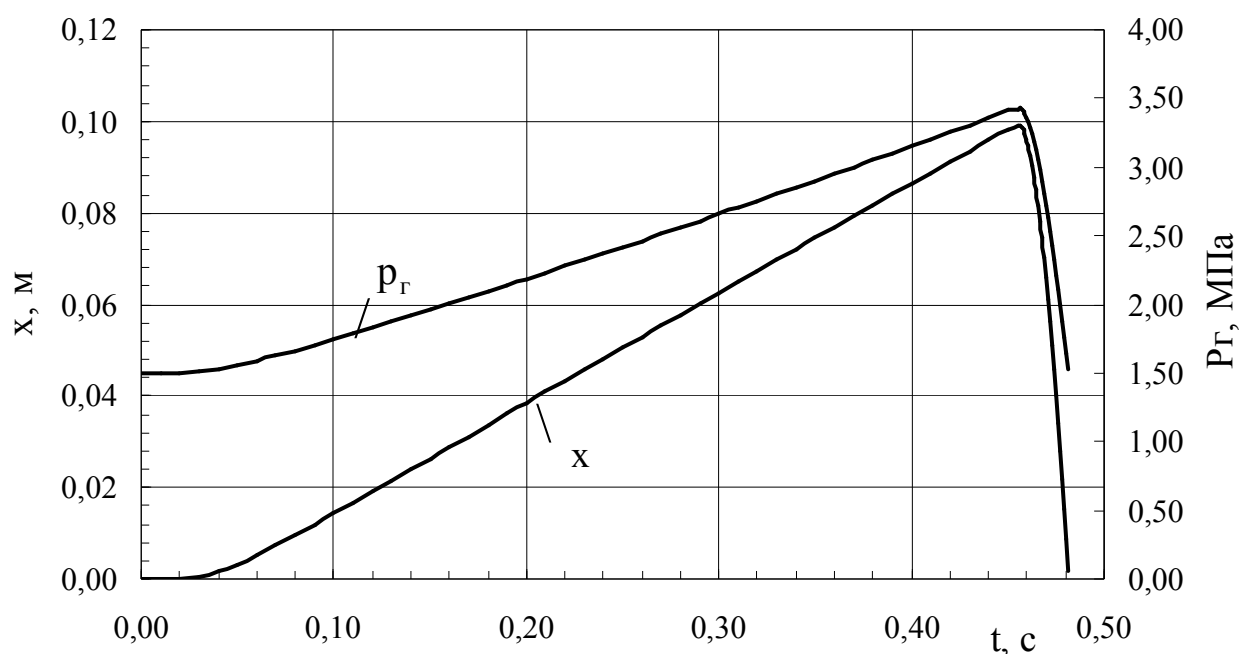


Рисунок 3.9 – Зависимость перемещения бойка x , давления газа в пневмоаккумуляторной полости p_g гидроударника от времени (масса бойка $m = 150$ кг, давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0} = 1.5$ МПа, ход бойка 0.1 м)

Из графиков, представленных на рисунках 3.4, 3.5, видно, что в момент взвода (холостого хода) происходит нарастание скорости бойка от нуля до установившегося значения (~ 0.23 м/с). Установившееся значение скорости бойка за-

висит от активной площади взводящей камеры и подачи насоса. При разгоне скорость бойка достигнет значений ~ 7 м/с.

Из графиков $x=x(t)$ (см. рисунки 3.6, 3.7) видно, что боек начинает холостой ход (взвод) после увеличения давления в полости взвода от начального до значения, когда возможно перемещение подвижных частей.

Из графических зависимостей $p_r=p_r(t)$ (см. рисунки 3.8, 3.9) видно, что наблюдается повышение давления газа в пневмоаккумуляторной полости при холостом ходе t_{xx} и уменьшение давления при рабочем ходе t_{rx} . Отношение t_{xx} к t_{rx} является коэффициентом асимметрии рабочего цикла гидроударника.

3.2 Планирование вычислительного эксперимента при исследовании гидроударного устройства

Планирование вычислительного эксперимента, которое применяется при исследовании математической модели гидравлического ударного устройства, в теоретическом плане базируется на теории вероятностей и математической статистики, практически же оно опирается на ЭВМ.

При исследовании математических моделей сложных объектов изучается последовательно действие каждого фактора, при этом данные вычислений представляются обычно большим количеством различных графиков. По однофакторным графикам сложно оценить фактический результат воздействия факторов и их взаимодействий на изучаемый объект.

В многофакторном вычислительном эксперименте значения величин (уровни) одного фактора сочетаются со значениями величин (уровнями) остальных факторов. При этом факторы – независимые переменные величины (причины изменений в исследуемом объекте), влияющие на значение отклика – результат вычислительного эксперимента, зависящий от факторов. Поэтому многофакторный вычислительный эксперимент имеет такие преимущества [2, 88, 89]:

а) существенно сокращается число вычислений по сравнению с однофакторными вычислениями;

б) повышается объем информации для последующего анализа за счет получения данных о взаимодействии различных факторов;

в) возникает возможность обобщить результаты исследований математической модели в виде регрессионной математической модели;

г) возникает возможность для оптимизации объекта исследования, заключающаяся в нахождении такой совокупности варьируемых факторов, при которых значение отклика принимает экстремальное значение.

Методика планирования экспериментов представлена в работах [2, 88, 89].

При планировании вычислительного эксперимента гидроударника выбираются независимые факторы, которые влияют на гидроударник (объект исследования). Анализируется информация о параметрах гидроударника, результаты предыдущих теоретических исследований, однофакторных вычислительных экспериментов, учитываются ограничения, связанные с конкретными условиями проведения вычислительного эксперимента.

Детальный анализ информации о параметрах гидроударника показал, что в значительной степени влияют на энергетические характеристики гидроударного устройства следующие факторы:

- масса бойка гидроударника m , кг (фактор $\tilde{X}_1$);
- давление зарядки газа в пневмоаккумуляторе $p_{го}$, МПа (фактор $\tilde{X}_2$);
- ход бойка ℓ гидроударника, мм (фактор $\tilde{X}_3$).

Границы (верхние и нижние) области определения влияющих факторов задаются из условия обеспечения работы гидроударника. Также учитываются конструктивные особенности гидроударника, тип и характеристики базовой машины. Например, для давления зарядки газа в пневмоаккумуляторе верхняя граница зависит от соотношения площадей взводящей и газовой полостей, а также от номинального давления гидропривода базовой машины, значения хода бойка.

Функцией отклика, характеризующей работу гидроударника, следует принять скорость бойка в момент удара u .

Области определения факторов, их значения, интервалы варьирования приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Области определения факторов

Факторы	Уровни факторов			Интервал варьирования	Область определения	
	верхний	основной	нижний		верхняя граница	нижняя граница
$\tilde{X}_1$	150	100	50	50	300	20
$\tilde{X}_2$	3,5	2,5	1,5	1,0	5,0	0,5
$\tilde{X}_3$	100	75	50	25	150	50

При планировании вычислительного эксперимента выполняется преобразование влияющих независимых факторов (натуральных величин факторов $\tilde{X}_i$) к безразмерным X_i по формуле [2, 88, 89]:

$$X_i = \frac{\tilde{X}_i - \tilde{X}_{i0}}{\Delta\tilde{X}_i}, \quad (3.1)$$

где $i=1,2,...,k$ – число факторов; $\Delta\tilde{X}_i$ – интервал варьирования i -го фактора; $\tilde{X}_{i0}$ – основной уровень i -го фактора.

Безразмерные факторы дают возможность построить ортогональную матрицу планирования вычислительного эксперимента и значительно облегчить дальнейшие расчеты, так как в этом случае верхние и нижние уровни факторов принимают значения $+1$ и -1 соответственно.

При исследовании гидроударника был использован полный факторный эксперимент (ПФЭ) типа 2^k , где $k = 3$ – число независимых факторов, $N = 2^k$ – число опытов, 2 – число уровней.

Матрица планирования эксперимента приведена в таблице 3.2 и содержит план проведения всех опытов.

По результатам вычислительного эксперимента для функции отклика $y = f(x_1, ..., x_k)$ получено математическое выражение в виде уравнения регрессии [2, 88, 89]

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{\substack{i,j=1 \\ i < j}}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \dots, \quad (3.2)$$

где $\hat{y}$ - отклик-оценка для математического ожидания y ; $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} \dots$ - выборочные оценки теоретических коэффициентов регрессии; $x_i, i=1 \dots k$ – независимые переменные факторы, которые варьируются при постановке вычислительного эксперимента.

Таблица 3.2 – Матрица планирования ПФЭ типа 2^3 [88]

№ опыта	Факторы и их взаимодействия								Функция отклика
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	
1	+	-	-	-	+	+	+	-	y_1
2	+	+	-	-	-	-	+	+	y_2
3	+	-	+	-	-	+	-	+	y_3
4	+	+	+	-	+	-	-	-	y_4
5	+	-	-	+	+	-	-	+	y_5
6	+	+	-	+	-	+	-	-	y_6
7	+	-	+	+	-	-	+	-	y_7
8	+	+	+	+	+	+	+	+	y_8

Примечание: символы 1 не указаны, проставлены только знаки.

Коэффициенты $b_0, b_i, b_{ij}, \dots, b_{ii}$ входят в уравнение (3.2) линейно, поэтому можно записать его в виде линейного уравнения [2, 88, 89]

$$\hat{y} = \sum_{i=0}^m b_i x_i, \quad (3.3)$$

где $x_0=1$ – фиктивная переменная; $i=0, 1, \dots, k, k+1, \dots, m$.

Все следующие за индексом k двойные, тройные и т.д. взаимодействия факторов также обозначены символом x_i , а соответствующие коэффициенты – символом b_i . Причем индекс i для них принимает значение от $k+1$ до m , а $m+1$ – полное, принятое к рассмотрению, число членов ряда (3.2).

Сочетания различных уровней всех факторов образуют условия N опытов.

В матричных обозначениях уравнение (3.3) принимает вид [2, 88, 89]

$$[\hat{Y}] = [X][B], \quad (3.4)$$

$$\text{где } [\hat{Y}] = \begin{vmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_N \end{vmatrix} \text{ - матрица, содержащая значения откликов;}$$

$$[X] = \begin{vmatrix} X_{01} & X_{11} & \cdots & X_{k1} & \cdots & X_{m1} \\ X_{02} & X_{12} & \cdots & X_{k2} & \cdots & X_{m2} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ X_{0N} & X_{1N} & \cdots & X_{kN} & \cdots & X_{mN} \end{vmatrix} \text{ - матрица планирования;}$$

$$[B] = \begin{vmatrix} b_0 \\ b_1 \\ \vdots \\ b_m \end{vmatrix} \text{ - матрица коэффициентов регрессии.}$$

Коэффициенты уравнения регрессии находятся методом наименьших квадратов, т.е. из условия минимума суммы квадратов отклонений между вычисленными значениями y и рассчитанными по уравнению (3.3) $\hat{y}$ [2, 88, 89]:

$$\sum_{u=1}^N (y_u - \hat{y}_u)^2 = \sum_{u=1}^N \left(y_u - \sum_{i=0}^m b_i x_i \right)^2 \rightarrow \min. \quad (3.5)$$

В матричной форме записи система уравнений для определения коэффициентов регрессии записывается следующим образом [2, 88, 89]:

$$[X^T][X][B] = [X^T][Y], \quad (3.6)$$

где $[X^T]$ – транспонированная матрица от $[X]$;

$$[Y] = \begin{vmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_N \end{vmatrix} \text{ - матрица вычислений.}$$

При преобразовании матриц, из уравнения (3.6) получаем (при условии, что определитель матрицы $[M] = [X^T][X]$ не равен нулю) [2, 88, 89]:

$$[B] = [C][X^T][Y], \quad (3.7)$$

где $[C] = ([X^T][X])^{-1}$ – обратная матрица от произведения $[X^T][X]$, которая называется матрицей ошибок, или ковариационной.

Когда элементы матрицы планирования эксперимента $[X]$ состоят из +1 или -1, тогда коэффициенты уравнения регрессии определяются по формуле [2, 88, 89]:

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{iu} y_u, \quad (3.8)$$

где N – число опытов (число строк в матрице эксперимента); u – номер опыта; $i = 0, 1, \dots, m$.

В нашем случае для ПФЭ типа 2^3 теоретическое уравнение регрессии имеет вид [2, 88, 89]

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^3 b_i x_i + \sum_{i < j}^3 b_{ij} x_i x_j + b_{123} x_1 x_2 x_3. \quad (3.9)$$

Результаты вычислительного эксперимента, проведенного по матрице полнофакторного эксперимента типа 2^3 (см. таблицу 3.2) приведены в таблице 3.3.

Значения параметров функции отклика y_i (см. таблицу 3.3) определялись с использованием ПЭВМ по «Программе динамического расчета гидропневматического ударного устройства» (см. рисунки 3.1 – 3.3).

Полученные по результатам опытов коэффициенты регрессии приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.3 – Значения функции отклика

№ опыта	Функция отклика
	y_i , м/с
1	7,36
2	4,53
3	11,51
4	6,50
5	11,29
6	6,90
7	17,10
8	7,78

Таблица 3.4 – Коэффициенты уравнения регрессии

Коэффициент	Численные значения коэффициентов b_i
b_0	9,121
b_1	-2,694
b_2	1,601
b_3	1,646
b_{12}	-0,889
b_{13}	-0,734
b_{23}	0,071
b_{123}	-0,344

В результате вычислительного эксперимента гидроударника впервые получено следующее уравнение регрессии ($R^2=0,865$):

$$\hat{y} = V_1 = 9,121 - 2,694x_1 + 1,601x_2 + 1,646x_3 - 0,889x_1x_2 - 0,734x_1x_3 + 0,071x_2x_3 - 0,344x_1x_2x_3; \quad (3.10)$$

Уравнение (3.10) является функцией трех факторов. Уравнение (3.10) позволяет определить количественный и качественный характер изменения функции отклика – скорости удара бойка гидроударника – от влияющих факторов.

Численное значение коэффициента регрессии – количественная мера влияния фактора. О характере влияния факторов говорят знаки коэффициентов.

Уравнение регрессии (3.10) показывает, что существенное влияние на скорость удара V_1 оказывают масса, ход бойка гидроударника и давление зарядки газа в пневмоаккумуляторе. При увеличении массы бойка скорость удара уменьшается (так как при факторе x_1 коэффициент со знаком минус), а с увеличением хода бойка и давления зарядки газа в пневмоаккумуляторе скорость удара увеличивается. Эффекты взаимодействия факторов составляют нелинейную часть уравнения регрессии и также оказывают влияние на скорость удара бойка.

В натуральных значениях факторов уравнение регрессии (3.10) имеет вид

$$\hat{y} = V_1 = 2,412 - 0,0171m + 1,102p_{го} + 0,0486\ell + 0,0028mp_{го} + 0,000098m\ell + 0,03034p_{го}\ell - 0,00027mp_{го}\ell. \quad (3.11)$$

Трехмерные графики, представленные на рисунках 3.10 – 3.17, позволяют наиболее полно проиллюстрировать влияние исследуемых факторов на функцию отклика.

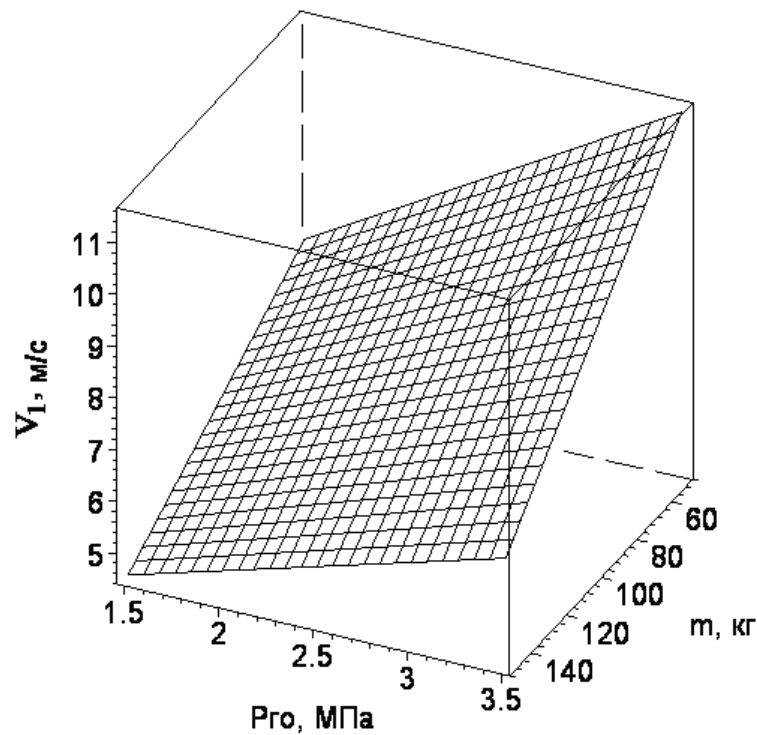


Рисунок 3.10 – Зависимость скорости удара V_1 от массы бойка m и давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ (ход бойка $\ell = 50$ мм))

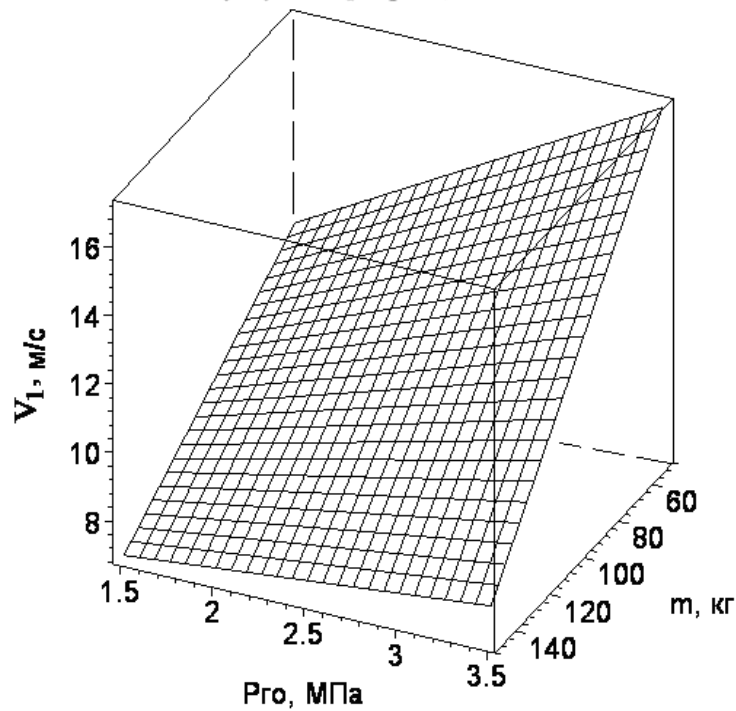


Рисунок 3.11 – Зависимость скорости удара V_1 от массы бойка m и давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ (ход бойка $\ell = 100$ мм))

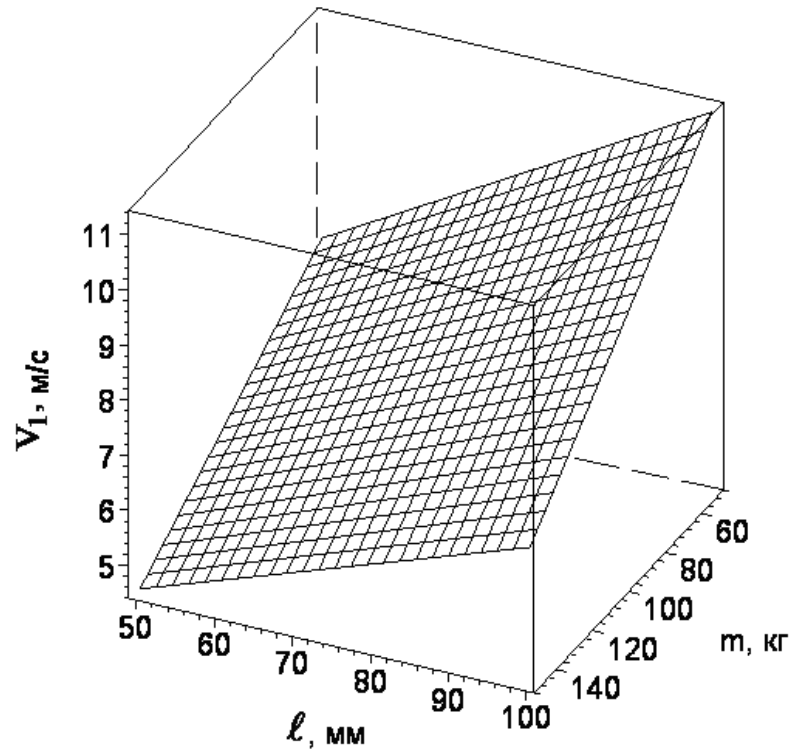


Рисунок 3.12 – Зависимость скорости удара V_1 от массы бойка m и величины хода бойка l (давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{g0} = 1,5$ МПа)

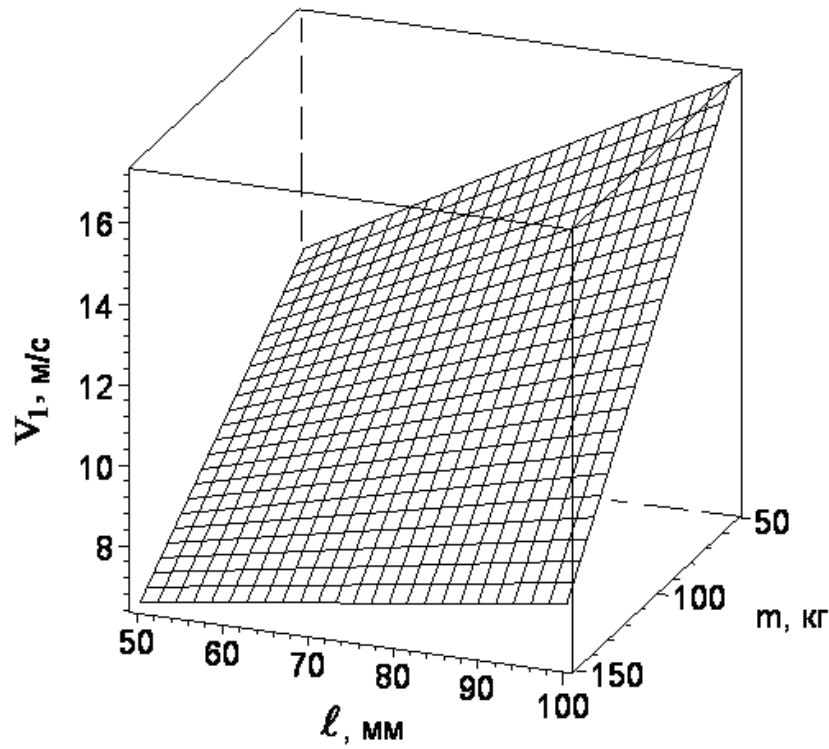


Рисунок 3.13 – Зависимость скорости удара V_1 от массы бойка m и величины хода бойка l (давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{g0} = 3,5$ МПа)

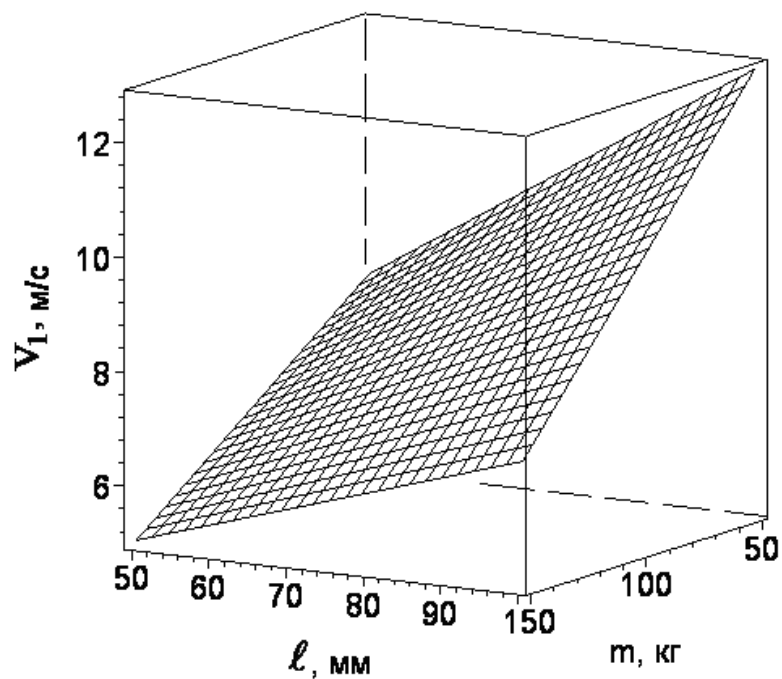


Рисунок 3.14 – Зависимость скорости удара V_1 от массы бойка m и величины хода бойка l (давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0} = 2,0$ МПа)

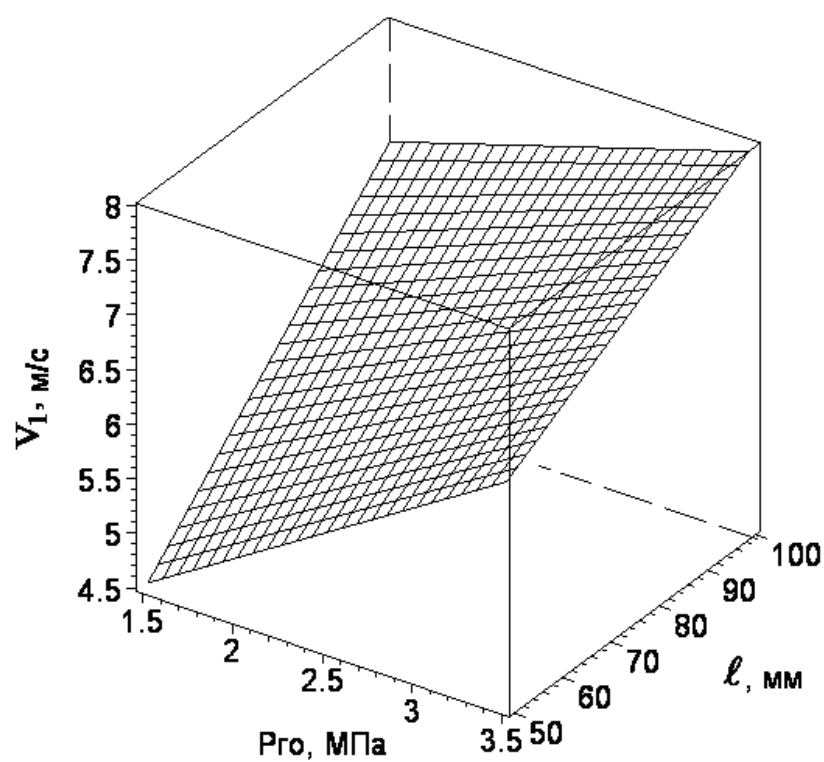


Рисунок 3.15 – Зависимость скорости удара V_1 от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0}$ и величины хода бойка l (масса бойка $m = 150$ кг)

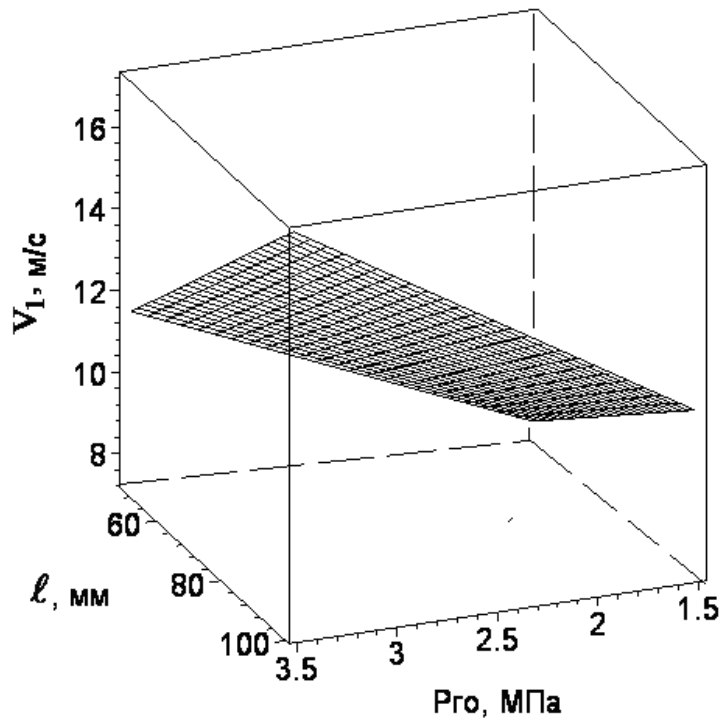


Рисунок 3.16 – Зависимость скорости удара V_1 от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ и величины хода бойка ℓ (масса бойка $m = 50$ кг)

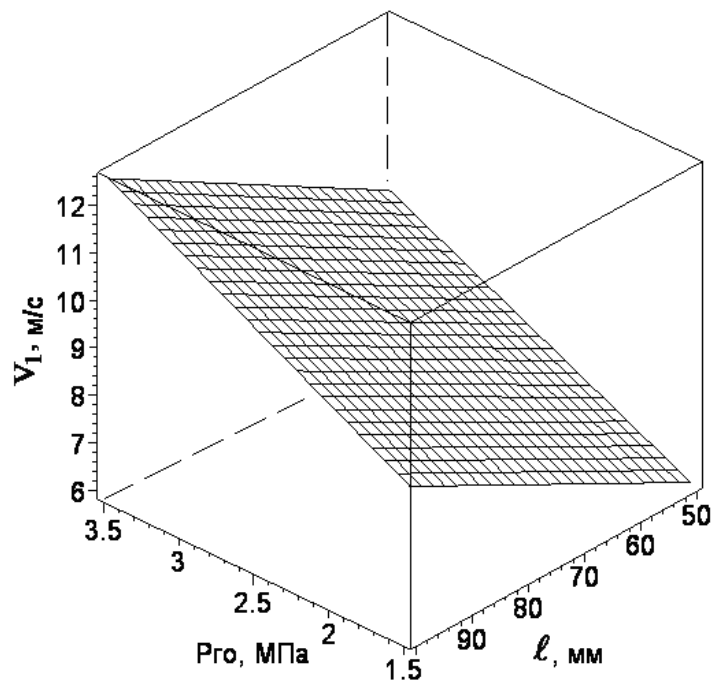


Рисунок 3.17 – Зависимость скорости удара V_1 от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ и величины хода бойка ℓ (масса бойка $m = 100$ кг)

Исследование математической модели гидроударного устройства позволило получить поверхности отклика – зависимости скорости удара бойка от его массы, хода бойка гидроударника и давления зарядки газа пневмоаккумулятора.

На графических зависимостях (см. рисунки 3.10 – 3.17) видно, что скорость удара бойка гидроударника может изменяться в большом диапазоне от 4,5 до 16 м/с. Скорость удара бойка гидроударника зависит от массы, величины хода бойка и давления зарядки газа пневмоаккумулятора.

Исследование уравнения регрессии (3.11), поверхностей отклика (см. рисунки 3.10 – 3.17) показывает, что на скорость удара бойка гидроударника оказывают влияние каждый из рассматриваемых факторов (масса, ход бойка и давление зарядки газа пневмоаккумулятора). Из графиков, представленных на рисунках 3.15, 3.16 и 3.17, видно, что с увеличением массы бойка от 50 до 150 кг скорость удара уменьшается от ~ 16 до 8 м/с (при прочих равных условиях).

Зная скорость удара, найдем энергию единичного удара по формуле ($R^2=0,865$):

$$T = (2,412 - 0,0171m + 1,102p_{го} + 0,0486\ell + 0,0028mp_{го} + 0,000098m\ell + 0,03034p_{го}\ell - 0,00027mp_{го}\ell)^2 m / 2. \quad (3.12)$$

Частные случаи расчетов энергии единичного удара представлены на рисунках 3.18 – 3.23 в виде трехмерных графиков.

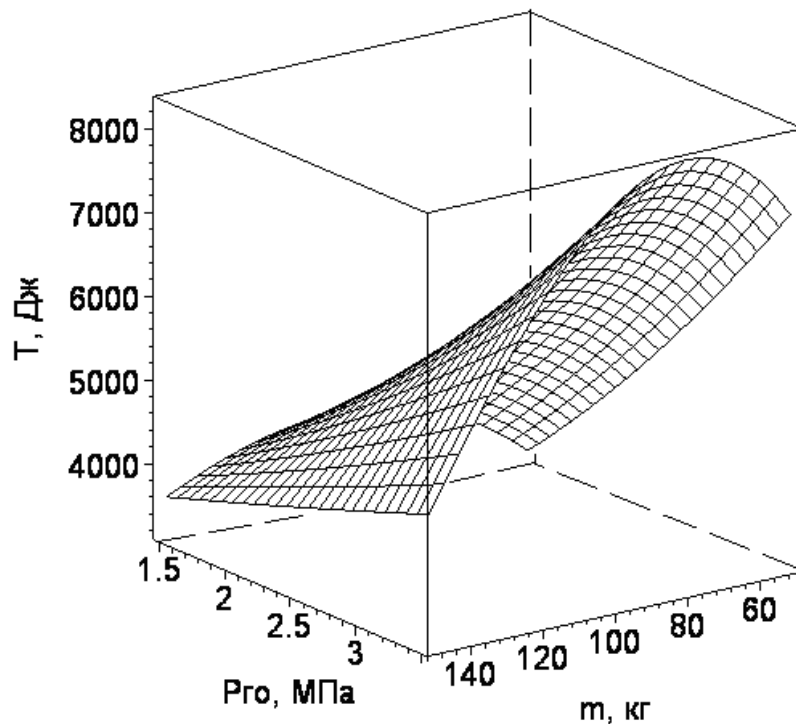


Рисунок 3.18 – Зависимость энергии удара T от массы бойка m и давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ (ход бойка $\ell = 100$ мм)

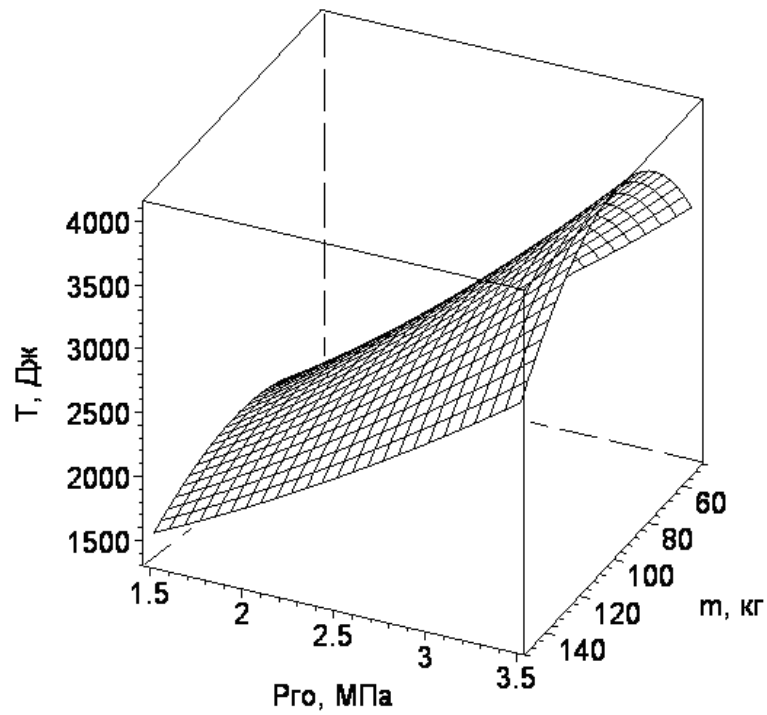


Рисунок 3.19 – Зависимость энергии удара T от массы бойка m и давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ (ход бойка $\ell = 50$ мм)

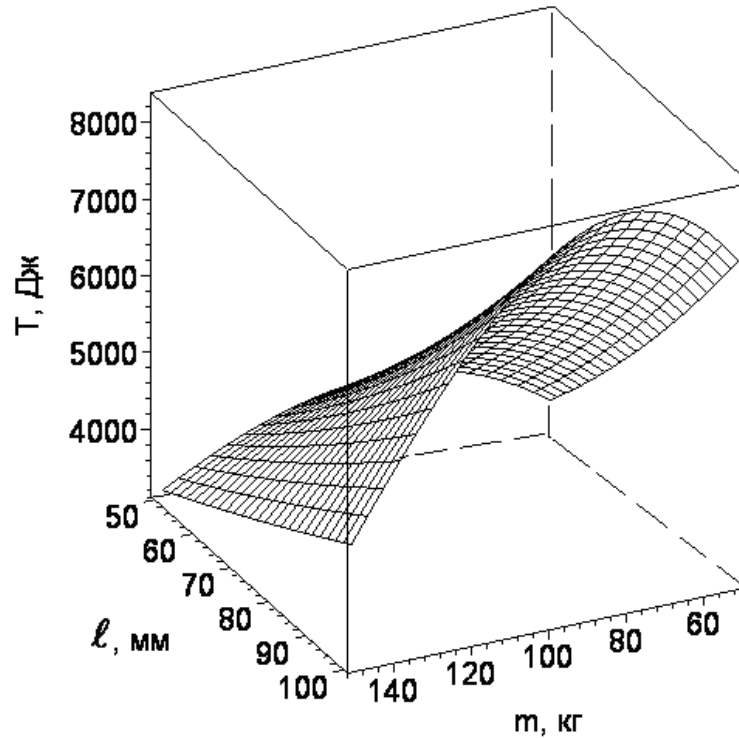


Рисунок 3.20 – Зависимость энергии удара T от массы бойка m и величины хода бойка ℓ (давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го} = 3,5$ МПа)

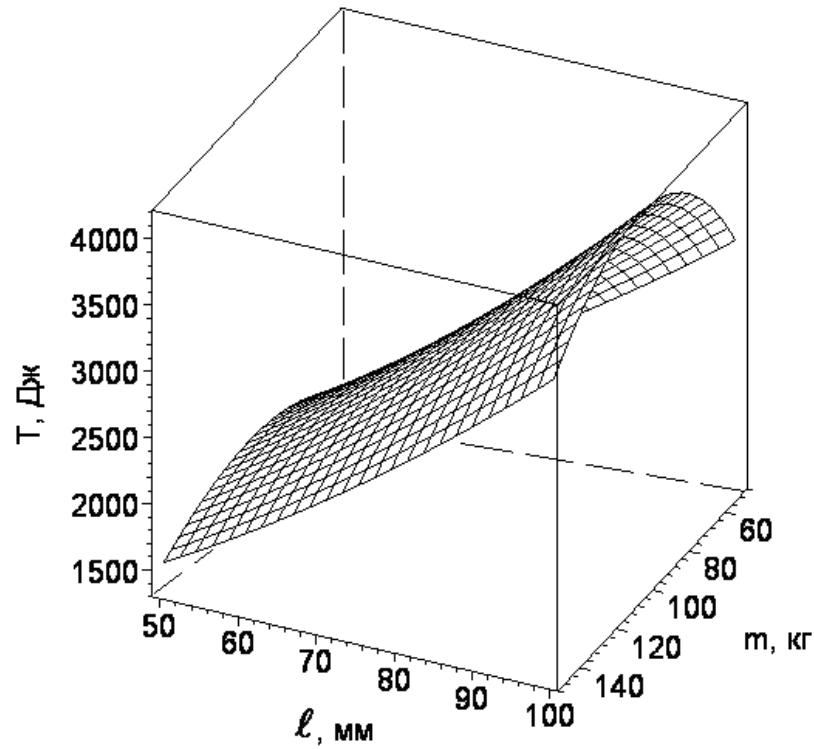


Рисунок 3.21 – Зависимость энергии удара T от массы бойка m и величины хода бойка ℓ (давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0} = 1,5$ МПа)

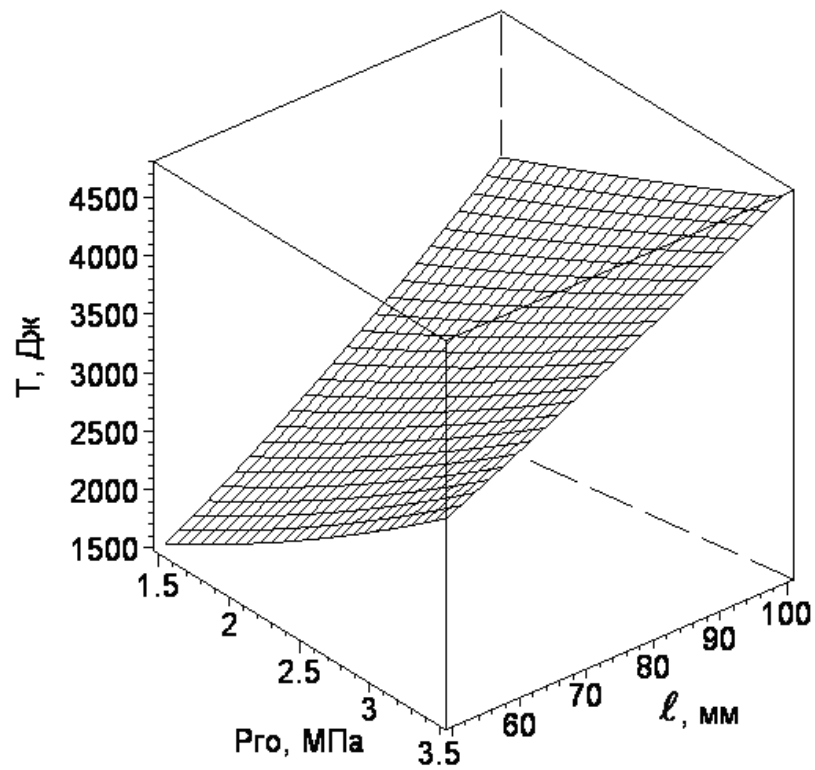


Рисунок 3.22 – Зависимость энергии удара T от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{г0}$ и величины хода бойка ℓ (масса бойка $m = 150$ кг)

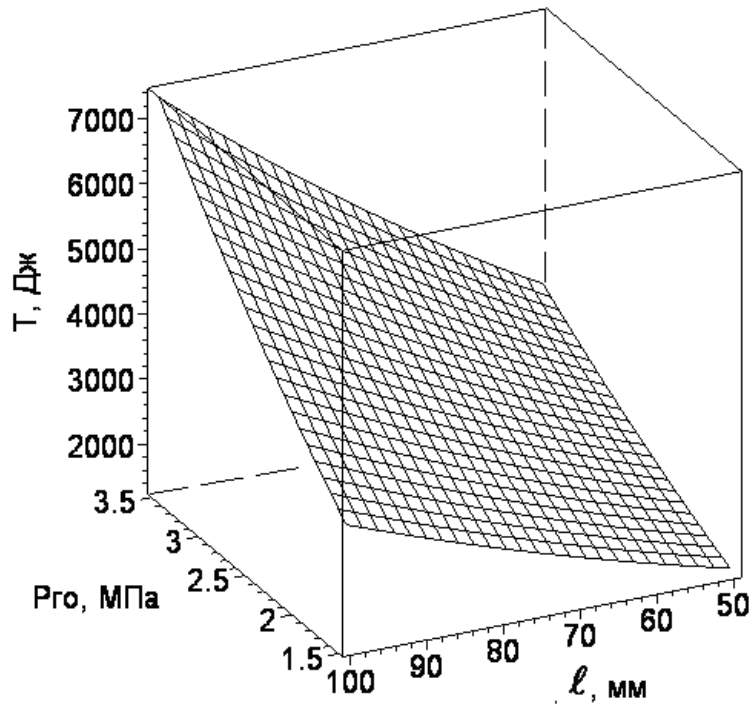


Рисунок 3.23 – Зависимость энергии удара T от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ и величины хода бойка ℓ (масса бойка $m = 150$ кг)

Преобразуем формулу (2.39), по которой определяется энергия, развиваемая пневмоаккумулятором, получим:

$$W_a = \frac{p_{го} \left(\frac{\ell_o}{\ell_o - \ell} \right)^n S_A (\ell_o - \ell)}{n - 1} \left(\frac{\left(\frac{\ell_o}{\ell_o - \ell} \right)^n - \left(\frac{\ell_o}{\ell_o - \ell} \right)}{\left(\frac{\ell_o}{\ell_o - \ell} \right)^n} \right), \quad (3.13)$$

где W_a – энергия, развиваемая пневмоаккумулятором; $p_{го}$ – давление зарядки газа пневмоаккумулятора; S_A – активная площадь пневмоаккумулятора, здесь $S_A = \pi \frac{D_A^2}{4}$; ℓ_o – длина пневмоаккумуляторной камеры (см. рисунок 2.20); ℓ – ход бойка; n – показатель политропического процесса.

Результаты расчетов энергии, развиваемой пневмоаккумулятором, представлены на рисунках 3.24 – 3.28.

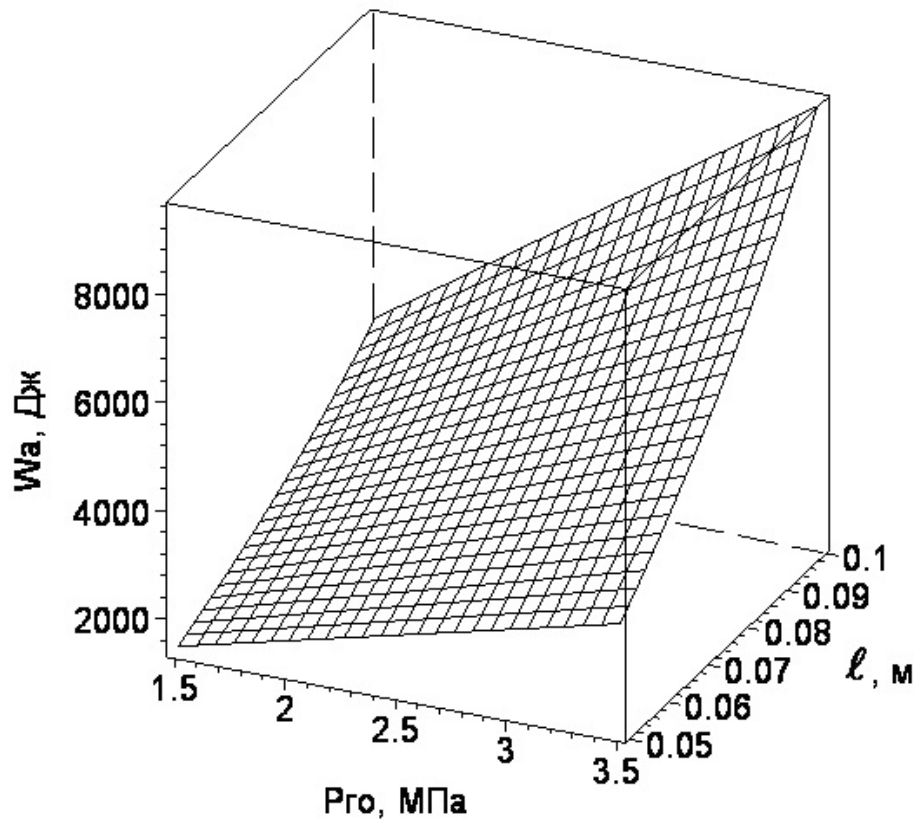


Рисунок 3.24 – Зависимость энергии W_a , развиваемой пневмоаккумулятором от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ и величины хода бойка ℓ (диаметр $D_A = 0,14$ м, длина $\ell_o = 0,175$ м)

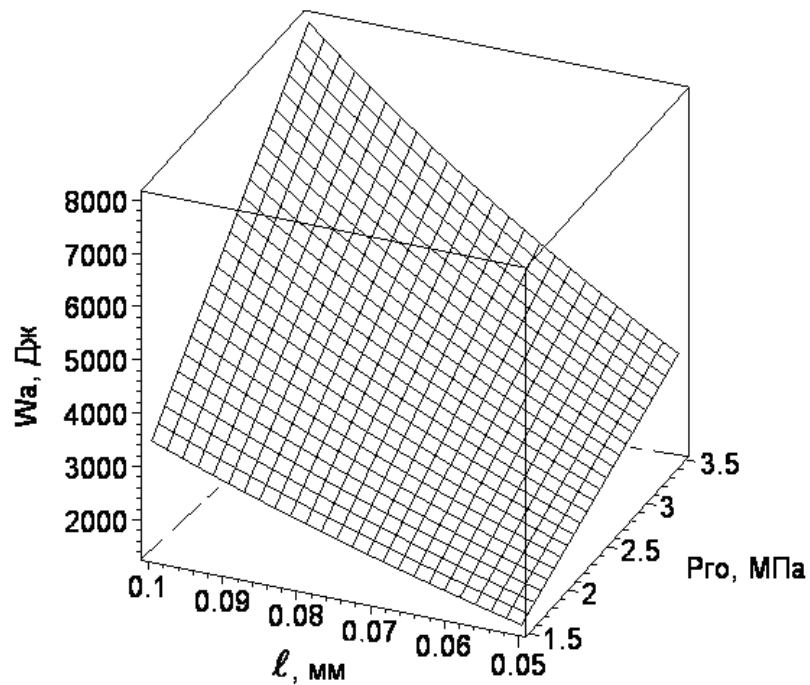


Рисунок 3.25 – Зависимость энергии W_a , развиваемой пневмоаккумулятором от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ и величины хода бойка ℓ (диаметр $D_A = 0,14$ м, длина $\ell_o = 0,225$ м)

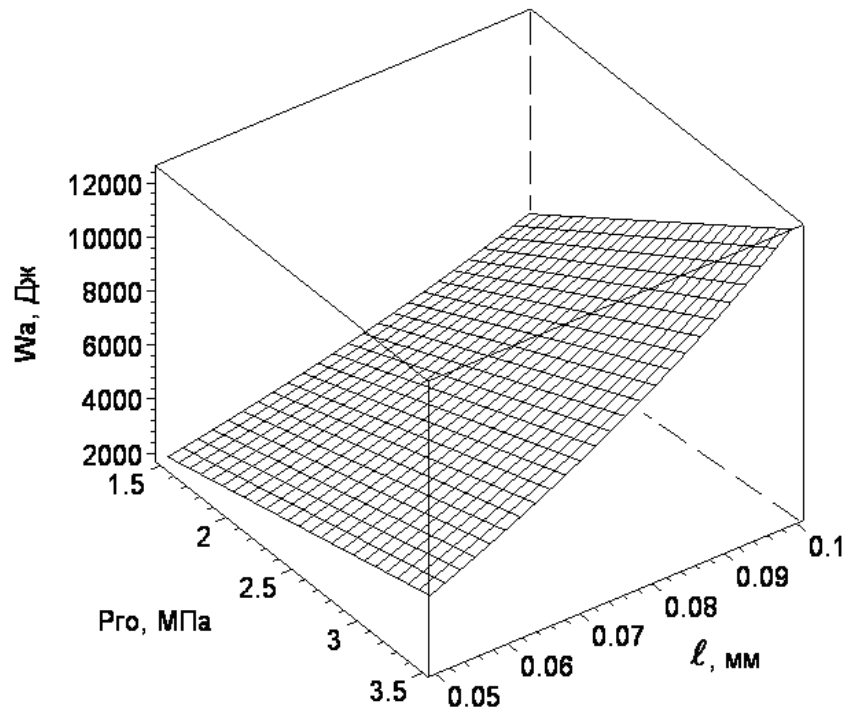


Рисунок 3.26 – Зависимость энергии W_a , развиваемой пневмоаккумулятором от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ и величины хода бойка l (диаметр $D_A = 0,16$ м, длина $l_o = 0,175$ м)

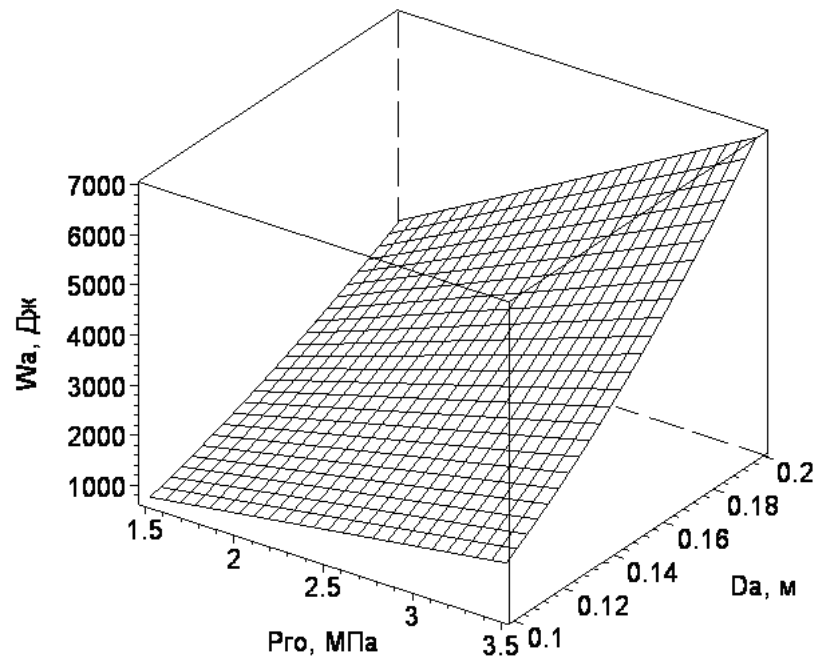


Рисунок 3.27 – Зависимость энергии W_a , развиваемой пневмоаккумулятором от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ и диаметра поршня D_A (длина $l_o = 0,175$ м, ход бойка $l = 0,50$ м)

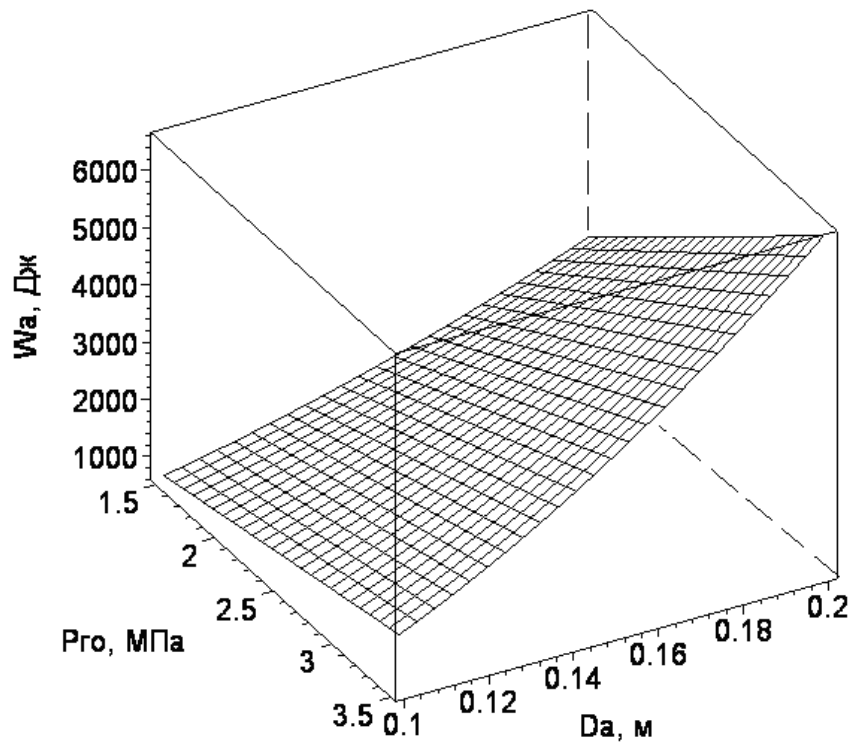


Рисунок 3.28 – Зависимость энергии W_a , развиваемой пневмоаккумулятором от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ и диаметра поршня D_a (длина $\ell_o = 0,225$ м, ход бойка $\ell = 0,50$ м)

Полученные уравнения (3.11) – (3.13) позволяют определять энергетические параметры гидроударника, полнее выявлять его возможности, сокращать время и средства на проведение вычислительных экспериментов.

Большой диапазон изменения скорости удара бойка (от 4,5 до 16 м/с), энергии единичного удара гидроударника (от 1500 до 8000 Дж) дает возможность использовать гидроударник в виде различных сменных рабочих органов (гидромоты, гидротрамбовки) экскаваторов.

3.3 Экспериментальные данные по гидроударным устройствам

Результаты различных экспериментальных исследований гидроударников широко представлены в технической литературе [5, 43, 45, 48, 50, 92, 122, 137].

Экспериментальные исследования гидроударников с беззолотниковым блоком управления рабочим циклом проводились в СибАДИ с целью проверки рабо-

тоспособности гидроударников, проверки адекватности математической модели реальным процессам, уточнения методики расчета гидроударника [43, 45, 92].

Целями экспериментальных исследований гидроударных устройств являлись следующие:

- проверка работоспособности гидроударников;
- установление влияния конструктивных, гидравлических параметров на основные энергетические параметры гидроударников (энергию, частоту удара).

Экспериментальные исследования гидроударника с беззолотниковым блоком управления рабочим циклом проводились как на специальном стенде, так и в натурных условиях (рисунки 3.29, 3.30).

Стенд для экспериментальных исследования гидроударника состоит из рамы с плитой, а также с кронштейнами для крепления гидроударника и демпферного устройства (рисунок 3.29) [43, 45]. Гидроударное устройство устанавливалось на кронштейны в горизонтальное положение и жестко крепилось. Упорный кронштейн с резиновым демпфером, по которому наносились удары при работе гидроударника, устанавливался на плите. Упорный кронштейн с демпфером имеет возможность продольного перемещения вдоль плиты для изменения хода бойка гидроударника. Зарядка газом пневмоаккумулятора производилась из баллона с азотом. Привод гидроударника осуществлялся от насосной установки.

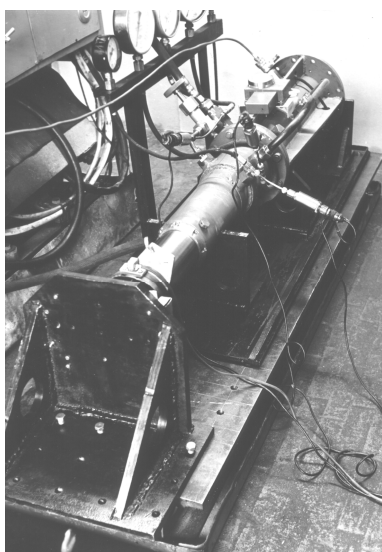


Рисунок 3.29 – Установка гидроударника на стенде



Рисунок 3.30 – Экспериментальные образцы гидроударников



Типовая осциллограмма рабочего процесса беззолотникового гидроударного устройства представлена на рисунке 3.31, где 1 – давление газа в пневмоаккумуляторной полости, 2 – давление рабочей жидкости в сливной полости, 3 – перемещение бойка, 4 – давление рабочей жидкости во взводящей полости, 5 – давление рабочей жидкости в управляющей полости [43].

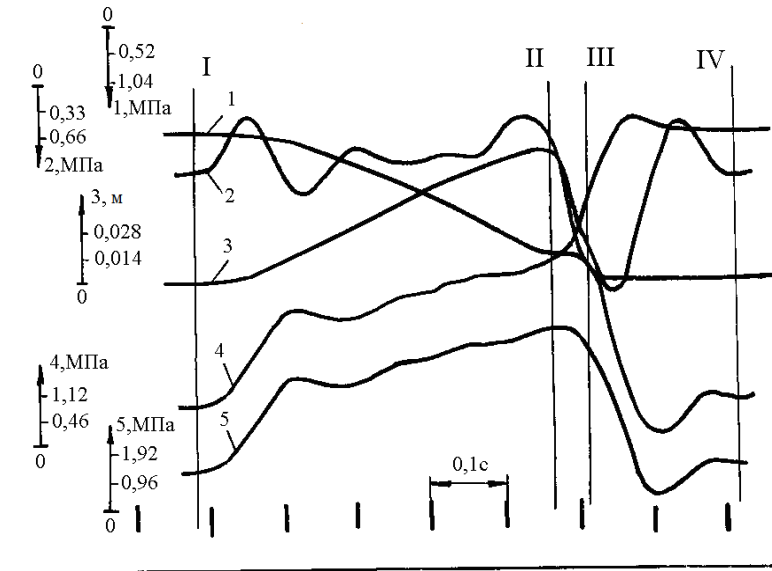


Рисунок 3.31 – Типовая осциллограмма рабочего процесса беззолотникового гидроударника

1 – давление газа в пневмоаккумуляторной полости, 2 – давление жидкости в сливной полости, 3 – перемещение бойка, 4 – давление жидкости во взводящей полости, 5 – давление жидкости в управляющей полости

На рисунке 3.32 приведена типовая осциллограмма рабочего цикла гидроударника, испытания которого проводились в Карагандинском техническом университете [50].

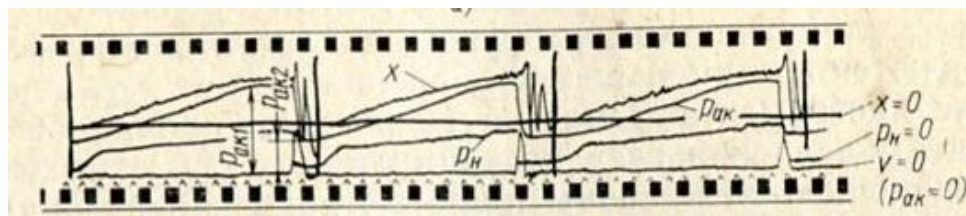


Рисунок 3.32 – Осциллограмма рабочего цикла гидроударника

Наблюдается качественное совпадение экспериментальных значений параметров (см. рисунки 3.31, 3.32) с теоретическими (см. рисунки 3.5 – 3.9), что по-

звolyет сделать вывод о возможности использования созданной математической модели гидроударного устройства для его исследования.

Изготовление экспериментальных образцов гидроударных импульсных систем требует больших материальных затрат и времени. Поэтому вычислительный эксперимент на математической модели (имитационное моделирование) оказывается одним из возможных способов решения проблемы проектирования гидроударных импульсных систем.

Основные выводы по главе

1. Вычислительный эксперимент, исследования математической модели гидроударного устройства подтверждают возможность его использования в качестве сменного активного рабочего органа экскаваторов.

2. На скорость удара бойка и энергию единичного удара гидроударника наибольшее влияние оказывают масса, ход бойка гидроударника и давление зарядки газа в пневмоаккумуляторе. С увеличением массы бойка скорость удара уменьшается, а с увеличением хода и давления зарядки газа в пневмоаккумуляторе скорость удара увеличивается.

3. В результате применения методов планирования вычислительного эксперимента впервые получены уравнения регрессии, связывающие скорость удара, с факторами, влияющими на работу гидроударника.

4. Широкий диапазон регулирования скорости удара (от 4,5 до 16 м/с), энергии единичного удара (от 1500 до 8000 Дж) позволяет использовать гидроударное устройство в качестве активных рабочих органов ДСМ для разработки грунтов.

5. Наблюдается качественное совпадение экспериментальных значений параметров (см. рисунки 3.31, 3.32) с теоретическими (см. рисунки 3.5 – 3.9), что позволяет сделать вывод о возможности использования созданной математической модели гидроударного устройства для его исследования.

4 АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОУДАРНИКА ПРИ РАЗРУШЕНИИ ГРУНТА

Разрушение мерзлых и прочных грунтов с помощью гидроударников обладает многими преимуществами перед обычными способами разрушения.

При разрушении грунтов с помощью гидроударников прежде всего меньше энергетические затраты [87, 119]. Машины с рабочими органами ударного действия имеют более совершенную силовую схему взаимодействия с разрушаемой средой. При обычном резании грунта реакция со стороны грунта достигает значительных величин и воспринимается конструкцией всей машины. А это вызывает увеличение ее габаритов и массы [87, 119].

При разрушении мерзлых и прочных грунтов, различных по своим физико-механическим свойствам, следует изменять энергетические характеристики гидромолота (энергию, частоту ударов, ударную мощность) с учетом вида и свойств грунта.

Рекомендуется применять навесные гидropневматические молоты к экскаваторам II...V размерных групп [108] для разрушения мерзлых и прочных грунтов, а также асфальтобетонных покрытий, в том числе в стесненных местах, в условиях городской застройки, а также при реконструкции различных производственных объектов [108].

При активизации рабочих органов экскаваторов обеспечивается создание значительных динамических усилий, импульсных нагрузок, которых достаточно для эффективной разработки среды (мерзлого грунта, разрушения негабаритов, асфальтобетонных покрытий).

4.1 Основные свойства мерзлых, прочных грунтов

Разрушение грунтов с помощью гидроударников представляет собой сложный процесс, который состоит из нескольких стадий: упругой, пластической, образования трещин и разрушения.

Способность сопротивляться внешним силовым воздействиям характеризует прочность грунтов [27, 87, 93, 119].

Способность грунтов сопротивляться смещению – сопротивление сдвигу τ – оценивается удельными силами сцепления и силами трения частиц грунта друг о друга по плоскости сдвига [27, 87, 93, 119].

Между сопротивлением сдвигу τ , удельным сцеплением C_0 и силами трения существует связь, которая приближенно описывается уравнением $\tau = C_0 + \sigma \cdot \operatorname{tg} \rho$, где σ – нормальное напряжение по плоскости сдвига; ρ – угол внутреннего трения, тангенс которого численно равен коэффициенту внутреннего трения $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho$ [27].

Прочностные показатели грунтов могут быть определены с помощью временного сопротивления одноосному сжатию σ_0 и разрыву σ_p , удельного сцепления C_0 и с помощью числа C ударов плотномера ДорНИИ [93].

Косвенной характеристикой прочности грунта является число C ударов плотномера ДорНИИ – работа, затрачиваемая для погружения в грунт на глубину 10 см наконечника с площадью основания, равной 1 см². Число ударов уточняет классификацию грунтов по трудности разработки [93].

Профессором И.А.Недорезовым установлена достаточно тесная линейная связь между показаниями плотномера ДорНИИ (числом C), который дает интегральную оценку прочности грунта, и временным сопротивлением грунта одноосному сжатию σ_0 (МПа) [93]:

$$\sigma_0 \approx C/30. \quad (4.1)$$

Профессор И.А.Недорезов показал, что имеет место связь между временным сопротивлением одноосному сжатию σ_0 и разрыву σ_p [93]

$$\sigma_p \approx 0,2 \sigma_0. \quad (4.2)$$

Профессор И.А.Недорезов также установил корреляционную связь между удельным сцеплением C_0 (МПа) и числом ударов C плотномера ДорНИИ [93]

$$C_0 = 0,008 \cdot C. \quad (4.3)$$

Грунты, имеющие отрицательную или нулевую температуру и в которых содержащаяся вода хотя бы частично замерзла, т.е. превратилась в лед, цементируя частицы, относятся к мерзлым грунтам [128].

Грунты (немерзлые и мерзлые) классифицируются по ГОСТ 30067-93 в зависимости от числа ударов плотномера ДорНИИ (таблица 4.1).

Механическая прочность мерзлых грунтов зависит не только от прочности минеральных частиц, но определяется также связующим действием льда и прочностью связей [128].

Прочность связей зависит от гранулометрического состава, влажности грунта и температуры, которая изменяет структуру и агрегатное состояние воды [128].

Таблица 4.1 – Классификация грунтов в зависимости от числа ударов плотномера ДорНИИ (по ГОСТ 30067-93)

Категория грунта	Число ударов	Примечание
I	1...4	Немерзлые грунты
II	5...8	
III	9...16	
IV	17...35	
V	36...70	Мерзлые грунты
VI	71...140	
VII	141...280	
VIII	281...560	

Модуль упругости и коэффициент Пуассона характеризуют упругие свойства мерзлых грунтов. С увеличением размеров фракций мерзлого грунта, повышением влажности и понижением температуры происходит увеличение модуля упругости E грунта. Значения коэффициента Пуассона μ обычно находятся в интервале 0,13...0,48 и также являются функцией влажности, температуры и размеров фракций мерзлого грунта. Таким образом, прочностные свойства мерзлых грунтов зависят от влажности и температуры [128].

Для разрушения мерзлых и прочных грунтов должно выполняться следующее условие [93]:

$$\sigma \geq \sigma_0 > C_0 > \sigma_p, \quad (4.4)$$

где σ – напряжение, возникающее на поверхности грунта; σ_0 – временное сопротивление одноосному сжатию; C_0 – удельное сцепление; σ_p – временное сопротивление разрыву.

Из уравнения (4.4) видно, что при разрушении мерзлых и прочных грунтов следует применять такие эффективные способы, при которых возникают напряжения разрыва.

Прочность полускальных, скальных и крупнообломочных грунтов, которые обладают неоднородностью, трещиноватостью и имеют различные включения, зависит от пределов прочности на изгиб, растяжение, сдвиг и сжатие [119, 128].

4.2 Основные закономерности разрушения грунта при воздействии активного рабочего органа

При ударном воздействии на грунт (с большой скоростью) разрушение грунта рассматривается на основании положений теории распространения поперечных и продольных волн деформаций в грунтах [27, 119, 128].

При статическом воздействии на грунт рабочих органов землеройных машин объем разрушенного грунта определяется не только глубиной внедрения в грунт рабочего органа, но и величиной отделяемой стружки [124].

Объем разрушенного грунта при динамическом нагружении зависит не только от глубины внедрения инструмента в грунт, но и от импульса, вызывающего остаточные деформации в грунте. При этом зона разрушения грунта значительно превышает зону внедрения инструмента в грунт. При ударной нагрузке на массив частицы грунта приходят в движение и передается ударный импульс близлежащим частицам [27, 119, 125, 128].

Механические свойства разрушаемого грунта зависят от различных дефектов в виде включений, дислокаций. Указанные дефекты создают в грунте места точечных и плоскостных ослаблений, в которых начинается образование трещин и разрушение [27, 119, 125, 128].

Силы взаимодействия между частицами грунта зависят от его физико-механических свойств. Силы взаимодействия, которые связывают соприкасающиеся частицы грунта, при равновесном ненагруженном состоянии массива уравновешенны. При внешнем ударном воздействии частицы грунта выходят из равновесия и действуют на соседние частицы. Происходит развитие и распространение в грунте волн деформаций [27, 119, 125, 128].

Профессор Н.А.Цытович при изучении динамики грунтов указывает на необходимость рассматривать волны деформации двух типов: поперечные и продольные [128].

Скорости распространения волн в невозмущенном грунте зависят от физико-механических свойств грунта. Волны бывают различных типов и зависят от вида возникающих деформаций в грунте. Волна называется продольной, если деформации описываются только объемным сжатием или растяжением, если возникают деформации сдвига – поперечной [128].

Скорость распространения продольных упругих волн равна [128]:

$$U_1 = \sqrt{\frac{L + 2M}{\rho}}, \quad (4.5)$$

где L и M – постоянные Лямэ, связанные с модулями нормальной упругости E и коэффициентом поперечной упругости μ (для грунтов $\mu = 0,2...0,48$, для крепких горных пород $\mu = 0,15...0,20$ [128]) зависимостями: $L = \frac{\mu}{(1 + \mu) \cdot (1 - \mu)} E$;

$$M = \frac{1}{2(1 + \mu)} E ; \quad \rho - \text{плотность грунта.}$$

После подстановки в формулу (4.5) значений L и M получим следующее выражение для скорости U_1 [128]:

$$U_1 = \sqrt{\frac{E(1 - \mu)}{\rho(1 + \mu)(1 - 2\mu)}}. \quad (4.6)$$

Скорость распространения поперечных волн определяется по формуле [128]

$$U_2 = \sqrt{\frac{M}{\rho}} = \sqrt{\frac{E}{2(1+\mu)\rho}} \quad (4.7)$$

Величина U_2 связана с величиной U_1 зависимостью [128]

$$U_1 = U_2 \sqrt{\frac{2(1-\mu)}{1-2\mu}} \quad (4.8)$$

Из уравнения (4.8) видно, что значения скорости U_1 всегда больше значений скорости U_2 , т.е. поперечные волны распространяются в сплошной упругой среде с меньшей скоростью, чем продольные.

В таблице 4.2 приведены экспериментальные значения скоростей распространения волн в грунтах [128].

Таблица 4.2 – Значения скоростей распространения волн в грунтах [128]

Вид грунта	U_1 , м/с	U_2 , м/с
Влажная глина	1500	150
Лесс естественной влажности	800	260
Плотный гравелисто-песчаный грунт	480	250
Песок мелкозернистый	300	110
Песок среднезернистый	550	160
Гравий средней крупности	760	180

На основании опытных данных, имеющихсся в технической литературе, для различных грунтов получены и приведены в таблице 4.3 значения коэффициентов поперечной упругости (коэффициент Пуассона μ) [75].

Таблица 4.3 – Примерные значения коэффициента Пуассона μ [75]

Наименование грунтов	Коэффициент μ
Гравийно-галечные грунты	0,25...0,35
Песчаные грунты естественной влажности	0,25...0,35
Супеси	0,25...0,40
Суглинки	0,30...0,45
Глинистые грунты влажные, пластичные	0,38...0,50
Глинистые грунты плотные, полутвердые и твердые	0,20...0,40
Сцементированные осадочные породы (известняки, песчаники, мергель и др.)	0,18...0,28
Кристаллические изверженные и метаморфические породы (граниты, базальты и др.) трещиноватые	0,17...0,28
Кристаллические изверженные и метаморфические породы (граниты, базальты и др.) прочные, нетрещиноватые	0,13...0,23

Ориентировочные значения модулей упругости E основных разновидностей грунтов приведены в таблице 4.4 по имеющимся литературным данным [75]. Значения модулей упругости E получены при статических $E_{ст}$ и динамических $E_{д}$ нагрузках при лабораторных и полевых испытаниях [75].

Таблица 4.4 – Ориентировочные значения модулей упругости основных разновидностей грунтов [75]

Наименование грунтов	$E_{ст}$, МПа	$E_{д}$, МПа
Песок крупнозернистый, независимо от влажности	45...62	60...70
Песок среднезернистый, независимо от влажности	45...83	-
Песок мелкозернистый, насыщенный водой	до 85	45...50
Песок пылеватый, насыщенный водой	14,5...51	-
Супеси	40	80...150
Суглинки	31...295	16,5...510
Глины	до 200	48...163
Лессы и лессовые грунты	100...130	-

Численные значения модулей упругости грунтов при статических $E_{ст}$ и динамических $E_{д}$ нагрузках отличаются и изменяются в достаточно широких пределах (см. таблицу 4.4).

Модели упругопластических сред дают возможность описывать волновые процессы в грунтах [128].

4.3 Определение основных параметров гидроударных механизмов для разрушения грунтов

Основные особенности динамического разрушения различных грунтов были выявлены в результате многочисленных исследований, выполненных отечественными учеными при изучении процессов разрушения грунтов статическими и динамическими нагрузками [27, 75, 87, 93, 119, 120, 121, 128].

При математическом описании ударного разрушения грунта получение данных относительно распределения напряжений и деформаций в грунте является

основной задачей. Для решения этой основной задачи необходимо найти решение системы, состоящей из определения [27, 45, 87, 116, 119]:

- а) связи между деформациями и напряжениями в грунте;
- б) уравнений равновесия для напряжений в грунте;
- в) условий совместности деформаций;
- г) условий прочности грунта;
- д) учета распространения волн и деформаций в грунте;
- е) граничных и начальных условий.

Отсюда следует, что решение задачи разрушения грунтов с помощью ударных механизмов достаточно сложно. Анализ процесса динамического разрушения грунта с помощью ударных механизмов показывает, что энергетический подход позволяет упростить задачу. Этот метод дает возможность определить влияние основных физико-механических свойств разрабатываемой среды и ударного механизма на процесс разрушения грунта [27, 45, 87, 116, 119].

Воздействие бойка (инструмента) ударного механизма со скоростью V_1 на грунт вызывает его внедрение на глубину $\delta_{вн}$ в грунт за один удар; образование впереди инструмента сжатой зоны грунта длиной L , фронт которой движется со скоростью U_1 ; упругую и пластическую деформации ε грунта в сжатой зоне. Частичное или полное разрушение грунта зависит от условий нагружения и свойств грунта [27, 45, 87, 116, 119].

Для определения энергии ударного механизма при разрушении грунта, принимаем следующие допущения [27, 45, 87, 116, 119]:

- кинетическая энергия бойка ударного механизма передается инструменту полностью;
- энергия, отраженная в инструмент от грунта, не учитывается;
- потери на тепловую энергию в грунте не учитываются;
- потенциальная энергия упругого деформирования переходит в энергию трещинообразования и разрушение грунта.

При указанных допущениях энергия, затрачиваемая на разрушение грунта, определяется по известной формуле [27]:

$$A_p = V_p \int_0^{\varepsilon} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (4.9)$$

где A_p – энергия разрушения грунта; V_p – объем разрушенной зоны, $V_p = S \cdot L$, $L = (U_1 - V_1)t_{уд}$, здесь S – площадь контакта инструмента с разрушаемым грунтом; L – длина сжатой зоны; U_1 – скорость распространения продольной волны; V_1 – скорость удара инструмента о грунт; $t_{уд}$ – время удара, $\sigma(\varepsilon)$ – напряжения в грунте; ε – относительная деформация грунта.

Для основных параметров ударных механизмов при разрушении грунта рекомендуется применять для энергии удара A_p , глубины внедрения инструмента $\delta_{вн}$, времени удара (времени соударения бойка с грунтом) $t_{уд}$, силы сопротивления грунта разрушению N_c следующие формулы [45, 116]:

$$\text{энергия удара} \quad A_p = \frac{\delta_{вн} S U_1 k_s}{2 V_1 k_\alpha E} C^2; \quad (4.10)$$

$$\text{глубина внедрения} \quad \delta_{вн} = \frac{2 A_p V_1 k_\alpha E}{S U_1 k_s C^2}; \quad (4.11)$$

$$\text{время удара} \quad t_{уд} = \frac{2 A_p k_\alpha E}{S U_1 k_s C^2}; \quad (4.12)$$

$$\text{сила сопротивления} \quad N_c = \frac{A_p}{\delta_{вн}} = \frac{S U_1 k_s}{2 V_1 k_\alpha E} C^2, \quad (4.13)$$

где S – площадь контакта инструмента с грунтом; U_1 – скорость распространения продольной волны; E – динамический модуль упругости грунта; k_α – безразмерный коэффициент, учитывающий угол заострения инструмента,

$k_\alpha \geq 1,0$; V_1 – скорость удара инструмента (бойка) о грунт; k_S – коэффициент, $k_S = k_0^2 k_C^2 k_\mu$, здесь k_0 – безразмерный коэффициент, $k_0 = 1,36 \dots 1,60$; k_C – коэффициент, предложенный проф. И.А.Недорезовым, $k_C = 10^6/30$; k_μ – безразмерный коэффициент, $k_\mu = 1 - 2\mu/(1-\mu)$, здесь μ – коэффициент поперечной упругости грунта (Пуассона); C – число ударов плотномера ДорНИИ.

Поправочный коэффициент k_α , учитывающий угол заострения рабочего инструмента принимает следующие значения: при $\alpha = 180^\circ$ $k_\alpha = 1,0$, при $\alpha = 90^\circ$ $k_\alpha = 1,75$, при $\alpha = 60^\circ$ $k_\alpha = 2,2$, при $\alpha = 30^\circ$ $k_\alpha = 3,6$ [27].

По формуле (4.10) при известной энергии единичного удара T и скорости удара V_1 ударного механизма можно определить глубину внедрения инструмента, приняв $A_p = T$.

По формуле (4.10) находится требуемая энергия единичного удара гидроударного устройства T , которая необходима для внедрения инструмента ударного механизма на глубину h при скорости удара V_1 [45, 116]:

$$T = A_p = \frac{h S U_1 k_S}{2 V_1 k_\alpha E} C^2. \quad (4.14)$$

Зная энергию удара T , находят массу бойка m ударного механизма из выражения [5, 50, 71, 116, 122]

$$m = \frac{2T}{V_1^2}. \quad (4.15)$$

Блок-схема алгоритма расчета активного рабочего органа для разрушения грунта (гидромолота) представлен на рисунке 4.1 [38, 112, 116] (см. приложение Д).

Результаты результатов ударных механизмов при разрушении грунта показаны на рисунках 4.2 – 4.5 [112, 116].

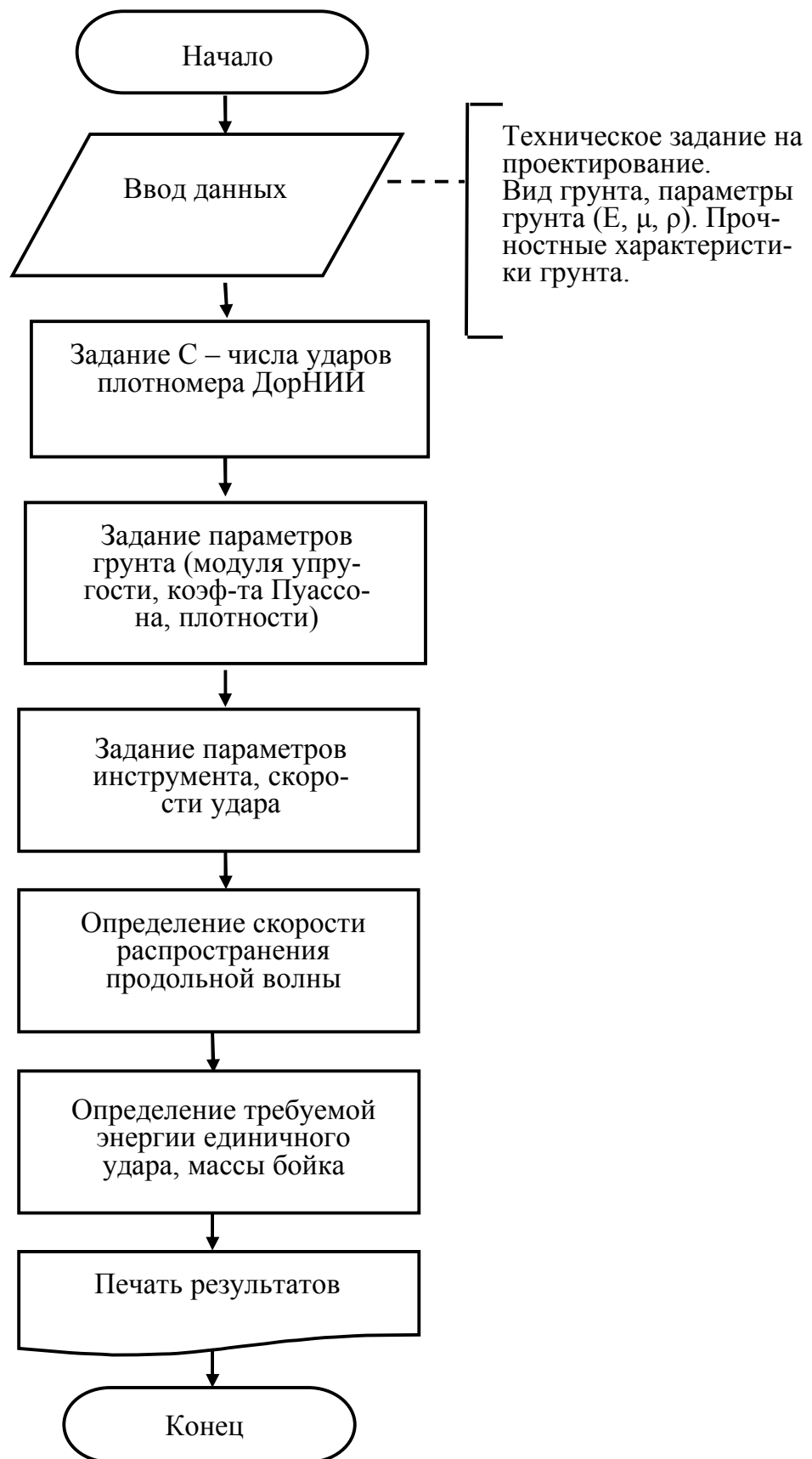


Рисунок 4.1 – Блок-схема алгоритма расчета активного рабочего органа

Расчет параметров активного рабочего органа при разрушении грунта

Ввод исходных данных **Вычислить**

Параметры грунта:

Число ударов C Модуль упругости E , МПа

200 200

Плотность грунта, кг/м^3 Коэффициент Пуассона грунта

1950 0,2

Другие параметры:

Глубина внедрения инструмента h , м Скорость удара $V1$, м/с

0,1 5

Результаты расчетов:

Энергия удара T , Дж 1758,228

Масса бойка m , кг 140,6582

Очистить

Выход

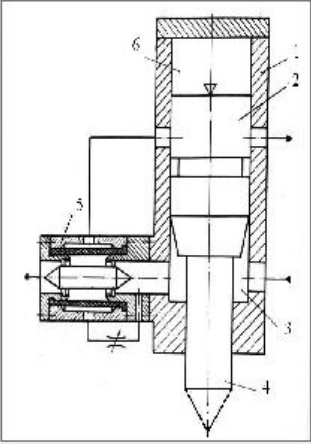


Рисунок 4.2 – Определение параметров ударного механизма при разрушении мерзлого грунта ($C=200$)

Расчет параметров активного рабочего органа при разрушении грунта

Ввод исходных данных **Вычислить**

Параметры грунта:

Число ударов C Модуль упругости E , МПа

250 200

Плотность грунта, кг/м^3 Коэффициент Пуассона грунта

1950 0,2

Другие параметры:

Глубина внедрения инструмента h , м Скорость удара $V1$, м/с

0,1 5

Результаты расчетов:

Энергия удара T , Дж 2747,231

Масса бойка m , кг 219,7785

Очистить

Выход

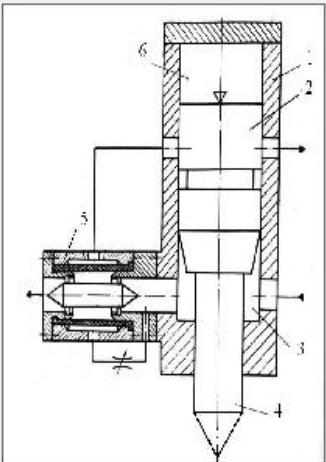


Рисунок 4.3 – Определение параметров ударного механизма при разрушении мерзлого грунта ($C=250$)

Расчет параметров активного рабочего органа при разрушении грунта

Ввод исходных данных **Вычислить**

Параметры грунта:

Число ударов C Модуль упругости E , МПа

200 200

Плотность грунта, кг/м^3 Коэффициент Пуассона грунта

1950 0,2

Другие параметры:

Глубина внедрения инструмента h , м Скорость удара $V1$, м/с

0,1 6

Результаты расчетов:

Энергия удара T , Дж 1465,19

Масса бойка m , кг 81,39944

Очистить

Выход

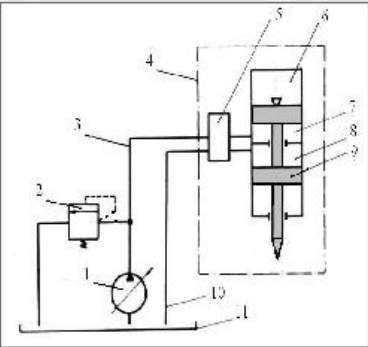


Рисунок 4.4 – Определение параметров ударного механизма при разрушении мерзлого грунта ($C=200$)

Расчет параметров активного рабочего органа при разрушении грунта

Ввод исходных данных **Вычислить**

Параметры грунта:

Число ударов C Модуль упругости E , МПа

150 150

Плотность грунта, кг/м^3 Коэффициент Пуассона грунта

1950 0,2

Другие параметры:

Глубина внедрения инструмента h , м Скорость удара $V1$, м/с

0,1 5,5

Результаты расчетов:

Энергия удара T , Дж 1038,184

Масса бойка m , кг 68,64028

Очистить

Выход

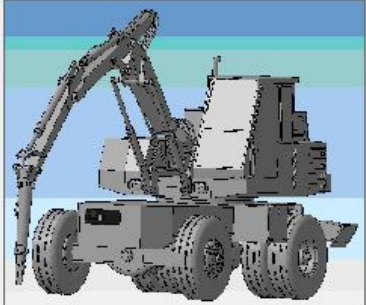


Рисунок 4.5 – Определение параметров ударного механизма при разрушении мерзлого грунта ($C=150$)

В том случае, если удар бойка по грунту осуществляется через шабот (промежуточный элемент между бойком и грунтом) энергия удара T ударного механизма определяется с учетом поправочного коэффициента $k_{ш}$, учитывающего влияние шабота $k_{ш} < 1,0$, т.е. [45, 116]

$$T = A_p / k_{ш} \quad \text{или} \quad A_p = T \cdot k_{ш}. \quad (4.16)$$

Количество ударов по грунту n_h , которое необходимо для внедрения инструмента ударного механизма на глубину h (м), определяется формулой [45, 116]

$$n_h = h / \delta_{вн}. \quad (4.17)$$

Производительность ударного механизма при разрушении грунта определяется из выражения [45, 116]

$$\Pi = V_p f k_B, \quad (4.18)$$

где V_p – объем разрушенной зоны грунта, m^3 ; f – частота ударов гидромолота (число ударов за единицу времени); k_B – коэффициент использования машинного времени.

С учетом формул (4.9), (4.12) и поправочного коэффициента k_α [27] объем зоны грунта V_p (m^3), при его разрушении, определяется формулой [45, 116]:

$$V_p = \frac{2Tk_\alpha}{k_d} = \frac{2Tk_\alpha E}{k_d C^2}. \quad (4.19)$$

Коэффициент k_d определяется из выражения [45, 116]:

$$k_d = \frac{k_0^2 k_C^2 k_\mu}{E} C^2 = \frac{k_S}{E} C^2, \quad (4.20)$$

где k_S – коэффициент, Pa^2 , $k_S = k_0^2 k_C^2 k_\mu$.

Как видно из уравнения (4.19) объем зоны грунта при его разрушении зависит от прочности грунта, типа инструмента и энергии единичного удара.

Энергоемкость E_p при разрушении грунта ударным механизмом с учетом выражения (4.18) определяется формулой [45, 116]:

$$E_p = \frac{fA_p k_B}{\Pi} = \frac{A_p}{V_p} = \frac{T}{V_p}, \quad (4.21)$$

где E_p – энергоемкость разрушения грунта, Дж/м³; f – частота ударов; k_B – коэффициент использования машинного времени; Π – производительность, м³/ед. времени; V_p – объем разрушенной зоны грунта, м³; $A_p = T$ – энергия единичного удара, Дж.

Для нахождения энергоемкости разрушения грунта E_p ударным механизмом с учетом выражения (4.19) для объема разрушенной зоны грунта V_p получим следующую формулу [45, 116]:

$$E_p = \frac{k_S C^2}{2k_\alpha E}. \quad (4.22)$$

Энергоемкость разрушения грунта (см. формулу (4.22)) пропорциональна квадрату числа C – количеству ударов плотномера ДорНИИ, которое определяет прочностные свойства грунта [93].

Удельную энергию удара, приходящуюся на единицу площади контакта инструмента, необходимую для разрушения грунта, определяют из формулы (4.10). Удельная энергия удара k_{AS} (Дж/см²) при разрушении грунта ударным механизмом определяется следующим [45, 116]:

$$k_{AS} = \frac{A_p}{S} = \frac{\delta_{BH} U_1 k_S}{2V_1 k_\alpha E} C^2 \frac{1}{10^4}. \quad (4.23)$$

Удельная энергия удара k_{AL} (Дж/см) – энергия единичного удара, которая приходится на единицу длины лезвия инструмента в форме клина. С учетом того, что на лезвии клина всегда имеется площадка $a_K \times b_K$ (здесь a_K и b_K – ширина и длина площадки соответственно), удельная энергия k_{AL} определяется выражением [45, 116]:

$$k_{AL} = \frac{A_p}{b_K} = \frac{\delta_{BH} a_K U_1 k_S}{2V_1 k_\alpha E} C^2 \frac{1}{10^2}. \quad (4.24)$$

При проектировании ударных механизмов можно, зная удельные энергии удара, определять конструктивные параметры инструмента ударного механизма.

4.4 Результаты расчетов гидроударных механизмов при разрушении грунта

Грунты отличаются обширным многообразием физико-механических свойств. Таблицы 4.1, 4.3, 4.4 показывают, что значения физико-механических свойств грунтов изменяются в достаточно больших пределах даже для одного вида грунта [75, 128].

Определение параметров при динамическом разрушении грунта производится по формулам (4.10) – (4.14). Разрабатываемым грунтом является мерзлый суглинок (объемная плотность $\rho = 1950 \text{ кг/м}^3$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,2$, динамический модуль упругости $E = 200 \dots 1000 \text{ МПа}$, число $C = 50 \dots 450$ ударов плотномера ДорНИИ. Инструментом гидроударного механизма является клин ($k_\alpha = 3,6$) [27, 75, 128].

Некоторые результаты расчетов представлены в виде графиков на рисунках 4.6 – 4.10.

На рисунках 4.6, 4.7 и на рисунке 4.10 представлены графические зависимости изменения требуемой энергии удара при разрушении грунта от числа C ударов плотномера ДорНИИ и скорости удара V_1 . При изменении прочности грунта, характеризуемой числом ударов плотномера ДорНИИ C , от 50 до 350 и при скорости удара бойка гидроударника V_1 от 5 до 10 м/с требуемая энергия единичного удара составляет от 100 до 5000 Дж (модуль упругости грунта $E = 200 \text{ МПа}$). При модуле упругости грунта $E = 250 \text{ МПа}$ (см. рисунок 4.10) требуемая энергия единичного удара изменяется от 100 до 4000 Дж.

Характер влияния числа C ударов плотномера ДорНИИ и глубины внедрения инструмента h на значения энергии единичного удара T видно из графиков на рисунках 4.8 и 4.9.

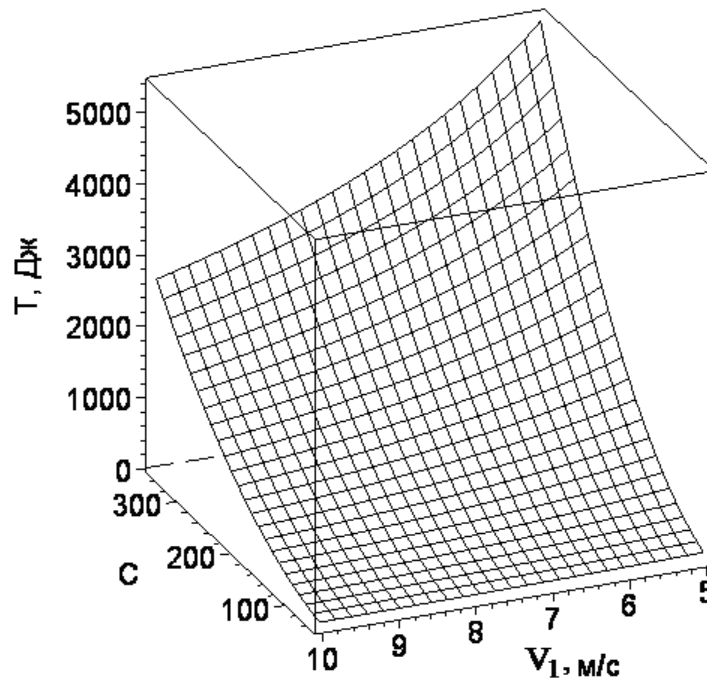


Рисунок 4.6 – Зависимость требуемой энергии единичного удара T от числа C ударов плотномера ДорНИИ и скорости удара V_1 (при модуле упругости грунта $E = 200$ МПа, $\mu = 0,2$, $\rho = 1950$ кг/м³, $h = 0,1$ м)

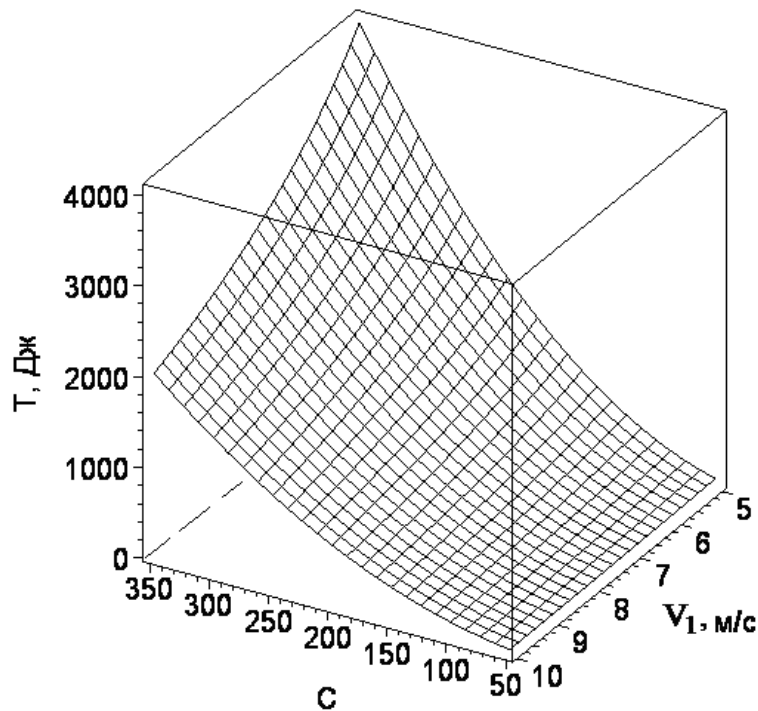


Рисунок 4.7 – Зависимость требуемой энергии единичного удара T от числа C ударов плотномера ДорНИИ и скорости удара V_1 (при модуле упругости грунта $E = 200$ МПа, $\mu = 0,2$, $\rho = 1950$ кг/м³, $h = 0,075$ м)

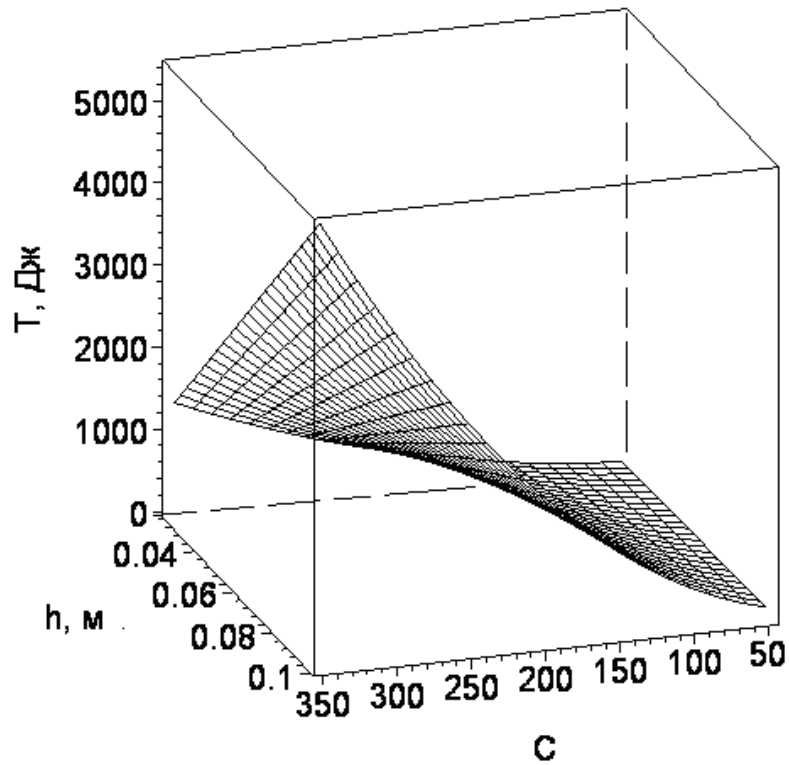


Рисунок 4.8 – Зависимость требуемой энергии единичного удара T от числа S ударов плотномера ДорНИИ и глубины внедрения инструмента h (при модуле упругости грунта $E = 200$ МПа, $\mu = 0,2$, $\rho = 1950$ кг/м³, $V_1 = 5$ м/с)

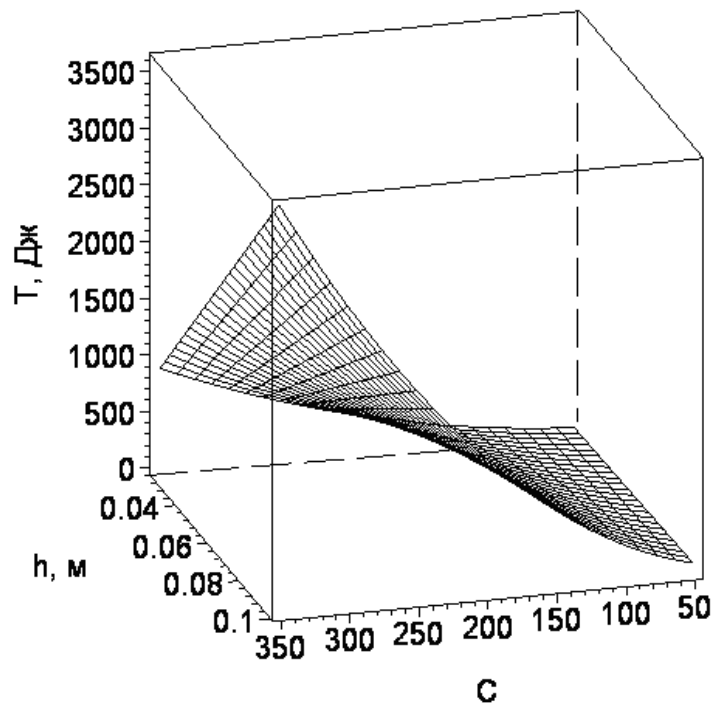


Рисунок 4.9 – Зависимость требуемой энергии единичного удара T от числа S ударов плотномера ДорНИИ и глубины внедрения инструмента h (при модуле упругости грунта $E = 200$ МПа, $\mu = 0,2$, $\rho = 1950$ кг/м³, $V_1 = 7,5$ м/с)

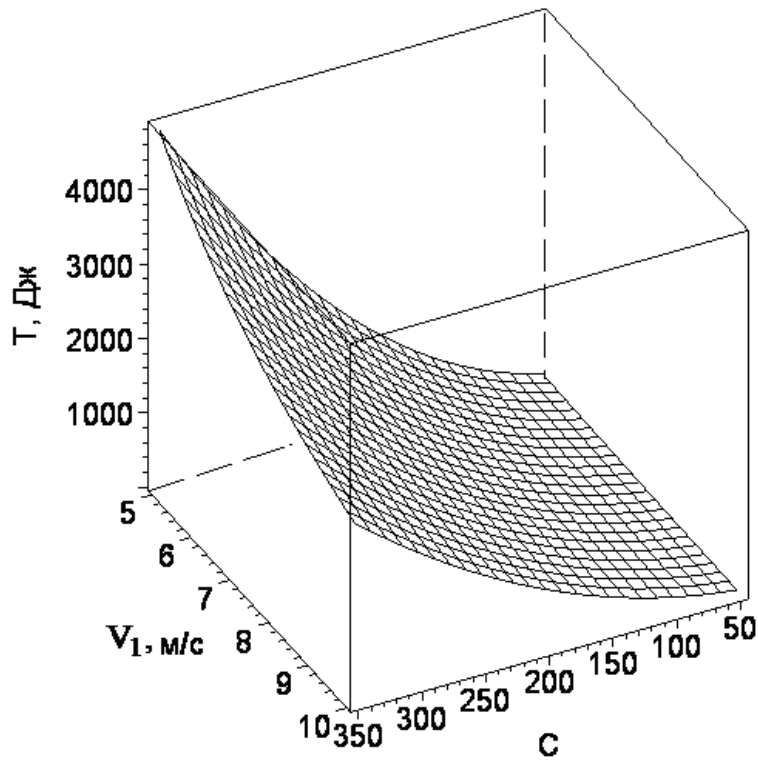


Рисунок 4.10 – Зависимость требуемой энергии единичного удара T от числа S ударов плотномер ДорНИИ и скорости удара V_1 (при модуле упругости грунта $E = 250$ МПа, $\mu = 0,2$, $\rho = 1950$ кг/м³, $h = 0,1$ м)

Зависимость изменения глубины внедрения инструмента (клина) от энергии единичного удара представлена на рисунках 4.11 – 4.12.

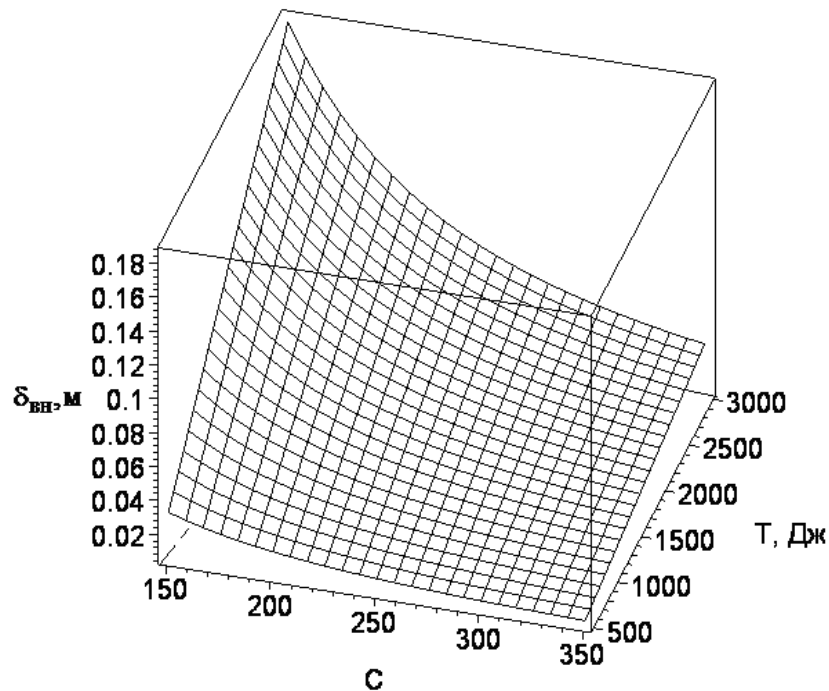


Рисунок 4.11 – Зависимость глубины внедрения инструмента $\delta_{вн}$ от энергии единичного удара T и числа S ударов плотномер ДорНИИ (при модуле упругости грунта $E = 200$ МПа, $\mu = 0,2$, $\rho = 1950$ кг/м³, $V_1 = 5,0$ м/с)

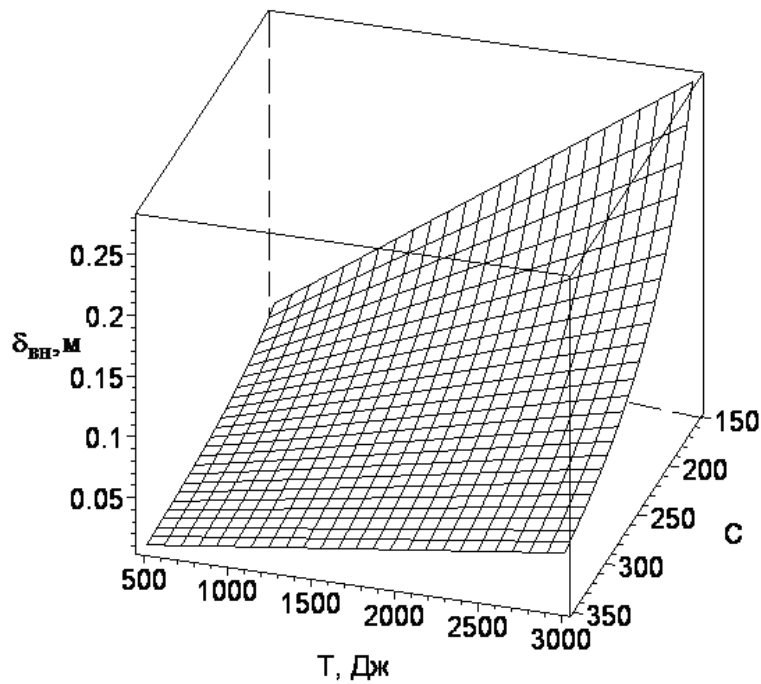


Рисунок 4.12 – Зависимость глубины внедрения инструмента $\delta_{вн}$ от энергии единичного удара T и числа C ударов плотномера ДорНИИ (при модуле упругости грунта $E = 200$ МПа, $\mu = 0,2$, $\rho = 1950$ кг/м³, $V_1 = 7,5$ м/с)

Из этих графиков (см. рисунки 4.11 – 4.12) видно, что глубина внедрения инструмента прямо пропорциональна энергии единичного удара и обратно пропорциональна прочности грунта (характеризуется числом C).

Рекомендуемые значения параметров гидроударных механизмов для одноковшовых экскаваторов представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Рекомендуемые параметры гидроударных механизмов

Параметры	Нормы для размерных групп экскаваторов			
	II	III	IV	V
1	2	3	4	5
1. Масса экскаватора m , т	до 6,3	6,3...16	16...25	25...40
2. Мощность насосной установки экскаватора, кВт (не менее)	40	56	80	110
3. Масса гидромолота M , кг	до 370	370...820	820...1420	1420...2730
4. Энергия единичного удара T , Дж	до 900	900...2250	2250...3200	3200...6700
5. Диаметр хвостовика инструмента d , мм	до 80	80...115	115...130	130...160
6. Длина гидромолота, м	до 1,7	1,7...2,3	2,3...2,5	2,5...3,2

Продолжение таблицы 4.5

1	2	3	4	5
7. Ударная мощность $N_{уд}$, кВт (не менее)	7,5	14,0	23,0	42,3
8. Частота ударов f , Гц (не более)	14	11...14	10...11	7...10
9. Максимальное рекомендуемое значение числа C ударов плотномер ДорНИИ при разработке грунта	250	400	450	450

Предлагаемый параметрический ряд гидроударных механизмов для одноковшовых экскаваторов (см. таблицу 4.5) может служить основой при выборе параметров и проектировании гидроударных рабочих органов для экскаваторов II...V размерных групп.

Основные выводы по главе

1. При расчете параметров гидроударных механизмов процесс разрушения грунта гидроударником рассматривается на основе теории распространения волн деформаций в упруго-пластической среде.

2. В результате проведенных аналитических исследований выявлены закономерности, влияющие на основные параметры гидроударных механизмов при разрушении мерзлых и прочных грунтов: необходимую энергию единичного удара, частоту ударов, глубину внедрения инструмента в грунт, производительность гидроударника.

При изменении прочности грунта, характеризуемой числом ударов плотномер ДорНИИ C , от 50 до 350 и при скорости удара бойка гидроударника V_1 от 5 до 10 м/с требуемая энергия единичного удара составляет от 100 до 5000 Дж (модуль упругости грунта $E = 200$ МПа). При модуле упругости грунта $E = 250$ МПа требуемая энергия единичного удара изменяется от 100 до 4000 Дж.

3. Энергия единичного удара, необходимая для разрушения грунта, пропорциональна квадрату числа C – количеству ударов плотномер ДорНИИ, характеризующему прочностные свойства разрабатываемого грунта, зависит от физико-

механических свойств грунта, зависит от скорости удара V_1 и конструктивных параметров инструмента.

4. Разработаны алгоритм и программы расчета активного рабочего органа на основе гидроударников для разрушения грунта. Разработан пользовательский интерфейс (рабочие окна) для определения параметров активного рабочего органа в интерактивном режиме.

5. Рекомендован параметрический ряд гидроударных механизмов для одноковшовых экскаваторов II ... V размерных групп с гидравлическим приводом для разработки грунтов.

5 АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ

При создании любого объекта предусмотрены следующие стадии разработки: техническое задание (ТЗ), техническое предложение, эскизный проект, технический проект, разработка рабочей документации [56, 97].

Современное проектирование машин представляет собой процесс, включающий такие процедуры, как анализ и выбор показателей элементов машины, синтез структуры и определение параметров машины. Проектирование машин отличается сложностью решаемых задач и использованием ЭВМ [1, 16, 17, 18, 21, 61, 69, 76, 86, 94, 95, 97, 102, 107, 109, 110, 111, 113, 114, 115, 133, 134].

Основная цель проектирования гидроударного устройства заключается в выборе конструктивной схемы устройства, обладающего заданными свойствами и параметрами.

При автоматизированном проектировании все проектные решения получаются взаимодействием человека и ЭВМ. При автоматизированном проектировании ускоряется поиск новых технических решений и повышается эффективность конструкторских разработок [1, 69, 94, 95].

Средства САПР в настоящее время интенсивно развиваются и становятся основным инструментом процесса проектирования машин. Они позволяют повысить производительность труда конструкторов, сократить сроки проектирования, снизить материалоемкость машин, повысить уровень автоматизации расчетных и проектно-конструкторских работ, сделав работу конструктора более творческой.

При моделировании сложных динамических систем применяются различные системы проектирования: Pro/Engineer, EXCEL, Maple, MATLAB, КОМПАС, AutoCAD и другие [1, 6, 16, 23, 53, 62, 63, 64, 76, 85, 90, 105].

С помощью существующих систем и пакетов трудно моделировать гидроимпульсные средства механизации на основе гидроударников.

Для оптимального и системного проектирования гидроимпульсных средств механизации необходима разработка дополнительного программного обеспече-

ния, то есть деятельность разработчиков гидроимпульсных средств механизации должна быть подкреплена усилиями программистов.

5.1 Общие сведения о проектировании гидроударных устройств

Техническое задание, в котором приведены основные требования к проектируемому устройству, содержит исходные данные для проектирования гидроударника [56, 97].

Инженер-конструктор, получив ТЗ, учитывая назначение гидроударного механизма, свойства грунта, параметры базовой машины определяет первоначальную принципиальную конструктивную схему и основные параметры гидроударника. Далее разрабатывается математическая модель гидроударника. Исследование математической модели позволяет выяснить, в какой мере разработанный объект соответствует своему назначению [17, 18, 97].

Проектирование гидроударной импульсной системы представлено на рисунке 5.1 [116].

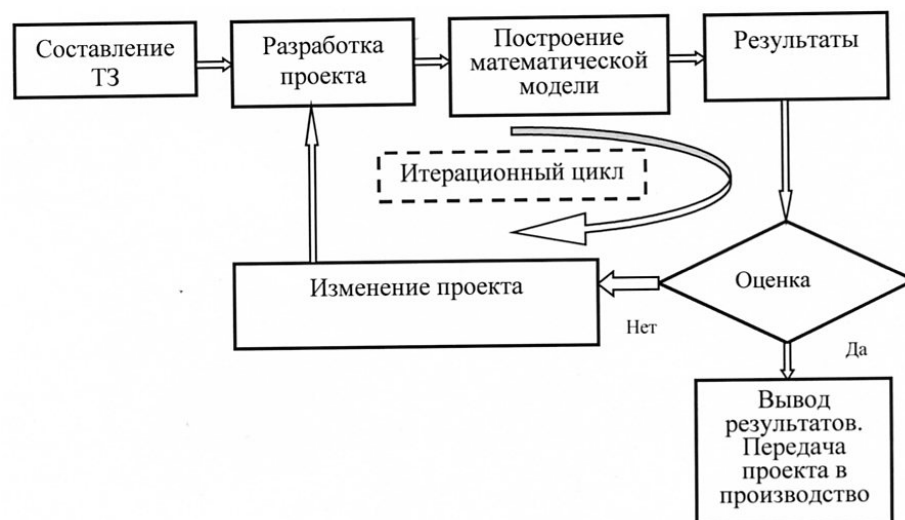


Рисунок 5.1 – Процесс проектирования гидроударной импульсной системы

При автоматизированном проектировании реализация итерационного метода отличается от обычного. Благодаря быстродействию машинной итерации можно проработать множество различных вариантов. Машинная итерация также позволяет применять специальные, хорошо разработанные методы оптимизации [18, 20, 81, 95].

Математические методы являются основой автоматизированных систем проектирования (САПР). Постановка же задач и окончательные решения остаются за человеком [1, 18, 20, 26, 61, 81, 95].

5.2 Исходные данные и пространство параметров гидроударной импульсной системы

Для описания гидроударной импульсной системы и получения ее достаточно полной характеристики необходимо установить наиболее существенные параметры [48, 71].

Показатели гидроударной импульсной системы разделены на структурные и параметрические, которые разделяются на три группы: фиксированные параметры, варьируемые параметры и случайные параметры (таблица 5.1) [116].

Таблица 5.1 – Показатели гидроимпульсной системы

Показатель	Наименование параметра
Структурные параметры	количество рабочих камер гидроударного устройства (взводящей, сливной, пневмоаккумуляторной, управляющей и т.д.)
	расположение рабочих камер гидроударного устройства
	способ нанесения удара инструментом по разрабатываемой среде (с непосредственным ударом, через шабот, с опорным кронштейном, комбинированный и т.д.)
	форма и расположение блока управления рабочим циклом гидроударного устройства (внутри корпуса, снаружи и т.д.)
	количество энергоносителей (один – рабочая жидкость, два – газ и рабочая жидкость)
	тип инструмента (пика, клин, трамбующая плита)
	вытеснение рабочей жидкости в период рабочего хода непосредственно в сливную гидролинию
	вытеснение рабочей жидкости в период рабочего хода в освобождающуюся сливную полость
Параметрические показатели	
Фиксированные	мощность насосной станции (приводная) базовой машины (экскаватора)
	масса базовой машины (экскаватора) m ,
	номинальная подача насоса базовой машины (экскаватора)
	номинальное давление базовой машины (экскаватора)
	длины и диаметры напорной и сливной гидролиний
	вид и количество местных сопротивлений в гидролиниях
	физические свойства рабочей жидкости гидросистемы

	масса гидроударника M
	конструктивные параметры гидроударника $S_B, S_C, l, l_B, l_C, b, z$
	конструктивные параметры пневмоаккумулятора S_A, n, l_O, l_r
	коэффициент металлоемкости
Варьируемые	масса подвижных частей (бойка) m
	давление зарядки газа пневмоаккумулятора
	энергия единичного удара T
	частота ударов f
	эффективная (ударная) мощность $N_{уд}$
	энергия, развиваемая пневмоаккумулятором
	КПД
	ход бойка
	диаметр хвостовика инструмента
	длина бойка
	площадь контакта инструмента рабочего органа с грунтом
Случайные	физико-механические свойства грунта
	сила, возникающая в процессе удара
	время удара
	контактные напряжения на поверхности грунта
	усилие отдачи

5.3 Особенности моделирования гидроударных импульсных систем

Гидравлическая импульсная система (экскаватор с активным рабочим органом) в общем случае, как сложная система, разделяется первоначально на несколько крупных составных частей по функциональным и конструктивным признакам (рисунок 5. 2):

- экскаватор (базовая машина) – источник энергии (насосная станция) и опорное устройство, обеспечивающее передачу энергии ударных импульсов от генератора к объекту воздействия;
- гидроударное устройство – генератор импульсов, преобразующий подводимую энергию потока жидкости в возвратно-поступательные движения бойка;
- объект воздействия -- разрабатываемая среда.



Рисунок 5.2 – Иерархическая структура гидравлической импульсной системы

Эффективность гидравлической импульсной системы зависит от многих факторов и свойств системы (рисунок 5.3).

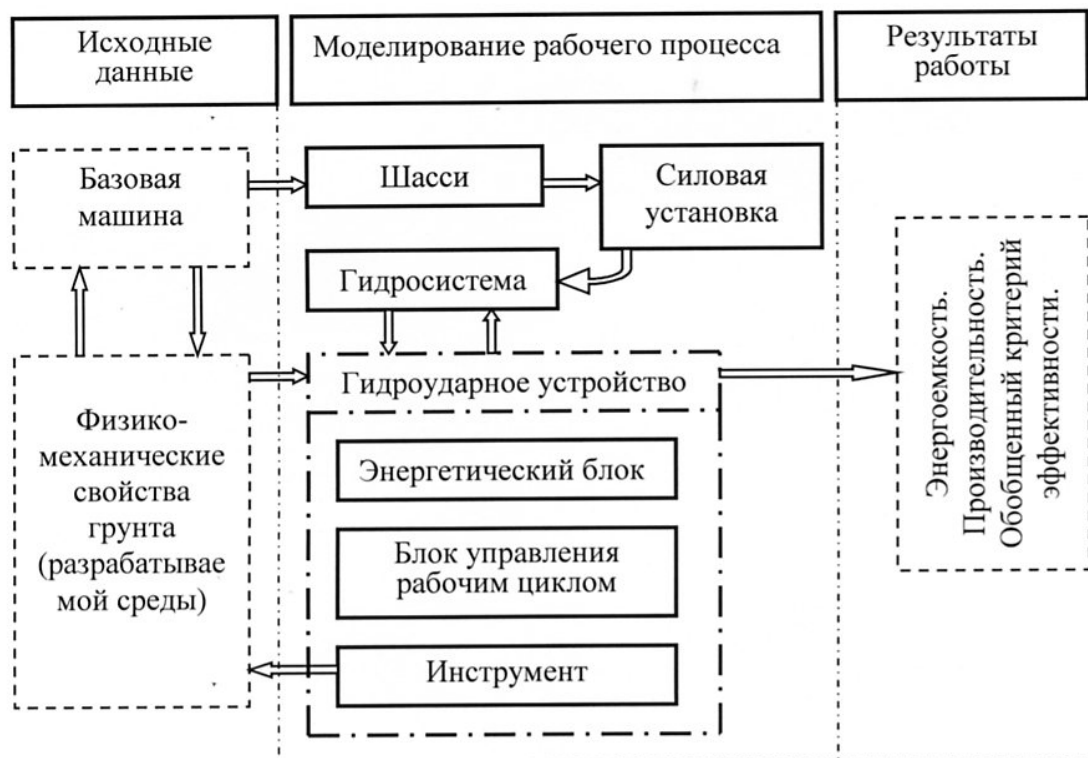


Рисунок 5.3 – Блок-схема рабочего процесса гидравлической импульсной системы

Исследование гидроударных активных рабочих органов машин базируется на системной модели, отражающей их структуру, связи и параметры.

Проектирование гидроударных импульсных систем с помощью имитационного моделирования на ЭВМ является эффективным и универсальным методом. Имитационное моделирование на ЭВМ позволяет рассмотреть большое количество вариантов и выбрать наиболее эффективный из них.

Проектирование гидроударной импульсной системы можно представить в виде алгоритма, в котором сочетаются поисковые, расчетные и творческие процедуры, связанные с принятием решений проектантом-разработчиком [94, 95, 116].

Блок-схема алгоритма проектирования гидравлического ударного устройства представлена на рисунке 5.4 (см. приложения Д, Е).

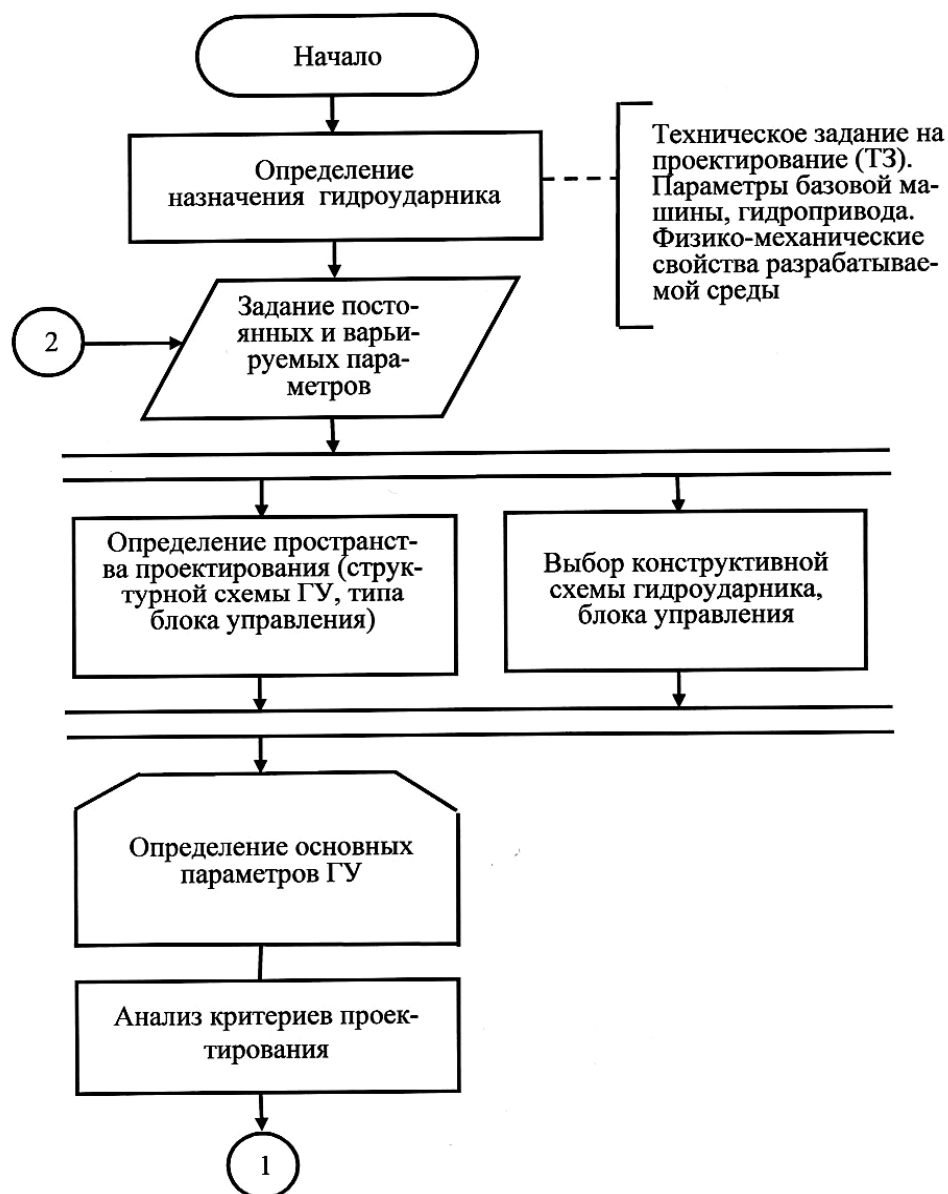


Рисунок 5.4 – Блок-схема алгоритма проектирования гидроударного устройства (начало)

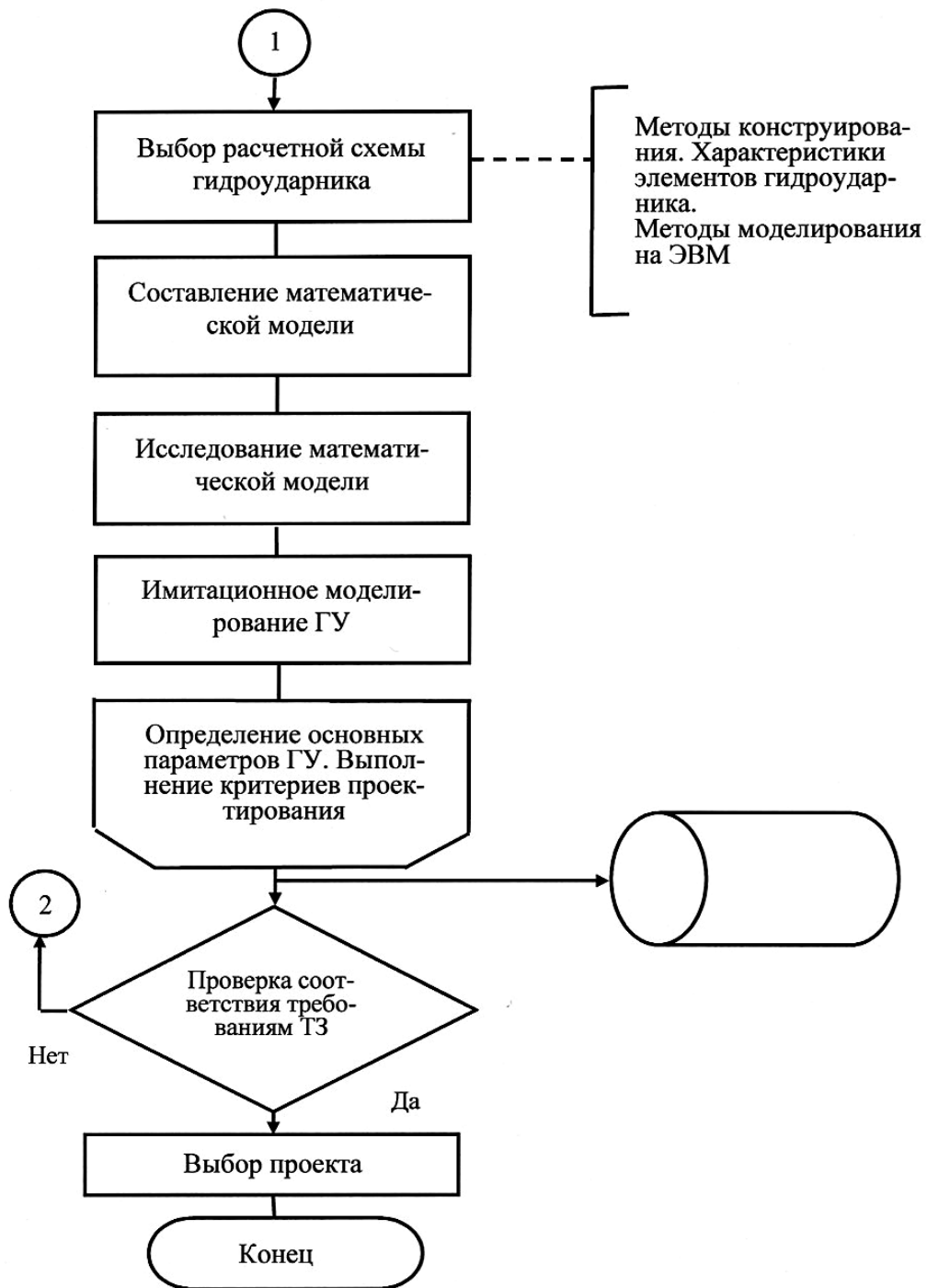


Рисунок 5.4 – Блок-схема алгоритма проектирования гидроударного устройства (окончание)

Рабочее окно определения параметров активного рабочего органа приведено на рисунке 5.5.

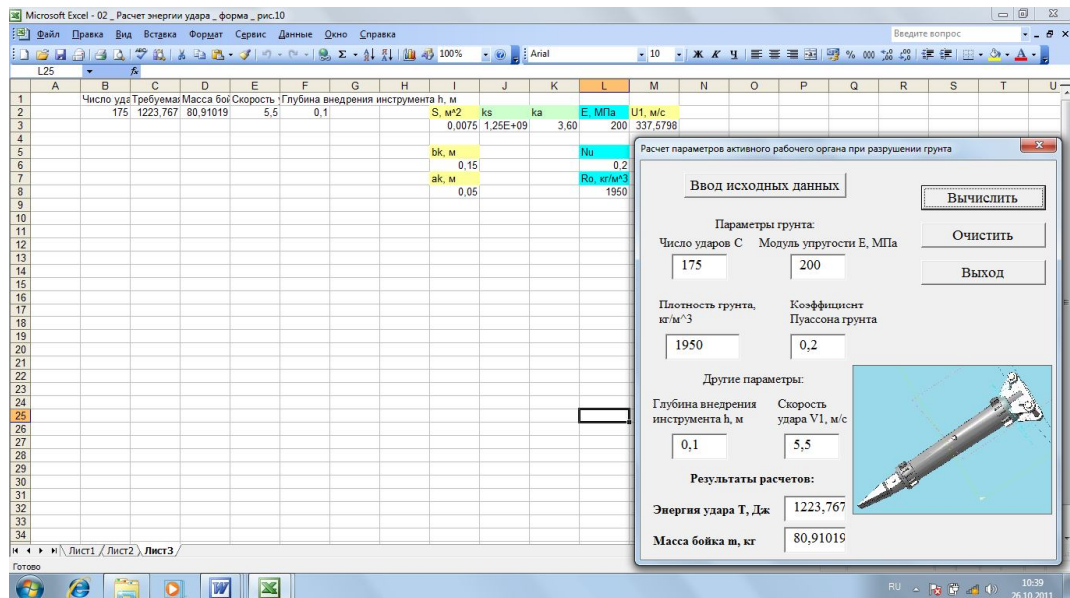


Рисунок 5.5 – Фрагмент расчета параметров активного рабочего органа

Трехмерные модели гидроударников позволяют изобразить расположение всех конструктивных элементов гидроударника и еще на ранней стадии проектирования выявить недостатки, возникающие при проектировании [76, 109].

Трехмерные модели блока управления рабочим циклом гидроударника и гидроударных устройств, выполненные в среде КОМПАС 3D, показаны на рисунках 5.6 – 5.9.

Электронная 3D модель представляет наглядную информационную базу данных по всем элементам проектируемого гидроударного устройства.

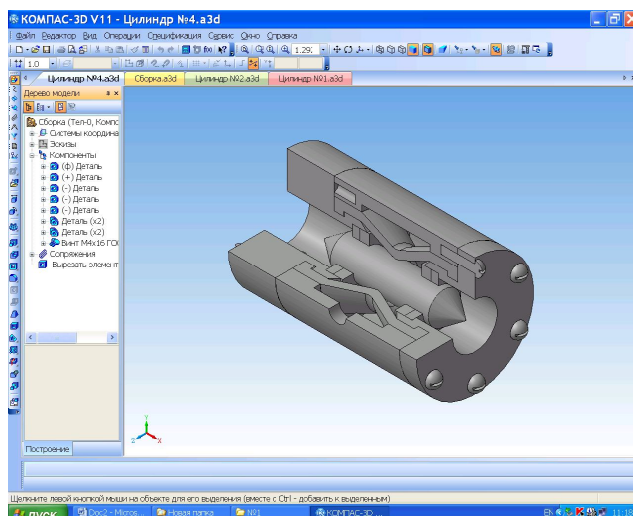


Рисунок 5.6 – Трехмерная модель блока управления рабочим циклом гидроударника

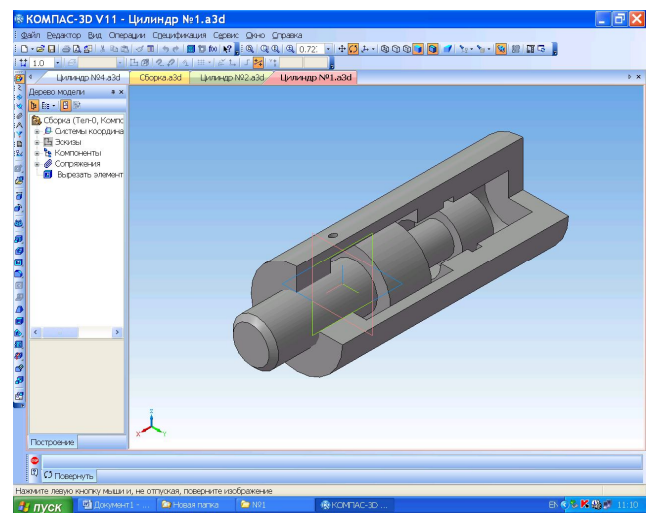


Рисунок 5.7 – Трехмерная модель гидроударного устройства

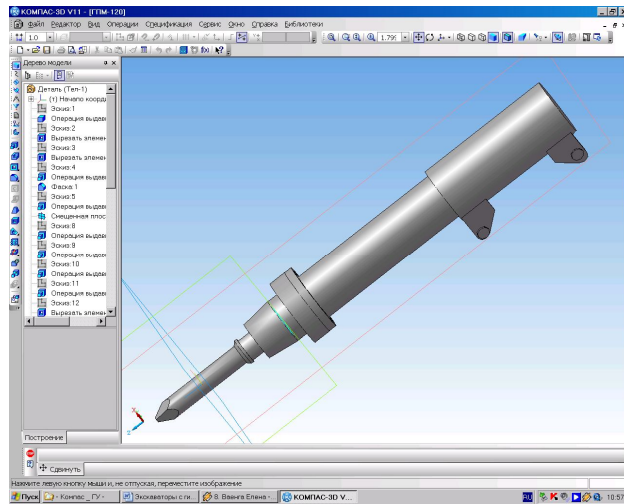


Рисунок 5.8 – Трехмерная модель гидромолота

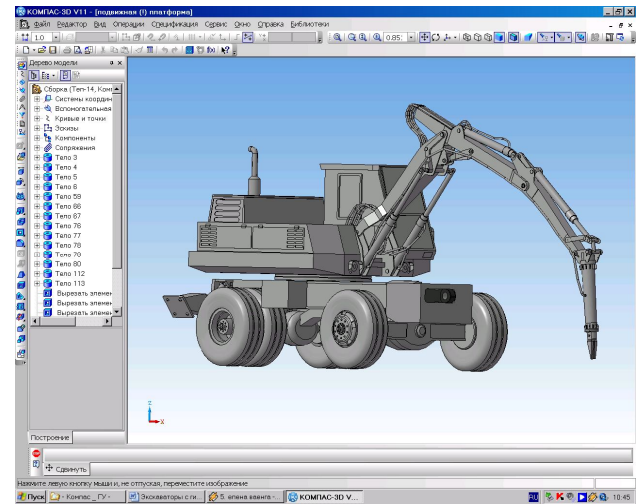


Рисунок 5.9 – Трехмерная модель экскаватора с гидромолотом

Электронная 3D модель гидроударника позволяет заглянуть внутрь гидроударного устройства, показать работу его элементов и деталей.

5.4 Основные показатели для оценки эффективности гидроударных импульсных систем

Оптимальное проектное решение гидроимпульсной системы обеспечивает минимум или максимум показателя качества (эффективности), являющегося также критерием оптимальности или целевой функцией [18, 21, 61, 94, 97, 133, 134].

Критерии эффективности гидроударной импульсной системы выбираются с учетом многих факторов: особенностей структуры системы, значений параметров гидроударника и базовой машины, характера взаимодействия с разрабатываемой средой [18, 21, 61, 69, 76, 86, 94, 133, 134].

Критерий эффективности часто является функцией нескольких частных критериев. При проектировании гидроударной импульсной системы критерии эффективности могут состоять в обеспечении максимальной энергии единичного удара, частоты ударов, ударной мощности; минимальной энергоемкости разработки грунта; максимальной производительности; максимального КПД; минимальной массы гидроударника, стоимости изготовления; максимальной массы бойка и другие (таблица 5.2) [18, 21, 61, 69, 76, 86, 94, 133, 134].

В зависимости от назначения и особенностей применения гидроударной импульсной системы тот или иной критерий эффективности может быть определяющим.

Задача выбора обобщенного (комплексного) критерия эффективности усложняется из-за обилия локальных критериев эффективности. В большинстве случаев локальные критерии эффективности представляются функциями, которые не имеют экстремумов. Кроме того известно, что нельзя ставить задачу одновременного достижения экстремума локальных функций одной или нескольких переменных, поскольку экстремумы различных локальных функций могут не соответствовать одному и тому же значению совокупности аргументов (параметров) [20, 48, 71, 72, 118].

Задача оптимизации гидроимпульсных систем является многокритериальной. Некоторые авторы [47, 48, 71] предлагают применять комплексный (обобщенный) критерий эффективности – коэффициент технического уровня, который определяется как сумма частных показателей гидроударного устройства с соответствующими коэффициентами весомости.

Комплексный критерий эффективности определяется по формуле [48, 71] :

$$K_{\text{ты}} = \sum_{i=1}^n \gamma_i \cdot K_{\text{pi}}, \quad (5.1)$$

где γ_i – коэффициенты весомости i -го частного показателя эффективности, здесь $\sum_{i=1}^n \gamma_i = 1,0$; K_{pi} – относительные i -ые частные показатели эффективности новых технических решений.

Коэффициенты весомости частных показателей эффективности определяются методом экспертных оценок [48, 71].

Относительные частные показатели эффективности находятся по формулам [48, 71]:

$$K_{\text{pi}} = \frac{ПК_{\text{БТ}}}{ПК_{\text{НТ}}} \quad \text{при} \quad ПК_{\text{НТ}} < ПК_{\text{БТ}}; \quad (5.2)$$

$$K_{\text{pi}} = \frac{ПК_{\text{НТ}}}{ПК_{\text{БТ}}} \quad \text{при} \quad ПК_{\text{НТ}} > ПК_{\text{БТ}}, \quad (5.3)$$

где $ПК_{HT}$ – значение i -го показателя варианта нового технического решения;
 $ПК_{BT}$ – значение i -го показателя традиционного решения, принятого за эталон.

При выбранном комплексном критерии оптимальности решение задачи выбора оптимальных параметров гидроударного механизма сводится к отысканию экстремума обобщенного показателя.

Сформированный в работе комплексный (обобщенный) показатель – коэффициент технического уровня $K_{ту}$ гидроударной импульсной системы – включает следующие частные (локальные) параметры: энергию единичного удара T , массу гидроударника M , частоту ударов f и определяется по формуле [48, 71]:

$$K_{ту_{ГУ}} = \gamma_T \frac{T_{HT}}{T_{BT}} + \gamma_M \frac{M_{BT}}{M_{HT}} + \gamma_f \frac{f_{HT}}{f_{BT}}, \quad (5.4)$$

где $\gamma_T, \gamma_M, \gamma_f$ – соответственно коэффициенты весомости показателей энергии удара, массы гидроударника, частоты ударов; T_{HT}, M_{HT}, f_{HT} – соответственно энергия единичного удара, масса гидроударного устройства и частота ударов нового технического решения; T_{BT}, M_{BT}, f_{BT} – соответственно энергия единичного удара, масса гидроударного устройства и частота ударов традиционного решения, принятого за эталон.

Таблица 5.2 – Система основных показателей для оценки эффективности гидроударных импульсных систем

Наименование показателей	Формула для определения	Критерии оптимизации (эффективности)	Условия применения
Приведенные удельные затраты	$Z_{уд} = Z/\Pi$, где Z - годовые приведенные затраты, руб, Π - годовая эксплуатационная производительность гидромолота в натуральных измерителях (m^3)	$Z_{уд} = Z/\Pi \rightarrow \min$	Интегральная оценка технико-экономической эффективности гидро-молота
Энергия единичного удара	$T = \frac{m \cdot g_1^2}{2}$	$T = \frac{m \cdot g_1^2}{2} \rightarrow \max$	Оценка конструктивных параметров и режимов эксплуатации гидро-ударных импульсных систем
Частота ударов	$f = 1/T_{\Pi} = 1/(t_{вз} + t_r + t_{рх} + t_{зад})$	$f = 1/T_{\Pi} \rightarrow \max$	
Ударная мощность	$N_{уд} = T \cdot f$	$N_{уд} = T \cdot f \rightarrow \max$	
Производительность (теоретическая, техническая, эксплуатационная)	Π	$\Pi \rightarrow \max$	
Удельная энергоемкость	$N_{уд}/\Pi; T/\Pi$	$N_{уд}/\Pi; T/\Pi \rightarrow \min$	
КПД разгона бойка	$\eta_{раз} = \frac{T}{W_a}$	$\eta_{раз} = \frac{T}{W_a} \rightarrow \max$	
Энергия, развиваемая пневмоаккумулятором	$W_a = \frac{p_{r1} \cdot V_{r1}}{n-1} \cdot \left(\frac{E_r^n - E_r}{E_r^n} \right)$	$W_a = \frac{p_{r1} \cdot V_{r1}}{n-1} \cdot \left(\frac{E_r^n - E_r}{E_r^n} \right) \rightarrow \max$	
КПД гидроударного устройства	$\eta = N_{уд}/N_n$	$\eta = N_{уд}/N_n \rightarrow \max$	

Целевая функция $K_{\text{ТУГУ}}$ и граничные условия:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{\text{ТУГУ}} = f(T, M, f) \rightarrow \max; \\ C_{\min} \leq C \leq C_{\max}; \\ m_{\min} \leq m \leq m_{\max}; \\ T_{\min} \leq T \leq T_{\max}; \\ M_{\min} \leq M \leq M_{\max}; \\ f_{\min} \leq f \leq f_{\max}, \end{array} \right. \quad (5.5)$$

где C – число ударов плотномера ДорНИИ; m – масса бойка; T – энергия единичного удара; M – масса гидроударного устройства.

Выбор оптимальных параметров гидроударного механизма сводится к определению экстремума комплексного показателя.

Блок-схема алгоритма оптимизационного синтеза гидроударного механизма представлена на рисунке 5.10.

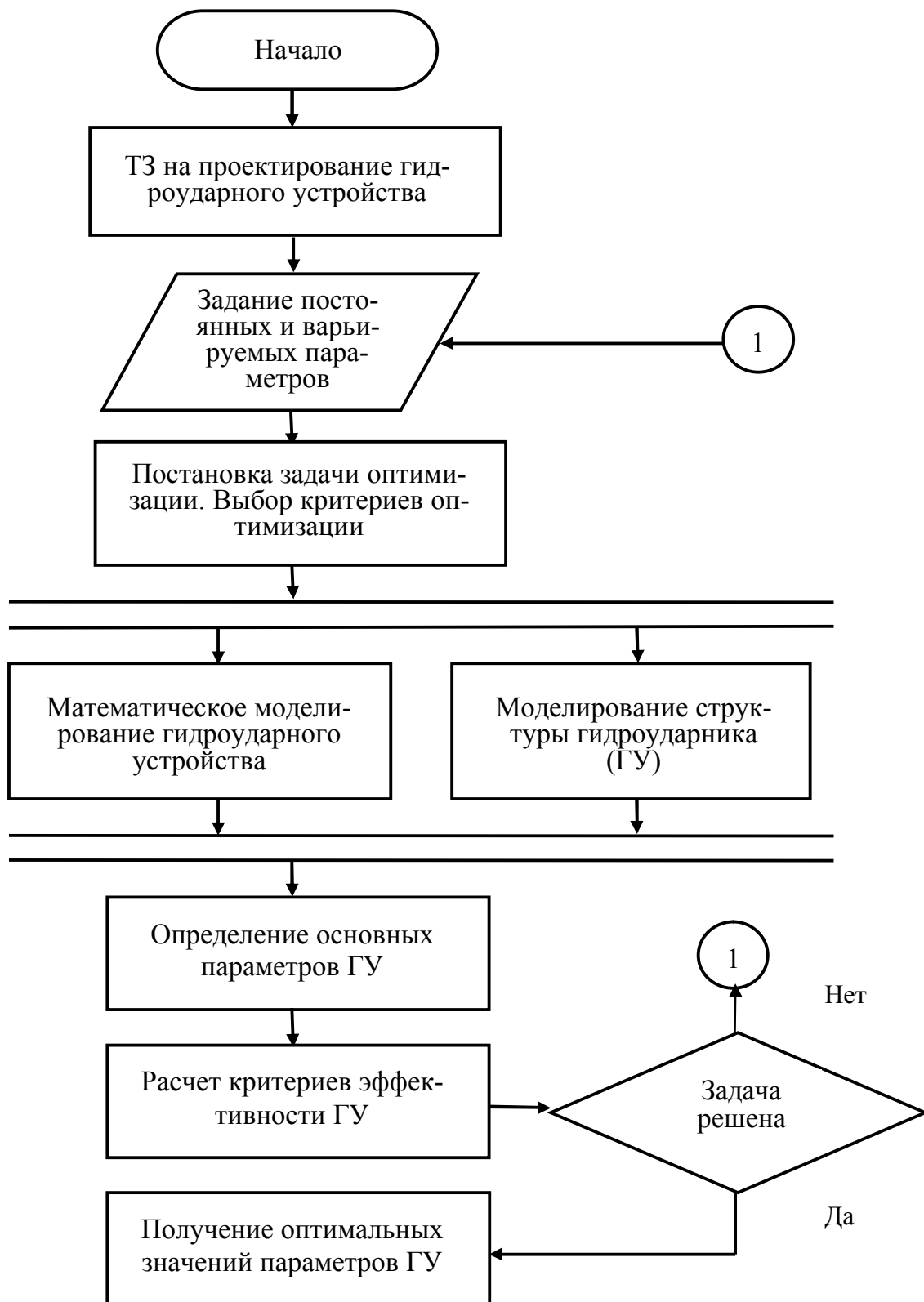


Рисунок – 5.10 Блок-схема алгоритма оптимизационного синтеза гидроударника

5.5 Основные рекомендации и методика инженерного расчета гидроударных рабочих органов экскаваторов

Проектирование активных гидроударных рабочих органов экскаваторов производится в соответствии с техническим заданием (ТЗ), в котором приводятся следующие исходные данные [56, 97]:

- назначение гидроударного рабочего органа;
- технические требования к гидроударному рабочему органу;
- конструктивная схема гидроударного устройства;
- основные параметры (энергия единичного удара, частота ударов, масса и др.);
- требования безопасности;
- эстетические и эргономические требования;
- условия эксплуатации и др.

Исходными данными для выбора и расчета основных параметров гидроударных рабочих органов является мощность насосной станции и масса базовой машины (экскаватора).

Энергия единичного удара гидроударного устройства зависит от массы бойка и скорости бойка в момент удара. Эффективная (ударная) мощность гидроударного устройства определяется энергией единичного удара и частотой ударов.

Частота ударов гидроударников ограничивается величиной хода бойка и подачей насоса базовой машины.

На начальном этапе проектирования гидроударных устройств рекомендуется использовать следующие функциональные зависимости для определения параметров [116, 135]:

Диаметр хвостовика инструмента гидроударника в зависимости от энергии единичного удара T :

$$d = 49,17 + 0,0354 \cdot T - 2,8885 \cdot 10^{-6} \cdot T^2, \quad (5.6)$$

где d – диаметр хвостовика инструмента, мм; T – энергия единичного удара, Дж, $T \in (200, 6000)$.

Масса гидроударника в зависимости от энергии единичного удара T :

$$M = 3,20 + 0,5704 \cdot T - 0,000035 \cdot T^2, \quad (5.7)$$

где M – масса гидроударника, кг; T – энергия единичного удара, Дж,
 $T \in (200, 6000)$

Масса гидроударника в зависимости от массы экскаватора (базовой машины):

$$M = 157,36 + 27,90 \cdot m_э + 1,028 \cdot m_э^2, \quad (5.8)$$

где M – масса гидроударника, кг; $m_э$ – масса экскаватора, т, $m_э \in (4, 40)$.

Энергия пневмоаккумулятора гидроударника определяется по формуле [50, 122]

$$W_a = \frac{T}{\eta_{раз}}, \quad (5.9)$$

где W_a – энергия пневмоаккумулятора, Дж; $\eta_{раз}$ – КПД разгона гидроударника, $\eta_{раз} = 0,6 \dots 0,8$.

Энергия пневмоаккумулятора зависит от его параметров следующим образом [116, 122, 136]:

$$W_a = \frac{p_{г1} \cdot V_{г1}}{n - 1} \cdot \left(\frac{E_r^n - E_r}{E_r^n} \right), \quad (5.10)$$

где W_a – энергия пневмоаккумулятора, Дж; $p_{г1}$ – максимальное давление сжатого газа в пневмоаккумуляторе, Па; $V_{г1}$ – объем, занимаемый газом при давлении $p_{г1}$, м³; n – показатель политропы, $n = 1,25 \dots 1,65$; E_r – степень сжатия газа, $E_r = 1,5 \dots 3,5$.

Степень сжатия газа определяется по формуле

$$E_r = \frac{V_{го}}{V_{г1}} \quad (5.11)$$

где $V_{го}$ – начальный объем, занимаемый газом, м³; $V_{г1}$ – конечный объем газа, м³.

Максимальное значение давления газа зависит от давления зарядки пневмоаккумулятора и определяется выражением [116, 122, 136]

$$p_{г1} = p_{го} \cdot E_{г}^n, \quad (5.12)$$

где $p_{го}$ – давление зарядки, $p_{го} > 0,5 \dots 1,5$ МПа.

Масса бойка гидроударного устройства находится исходя из необходимой энергии единичного удара и скорости бойка в момент удара [5, 50, 71, 116, 122]:

$$m = \frac{2 \cdot T}{V_1^2}. \quad (5.13)$$

Такие конструктивные параметры гидроударного устройства, как диаметры поршней, штока, эффективные площади пневмоаккумуляторной, взводящей, сливной камер, зависят от конструктивной схемы гидроударника с учетом максимального давления газа в пневмоаккумуляторе и номинального давления гидропривода базовой машины.

Каналы для перетекания рабочей жидкости во время рабочего процесса гидроударного устройства проектируются с учетом обеспечения минимальных гидравлических потерь.

Время рабочего цикла гидроударного устройства (время задержки взвода не учитывается) находится по формуле [50, 116, 122]

$$T_{ц} = t_{xx} + t_{px}, \quad (5.14)$$

где $T_{ц}$ – время цикла, с; t_{xx} – время холостого хода, с; t_{px} – время рабочего хода, с.

Коэффициент асимметрии рабочего цикла k_a определяется по формуле [50, 122]

$$k_a = \frac{t_{xx}}{t_{px}}. \quad (5.15)$$

Значения коэффициента k_a в расчетах принимаются равными $k_a = 5 \dots 10$.

Время холостого хода определяется из выражения [50, 122]

$$t_{xx} = \frac{S_B \cdot \ell}{Q_1}, \quad (5.16)$$

где t_{xx} – время холостого хода, с; S_B – рабочая (эффективная) площадь взводящей полости; ℓ – ход подвижных частей, м; Q_1 – расход рабочей жидкости, равный подаче насоса базовой машины.

С учетом формул (5.14), (5.15) и (5.16) время цикла равно:

$$T_{\text{ц}} = \frac{S_B \cdot \ell}{Q_1} \cdot \left(1 + \frac{1}{k_a}\right). \quad (5.17)$$

Частота ударов определяется выражением [50, 122]

$$f = \frac{1}{T_{\text{л}}}. \quad (5.18)$$

Эффективная ударная мощность находится по формуле [50, 122]

$$N_{\text{уд}} = T \cdot f. \quad (5.19)$$

Длину гидроударника ориентировочно можно определить по формуле

$$L = 193,63 \cdot T^{0,3174}, \quad (5.20)$$

где L – длина гидроударника, м; T – энергия единичного удара, Дж.

КПД гидроударного устройства определяется отношением эффективной ударной мощности к мощности, развиваемой насосом базовой машины [50, 116, 122]:

$$\eta = N_{\text{уд}} / N_{\text{н}}, \quad (5.21)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность, развиваемая насосом, Вт, $N_{\text{н}} = p_{\text{ср}} \cdot Q_1$, здесь $p_{\text{ср}}$ – среднее давление во взводящей полости, Па; Q_1 – подача насоса, м³/с.

На рисунке 5.11 показано рабочее окно определения основных параметров гидропневмоударного устройства.

Среднее давление гидропривода за цикл определяется по формуле [116, 122, 136]

$$p_{cp} = \frac{1}{T_{ц}} \int_0^{T_{ц}} p(t) dt, \quad (5.22)$$

где $p(t)$ – функция изменения давления во взводящей полости гидроударного устройства.

Различают также КПД разгона, который определяется отношением энергии единичного удара к энергии сжатого газа пневмоаккумулятора [50, 116, 122, 136].

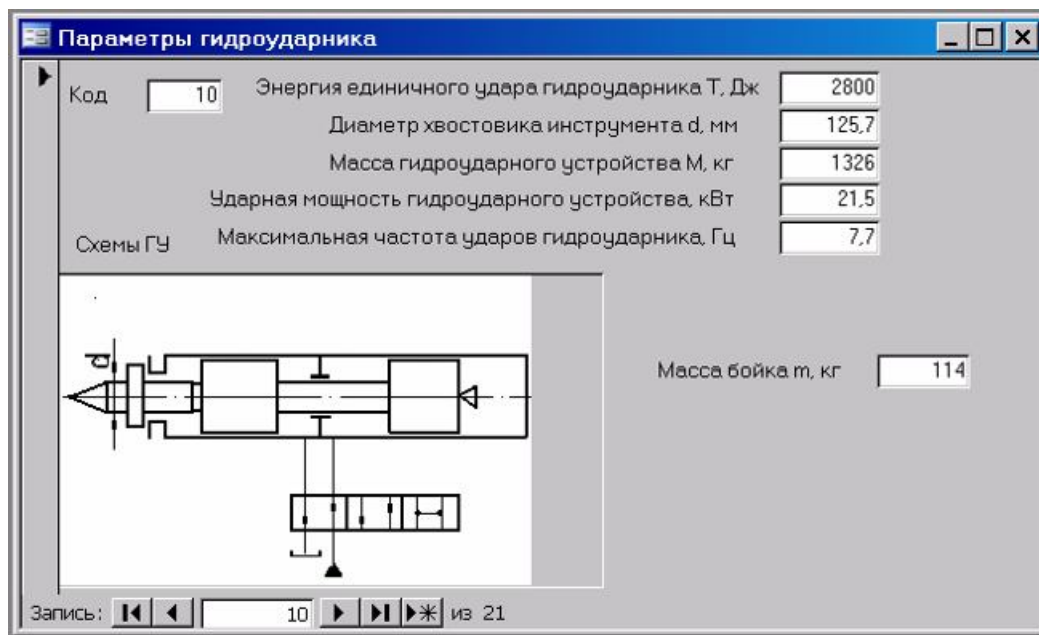


Рисунок – 5.11 Рабочее окно определения основных параметров гидropневмоударного устройства (энергия единичного удара 2800 Дж)

Для определения фактических значений основных параметров гидроударной импульсной системы необходимо применять программно-имитационный комплекс моделирования (см. разделы 2, 3).

Расчёт ожидаемой экономической эффективности от использования гидроударника приведен в приложении А. При использовании усовершенствованного гидроударного устройства для экскаватора III размерной группы среднегодовая производительность повышается на 17 % за счет увеличения энергии единичного удара и частоты ударов. Экономический эффект в расчете на одну машину за год работы составляет 285310 руб.

Основные выводы по главе

1. Показатели гидроударной импульсной системы разделены на структурные и параметрические, которые разделяются на три группы: фиксированные параметры, варьируемые параметры и случайные параметры .

2. Проектирование гидроударных импульсных систем с помощью имитационного моделирования на ЭВМ является эффективным и универсальным методом. Имитационное моделирование на ЭВМ позволяет рассмотреть большое количество вариантов и выбрать наиболее эффективный из них.

3. Проектирование гидроударной импульсной системы можно представить в виде алгоритма, в котором сочетаются поисковые, расчетные и творческие процедуры, связанные с принятием решений проектантом-разработчиком.

4. Трехмерные модели гидроударников позволяют изобразить расположение всех конструктивных элементов гидроударника и еще на ранней стадии проектирования выявить недостатки, возникающие при проектировании.

5 Сформирован обобщенный (комплексный) критерий эффективности гидравлической импульсной системы – коэффициент технического уровня, включающий основные локальные показатели (энергию единичного удара, массу гидроударника, частоту ударов).

6. Предложена методика инженерного расчета гидроударных рабочих органов экскаваторов.

7. Расчёт ожидаемой экономической эффективности от использования усовершенствованного гидроударника для экскаватора III размерной группы показал, что среднегодовая производительность повышается на 17 % за счет увеличения энергии единичного удара и частоты ударов. Экономический эффект в расчете на одну машину за год работы составляет 285310 руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования гидроударных рабочих органов экскаваторов позволили сформулировать следующие основные научные и практические выводы и предложения.

1. Рассмотренная классификация и произведенный анализ конструкций и принципиальных схем гидроударных устройств, используемых в качестве активных рабочих органов экскаваторов, выявили их преимущества при разработке мерзлых грунтов.

Сформированный обобщенный (комплексный) критерий эффективности гидравлической импульсной системы – коэффициент технического уровня, включающий основные локальные показатели (энергию единичного удара, массу гидроударника, частоту ударов) позволяет на стадии проектирования создавать более совершенные гидроударные устройства активных рабочих органов экскаваторов.

2. Разработанная математическая модель гидроударного устройства, отражающая основные конструктивные параметры гидроударника, его элементов, параметры экскаватора, описывающая характерные фазы работы устройства (взвод бойка, рабочий ход), состоящая из нелинейных систем обыкновенных дифференциальных и алгебраических уравнений с переменными коэффициентами, позволяет осуществлять анализ, синтез и прогнозирование основных параметров гидроударных устройств.

Разработанная математическая модель гидроударного устройства позволила выявить функциональные зависимости скорости и энергии единичного удара от давления зарядки газа пневмоаккумулятора, массы бойка и величины хода бойка гидроударного устройства.

3. Выявленные функциональные зависимости частоты ударов гидроударника и его длины от энергии единичного удара позволяют проектировать гидроударники с различной энергией единичного удара.

В результате исследований с применением методов планирования вычислительного эксперимента получены уравнения регрессии, связывающие скорость,

энергию удара, с факторами (давление зарядки газа, масса бойка, величина хода бойка), определяющими эффективность гидроударных устройств. Широкий диапазон регулирования скорости удара (от 4,5 до 16 м/с), энергии единичного удара (от 1500 до 8000 Дж) позволяет использовать гидроударное устройство в качестве активных рабочих органов для экскаваторов различных типоразмерных групп.

4. Разработанная система автоматизированного моделирования гидравлических ударных систем, состоящая из математической модели, аппаратных средств, набора алгоритмов и программ, позволила создать инженерную методику проектирования гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов.

Разработан пользовательский интерфейс (рабочие окна) для определения основных параметров гидроударного устройства (энергии единичного удара, диаметра хвостовика инструмента, массы гидроударного устройства, ударной мощности, максимальной частоты ударов и другие), а также основных параметров активного рабочего органа. Получены свидетельства РФ о государственной регистрации программ для ЭВМ и электронных ресурсов.

5. Методики проектирования гидроударных устройств активных рабочих органов экскаваторов переданы для использования в конструкторские бюро и производственные организации, используются в учебном процессе ФГБОУ ВО «СибАДИ» при подготовке инженеров, бакалавров и магистров. Предложены перспективные технические решения гидроударных устройств, новизна которых подтверждена четырьмя патентами на полезные модели РФ.

Направления и перспективы дальнейших разработок: перспективой дальнейших исследований является создание адаптивных многоцелевых гидроимпульсных средств механизации на основе гидроударников.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др. Под общ. ред. С.А. Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.
2. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
3. Абраменков, Э.А. Пневматические механизмы машин ударного действия: дроссельные, струйные, беззолотниковые, безклапанные / Э.А. Абраменков, Д.Э. Абраменков. – Новосибирск: Изд-во Новосибирского ун-та, 1993. – 430 с..
4. Алексеева, Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин / Т.В. Алексеева. – М.: Машиностроение, 1966. – 148 с.
5. Алимов, О.Д. Гидравлические виброударные системы / О.Д. Алимов, С.А. Басов. – М.: Наука, 1990. – 352 с.
6. Ануфриев, И.Е. MATLAB 7 / И.Е. Ануфриев, А.Б. Смирнов, Е.Н. Смирнова. – СПб. : БХВ-Петербург, 2005. – 104 с. : ил.
7. Архипенко, А.П. Гидравлические ударные машины / А.П. Архипенко, А.И. Федулов. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1991. – 108 с.
8. А.с. 375347 (СССР). Гидромолот / В.Г. Ключев, В.Н. Вязовикин, Ю.В. Дмитриевич, Б.Г. Лызо, В.А. Жигалов, Ю.А. Кремнев. – Оpubл. в Б.И., 1973, N 16.
9. А.с. 539156 (СССР). Способ управления распределителем с упругими оболочками / Р.П. Кириков, Э.Б. Шерман. – Оpubл. в Б.И., 1976, N 46.
10. А.с. 685819 (СССР). Гидроударное устройство / Э.Б. Шерман, С.П. Лупинос, Г.А. Ракуленко, В.П. Трошин, П.Ф. Гордиенко, Р.П. Кириков. – Оpubл. в Б.И., 1979, N 34.
11. А.с. 800350 (СССР). Гидроударное устройство / Э.Б. Шерман, Р.П. Кириков, Н.С. Галдин, С.П. Лупинос, В.В. Исаенко. – Оpubл. в Б.И., 1981, N 4.
12. А.с. 863854 (СССР). Гидроударное устройство / Т.В. Алексеева, Э.Б. Шерман, Р.П. Кириков, С.П. Лупинос, Н.С. Галдин, В.В. Исаенко. – Оpubл. в Б.И., 1981, N 34.
13. А.с. 905446 (СССР). Гидроударное устройство / Э.Б. Шерман, , С.П. Лупинос, Р.П. Кириков, Н.С. Галдин, И.М. Мурсеев, В.В. Исаенко. – Оpubл. в Б.И., 1982, N 6.
14. А.с. 1352050 (СССР). Распределительный узел гидравлического виброударного устройства / Э.Б. Шерман, Н.С. Галдин, В.П. Радищев, Н.В. Брагинская, Л.В. Ерофеев. – Оpubл. в Б. И., 1987, N 42.
15. Ашавский, А.М. Силовые импульсные системы / А.М. Ашавский, А.Я. Вольперт, В.С. Шейнбаум. – М., Машиностроение, 1978. – 200 с.

16. Бажин, И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; Под общ.ред. С.А. Ермакова. – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.
17. Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин /В.И. Баловнев. – М.: Высш. школа, 1981. – 335 с.
18. Баловнев, В.И. Оптимизация и выбор инновационных систем и процессов транспортно-технологических машин: учеб. пособие /В.И. Баловнев. – М.: ТЕХПОЛИГРАФЦЕНТР, 2014. – 392 с.
19. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
20. Банди, Б. Методы оптимизации. Вводный курс: Пер. с англ /Б. Банди. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.
21. Батищев, Д.И. Методы оптимального проектирования: учеб. пособие / Д.И. Батищев. – М.: Радио и связь, 1984. – 248 с.
22. Брагинская, Н.В. Сменное рабочее оборудование ударного действия одноковшовых гидравлических экскаваторов /Н.В. Брагинская, Ю.В. Дмитриевич, В.А. Соколов: Обзор. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1979. – 56 с.
23. Браун, С. Visual Basic 6. Учебный курс / С. Браун. – Спб.: Питер, 2007. – 574 с.
24. Браух, В. Программирование на Фортране-77 для инженеров / В. Браух. – М.: Мир, 1987. – 200 с.
25. Бусленко, Н.П. Моделирование сложных систем / Н.П. Бусленко. – М. : Наука, 1978. – 400 с.
26. Вермишев, Ю.Х. Основы автоматизации проектирования / Ю.Х. Вермишев. – М.: Радио и связь, 1988. – 279 с.
27. Ветров, Ю.А. Машины для специальных земляных работ / Ю.А. Ветров, В.Л. Баладинский. – Киев: Вища школа, 1981. – 192 с.
28. Галдин, В.Н. Стенд исследования гидравлических машин ударного действия / В.Н. Галдин, И.М. Мурсеев, К.И. Храмцова // Материалы 63 научно-технической конференции СибАДИ. – Омск: СибАДИ, 2009. – Книга 3 . – С. 93 – 96.
29. Галдин, В.Н. Схемы гидравлических ударных устройств / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин, К.И. Храмцова // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – Омск: СибАДИ, 2009. – Вып. 4 (14). – С. 10 – 14.
30. Галдин, В.Н. Основы автоматизированного проектирования гидроударных импульсных систем / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – Омск: СибАДИ, 2009. – Вып. 4 (14). – С. 48 – 51.

31. Галдин, В.Н. Создание моделей гидроударных импульсных систем / В.Н. Галдин // XI Всероссийская научно-инновационная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых с элементами научной школы «Теоретические знания – в практические дела». Сборник материалов конференции. Часть 2. – Омск: Филиал ГОУ ВПО «РосЗИТЛП», 2010. – С. 142 – 144.
32. Галдин, В.Н. Определение основных параметров гидроимпульсного рабочего оборудования для одноковшовых экскаваторов / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин // Юбилейный сборник, посвященный 75-летию со дня рождения первого заведующего кафедрой «Строительно-дорожные машины», д.т.н., профессора Янца И.А. – Караганды: Болашак Баспа, 2010. – С. 36 – 41.
33. Галдин, В.Н. Некоторые аспекты создания САПР многоцелевого гидромолота для мобильных машин / В.Н. Галдин, К.И. Храмцова, Н.Н. Егорова // Развитие дорожно-транспортного комплекса и строительной инфраструктуры на основе рационального природопользования: материалы V Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Омск: СибАДИ, 2010. – Кн. 2. – С. 285 – 287.
34. Галдин, В.Н. Основные положения проектирования гидроударных импульсных систем / В.Н. Галдин // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – Омск: СибАДИ, 2010. – Вып. 2 (16). – С. 54 – 58.
35. Галдин, В.Н. Функциональные зависимости основных параметров гидроударных устройств / В.Н. Галдин, В.С. Щербаков // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – Омск: СибАДИ, 2010. – Вып. 3 (17). – С. 53 – 58.
36. Галдин, В.Н. Гидравлическое ударное устройство как объект автоматизированного проектирования / В.Н. Галдин // Материалы 64 научно-технической конференции СибАДИ в рамках юбилейного международного конгресса «Креативные подходы в образовательной, научной и производственной деятельности». Книга 1. – Омск: СибАДИ, 2010. – С. 286 – 290.
37. Галдин, В.Н. Особенности проектирования гидроударных устройств / В.Н. Галдин, Н.Н. Егорова // Материалы III Всероссийской молодежной научно-технической конференции «Россия молодая: передовые технологии – в промышленность». – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. – С. 237 – 241.
38. Галдин, В.Н. Алгоритм и некоторые результаты расчета основных параметров рабочего органа для разрушения грунта / В.Н. Галдин // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – Омск: СибАДИ, 2011. – № 1 (19). – С. 55 – 59.
39. Галдин, В.Н. Математическая модель гидравлического ударного устройства / В.Н. Галдин // Материалы Всероссийской 65 –ой научно-технической конференции ФГБОУ ВПО «СибАДИ». Книга 2. – Омск: СибАДИ, 2011. – С. 301

– 305.

40. Галдин, В.Н. Создание трехмерных моделей гидравлических ударных устройств / В.Н. Галдин // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Материалы I всероссийской научно-технической конференции 23-25 ноября 2011 г./ Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2011. С. 572 – 575.

41. Галдин, В.Н. Исследование влияния конструктивных параметров гидропневмоударника на энергию единичного удара / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин // Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства. Межд. науч.-практ. конф. (Красноярск, 7–8 апреля 2016 г.): Сборник научных трудов. Под общей редакцией члена-корреспондента Российской инженерной академии, д.т.н. В.В. Минина. – Красноярск: СФУ, 2016. Часть 2. – С. 118 – 124.

42. Галдин, В.Н. Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 16461 «Алгоритм определения основных параметров гидравлического ударного устройства» от 06.12.2010 г. / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин ; СибАДИ.

43. Галдин, В.Н. Сравнение теоретических показателей гидроударных устройств с существующими экспериментальными данными / В.Н. Галдин // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Материалы VII всероссийской научно-практической конференции 27-28 октября 2017 г./ Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2017. С. 372 – 380.

44. Галдин, В.Н. Технико-экономическое обоснование проектирования гидроударника активного рабочего органа экскаватора // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Материалы VIII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием 22-23 ноября 2018 г. Часть 2 / Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2018. – С 47 – 52.

45. Галдин, Н.С. Многоцелевые гидроударные рабочие органы дорожно-строительных машин: монография / Н.С. Галдин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 223 с.

46. Галдин, Н.С. Гидравлические машины, объемный гидропривод: Учебное пособие / Н.С. Галдин. – Омск: СибАДИ, 2014. – 272 с.

47. Глотов, Б.Н. Научные основы создания гидравлических ручных машин ударного действия: автореф. дис.... докт.техн. наук: 05.05.04/Глотов Борис Николаевич. – Караганда, 2010. – 40 с.

48. Глотов, Б.Н. Гидравлические ручные машины ударного действия / Б.Н. Глотов. – Караганда: Изд-во КарГТУ, 2013. – 282 с.

49. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С.Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.

50. Гидропневмоударные системы исполнительных органов горных и

строительно-дорожных машин / А.С. Сагинов, А.Ф. Кичигин, А.Г. Лазуткин, И.А. Янцен. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.

51. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем / М. Гийон. – М.: Машиностроение, 1964. – 388 с.

52. Гидравлический следящий привод / Н.С. Гамынин, Я.А. Каменир, Б.Л. Коробочкин и др. Под ред. В.А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с.

53. Говорухин, В.Н. Ведение в Maple. Математический пакет для всех / В.Н. Говорухин, В.Г. Цибулин. – М.: Издательство «Мир», 1997. – 205с.

54. Горбунов, В.Ф. Импульсный гидропривод горных машин / В.Ф. Горбунов, А.Г. Лазуткин, Л.С. Ушаков. – Новосибирск: Наука, 1986. – 200 с.

55. Городилов Л.В. Разработка основ теории гидроударных систем объемного типа для исполнительных органов горных и строительных машин: автореф. дис.... д-р техн. наук: 05.05.06/Городилов Леонид Владимирович. – Новосибирск –2010. – 42 с.

56. ГОСТ 19.201–78. Единая система программной документации. Техническое задание. Требования к содержанию и оформлению. – Введ. 01.01.80.

57. ГОСТ 30067–93. Экскаваторы одноковшовые универсальные полноповоротные. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 23 с.

58. Граф, Л.Э. Гидроударные машины и инструмент /Л.Э. Граф, Д.И. Коган. – М.: Недра, 1972. – 207 с.

59. Данилов, Ю.Л., Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.Л. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

60. Дементьев, Ю. В. САПР в автомобиле- и тракторостроении: учебник для студ. высш. учеб. Заведений / Ю.В.Дементьев. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 224 с.

61. Джонс, Дж. И. Методы проектирования / И. Дж. Джонс. – М.: Мир, 1986. – 326 с.

62. Дьяконов, В.П. MATLAB. Анализ, идентификация и моделирование систем. Специальный справочник / В.П. Дьяконов, В. Круглов – СПб. : Питер, 2002. – 448 с.

63. Дьяконов, В.П. MATHCAD 8/2000: Специальный справочник. / В.П. Дьяконов. – СПб.: Питер, 2000. – 590 с.

64. Дьяконов, В.П. Maple 9.5/10 в математике, физике и образовании. / В.П. Дьяконов. – М.: Солон-пресс, 2006. – 719с.

65. Дроссельный пневмоударный механизм с функцией управления перепуском в камеру холостого хода и его физико-математическое описание / Э.А. Абраменков., А.А. Кутумов, А.Н. Корнеев, Д.Э. Абраменков // Известия высших

учебных заведений. Строительство. – Новосибирск, 2015. – № 11–12 (683–684). – С. 47 – 56.

66. Единая методика оценки технического уровня продукции машиностроения. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 36 с.

67. Иринг, Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем / Ю. Иринг. – Л.: Машиностроение, 1983. – 363 с.

68. Искович-Лотоцкий, Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев, В.А. Крат. – Киев: Техніка. 1982. – 208 с.

69. Керимов, З.Г. Автоматизированное проектирование конструкций / З.Г. Керимов, С.А. Багиров. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

70. Киевский, В.Г. Экономическая эффективность новой техники в строительстве / В.Г. Киевский. – М.: Стройиздат, 1991. – 143 с.

71. Клок, А. Б. Гидромолоты : учебное пособие / А. Б. Клок. – Караганда : КарГТУ, 2007. – 182 с.

72. Корячко, В.П. Теоретические основы САПР: учебник для вузов / В.П. Корячко, В.М. Курейчик, И.П. Норенков. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 400 с.

73. Ковалевский В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В.Ф. Ковалевский, Н.Г. Железняков, Ю.Е. Бейлин. – М.: Недра, 1973. – 504 с.

74. Крайнев, А.Ф. Словарь-справочник по механизмам / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1981. – 438 с.

75. Красников, Н.Д. Динамические свойства грунтов и методы их определения / Н.Д. Красников. – Л.: Стройиздат, 1970. – 239 с.

76. Кудрявцев, Е.М. КОМПАС-3D. Моделирование, проектирование и расчет механических систем / Е.М. Кудрявцев. – М.: Издательство ДМК Пресс, 2010. – 400с.

77. Курицкий, Б.Я. Поиск оптимальных решений средствами Excel 7.0 / Б.Я. Курицкий. – СПб.: ВHV-Санкт-Петербург, 1997. – 384 с.

78. Кутумов, А.А. Навесные пневматические молоты для разработки мерзлых грунтов / А.А. Кутумов, Э.А. Абраменков, Д.Э. Абраменков // Новосибирск: НГАСУ (Сибстрин), 2008. – 376 с.

79. Лазарев, Ю.Ф. Моделирование процессов и систем в MATLAB. Учебный курс / Ю.Ф. Лазарев. – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВHV, 2005. – 512 с.

80. Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин. Учебник для вузов / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высш. школа, 1978. – 296 с.

81. Леоненков, А. В. Решение задач оптимизации в среде MS Excel / А. В. Леоненков. - СПб.: БХВ-Петербург, 2005. - 704 с

82. Лупинос, С.П. Разработка и исследование гидроударных устройств применительно к активным рабочим органам строительных машин: автореф. ... дис. канд. техн. наук: 05.05.04/ Лупинос Сергей Павлович. – Омск, 1982. – 20 с.
83. Матвеев, И.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия / И.Б. Матвеев. – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.
84. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др. Под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
85. Д.Мак-Кракен. Численные методы и программирование на Фортране / Д.Мак-Кракен, У.Дорн. – М.: Мир, 1977. – 584 с.
86. Матвеев, А.М. Проектирование гидравлических систем летательных аппаратов: Учебник для авиационных вузов / А.М. Матвеев, И.И. Зверев. – М.: Машиностроение, 1982. – 296 с.
87. Машины ударного действия для разрушения горных пород / Д.П. Лобанов, В.Б. Горовиц, Е.Г. Фонборштейн и др. – М.: Недра, 1983. – 152 с.
88. Мельников, С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
89. Михайлов, В.И. Планирование экспериментов в судостроении / В.И. Михайлов, К.М. Федосов. – Л.: Судостроение, 1978. – 160 с.
90. Михайлов, А. Hydraulics v1.0 Система автоматизированного проектирования гидравлических и пневматических схем в среде AutoCAD / А. Михайлов, Ю. Чигишев // CADmaster – 2000. – № 2 – С. 10 – 11.
91. Мурсеев, И.М. Разработка и определение параметров ударного устройства гидропневматического ручного лома для механизации строительных работ: автореф. ... дис. канд. техн. наук: 05.05.04/ Мурсеев Ильдар Мухамедович. – Омск, 1987. – 23 с.
92. Мурсеев, И.М. Стенд для экспериментального исследования гидравлических машин ударного действия / И.М. Мурсеев, В.Н. Галдин В.Н., К.И. Храмцова // Юбилейный сборник, посвященный 75-летию со дня рождения первого заведующего кафедрой «Строительно-дорожные машины», д.т.н., профессора Янцена И.А. – Караганды: Болашак Баспа, 2010. – С. 149 – 152..
93. Недорезов, И.А. Интенсификация рабочих органов землеройных машин / И.А. Недорезов. – М.: МАДИ, 1979. – 51 с.
94. Норенков, И.П. Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем / И.П. Норенков. – М.: Высш. школа, 1980. – 311 с.
95. Норенков, И.П. Основы автоматизированного проектирования: учеб. для вузов / И.П. Норенков. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 336 с.

96. Орлов, Ю.М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет: Производственно-практические издания / Ю.М. Орлов. – М.: Машиностроение, 2006. – 223 с.
97. Павлов, В.П. Дорожно-строительные машины. Системное проектирование, моделирование, оптимизация: учеб. пособие / В.П. Павлов, Г.Н. Карасев. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2011. – 240 с.
98. Пат. 93095 РФ: полез. модель: МПК E02F 9/22. Гидравлическое ударное устройство / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин ; СибАДИ. – № 2009149530/22; заявл. 29.12.2009; опубл. 20.04.2010, Бюл. № 11.
99. Пат. 94584 РФ: полез. модель: МПК E02F 9/22, E01C 19/30. Гидравлическое ударное устройство / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин ; СибАДИ. – № 2010103300/22; заявл. 01.02.2010; опубл. 27.05.2010, Бюл. № 15.
100. Пат. 97431 РФ: полез. модель: МПК E21B 1/26. Гидравлическое ударное устройство / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин ; СибАДИ. – № 2010114480/03; заявл. 12.04.2010; опубл. 10.09.2010, Бюл. № 25.
101. Пат. 99527 РФ: полез. модель: МПК E21B 1/26. Гидроударное устройство / В.Н. Галдин, И.М. Мурсеев, Н.С. Галдин, К.И. Храмцова ; СибАДИ. – № 2010114490/03; заявл. 12.04.2010; опубл. 20.11.2010, Бюл. № 32.
102. Петренко, А.И. Основы автоматизации проектирования / А.И. Петренко. – Киев: Техніка, 1982. – 295 с.
103. Пневмоударные механизмы с управляемыми дросселями впуска и описание их баро- и термодинамических процессов / Ю.Э. Малышева, М.П. Дмитриев, А.А. Кутумов, Э.А. Абраменков // Известия высших учебных заведений. Строительство. – Новосибирск, 2016. – № 2 (686). – С. 81 – 91.
104. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.
105. Потемкин, В.Г. Вычисление в среде MATLAB / В.Г. Потемкин. – М.: Диалог-МИФИ, 2004. – 328 с.
106. Применение методов имитационного моделирования для выбора параметров строительно-дорожных машин: Обзорная информация / В.М. Попович. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1992. – 44 с.
107. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Под ред. Е.Ю. Малиновского. – М.: Машиностроение, 1980. – 216 с.
108. Рекомендации по технологии разработки грунтов с применением новых машин и навесного оборудования / ЦНИИОМТП. – М.: Стройиздат, 1984. – 95 с.
109. Самсонов, В. В. Автоматизация конструкторских работ в среде Компас-3D: учебное пособие / В. В. Самсонов, Г. А. Красильникова. – 2-е изд., стер. – М.: Академия, 2009. – 224 с.

110. САПР в конструировании строительных и дорожных машин: Обзор /А.М. Бай, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1990. – 48 с.
111. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010614663 «Программа динамического расчета гидропневматического ударного устройства» / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин ; СибАДИ. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 16 июля 2010 г., правообладатель – ГОУ «СибАДИ»
112. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011612241 «Расчет параметров активного рабочего органа для разрушения грунта» / В.Н. Галдин, Н.С. Галдин ; СибАДИ. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 17 марта 2011 г., правообладатель – ГОУ «СибАДИ».
113. Сираиси А., Яг и Я. Проектирование в машиностроении с использованием ЭВМ (в примерах и задачах): Пер. с япон. – М.: Машиностроение, 1982. – 208 с.
114. Системы автоматизированного проектирования. Кн.1. Принципы построения и структура / Под ред. И.П. Норенкова. – М.: Высшая школа, 1986. – 127 с.
115. Системы автоматизированного проектирования. Кн.4. Математические модели технических объектов / Под ред. И.П. Норенкова. – М.: Высш. школа, 1986. – 160 с.
116. Система моделирования гидравлического ударного устройства активного рабочего органа экскаватора [Электронный ресурс]: монография / В.С. Щербаков, В.Н. Галдин, Н.С. Галдин. – Омск: СибАДИ, 2017. – 172 с. № госрегистрации 0321702203.
117. Смирнов, Ю.М. Научные основы создания низкочастотных гидравлических импульсных систем: автореф. ...дис. д-ра техн. наук: 05.05.04/Смирнов Юрий Михайлович. – Караганда, 1997. – 34 с.
118. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1986. – 48 с.
119. Соколинский, В.Б. Машины ударного разрушения: Основы комплексного проектирования / В.Б. Соколинский. – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
120. Стихановский, Б.Н. Введение в теорию удара / Б.Н. Стихановский. – Новосибирск, 1970. – 157 с.
121. Тарасов, В.Н. Теория удара в строительстве и машиностроении / В.Н. Тарасов, И.В. Бояркина, М.В. Коваленко, С.В.Кузнецов, И.Ф. Шлегель. – М.: Изд-во АСВ, 2006. – 336 с.
122. Теоретические основы создания гидроимпульсных систем ударных органов машин / А.С. Сагинов, И.А. Янцен, Д.Н. Ешуткин, Г.Г. Пивень. – Алма-Ата: Наука, 1985. – 256 с.

123. Ушаков, Л.С. Гидравлические машины ударного действия / Л.С.Ушаков, Ю.Е.Котылев, В.А.Кравченко. – М.: Машиностроение, 2000. – 416 с.
124. Федоров, Д.И. Рабочие органы землеройных машин / Д.И. Федоров. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
125. Федоров, Д.И. Экскаваторные ковши активного действия / Д.И. Федоров, И.А. Недорезов, В.Г. Тайц и др. – М.: Транспорт, 1974. – 224 с.
126. Фортран ЕС ЭВМ/ З.С. Брич, Д.В. Капилевич, С.Ю. Котик, В.И. Цагельский. – М.: Статистика, 1978. – 264 с.
127. Цуханова, Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов / Е.А. Цуханова. – М.: Наука, 1978. – 256 с.
128. Цытович, Н.А. Механика грунтов / Н.А. Цытович. – М.: Высш. школа, 1979. – 272 с.
129. Чернявский, Д.И. Определение уравнения закона сохранения энергии при центральном ударе нескольких тел / Д.И. Чернявский, Д.Д. Чернявская // Динамика систем, механизмов и машин, 2016. – № 1. – С. 252 – 260.
130. Чупраков, Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
131. Шуп, Т. Решение инженерных задач на ЭВМ: Практическое руководство. Пер. с англ / Т. Шуп. – М.: Мир, 1982. – 238 с.
132. Щербаков, В.С. Моделирование гидравлических импульсных систем / В.С. Щербаков, В.Н. Галдин // Вестник Воронежского государственного технического университета. – Воронеж: ВГТУ, 2010. – Том 6, № 5. – С. 121 – 124.
133. Щербаков, В.С. Трехмерные модели гидравлических ударных устройств / В.С.Щербаков, В.Н.Галдин // Вестник Воронежского государственного технического университета. – Воронеж: ВГТУ, 2010. – Том 6, № 9. – С. 151 – 153.
134. Щербаков, В.С. Моделирование активных рабочих органов для разрушения грунта / В.С.Щербаков, В.Н.Галдин // Вестник Воронежского государственного технического университета. – Воронеж: ВГТУ, 2011. – Том 7, № 3. – С. 132 – 134.
135. Щербаков, В.С. Моделирование гидропневматического ударного устройства активного рабочего органа экскаватора / В.С. Щербаков, В.Н. Галдин // Строительные и дорожные машины. – М., 2019. – № 7. – С. 19 – 23.
136. Щербаков, В.С. Коэффициент полезного действия гидропневматического ударного устройства / В.С. Щербаков, В.Н. Галдин, И.А. Семенова, В.Н. Галдин // Строительные и дорожные машины. – М., 2019. – № 9. – С. 37 – 41.
137. Янцен, И.А. Основы теории и конструирования гидропневмоударников / И.А. Янцен, Д.Н. Ешуткин, В.В. Бородин. – Кемерово: Кемеровское книжное изд-во, 1977. – 246 с.
138. Jeong, K.-I., Lee, D.-H., Ahn, J.-W. Design and analysis of a high speed

single-phase hybrid 4/4 poles SRM for hammer beaker application (2018) *Journal of Electrical Engineering and Technology*, 13 (5), pp. 1978-1985.

139. Lishun, L., Xiangde, M., Hongxun, L., Shujun, T. Simulation for dynamic characteristics of hydraulic breaker (2013) *Advanced Materials Research*, 663, pp. 537-544.

140. Sokolski, M., Sokolski, P. Strength estimation of the impact zone - A critical area of the tools of the hydraulic hammers (2016) *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 16 (4), pp. 767-776.

141. Wang, G., Cen, Y. Simulation on the regulating characteristics of the pulse modulation hydraulic hammer (2012) *Advanced Materials Research*, 422, pp. 176-183.

142. Гидромолоты : справочная информация [Электронный ресурс]. – URL: <http://gidromolot.tradicia-k.ru/categories/index.php?id=155>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 10.02.2016)..

143. Гидромолоты Delta [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.mirdelta.ru/categories/index.php?id=1>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 10.02.2016).

144. Гидромолоты Atlas Copco [Электронный ресурс]. – URL: <https://exkavator.ru/trade/parts/message/21810.html>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 23.06.2016).

145. Технические характеристики гидромолотов Махpower [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.vostok-t.ru/technics/attachment/hydraulic-hammers/>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 23.06.2016)..

146. Каталог гидромолотов [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.cdminfo.ru/spetstehnika/stroitel'naya-tehnika/2.1.-gidromoloty.html>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 23.06.2016).

147. Обзор рынка гидромолотов [Электронный ресурс]. – https://www.stroyteh.ru/publication/Obzor_rynka_gidromolotov, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 23.06.2016).

148. Гидромолоты ТВЕРЬТЕХОСНАСТКА [Электронный ресурс]. – <https://exkavator.ru/attachments/producers/tvertehosnastka>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 25.01.2017).

149. Гидромолот: зарубежные и российские производители [Электронный ресурс]. – <https://www.mrmz.ru/article/v107/article1.htm>. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 25.01.2017).

150. Гидромолоты к экскаваторам [Электронный ресурс]. – <http://a-u-trade.ru/gidromolot/gidromolot-ekskaerator.php>. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 25.01.2017).

151. Навесной гидромолот СП-71 [Электронный ресурс]. – <http://kowsh.ru/navesnoj-gidromolot-sp-71>, свободный. – Загл. с экрана (дата обра-

щения к ресурсу: 14.09.2019).

152. Гидромолоты JCB [Электронный ресурс]. – <https://www.jcb.com>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 27.02.2019).

153. Гидромолоты Rammer [Электронный ресурс]. – <https://www.rammer.com>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 27.02.2019).

154. Гидромолоты Soosan [Электронный ресурс]. – <https://www.soosanheavy.com>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 28.02.2019).

155. Гидромолоты Indeco [Электронный ресурс]. – <https://www.indeco.it>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 28.02.2019).

156. Гидромолоты Impulse [Электронный ресурс]. – <https://www.impulse.su>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 28.02.2019).

157. Гидромолоты Italdem [Электронный ресурс]. – <https://www.italdem.com>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 14.09.2019).

158. Гидромолоты Globram [Электронный ресурс]. – <https://www.euroram-rockmaster.com>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 14.09.2019).

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное)

РАСЧЁТ ОЖИДАЕМОЙ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИДРОУДАРНИКА АКТИВНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ЭКСКАВАТОРА

1. Общие положения

На всех стадиях проектирования новой техники, гидроударных устройств, гидромолотов в частности, проводится анализ её научно-технического и технико-экономического уровня, определения эффективности и областей эффективного применения.

Цель технико-экономических обоснований при проектировании новой техники (гидроударных устройств) – выбор наиболее эффективного варианта новой конструкции.

Государственным стандартом устанавливаются следующие стадии разработки новой техники:

- техническое задание;
- техническое предложение;
- эскизное проектирование;
- техническое проектирование;
- разработка рабочей документации опытного образца.

Существует несколько методик определения затрат на проектирование новой техники [2, 4, 5].

Укрупнено затраты на проектирование новой техники можно рассчитать по формуле [4]:

$$Z_{\text{пр}} = T_1 + T_2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m N_{ij} \cdot T_{ij} \cdot \gamma, \quad (1)$$

где $Z_{\text{пр}}$ – затраты на проектирование новой техники; T_1 – затраты на разработку технического задания; T_2 – затраты на разработку технического предложения; T_{ij} – нормированная трудоёмкость j – го вида работ при разработке проектно-конструкторской документации, приходящейся на i -ое наименование деталей (узлов), входящих в проектируемое устройство (гидроударник); N_{ij} – количество листов чертежей (текстовой документации, схем) определенного формата i – ой детали при j – ом виде работ; $j = 1 \dots m$ – виды проектно-конструкторских, расчетных работ при разработке документации на новую технику; $i = 1 \dots n$ – количество деталей; γ – средняя стоимость трудоёмкости

проектно-конструкторских, расчетных работ.

В качестве основного метода оценки лучшего варианта из ряда проектных решений экономическая наука предлагает оценку по минимуму приведенных затрат.

Величину приведенных затрат Z_i по i -му варианту определяют по формуле

$$Z_i = C_i + E_n K_i, \quad (2)$$

где C_i – себестоимость изготовления гидроуданика по i -му варианту, руб.; K_i – капитальные вложения по i -му варианту, руб.; E_n – нормативный коэффициент сравнительной эффективности капитальных вложений, $E_n = 0,15$ для строительно-дорожных машин.

В качестве основного метода оценки лучшего варианта из ряда проектных решений предлагается оценка по минимуму приведенных затрат, т.е. из выражения:

$$(C_i + E_n K_i)_{\min} < (C_i + E_n K_i)_{1,2,\dots,n}, \quad (3)$$

где $(C_i + E_n K_i)_{\min}$ – минимальный уровень приведенных затрат, оценивающих данное техническое решение.

Разность приведенных затрат для базисной (БТ) и i -го варианта новой техники (НТ) характеризует величину годового экономического эффекта [2] и определяется выражением:

$$\mathcal{E} = Z_{\text{БТ}} - Z_{\text{НТ}i}, \quad (4)$$

где $\mathcal{E}$ – годовой экономический эффект на одну машину новой техники, руб.; $Z_{\text{БТ}}$ – годовые приведенные затраты БТ, руб.; $Z_{\text{НТ}i}$ – годовые приведенные затраты i -го варианта НТ, руб.

Или, с учетом годовой эксплуатационной производительности годовой экономический эффект определяется по формуле

$$\mathcal{E} = \Pi_{\text{НТ}}(Z_{\text{удБТ}} - Z_{\text{удНТ}}) \quad (5)$$

где $\Pi_{\text{НТ}}$ – годовая эксплуатационная производительность новой техники (гидроударного устройства) ($\text{м}^3/\text{год}$); $Z_{\text{уд БТ}}$, $Z_{\text{уд НТ}}$ – удельные приведенные затраты для БТ и НТ.

Оценка эффективности машин производится при помощи критерия оптимальности. Наиболее общим и полным критерием эффективности для данного класса машин является критерий удельных приведенных затрат $Z_{\text{уд}}$ [2].

Целевая функция в этом случае имеет вид:

$$Z_{\text{уд}} = Z/\Pi_{\Gamma} \rightarrow \min \quad (6)$$

где Z – годовые приведенные затраты, руб., Π_{Γ} – годовая эксплуатационная производительность гидроударного устройства ($\text{м}^3/\text{год}$).

2. Определение годовой эксплуатационной производительности гидромолотов

Оценка научно-технического уровня нового гидромолота осуществлялась путем сравнения его показателей и характеристик с аналогичным. Целью создания нового сменного оборудования экскаватора является улучшение технико-эксплуатационных показателей путем повышения производительности путем изменения энергетических показателей при разработке различных грунтов.

В качестве базисного варианта принимается гидравлический экскаватор ЕК-12 на пневмоколесном ходу с гидромолотом Delta F-10 [6, 7].

Годовая эксплуатационная производительность активного рабочего органа на основе гидроударника определяется по формуле:

$$P_{\Gamma} = P \cdot T_{\Phi}, \quad (7)$$

где P – эксплуатационная среднечасовая производительность гидромолота, $\text{м}^3/\text{ч}$; T_{Φ} – годовая фактическая загрузка гидроударного устройства в году, час.

Годовой фонд времени работы экскаватора – 2750 ч [1]. Принимается, что экскаватор с гидромолотом работает в зимний период. Для районов Западной Сибири зимний период составляет примерно 6 месяцев.

Следовательно, годовой фонд времени работы экскаватора с гидромолотом составляет 50% от годового фонда времени работы экскаватора, т.е.:

$$T_{\Phi} = 0,5 \cdot 2750 = 1375 \text{ ч.}$$

Годовая эксплуатационная производительность базовой техники

$$P_{\Gamma\text{БТ}} = P_{\text{БТ}} \cdot T_{\Phi}, \quad (8)$$

где $P_{\text{БТ}}$ – эксплуатационная среднечасовая производительность базовой техники, $\text{м}^3/\text{ч}$, принимается $P_{\text{БТ}} = 7 \text{ м}^3/\text{ч}$ [7, 8].

Годовая эксплуатационная производительность равна

$$P_{\Gamma\text{БТ}} = 7 \cdot 1375 = 9625 \text{ м}^3/\text{год}. \quad (9)$$

Эксплуатационная среднечасовая производительность разработанного гидромолота определяется по формуле

$$P_{\text{НТ}} = P_{\text{БТ}} \cdot \beta_{\text{н}}, \quad (10)$$

где $\beta_{\text{н}}$ – коэффициент, учитывающий изменение показателей, входящих в формулу эксплуатационной среднечасовой производительности базовой техники [3].

В формулу эксплуатационной среднечасовой производительности новой техники входят два показателя, изменяющиеся у новой техники по сравнению с базовой: частота ударов гидромолота и энергия удара, тогда коэффициент $\beta_{\text{н}}$ определяется выражением:

$$\beta_n = \frac{\beta_{HT}}{\beta_{BT}} \cdot \frac{T_{HT}}{T_{BT}}, \quad (11)$$

где β_{HT} – частота ударов разработанного гидромолота, $\beta_{HT} = 6,67$ Гц; β_{BT} – частота ударов базового гидромолота Delta F-10, $\beta_{BT} = 7,0$ Гц; T_{HT} – энергия ударов разработанного гидромолота, $T_{HT} = 3000$ Дж; T_{BT} – энергия удара базового гидромолота Delta F-10, $T_{BT} = 2443$ Дж,

$$\beta_n = \frac{6,67}{7,0} \cdot \frac{3000}{2443} = 1,17. \quad (12)$$

Эксплуатационная среднечасовая производительность разработанного гидромолота равна:

$$P_{HT} = 7 \cdot 1,17 = 8,19 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Годовая эксплуатационная производительность новой техники равна:

$$P_{GHT} = 8,19 \cdot 1375 = 11261 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3. Определение капитальных вложений

3.1 Определение расчетной – балансовой стоимости базовой техники

Капитальные вложения потребителя, связанные с приобретением экскаватора с гидромолотом, его первоначальной доставкой и монтажом К, рублей, определяется по формуле

$$K = C K_d', \quad (13)$$

где C – цена экскаватора с гидромолотом, руб.; K_d' – коэффициент перехода от цены к балансовой стоимости, $K_d' = 1,09$ [3].

Цена экскаватора с гидромолотом C_{BT} определяется по формуле

$$C_{BT} = C_0 + C_{GM_BT} = 3100000 + 494737 = 3594737 \text{ руб.} \quad (14)$$

где C_0 – цена экскаватора ЕК-12, руб. [6]; C_{GM_BT} – цена гидромолота Delta F-10, руб. [7]

Расчетно–балансовая стоимость базовой техники равна:

$$K_{BT} = 3594737 \cdot 1,09 = 3918263 \text{ руб.}$$

3.2 Определение расчетно–балансовой стоимости новой техники

Цена новой техники (проектируемого гидромолота) C_{GM_HT} , рублей определяется по формуле

$$C_{GM_HT} = C_{HT} (1 + P_C), \quad (15)$$

где C_{HT} – себестоимость новой техники, руб.; P_C – норматив рентабельности, $P_C = 0,15$ [3].

На стадии технического задания расчет себестоимости новой техники C_{HT} можно вывести по формуле [3]

$$C_{HT} = C_{BT} \frac{m_{HT}}{m_{BT}}, \quad (16)$$

где C_{BT} – себестоимость базовой техники (гидромолота Delta F-10), рублей;
 m_{HT} – масса новой техники, кг, $m_{HT} = 965$ кг; m_{BT} – масса базовой техники, кг, $m_{BT} = 900$ кг.

$$C_{BT} = \frac{Ц_{ГМ_БТ}}{1 + P_C}, \quad (17)$$

где $Ц_{ГМ_БТ}$ – цена базового гидромолота Delta F-10, руб.,

$$C_{BT} = \frac{494737}{1 + 0,15} = 430206 \text{ руб.},$$

$$C_{HT} = 430206 \frac{965}{900} = 461276 \text{ руб.},$$

$$Ц_{ГМ_HT} = 461276 \cdot (1 + 0,15) = 530468 \text{ руб.},$$

$$Ц_{HT} = 3100000 + 530468 = 3630468 \text{ руб.}$$

Расчетно-балансовая стоимость новой техники равна:

$$K_{HT} = 3630468 \cdot 1,09 = 3957210 \text{ руб.}$$

4. Определение годовых текущих издержек потребителя

Расчёт ведётся по методике изложенной в литературе [3].

Годовые текущие издержки потребителя при использовании активного рабочего органа экскаватора определяются по формуле:

$$C_{Г} = (C_a + C_p + C_{кр} + C_z + C_{эт} + C_{гм} + C_{см} + C_{пб}) \cdot (1 + H_p), \quad (18)$$

где C_a – амортизационные отчисления на реновацию, руб.;

C_p – затраты на выполнение текущих неплановых ремонтов и технических обслуживаний, руб.;

$C_{кр}$ – затраты на выполнение капитальных ремонтов, руб.;

C_z – заработная плата рабочих управляющих техникой, руб.;

$C_{эт}$ – затраты на энергоносители, руб.;

$C_{гм}$ – затраты на гидравлическую жидкость, руб.;

$C_{см}$ – затраты на смазочные материалы, руб.;

$C_{пб}$ – затраты на перебазировки, руб.;

H_p – норма накладных расходов, связанных с эксплуатацией строительных и дорожных машин, $H_p = 0,21$ [3].

Амортизационные отчисления на реновацию определяются по следующей формуле:

$$C_a = \frac{H_a \cdot K}{100}, \quad (19)$$

где H_a – норма амортизационных отчислений на реновацию, $H_a = 10,7\%$ [3]; K – балансовая стоимость техники, руб.

Амортизационные отчисления на реновацию базовой техники, $C_{a_БТ}$, рублей, равны

$$C_{a_БТ} = \frac{10,7 \cdot 3918263}{100} = 419254 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления на реновацию новой техники $C_{a_НТ}$, руб., равны

$$C_{a_НТ} = \frac{10,7 \cdot 3957210}{100} = 423421 \text{ руб.}$$

В результате расчетов годовых текущих издержек имеем:

Годовые текущие издержки потребителя при использовании базовой техники $C_{Г_БТ} = 1782810$ руб.

Годовые текущие издержки потребителя при использовании новой техники $C_{Г_НТ} = 1800531$ руб.

В диссертационной работе расчет экономического эффекта от применения разработанного программно-имитационного комплекса при проектировании ГУ производится по формуле [2, 4, 5]:

$$\mathcal{E} = C_{Г_БТ} \frac{P_{ГНТ}}{P_{ГБТ}} - C_{Г_НТ}, \quad (20)$$

где $C_{Г_БТ}$, $C_{Г_НТ}$ – годовые текущие издержки БТ и НТ соответственно, руб.; $P_{ГБТ}$, $P_{ГНТ}$ – годовые эксплуатационные производительности БТ и НТ соответственно, $\text{м}^3/\text{год}$.

$$\mathcal{E} = 1782810 \frac{11261}{9625} - 1800531 = 285310 \text{ руб.}$$

Можно сделать вывод, что среднегодовая производительность нового гидромолота по сравнению с базовым повышается на 17 %. Полученный годовой экономический эффект от применения разработанного программно-имитационного комплекса при проектировании гидромолота составляет 285310 руб.

Список литературы

1. Ветров, Ю.А. Машины для специальных земляных работ / Ю.А. Ветров, В.Л. Баладинский. – Киев : Вища школа, 1981. – 192 с.
2. Киевский, В.Г. Экономическая эффективность новой техники в строительстве / В.Г. Киевский. – М.: Стройиздат, 1991. – 143 с.

3. Методические указания по технико-экономическому обоснованию дипломных проектов /А. Н. Витушкин, В. Е. Калугин, В. П. Шаронов. – Омск, СибАДИ, 1991. – 60 с.

4. Расчёты экономической эффективности новой техники: Справочник/ Под общ. ред. К.М. Великанова. – Л.: Машиностроение, 1990. – 448с.

5. Экономика и организация производства в дипломных проектах: Учеб. пособие для машиностроительных вузов /Под общ. ред. К.М. Великанова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 285 с.

6. Экскаватор ЕК-12 [Электронный ресурс]. – URL: <http://traktorbook.com/ekskavator-ek-12/#i-7>. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 15.01.2018).

7. Гидромолот Delta F-10 [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.gidromolota.ru/hammer/gidromolot-na-ekskavator/gidromolot-dlya-ekskavatora-caterpillar/gidromolot-delta-f10-1>. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 15.01.2018).

8. Строительные машины и оборудование [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.bibliotekar.ru/spravochnik-167-stroitelnoe-oborudovanie/7.htm>. – Загл. с экрана (дата обращения к ресурсу: 15.01.2018).

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
ФГБОУ ВО «СибАДИ»
к.т.н., доц.  С.В. Мельник
« 10 »  20 18 г.

А К Т

использования методики расчета гидроударного активного рабочего органа экскаватора в учебном процессе по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», направлению бакалавриата 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», направлению магистратуры 23.04.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» (магистерская программа «Транспортно-технологические машины нефтегазовой и строительной отрасли»)

Разработанная инженером, соискателем кафедры «АПП и электротехника» ФГБОУ ВО СибАДИ Галдиным В.Н. методика расчета активных рабочих органов экскаваторов на основе гидроударников используется при выполнении выпускных квалификационных работ (дипломных проектов, ВКР бакалавров, магистерских диссертаций) в учебном процессе по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», направлению бакалавриата 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», направлению магистратуры 23.04.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» (магистерская программа «Транспортно-технологические машины нефтегазовой и строительной отрасли»).

Разработанная методика позволяет с использованием ЭВМ моделировать, проектировать, выбирать основные параметры гидравлических ударных устройств, используемых в качестве активных рабочих органов экскаваторов. Разработанная методика универсальна, основана на теоретических положениях проектирования гидроимпульсной техники.

Зав. кафедрой «Техника для строительства
и сервиса нефтегазовых комплексов
и инфраструктур»
ФГБОУ ВО «СибАДИ», профессор



А.И. Демиденко

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(справочное)

УТВЕРЖДАЮ
Первый заместитель
Генерального конструктора
АО «ОМСКТРАНСМАШ»
К.Т.Н.  В.В. Беляев
« 11 » 03 2019 г.


АКТ

внедрения «Методики расчета гидравлических ударных устройств
активных рабочих органов экскаваторов»

АО «ОМСКТРАНСМАШ» г. Омска приняло к использованию «Методику расчета гидравлических ударных устройств активных рабочих органов экскаваторов», разработанную инженером Галдиным В.Н.

Научные разработки по созданию активных рабочих органов на основе гидроударников для гидравлических экскаваторов и других базовых машин, предназначенных для выполнения различных трудоемких работ в промышленности, строительстве, ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, представляют для АО «ОМСКТРАНСМАШ» определенный интерес.

Методика позволяет определять основные параметры гидравлического ударного устройства в зависимости от требуемой энергии единичного удара: диаметр хвостовика инструмента, массу и скорость бойка, массу, длину гидроударника, частоту ударов, глубину внедрения инструмента в грунт при разрушении грунта и другие параметры.

В целом разработанная «Методика расчета гидравлических ударных устройств активных рабочих органов экскаваторов» основана на научных положениях создания активных рабочих органов базовых машин и является полезной при разработке различных современных эффективных гидроимпульсных средств механизации.

Главный конструктор по опытным разработкам
специальной и гражданской продукции

 Б.И. Еременко

ПРИЛОЖЕНИЕ Г (справочное)





ПРИЛОЖЕНИЕ Д (справочное)



ПРИЛОЖЕНИЕ Е (справочное)

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО
о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2010614663

**«ПРОГРАММА ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО УДАРНОГО УСТРОЙСТВА»**

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)» (RU)*

Автор(ы): *Галдин Николай Семенович, Галдин Владимир Николаевич (RU)*

Заявка № 2010612558
Дата поступления 4 мая 2010 г.
Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
16 июля 2010 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам



Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО
о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2011612241

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ АКТИВНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА
ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ГРУНТА**

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)» (RU)*

Автор(ы): *Галдин Николай Семенович, Галдин Владимир Николаевич (RU)*

Заявка № 2011610358
Дата поступления 20 января 2011 г.
Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
17 марта 2011 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам



Б.П. Симонов

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж (справочное)

«УТВЕРЖДАЮ»

Первый заместитель

Генерального директора –

Главный конструктор

ОАО «Конструкторское бюро
транспортного машиностроения»

И.Т.И. В.В.Беляев
«25» апреля 2010 г.



АКТ

внедрения «Методики автоматизации моделирования
гидравлических ударных устройств»

ОАО «Конструкторское бюро транспортного машиностроения» г. Омска приняло к использованию «Методику автоматизации моделирования гидравлических ударных устройств», разработанную инженером Галдиным В.Н.

Научные разработки по созданию активных рабочих органов на основе гидроударников для гидравлических экскаваторов и других базовых машин, предназначенных для выполнения различных трудоемких работ в промышленности, строительстве, ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, представляют для ОАО «КБТМ» несомненный интерес.

В целом разработанная «Методика автоматизации моделирования гидравлических ударных устройств» основана на научных положениях создания активных рабочих органов базовых машин и является полезной при разработке различных современных эффективных гидроимпульсных средств механизации.

Начальник отделения

С.В.Лобанов

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
(справочное)

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

ОАО «Мостовое

ремонтно-строительное

управление», к.т.н.

И.И.Матяш

июня 2011г.



АКТ

внедрения «Методики расчета
активного рабочего органа для разработки грунта»

Данный акт составлен по факту принятия к использованию в ОАО «Мостовое ремонтно-строительное управление» «Методику расчета активного рабочего органа для разработки грунта», разработанной в Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии (ФГБОУ ВПО «СибАДИ») инженером Галдиным В.Н.

Методика позволяет определять основные параметры активного рабочего органа при разрушении грунтов: требуемую энергию единичного удара, массу бойка, глубину внедрения инструмента в грунт при разрушении мерзлого и прочного грунта.

Начальник
планово-производственного отдела

Тятюшкин Д.Н.