## Национальной академии наук Кыргызской Республики

## **Институт машиноведения, автоматики и геомеханики**

**Кыргызский государственный технический университет**

**им. И. Раззакова**

**Диссертационный совет Д 05.24.703**

На правах рукописи **УДК 621.01**

Кынатбекова Нуржамал Нуржановна

**Динамика ударного механизма переменной структуры с динамической связью**

05.05.06 – горные машины,

05.02.18 – теория механизмов и машин.

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

**Бишкек 2024**

**Работа выполнена в** лаборатории «Камнедобывающие комплексы»Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики

|  |  |
| --- | --- |
| **Научный руководитель:** | **Усубалиев Женишбек,** кандидат технических наук, профессор, главный научный сотрудник Института машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР. |
| **Официальные оппоненты:** | **Исманов Медербек Марипжанович**  доктор технических наук, профессор  (профессор кафедры “Машиноведения и энергетики” Кыргызско-узбекского университета имени Батыралы Сыдыкова). |
|  | Трегубов Александр Васильевичкандидат технических наук, профессор(профессор кафедры «Технология машиностроения» Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова) |
| **Ведущая организация:** | Ошский технологический университет им. М. М Адышева кафедра «Геология полезных ископаемых»  (г. Ош ул. Насирдина Исанова, 81) |

Защита состоится « » \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_202 года в 14.00 на заседании диссертационного совета Д 05.24.703при Институте машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики и Кыргызском государственном техническом университете им. Раззакова Министерства образования и науки Кыргызской Республики по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23.

Ссылка для доступа к видеоконференции защиты диссертации: [https://vc1.vak.kg/b/052-ajg-ewq-keo.](https://vc1.vak.kg/b/052-ajg-ewq-keo)

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеках Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики (720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23) и Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова (720044, г. Бишкек, ул. проспект Ч. Айтматова, 66) и на сайте Национальной аттестационной комиссии при Президенте Кыргызской Республики: https://vakkr13@yandex.com

Автореферат разослан « » \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_202 г.

|  |  |
| --- | --- |
| Ученый секретарь  диссертационного совета  Д.05.24.703**,** к.т.н., с.н.с | Эликбаев К.Т. |

**ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

**Актуальность темы диссертации.** В настоящее время в Кыргызстане приняты существенные меры по повышению потенциала регионов в области промышленного и гражданского строительства, развития добывающей горнорудной промышленности (Национальная стратегия развития Кыргызской Республики на 2018-2040 годы).

Большой объем строительных и ремонтных работ осуществляются с помощью ручных машин и механизированных инструментов, предназначенных для выполнения разнообразных технологических операций, требующих непосредственного участия рабочего или оператора. Поэтому, тема кандидатской диссертации «Динамика ударного механизма переменной структуры с динамической связью», посвященная исследованию и созданию доступных, надежных и долговечных ручных машин и механизмов для выполнения операций по разрушению твердых материалов в строительстве, горной промышленности и др. является **актуальной.**

**Связь темы диссертации с крупными научными программами и  
основными научно-исследовательскими работами:** данная работа выполнена в соответствии с планами научно-исследовательских работ Института машиноведения НАН КР по проекту: «Техника и технология для приоритетных отраслей промышленности Кыргызской Республики» по теме: «Ударные механизмы с динамической связью для технологических процессов обработки природного камня и других материалов» в 2015 – 2017 гг., проекту «Разработка импортозамещающей техники и технологий для приоритетных отраслей промышленности Кыргызстана» по теме «Разработка технологии и техники для отделения блока природного камня от массива»в 2018 – 2020 гг. и проекту «Исследование, создание и совершенствование энерго- и материалосберегающих машин и оборудования   
для промышленности, строительства и сельского хозяйства» по теме «Исследование, разработка технологии и создание горной техники для безвзрывной проходки выработок, добычи и переработки природных камней» в 2021 – 2023 гг.

**Целью работы является** исследование динамики ударного механизма переменной структуры (МПС) с динамической связью и выявление закономерностей, на основе которых может быть осуществлен прогноз и выбор рацональных параметров конструкции ручных ударных механизмов, отличающихся простотой, повышенной надежностью и долговечностью.

**Задачи исследования:**

* обзор и сравнительный анализ схем ручных ударных механизмов;
* разработка классификации ручных ударных механизмов;
* обоснование и разработка конструктивной схемы ручного ударного МПС с динамической связью;
* обзор и анализ аналитических методов исследований кинематики ручных ударных механизмов;
* составление математической модели движения ударной массы;
* разработка методики и алгоритма расчета основных параметров ударного механизма;
* исследование кинематики, кинетостатики и установление динамических характеристик ударного МПС с динамической связью;
* разработка конструкции ручного ударного МПС с динамической связью;
* разработка методики проведения экспериментальных исследований ручного ударного МПС с динамической связью;
* анализ результатов экспериментальных исследований и сопоставление теоретическими данными;
* выработка рекомендаций по совершенствованию конструкции.

**Научная новизна работы** заключается в**:**

* разработке классификации ручных ударных механизмов по структуре преобразователя движения (механизмы переменной структуры);
* разработке математической модели ударной массы ударного МПС с динамической связью;
* разработке методики определения кинематических, кинетостатических и динамических характеристик ударного механизма и установления его оптимальных параметров;
* разработке методики экспериментальных исследований ударного МПС с динамической связью;
* выявлении закономерностей влияния геометрических и силовых параметров механизма на его динамику и разработке рекомендаций по совершенствованию.

**Практическая ценность работы заключается в:**

* разработке инженерной методики расчета и определении оптимальных параметров ручного ударного механизма;
* разработке конструкции и создание экспериментального образца ручного ударного МПС с динамической связью;
* разработке методики и измерительного комплекса проведения экспериментального исследования;
* разработке рекомендаций по обеспечению надежной работы ручного ударного механизма.

**Экономическая значимость полученных результатов.**

В данной работе отсутствие оценки экономических показателей применения механизма объясняется тем, что это работа является началом исследования динамики ударного МПС с динамической связью и выявление закономерностей. Основной целью является разработка математических моделей и выбор рациональных параметров конструкции ручных ударных механизмов, позволяющего значительно снизить действие сил реакции на опоры, что ведет к увеличению долговечности и надежности ударного механизма. Экономическая ценность исследования может оцениваться на более поздних этапах, когда результаты найдут применение в производстве.

**Основные положения, выносимые на защиту:**

1. классификация ручных ударных механизмов, позволяющая определить место механизмов переменной структуры по отличительным признакам;
2. методика составления математической модели:

* движения двух массового ударного механизма с использованием уравнения Лагранжа 2-го рода, позволяющая определить движения звеньев ударного механизма;
* процесса отскока ударной массы, позволяющая определить движения бойка и кривошипа в момент соударения и после него;
* выхода ударной массы в предударное положение, позволяющая определить место выхода ударной массы на периферию вращения.

1. методика выбора оптимальных геометрических и кинематических параметров ручного ударного МПС с динамической связью, позволяющая определить соотношение длин звеньев кривошипа и шатуна.
2. методика проведения экспериментальных исследований ударного механизма с динамической связью, позволяющая сравнить теоретические и экспериментальные данные.
3. методика кинетостатического расчета при неравномерном вращении кривошипа, позволяющая учесть действие колебания угловой скорости ведущего звена на реактивные силы.

**Личный вклад соискателя в получении результатов.**

* выполнен обзор, сравнительный анализ ручных ударных механизмов и выбрана схема ударного механизма;
* обоснована схема ударного механизма переменной структуры с динамической связью;
* разработана классификация ручных ударных механизмов;
* выполнен анализ математических моделей движения ударного МПС с динамической связью;
* составлена математическая модель движения ударной массы;
* разработана методика и алгоритм расчета геометрических параметров ударного МПС с динамической связью;
* разработана методика экспериментальных исследований;
* проведены экспериментальные исследования, для оценки достоверности предложенной динамической модели ударной машины.

**Апробация результатов исследований.** Основные результаты диссертационной работы обсуждены на следующих конференциях: на Международной научно-практической конференции «Теория машин и рабочих процессов» посвящённая 80-летию А.В. Фролова (ИМаш НАН КР г. Бишкек. 2016 г); наХ Международной конференции молодых ученных и студентов «Современные техника и технологии в научных исследованиях» (Научная станция РАН в г. Бишкек. 2018 г.); на Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении» (ИМаш РК г. Алматы. 2018 г.); на республиканской летней школе молодых ученых-механиков, посвящённая 75-летию профессора С. Абдраимова, (ОшТУ им. Адышева. 2019); на Международной научно-практической конференция «Актуальные проблемы механики машин», (Бишкек, ИМА НАН КР. 2019 г.); на конференции молодых ученых Китая и стран Евразии (КДДС ШОС, Пекин. 2019); на VII Международной сетевой научно-практической конференции «Интеграционные процессы в научно-техническом и образовательном пространстве» (Бишкек, КГУСТА им. Исанова. 2021); на IX международной научно-практической конференции (г. Санкт-Петербург, НИЦ МС. 2021 г.); на Международной научно-практической конференции «Теория машин и рабочих процессов» (Бишкек, ИМА НАН КР. 2021); на Международной научно-практической конференции «Наука, образование, инновации и технологии: оценки, проблемы, пути решения» (Бишкек, ИМА НАН КР. 2022); на Международной Научно-практической конференции «Теория машин и автоматизация технологических процессов», посвященной 100-летию академика О.Д. Алимова (Бишкек, ИМА НАН КР. 2023); на Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы и перспективы развития фундаментальных и прикладных наук в эпоху цифровизации» (г. Ош, ОТУ. 2024).

**Полнота отражения результатов диссертации в публикациях.** По результатам выполненных исследований опубликовано 15 печатных работ, в том числе 3 - в зарубежных изданиях входящих в систему индексирования Российского индекса научного цитирования (РИНЦ), 1 – единоличная.

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и Приложения. Содержит 132 страниц машинописного текста, включающего 9 таблиц, 79 рисунков, библиографический список из 50 наименований и 13 приложений.

**ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** дана общая характеристика работы, обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования, изложены основные положения, выносимые на защиту, отражена научная новизна и направления практической реализации результатов исследования.

**В первой главе** рассмотрена область применения ручных ударных механизмов таких как: горное дело, строительство, дорожно-ремонтные работы, переработка камня и технологические процессы в машиностроении, где целесообразно применение ручных механических ударных механизмов, которые характеризуются экономичностью и мобильностью. Благодаря своей компактности и портативности, эти механизмы могут использоваться в различных условиях и на разных объектах.

Ударные механизмы по принципу работы, конструктивному исполнению, приводу, области применения и т.д. весьма разнообразны. Среди них существуют механические ударные механизмы постоянной (рисунок 1) и переменной структуры (рисунок 2). Последние отличаются тем, что в процессе работы различными способами (кинематически, динамически, геометрически и др.) за один цикл меняют структуру – с постоянной на переменную и обратно, т.е. меняют степень подвижности.

В механизмах постоянной структуры из-за наличия жестких связей между звеньями при передаче энергии удара объекту реактивная сила предается исполнительному органу и последующим звеньям, что отрицательно влияет на прочность, долговечность и надежность механизма.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
| а) Кривошипно-коромысловый ударный механизм | б) Кривошипно-ползунный механизм |
|  |  |
| в) Кулисный механизм | г) Кулачковый ударный механизм |
| Рисунок 1 – Механизмы постоянной структуры | |

Ударные механизмы переменной структуры отличаются тем, что непосредственно перед передачей энергии меняют подвижность с двух на одно за счет упругости пружины (рисунок 2 а), упругости сжимаемой среды (рисунок 2 б, в) или инерционных сил ударной массы (рисунок 2 г), а в момент передачи энергии, разрываются жесткие связи между звеньями, и действие реактивной силы на опоры минимальны, что увеличивает долговечность таких механизмов. При дальнейшем движении ведущего звена механизм вновь возвращается в первоначальное двух подвижное состояние.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
| а) ударный механизм с механическим замыканием | б) ударный механизм с силовым замыканием |
|  |  |
| в) ударный механизм с кинематическим замыканием | г) ударный механизм с динамическим замыканием |
| Рисунок 2 - Механизмы переменной структуры | |

Разработана классификация ручных ударных машин по наиболее отличающимся признакам, которая показывает, что изменение структуры переключения механизмов осуществляется разными способами такими как: механическим (рисунок 2 а), кинематическим (рисунок 2 в), силовым (рисунок 2 б) и динамическим замыканием (рисунок 2 г).

Среди них наиболее перспективной с точки зрения надежности и долговечности является МПС с динамической связью. Ударными МПС с динамической связью занимались такие ученные как: Г.С. Мигренко, В.Н. Евграфов, А.А. Рыков, В.Ф. Хон, В.В. Виноградов, Г.К. Шрейбер, Г.М. Сорокин, Т. А. Полянская, М.Я. Шашин, В.В. Волынкин, В.К. Манжосов и др.

Авторами Г.С. Мигренко, В.Н. Евграфов, А.А. Рыков, В.Ф. Хон были составлены математические модели движения двух массовых механизмов. На основе уравнений Лагранжа второго рода, предполагая, что сумма действующих моментов сил равна нулю и пренебрегая силами сопротивления, записали уравнения в следующем виде:

|  |
| --- |
|  |
| Рисунок 3 - Расчетная схема ударного  возбудителя центробежного типа |

 (1)

где  и  – обобщенные координаты кривошипа и шатуна;  и – обобщенные скорости кривошипа и шатуна; *Т* – кинетическая энергия механизма.

И окончательно получили следующие выражения движения кривошипа и шатуна:

 (2)

где *l1, l2* – соответственно длины кривошипа и шатуна, и - угловые ускорения кривошипа и шатуна, *m –* ударная масса,  и  - моменты инерции кривошипа относительно оси вращения *О* и бойка относительно центра масс *В*.

В.К. Манжосов решая уравнение (1) предложил математическую модель движения шатуна:

 (3)

где *φ,* – угол поворота шатуна относительно кривошипа, *φ0* – начальное положение шатуна.

Вышеприведенные зависимости (2) и (3) были получены аналитическими и экспериментальными методами.

Однако, эти математические модели, предложенные ими, не соответствуют реальности, т.к. в них не учтены: момент сил инерции , движущий момент , момент сопротивления, которые существенно влияют на закон движения ударной массы и самого механизма.

**Вторая глава** посвящена кинематическому анализу ударного механизма переменной структуры с динамической связью.

Кинематика данного механизма характеризуются тремя стадиями движения — это движение звеньев механизма во время отскока бойка (после соударения), движение звеньев во время раскрытия шатуна (выход ударной массы на периферию вращения) и совместное движение кривошипа и шатуна, как одно звено (выстраивание оси кривошипа и шатуна в одну линию). При этом в первых двух стадиях механизм является двух подвижным, а в третьей стадии переходит в одноподвижный механизм (в результате замыкания).

|  |
| --- |
|  |
| Рисунок 4 – Расчетная схема ударного МПС  с динамической связью для двух ударных масс |

Для описания математической модели движения ударных масс механизма составлена расчетная схема (рисунок 4), которая состоит из трех звеньев – кривошипа (ротора) *АА/* длиной *l1,* шатуна *АВ* длиной *l2* и второго шатуна *А/В/* длиной *l2/*, гдеточки *А* и *А/* являются шарнирами. Кривошип вращается с угловой скоростью, положение кривошипа определяется углом . Положение первого шатуна определяется углом , а второго шатуна углом  (см. рисунок 4), следовательно их угловая скорость -  и . Массы шатунов *m* и *m/* сосредоточены в точке *В* и *В*/, а масса кривошипа в точке *О*.

Составлено уравнение движения рассматриваемого механизма с использованием уравнение Лагранжа 2-рода:

 (4)

где  и – обобщенные координаты и скорости соответственно второго шатуна; *П* – потенциальная энергия механизма.

Получена общая математическая модель (5), для различных стадий движения механизма, на основе уравнения Лагранжа 2-рода с учетом всех факторов оказывающих влияние на его кинематические характеристики:

(5)

где  - угловое ускорение второго шатуна;  – момент инерции кривошипа относительно оси вращения; - реактивная сила в опоре *О,*  – радиус цапфы кривошипа, *k* – коэффициент трения качения.  и - реактивные силы в шарнирах *А* и *А/*,  и – радиусы цапфы шатунов; *h1* и – плечо силы инерций и  относительно шарниров *А* и *А/.*

Установлено, что уравнение (5) аналитическому решению не поддаётся, так как в зависимости находятся несколько неизвестных переменных, которые усложняют ее решение. При аналитическом решении принятые допущения (движущий момент, момент сопротивления и моменты сил инерции) приравненные нулю, опять приведут к уравнению свободного колебания. Если приравнять эти моменты, какому то числовому значению, то это тоже не будет полностью описывать движение ударных масс, так как все силы и моменты, действующие на механизм, взаимозависимы и меняются в каждом положении механизма.

При исследовании ударных механизмов за начальное условие применяются положения и скорости бойка после отскока, задаваемые, как правило, исходя из практики. В нашем же случае величину отскока однозначно сказать трудно, так как шатун с массой (ударником), присоединенный к кривошипу шарнирно, может отклониться на некоторый угол по инерции от импульса ударной силы, который в свою очередь зависит от множества факторов, таких как: скорость и время соударения, масса и конфигурация соударяемых тел, сила сопротивления движению.

Исследования процесса отскока ударной массыот волновода и выхода её на ударную позицию за один цикл рассмотрены двумя способами: с учетом моментов импульса сил и моментов сил инерций, и с учетом коэффициента восстановления скорости.

В первом способе, при наличии момента импульса сил составлено система уравнений движения кривошипа и шатуна в момент удара и после него, и интегрированием по времени получены угловая скорость и углы поворота кривошипа и шатуна в момент удара:

 (6)

 (7)

и после соударения:

 (8)

 (9)

где - длина кривошипа *ОА* (рисунок 7).

При вычислениях скорости отскока ударной массы в момент соударения вторым способом, когда учитывается коэффициент восстановление скорости, а не через момент сил импульса расчеты выглядят следующим образом:

в момент удара:

 (10)

где *kв* – коэффициент восстановление скорости, величина, которая зависит от свойства обрабатываемого объекта.

Скорость шатуна в момент соударения определяется как:  (11)

А угол поворота шатуна определяется как:  (12)

Движение ударной массы после отскока определяется, как и при первом способе по зависимостям (8) и (9).

В частном случае принимая кривошипы, как диск массы которых соссредаточены на оси вращения: и шатуны, как стержени, массы которых сосредаточены на их свободных концах:  определяем движение кривошипа и шатуна в момент и после соударения (рисунки 5 и 6).

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
| Рисунок 5 – Картина положения бойка за один цикл после соударения с инструментом, полученный с учетом моментов импульса сил и моментов инерций | Рисунок 6 – Картина положения бойка после соударения с инструментом, полученный с учетом коэффициента восстановления скорости |

Решение уравнений показало (рисунок 5) в момент соударения кривошип останавливается и меняет направление вращения в обратную сторону до определенного градуса из-за действия момента импульса силы *Руд*, направленного против вращения кривошипа. Затем, после того, когда действие импульса силы *Руд* погасится, кривошип вновь начинает вращаться по часовой стрелке за счет движущего момента маховика.

Шатун же с ударной массой после отскока продолжает поворот против часовой стрелки, и успевает совершить примерно один оборот вокруг оси шарнира *А* при не полном повороте кривошипа. Затем, под действием силы инерции шатун меняет направление вращения на «по часовой» и ударная масса стремиться к периферии вращения. При достижении кривошипа полного поворота, (показано штрих пунктиром) происходит опережение вращения шатуна оси кривошипа. При дальнейшем вращении кривошипа шатун либо увеличивает это опережение, либо отстает, и в таком положении движется до соударения с инструментом.

Как видно из рисунка 6 поведение шатуна аналогично рассмотренному выше случаю. Отличие заключается в том, что здесь кривошип после соударения не меняет направление вращения, так как в этом случае в расчетах не участвуют моменты сил импульса относительно опоры *О* и шарнира *А*.

Происходит неопределенность положения шатуна относительно оси кривошипа, что не обеспечивает надежность передачи энергии.

Поэтому для устранения этих недостатков необходимо ограничить угол поворота шатуна относительно оси кривошипа после отскока и фиксировать поворот шатуна относительно кривошипа при выходе на периферию вращения. Это можно достичь введением в конструкцию ограничителей вращения шатуна.

Для рассмотрения выхода ударной массы на периферию (ударную позицию) составлена математическая модель движения первой ударной массы, с учетом ниже приведенных допущений, а также предпологая, что вторая половина ударного механизма (вторая ударная масса) движется также как и первая половина (рисунок 7):

Допущения:

1. *ω1 =* const, т.е. кривошип вращается равномерно;
2. Сила инерции*Piu* зависит только от *ω*1 и нормального составляющего ускорения массы относительно начала координат;
3. Центр тяжести шатуна сосредоточен в точке *В*;
4. Движение бойка в начале цикла начинается с определенного фиксированного положения.

|  |
| --- |
|  |
| Рисунок 7 – Расчетная схема ударного механизма для одной ударной массы |

Относительная угловая скорость  и угол между кривошипом и шатуном определяется как:

(13)

 (14)

где – угол предыдущего положения между кривошипом и шатуном; – начальная скорость шатуна.

Угловая скорость ударной массы (13) и угол между кривошипом и шатуном (14) зависят от угловой скорости кривошипа, длины кривошипа и шатуна, плеча силы инерции и силы тяжести, но не зависят от массы ударной массы.

Из анализа кинематики ударного механизма, выявлено, что выход ударной массы в предударное положение (*β=1800*) за один оборот кривошипа для всех соотношений длин звеньев происходит в интервале *n1=7*50-1000 об/мин (рисунки 8, 9).

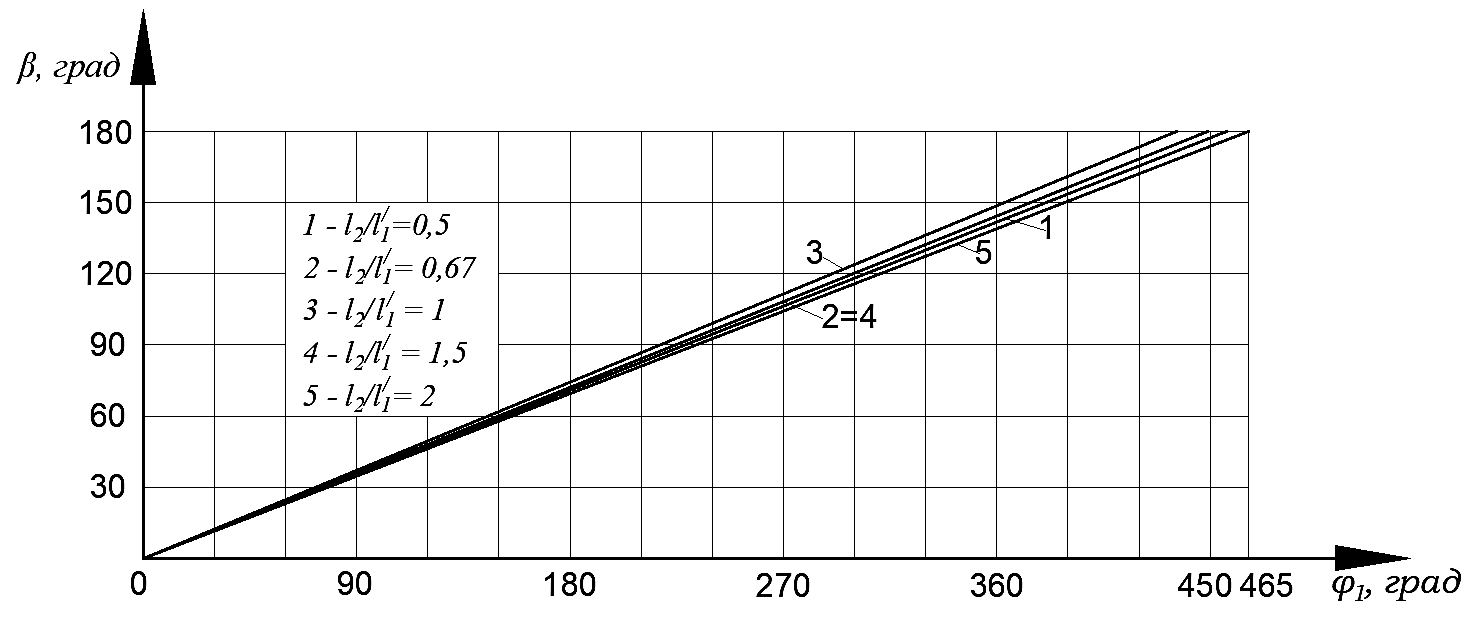


Рисунок 8 - Диаграмма зависимости угла раскрытия шатуна от угла поворота кривошипа

при *n1=7*00 об/мин.

|  |
| --- |
|  |
| Рисунок 9 - Диаграмма зависимости угла  раскрытия шатуна от угла поворота  кривошипа при *n1=*1000 об/мин. |

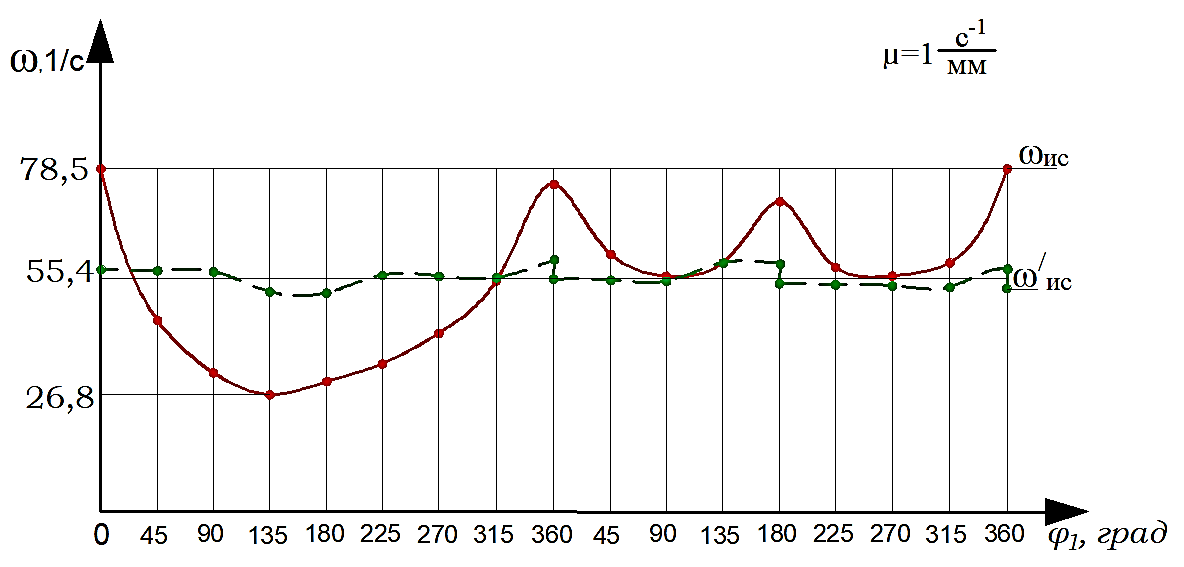
Для последующего исследования и проектирования ударного механизма переменой структуры с динамической связью, учитывая, что максимально допустимая скорость соударения для ударных машин не должна превышать 8 м/с и требования к ручным ударным машинам в отношении их веса и габаритов, принять соотношение длин звеньев ударного механизма *l2/*=0,67.

|  |
| --- |
|  |
| Рисунок 10 – График зависимости  Реактивных сил *R01, R12*от угла  поворота кривошипа ***φ***1 одно массового  ударного механизма, при *А =* 50 Дж |

**В третьей главе** для определения действующих сил на звеньях механизма, проведены кинетостатические и динамические исследования ударного механизма. Определены реактивные силы в шарнирах и опоре механизма и установлено, что в момент удара, возникающая реактивная сила возрастает до 77 *кН* (при *А* = 50 *Дж*) и 100 *кН* (при *А* = 100 *Дж*), но из-за конструктивной особенности ударного механизма, момент создаваемый этой силой практически не воздействует на опору ударного механизма (ведущий вал).

|  |
| --- |
|  |
| Рисунок 11 – График зависимости реактивных  сил *R01, R12*, *R13* от угла поворота кривошипа ***φ***1  двух массового ударного механизма, при *А =* 50 Дж |

Установлено, что когда механизм имеет одну ударную массу (рисунок 10), то реактивная сила на опоре *О* (*R01*) почти не изменяется, а когда механизм имеет симметрично расположенные ударные массы (рисунок 11), реактивная сила на опоре *О* стремится к минимуму и только в момент удара возрастает до значительных величин. Это можно обяснить тем , что симметрично расположенные ударные массы обеспечивают балансировку вращаяющихся элементов механизма, при этом снижается нагрузка на опоре О. Криволинейный участок диаграммы объясняется тем, что на данном участке одна ударная масса находится в фазе раскрытия, а вторая ударная масса уже заняла предударную позицию (вышла на периферию). На участке в 1350 – 1800 и 3150 - 3600 прямая линия диаграммы означает что обе ударные массы вышли на периферию.



*ωис – истинная угловая скорость кривошипа при массе маховика mм = 2,28кг;*

*ω/ис – истинная угловая скорость кривошипа при массе маховика m = 9,36 кг*

Рисунок 12 – График зависимости угловой скорости от угла поворота кривошипа двух массового ударного механизма, при *А* = 50 *Дж*

С учетом всех действующих сил на механизм были определены истинное значение изменения угловой скорости ведущего звена от угла поворота кривошипа, который приведен на диаграме 12. Здесь наблюдается два цикла вращения кривошипа: первый цикл - переходной процесс, второй цикл – установившийся режим. В переходном процессе после соударения первой ударной массы с волноводом, угловая скорость кривошипа снижается до определенного минимального значения. Это можно объяснить тем, что при отскоке первой ударной массы шатун вращается в обратную сторону вращения кривошипа (см. рисунок 5). А в установившимся режиме повторяется аналогичная картина, только при этом в работу вступает вторая ударная масса. Наблюдается неравномерность вращения ведущего звена.

Установлено, также, что при массе маховика не более 3 кг, изменение угловой скорости кривошипа колеблется в большом интервале значений (рисунок 12). При увеличении массы маховика, колебание изменений угловой скорости кривошипа уменьшается, и диаграммы угловой скорости выглядят более сглаженными. Однако увеличение массы маховика приводит к утяжелению общей массы ударного механизма. Поэтому выбор должен осуществляется исходя из амплитуды колебаний скорости маховика ударника.

|  |
| --- |
| D:\Документ\KDK\КДК1\Отчет 2020\Чертеж Молотка\12121.jpg |
| Рисунок 13 – Ударный  механизм |

**В четвертой главе** приведена разработанная конструкция (рисунок 13) и методика экспериментального исследования, и результаты эксперимента ударного МПС с динамической связью.

Основной целю экспериментального исследования ударного МПС с динамической связью, заключается в проверке работоспособности машины, определении ее динамических характеристик и установление выхода ударника в предударное положение за один оборот ротора.

Для экспериментального исследования был разработан экспериментальный стенд (рисунок 14).

|  |  |
| --- | --- |
| Рисунок 14 – Стенд и схема стенда для проведения экспериментальных исследований | 1 – электродвигатель; 2 – насос;  3 – фильтр напора; 4 – бак;  5 - предохранительный клапан;  6 –манометр; 7– распределитель;  8 – датчик давления; 9 – дисплей;  10 – расходомер; 11 – термометр;  12 – гидромотор;13 – фильтр слива;  14 – приспособление;  15 – тахогенератор;  16 – осциллограф; 17 – тахометр;  18 – высокоскоростная видеосъемка; 19 – ударный механизм; 20 – рама; 21 – шабот;  22 – приспособление. |

Таблица 1 - Результаты экспериментальных измерений при различных давлениях в напорной магистрали гидромотора

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ***Наименование переменных величин*** | | | | | | | ***Выходные параметры*** | | |
| Среднее давление масла,  МПа | Изменения давления масла,  МПа | Расход масла,  л/мин | Температура масла,  t0 | Число оборотов,  об/мин | Изменение угловой скорости ωmax1, 1/с | Скорость соударения,  м/с | Энергия удара,  Дж | Частота удара,  Гц | Коэффициент неравномерности хода машин, δ |
| 3 | 2,7-3 | 8,5-11 | 51 | 260 | 40,12 | 4,012 | 13,52 | 8,66 | 1,202 |
| 4 | 4-4,16 | 7,9-12,2 | 32 | 330 | 56,14 | 5,614 | 24,67 | 11 | 1,41 |
| 5 | 5-5,3 | 6-8,1 | 35 | 360 | 77,97 | 7,797 | 49,24 | 12 | 1,83 |
| 6 | 6-6,2 | 9 | 35 | 370 | 80 | 8,0 | 54,84 | 12,33 | 1,84 |
| 7 | 6,9-7,1 | 7,1-8,1 | 40 | 380 | 81,84 | 8,184 | 56,46 | 12,66 | 2 |
| 8 | 8-8,2 | 6,5-11 | 30 | 390 | 87,55 | 8,755 | 65,31 | 13 | 2 |
| 9 | 8,96-9 | 7,3-9,8 | 23 | 420 | 92,31 | 9,231 | 69,02 | 14 | 1,72 |
| 10 | 9,05-10,1 | 7,9-10,2 | 55 | 450 | 98,97 | 9,897 | 79 | 15 | 1,74 |

Анализ выходных параметров был проведен для всех значений давлений рабочей жидкости гидропривода в диапазоне 3-10 МПа. Здесь же для наглядности, в качестве примера, на рисунке 15 приведены показания осциллографа, фиксирующего изменения величины напряжения электрического тока в зависимости от времени при рабочем давлении в напорной магистрали гидромотора Р *= 5 МПа*.

|  |  |
| --- | --- |
|  | ***D:\Документы\Нуржамал\Диссертация\Кадидатская диссертационная работа\Результаты экспериментальных измерений 30.07.19\Эксперимент рисунки\Годограф при 50.bmp*** |
| Рисунок 15 – График зависимости *U(t)*  при *Р = 5 МПа* | Рисунок 16 – Годограф *ω1(φ1)*  *Р = 5 МПа* |

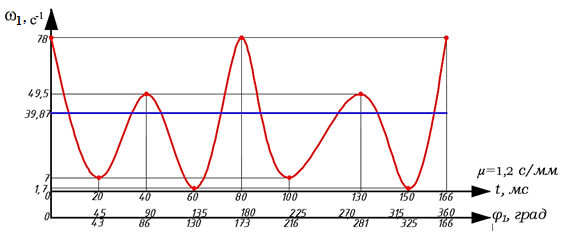


Рисунок 17 – График зависимости изменения угловой скорости от угла поворота кривошипа при *Р = 5 МПа*

Изменение величины напряжений тока в зависимости от времени соответствует изменению угловой скорости кривошипа. С помощью тарировочного графика изменения напряжений тока переводится в угловую скорость кривошипа через преобразование частоты вращения кривошипа,на основе которых, был построен годограф (рисунок 16) и диаграмма зависимости угловой скорости от угла поворота кривошипа (рисунок 17) для механизма в целом.

Как и в предыдущем случае, из годографа (рисунок 16) и диаграммы (рисунок 17) наглядно виден характер изменения угловой скорости, когда после соударения первой ударной массы, угловая скорость кривошипа снижается до минимального значения, затем вновь увеличивается за счет крутящего момента ведущего вала. Достигнув вновь какого-то максимального значения (момент соударения ударной массы с опорой после отскока), скорость вновь снижается за счет торможения кривошипа, снижаясь вновь до какого-то минимального значения. Далее скорость кривошипа вновь увеличивается до максимального значения и при *φ1 = 173о* ударная масса занимает предударную позицию. Далее процесс повторяется, так как в работу вступает вторая ударная масса.

С целью оценки достоверности принятых гипотез и допущений при  
составлении математической модели ударного механизма приведено сравнение теоретических и экспериментальных исследований.

На рисунке 18 приведены диаграммы зависимостей угла раскрытия шатуна от угла поворота кривошипа, найденные расчетным путем. Из анализа этой диаграммы видно, что полное раскрытие шатуна за один оборот кривошипа происходит при частоте вращения кривошипа *n1* ≥ 750 об/мин (с учетом изменения *ω2*).

Но экспериментальные результаты показывают (рисунок 18, линия 6), что полное раскрытие шатуна за один оборот кривошипа происходит при частоте 260 об/мин и более. Это обстоятельство можно объяснить тем, что при проведении экспериментов после соударения ударной массы с волноводом имело место её соударение с ведущим валом и, вследствие чего возникал вторичный отскок.

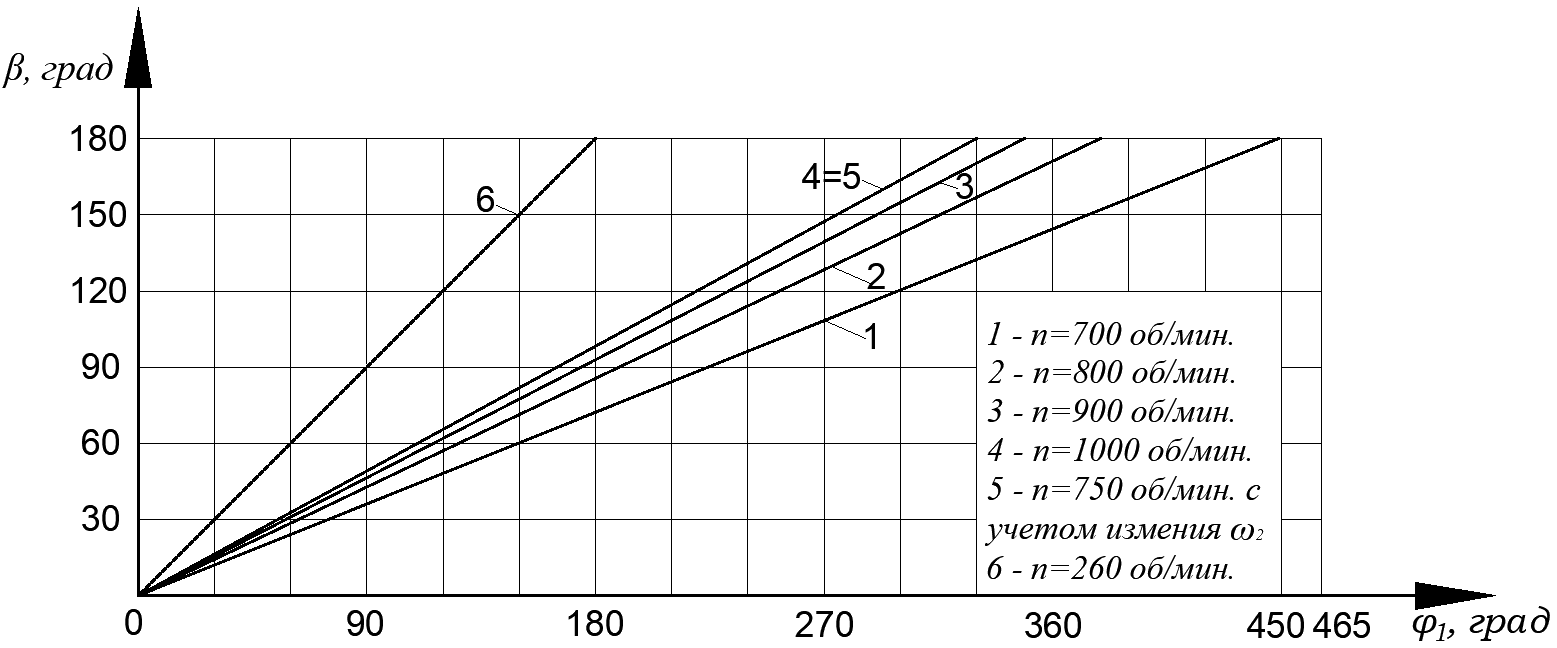


Рисунок 18 - Диаграммы зависимостей угла раскрытия шатуна от угла поворота кривошипа при различных *n1* и *φ2=30*

С помощью высокоскоростной видеосъемки была получена картина работы ударного механизма (рисунок 19), где видно, что при угле *φ1 = 173о* вторая ударная масса вступает в работу (производит соударение). Что подтверждает первоначальное предположение.

|  |  |
| --- | --- |
|  | *1 – корпус;*  *2 – первая ударная масса;*  *3 – вторая ударная масса;*  *4 - гидромотор* |
| Рисунок 19 – Картина выхода бойка  На ударную позицию | |

Экспериментально было установлено, что, при соударении происходит колебание угловой скорости кривошипа в больших интервалах значений, т.е. , и неравномерность движения механизма приводит к изменению действующих сил.

|  |
| --- |
|  |
| Рисунок 20 – Диаграмма изменения  угловой скорости и ускорения  от угла поворота кривошипа |

Поэтому было определено угловое ускорение ведущего звена механизма графическим дифференцированием графика зависимости изменения угловой скорости от угла поворота кривошипа (рисунок 20), который позволил определить величину тангенциальной составляющей линейного ускорения кривошипа, а также истинную величину и направление силы инерции, который свою очередь дал возможность провести уточненный кинетостатический расчет.

Из графика (рисунок 21 а) видно, что реактивные силы *R12*, *R13* в шарнирах *А* и *А/* почти не изменяются, а реактивная сила *R01* в опоре *О* после соударения снижается до минимального значения до следующего соударения. Это можно объяснить тем, что во время удара реактивная сила резко повышается, но тут же снижается за счет особенности конструкции механизма.

|  |
| --- |
| а – при  б – при |
| Рисунок 21 – График зависимости реактивных сил *R01, R21, R31*от углаповорота кривошипа ***φ***1 |

Анализ диаграммы реактивных сил (рисунок 21 б) позволяет сказать, что за один оборот кривошипа реактивные силы в шарнирах *А* и *А/* повторяются, что можно объяснить тем, что симметрично расположенные ударные массы балансируют движение ударного механизма. Следует отметить, что в момент нанесения удара реактивные силы незначительно возрастают, но эти реактивные силы не успевают передаваться опоре, так как время соударения ударника с волноводом составляет всего лишь 256 *мкс,* т.е. 256∙10-3*с*.

Реактивные силы, определенные с учетом неравномерности угловой скорости ведущего звена (рисунок 21 б), значительно отличаются от первоначально полученных результатов (рисунок 21 а), когда допускалось, что .

Это можно объяснить тем, что колебание угловой скорости ведущего звена существенно влияет на величину и характер изменения силы инерции, а силы инерции, в свою очередь, влияют на реактивные силы в кинематических парах механизма.

Диаграмма приведенного момента (рисунок 22) наглядно показывает, что первоначально полученные результаты *Мпр* (рисунок 22 а) намного меньше, чем полученное *Мпр* при уточненном расчете (рисунок 22 б). Это можно объяснить тем, что в первом случае не были учтены неравномерность и момент трения в кинематических парах механизма. А при уточненном расчете были учтены изменение угловой скорости ведущего звена и момент трения в кинематических парах механизма.

|  |  |
| --- | --- |
|  | |
| а) – при | б) – при |
| Рисунок 22 – График зависимости приведенного момента *Мпр* от угла поворота кривошипа *φ*1 | |

Из экспериментально полученной диаграммы крутящего момента (рисунок 22 б) можно заключить, что при работе ударного МПС величина приведенного крутящего момента колеблется в значительном интервале, что согласуется с теоретическими вычислениями. Следовательно при проектировании ударного МПС с динамической связью необходимо учитывать тангенциальные составляющие сил инерции ударных масс.

**ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ**

По результатам выполненных исследований можно сделать следующие общие выводы:

1. Систематизировано классификация ручных ударных машин по разным критериям;
2. Обоснована схема ударного механизма переменной структуры с динамической связью для создания долговечного и надежного ручного ударного механизма;
3. Разработана общая математическая модель, для различных стадий движения механизма, на основе уравнения Лагранжа 2-рода с учетом всех факторов, оказывающих влияние на его кинематические характеристики. Установлено, что уравнения включают в себе несколько неизвестных взаимозависящих переменных, которые усложняют их решение;
4. Составлены упрощённые математические модели движения ударной массы в момент соударения и после соударения, а также угла раскрытия шатуна за один оборот кривошипа, которые поддаются аналитическому решению для получения данных, характеризующих кинематические параметры механизма с достаточной точностью;
5. Установлено оптимальное соотношение длин звеньев *l2/l1*=0,67 при частоте вращения n1=750 об/мин;
6. Определены величины реактивных сил на опоры механизма при энергии удара *А* = 50 Дж и *А* = 100 Дж, не влияющих на опоры в связи мгновенным отскоком ударной массы;
7. Разработана конструкция и изготовлен экспериментальный образец ударного МПС с динамической связью;
8. Разработана методика проведения экспериментальных исследований для изучения динамических процессов, протекающих в роторе ударного механизма;
9. Проанализированы результаты работ по экспериментальному исследованию образца ударного механизма и получены следующие результаты:

* экспериментально подтверждено, что предложенная конструкция ударного механизма является работоспособной;
* экспериментальным путем установлено, что, что выход ударной массы на ударную позицию за один оборот кривошипа происходит при частоте вращения ротора *n* ≥ 260 об/мин;
* установлено, что частота вращения ротора в процессе работы не постоянна, и колебание угловой скорости ведущего звена происходит в интервале значений коэффициента неравномерности *δ* = 1,127 – 1,91;
* выявлен недостаток конструкции - не выдержано выбранное соотношение длин звеньев механизма, что привело к соударению ударной массы с опорой при отскоке;
* внесены изменения в методику расчета кинетостатического анализа по определению угла раскрытия шатуна *β*за один оборот кривошипа с учетом неравномерности частоты вращения ротора;

1. Результаты диссертационной работы внедрены в учебный процесс, подтвержденные актом внедрения.

**ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:**

1. Кынатбекова Н.Н. Механические ударные механизмы переменной структуры [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Машиноведение» № 2, – Бишкек: ИМаш НАН КР, 2015. –С. 3 – 11.
2. Кынатбекова Н.Н. Классификация ручных механических ударных механизмов [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Машиноведение» №3, - Бишкек: ИМаш НАН КР, 2016. –С. 10 -17.
3. Кынатбекова Н.Н. Ударный механизм переменной структуры с динамической связью [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Машиноведение» №2(4), - Бишкек: ИМаш НАН КР, 2016. – С. 3-16.
4. Кынатбекова Н.Н. Графоаналитический метод исследования ударного механизма переменной структуры с динамической связью [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. // Известия НАН КР № 4. Международная научно-практическая конференция молодых ученых Актуальные проблемы современной науки - 2016. - Бишкек: Илим. 2018. - С. 10 – 16.
5. Кынатбекова Н.Н. Динамика ударного механизма переменной структуры с динамической связью [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. // Научная станция РАН. Междунар. Научно-исслед. центр-геодинамич. полигон в г. Бишкеке (НС РАН); 2018.- С 292-299.
6. Кынатбекова Н.Н. Кинетостатика ударного механизма переменной структуры с динамической связью [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. // Материалы межд/народн. науч-практ. конф-ции «Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении» Алма-Ата: 2018. - С.152-154.
7. Кынатбекова Н.Н. Результаты экспериментальных исследований ударного механизма с динамической связью [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Райымбабаев, Т.О., Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Машиноведение» №1(11), – Бишкек: ИМА НАН КР, 2020. -С.71-83.
8. Кынатбекова Н.Н. Определение динамических параметров ударного механизма переменной структуры с динамической связью методом кинетостатического анализа [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. // Научный журнал «Вестник Кыргызского Авиационного Института им. И. Абдраимова "Авиатор"» №2 2021.
9. Кынатбекова Н.Н. Предпосылки к разработке ударно-клинового устройства для отделения блока камня от массива ударным способом [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Машиноведение» № 2(14). ИМА НАН КР – Бишкек: 2021. –С.45-53.
10. Кынатбекова Н.Н. Некоторые уточнение кинетостатического расчета ударного МПС с динамической связью [Текст]: / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Машиноведение» № 2(12). ИМА НАН КР – Бишкек: 2021. –С.10-21.
11. Кынатбекова Н.Н. Динамическая модель ротационного маятника в поле инерционных сил [Текст]: / Усубалиев Ж., Еремьянц В.Э., Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Современные проблемы теории машин» № 11. Санкт-Петербург. С.10-15
12. Кынатбекова Н.Н. Оценка влияния различных параметров на затухание колебаний ротационного маятника [Текст]: / Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Машиноведение» № 1(13). ИМА НАН КР – Бишкек: 2021. –24-32.
13. Кынатбекова Н.Н. Анализ кинематики ротационно-маятникового ударного механизма [Текст]: / Еремьянц В.Э., Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Современные проблемы теории машин» № 12. Санкт-Петербург. 2022 г. С.10-15.
14. Кынатбекова Н.Н. Анализ уравнения движения ротационно-маятникового ударного механизма [Текст]: / Еремьянц В.Э., Кынатбекова Н.Н. // «Вестник КРСУ» Том 22, № 4. КРСУ, Бишкек. С.8-14.
15. Кынатбекова Н.Н. Исследование процесса отскока бойка ударного механизма переменной структуры с динамической связью [Текст]: / Усубалиев Ж., Кынатбекова Н.Н. // Журнал «Наука. Образование. Техника» № 1(79) Ош. 2024 г. С. 65-72.

**РЕЗЮМЕ**

**диссертации Кынатбековой Нуржамал Нуржановны на тему: «Динамика ударного механизма переменной структуры с динамической связью», на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 - горные машины**

**Ключевые слова:** ударный механизм; механизм переменной структуры; динамическая связь; кривошип (ротор); шатун; боек; ударная масса; математическая модель; раскрытия шатуна и др.

**Объект исследования:** ударный механизм переменной структуры с динамической связью.

**Предмет исследования:** ударный механизм.

**Целью работы является** исследование динамики ударного механизма переменной структуры (МПС) с динамической связью и выявление закономерностей, на основе которых может быть осуществлен прогноз и выбор рацональных параметров конструкции ручных ударных механизмов, отличающихся повышенной надежностью.

**Методы исследования и аппаратура:** исследование выполнялось на основе аналитических расчетов кинематики, кинетостатики и динамики ударного механизма. Экспериментальные исследования проводились на созданном стенде в Инженерном центре «Аскатеш». При измерениях использованы тахогенератор *Д-25Г*, с погрешностью измерения не более ± 1; осциллограф *UTD 2120 GEL*; лазерный бесконтактный тахометр DT2234C; измерительный прибор расхода жидкости, температуры и давления Turbinen-Durchflussmesser Serie: PTQ; камера высокоскоростной видеосъемки.

**Полученные результаты и их новизна заключается в:**

* разработке классификации ручных ударных механизмов по структуре преобразователя движения (механизмы переменной структуры);
* разработке математической модели ударной массы ударного МПС с динамической связью;
* разработке методики определения кинематических, кинетостатических и динамических характеристик ударного механизма и установления его оптимальных параметров;
* разработке методики экспериментальных исследований ударного МПС с динамической связью;
* выявлении закономерностей влияния геометрических и силовых параметров механизма на его динамику и разработке рекомендаций по совершенствованию.

**Степень использования:** создан экспериментальный образец ударного механизма, разработана методика расчета динамики ударного двухподвижного механизма, которая может быть внедрена в учебный процесс.

**Область применения:** горная отрасль, строительство, дорожноремонтные работы.

**05.05.06 – тоо кен машиналары адистик боюнча техникалык илимдер кандидатына талапкер Кынатбекова Нуржамал Нуржановнанын «Динамикалык байланыштуу тщзщмщ ёзгёрмё ургу механизиминин динамикасы» темадагы диссертациялык иштин**

**БИЛДИРМЕСИ**

**Тщйщн сёздёр:** ургу механизм; тщзщмщ ёзгёрщлмё механизм; динамикаллык байланыш; ийри муунак (ротор); тээк; ургуч; ургу масса; математикалык щлгщ; тээктин ачылышы ж.б.

**Изилдёё объекти:** динамикалык байланыштуу тщзщмщ ёзгёрщлмё ургу механизм.

**Изилдёё буюму:** ургу механизм.

**Иш максаты:** динамикалык туташтыруу менен түзулүшү өзгөрүлмө механизминин (ТӨМ) динамикасын изилдөө жана мыйзам ченемдүүлүктөрдү аныктоо жана алардын негизинде жогору ишенимдүүлүгү менен айырмаланган кол ургулоо механизмдердин түзүлүшүн долбоорлоодо рационалдуу өлчөм мүнөздөмолөрүн болжолдоо жана тандоо.

**Изилдёё ыкмалары жана аппаратура:** изилдөө ургу механизминин кинематикасынын, кинетостатикасынын жана динамикасынын аналитикалык эсептөөлөрүнүн негизинде жүргүзүлдү. Эксперименталдык изилдөөлөр «Аскатеш» инженердик борборунда түзүлгөн стендде жүргүзүлдү. Өлчөө учурунда Д-25Г тахогенератору колдонулган, өлчөө катасы ± 1ден ашпаган; осциллограф UTD 2120 GEL; лазердик контактсыз тахометр DT2234C; суюктуктун агымын, температураны жана басымды өлчөөчү аспап Turbinen-Durchflussmesser Serie: PTQ; жогорку ылдамдыктагы видео камера.

**Алынган жыйынтыктар жана алардын жаъылыгы:**

**-** кыймылды өзгөрткүчтүн түзүмү боюнча кол ургу механизмдердин классификациясын иштеп чыгуу (өзгөрмө түзүлүштөгү механизмдер);

- динамикалык туташылган ТӨМдин уруучу массасынын математикалык моделин иштеп чыгуу;

- ургу механизмдин кинематикалык, кинетостатикалык жана динамикалык мүнөздөмөлөрүн аныктоонун жана анын оптималдуу өлчөм мүнөздөмолөрүн белгилөөнүн усулдугун иштеп чыгуу;

- динамикалык туташылган ТӨМдин эксперименталдык изилдөөнүн усулдугун иштеп чыгуу;

- механизмдин геометриялык жана кубаттуулук өлчөм мүнөздөмолөрүнүн анын динамикасына таасиринин мыйзам ченемдүүлүктөрүн аныктоо жана өркүндөтүү боюнча сунуштарды иштеп чыгуу.

**Колдонуу дэъгели:** ургу механизминин эксперименталдык модели түзүлдү, эки кыймылдуу механизмдин динамикасын эсептөө усулдугу иштелип чыкты, ал окуу процессине киргизилиши мүмкүн.

**Колдонуу тармагы:** тоо кен ёндщрщшщндё, курулуш, жолоңдоо иштери.

**SUMMARY**

**of the dissertation of Kynatbekova Nurzhamal Nurzhanovna on the topic: "Dynamics of the impact mechanism of a variable structure with dynamic coupling", for the degree of Candidate of technical Sciences in the specialty 05.05.06 - mining machines**

**Keywords:** impact mechanism; mechanism of variable structure; dynamic coupling; crank (rotor); connecting rod; firing pin; impact mass; mathematical model; connecting rod opening, etc.

**The object of the study** is a shock mechanism of variable structure with dynamic coupling.

**Subject of research:** impact mechanism.

**The aim of the work is** to study the dynamics of the variable structure impact mechanism (VSM) with dynamic coupling and to identify patterns on the basis of which a forecast and selection of rational design parameters of manual impact mechanisms characterized by increased reliability can be made.

**Research methods and equipment:** the research was carried out on the basis of analytical calculations of the kinematics, kinetostatics and dynamics of the impact mechanism. Experimental studies were carried out on a stand created in the Engineering Center "Askatesh". The following were used for the measurements: tachogenerator D-25G, with a measurement error of no more than ± 1; oscilloscope UTD 2120 GEL; laser non-contact tachometer DT2234C; measuring device for liquid flow, temperature and pressure Turbinen-Durchflussmesser Serie: PTQ; high-speed video camera.

**The obtained results and their novelty consist in:**

- development of classification of manual impact mechanisms by the structure of the motion converter (variable structure mechanisms);

- development of a mathematical model of the impact mass of an impact MPS with a dynamic connection;

- development of a method for determining the kinematic, kinetostatic and dynamic characteristics of the impact mechanism and establishing its optimal parameters;

- development of a method for experimental studies of an impact MPS with a dynamic connection;

- identification of patterns of influence of geometric and power parameters of the mechanism on its dynamics and development of recommendations for improvement.

**Degree of use:** an experimental model of the impact mechanism was created, a method for calculating the dynamics of a two-motion impact mechanism was developed, which can be introduced into the educational process.

**Scope:** mining, construction, road repair work.