

Министерство образования и науки Кыргызской Республики
ОШСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени М.М.АДЫШЕВА

На правах рукописи

УДК 621.01

Исманов Омурбек Марипжанович

**РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ ПЕРФОРАТОРА С УДАРНО-
ПОВОРОТНЫМ МЕХАНИЗМОМ**

05.02.18 «Теория механизмов и машин»

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор, академик МИА
Абидов Абдыкадыр
Омарович

Ош - 2023

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ РУЧНЫХ ПЕРФОРАТОРОВ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ	10
1.1 Виды и особенности бурения ручными перфораторами.....	10
1.2 Обзор и анализ конструкций существующих ручных перфораторов	13
1.2.1 Ручные пневматические перфораторы ударно-поворотного действия.....	13
1.2.2 Ручные гидравлические перфораторы ударно-поворотного действия.....	16
1.2.3 Ручные электромагнитные перфораторы.....	19
1.2.4 Ручные электромеханические перфораторы ударно-поворотного действия.....	22
1.2.5 Ручные электромеханические перфораторы на основе механизма переменной структуры.....	26
1.3 Постановка задач исследований.....	34
Выводы по главе 1.....	36
ГЛАВА 2 МЕТОДИКА ВЫБОРА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ И ПАРАМЕТРОВ УДАРНО-ПОВОРОТНОГО МЕХАНИЗМА ПЕРФОРАТОРА	37
2.1 Обоснование и выбор кинематической схемы ударного механизма ...	37
2.2 Обоснование и выбор конструкции поворотного механизма	41
2.3 Методика выбора параметров звеньев поворотного механизма.....	48
Выводы по главе 2.....	55

ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ПЕРФОРАТОРА С УДАРНО- ПОВОРОТНЫМ МЕХАНИЗМОМ		56
3.1	Разработка математической модели перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	56
3.1.1	Предпосылки к разработке математической модели электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	56
3.1.2	Математическая модель универсального коллекторного двигателя.....	59
3.1.3	Кинематика ударно-поворотного механизма перфоратора.....	66
3.1.4	Математическая модель ударного механизма.....	70
3.1.5	Математическая модель поворотного механизма.....	72
3.1.6	Кинематическая схема перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	73
3.1.7	Упругие характеристики передаточных элементов.....	75
3.1.8	Разработка математической модели перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	77
3.2	Анализ динамики элементов перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	86
	Выводы по главе 3.....	92
ГЛАВА 4 СОЗДАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ПЕРФОРАТОРА С УДАРНО – ПОВОРОТНЫМ МЕХАНИЗМОМ		93
4.1	Разработка конструкции опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	93
4.1.1	Разработка принципиальной конструктивной схемы нового перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	93
4.1.2	Особенности конструкций основных деталей опытного	

образца перфоратора с ударно – поворотным механизмом....	96
4.2 Создание опытного образца перфоратора с ударно – поворотным механизмом.....	107
4.3 Принцип работы опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	114
4.4 Экспериментальные исследования динамики опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	115
4.4.1 Методика экспериментальных исследований динамики перфоратора.....	115
4.4.2 Тарировка генератора постоянного тока.....	119
4.4.3 Анализ результатов экспериментальных исследований динамики перфоратора.....	124
4.5 Лабораторные испытания опытного образца перфоратора с ударно – поворотным механизмом.....	127
4.5.1 Методика испытания перфоратора с ударно – поворотным механизмом.....	127
4.5.2 Результаты лабораторных испытаний опытного образца перфоратора.....	129
Выводы по главе 4.	134
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.	135
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	137
Приложение А. Программа расчета электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом.....	146
Приложение Б. Евразийский патент на изобретение	150
Приложение В. Акт о реализации научных результатов в учебную работу ОшТУ имени академика М. Адышева	151
Приложение Г. Акт о реализации научных результатов в учебную работу КГТУ имени И. Раззакова	153

Введение

Актуальность темы. В настоящее время при проведении строительно-монтажных работ в основном используются ручные электромеханические перфораторы с ударно-вращательным режимом работы, которые выпускаются в странах ближнего и дальнего зарубежья. Опыт эксплуатации этих ручных перфораторов показывает, что с увеличением глубины бурения уменьшается скорость бурения, снижается производительность работы ручного перфоратора. Это связано с тем, что основная часть мощности универсального коллекторного двигателя расходуется на вращение бура ручного перфоратора, что приводит к уменьшению частоты вращения коллекторного двигателя и соответственно энергии удара и скорости бурения.

На практике используют также ударно-поворотный режим бурения, где вместо вращения инструмента осуществляют его поворот. Опыт создания буровых машин показывает, что на поворот бура расходуется не более 15% всей мощности двигателя.

Исходя из этого, можно сделать вывод о том, что использование ударно-поворотного механизма в конструкции перфоратора позволит затрачивать сравнительно меньшую мощность электродвигателя на поворот бура и большую часть мощности расходовать на выполнение основного процесса в ударных машинах – на формирование удара. Такое перераспределение мощности электродвигателя в конструкции перфоратора позволит увеличить скорость бурения и повысить его производительность.

Актуальность данной работы заключается в необходимости обеспечения строительно-монтажных организаций страны ручной ударной машиной, обеспечивающей эффективность бурения при проведении строительно-монтажных и отделочных работ.

Связь темы диссертации с крупными научными программами. Работа выполнена в соответствии с координационным планом НИР Департамента науки Министерства образования и науки Кыргызской Республики и Ошского технологического университета имени М.М. Адышева

(ОшТУ), по темам: «Разработка и создание отечественных перфораторов с ударно-поворотным механизмом», 2013г. (договор № УН 29/12), «Совершенствование конструкции отечественных перфораторов с ударно-поворотным механизмом», 2014г. (договор № УН 42/13).

Цель и задачи исследования. Целью работы является разработка и создание ручного электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом.

Для достижения поставленной цели ставятся следующие **задачи исследования:**

- обзор и анализ существующих электромеханических перфораторов ударно-вращательного, вращательно-ударного и ударно-поворотного режимов работы, обоснование актуальности создания электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом;

- разработка математической модели электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом;

- исследование динамики звеньев перфоратора на основе математической модели;

- анализ параметров кинематических показателей звеньев и их зависимость от величины нагрузки;

- разработка конструктивной схемы электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом;

- разработка конструкции и создание опытного образца электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом;

- разработка методики и проведение экспериментальных исследований опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом;

- проведение лабораторных испытаний опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом;

- разработка рекомендаций по обеспечению долговечностей основных звеньев перфоратора.

Научная новизна полученных результатов заключается в следующем:

- разработана новая конструктивная схема электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом, которая, в отличие от известных конструкций содержит зубчатые зацепления шестерен редуктора, позволяющие буровому инструменту взаимодействовать с поворотным механизмом сразу после удара коромысла-бойка по торцу волновода;

- разработана математическая модель электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом, позволяющая провести анализ основных кинематических параметров элементов перфоратора;

- получены зависимости кинематических параметров элементов перфоратора от величины динамической нагрузки, которые позволяют оценить влияние нагрузки на долговечность элементов перфоратора.

Практическая значимость полученных результатов:

- составлен программный продукт, позволяющий произвести расчет кинематических параметров элементов перфоратора с ударно-поворотным механизмом;

- разработана конструкция и создан опытный образец электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом, отличающаяся от существующих электромеханических перфораторов имеющимися преимуществами;

- разработана методика лабораторных испытаний электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом, позволяющая определить уязвимые элементы перфоратора и тем самым способствующая увеличению ресурса работы самого перфоратора.

Экономическая значимость полученных результатов. В Кыргызстане большая часть строительных и строительного-монтажных работ выполняется ручными ударными машинами, импортируемыми из стран ближнего и дальнего зарубежья. Эксплуатируемые ручные перфораторы имеют низкий КПД и высокую себестоимость. Ремонт и восстановление вышедших из строя

основных элементов этих перфораторов затруднено отсутствием необходимых деталей и материалов.

Разработка и создание нового электромеханического ручного перфоратора с ударно-поворотным механизмом отечественного производства позволит уменьшить импорт аналогичных перфораторов. Серийный выпуск таких ручных перфораторов дает возможность снижения его себестоимости.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту

- новая конструктивная схема и конструкция электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом, отличающаяся от существующих, надежностью и эффективностью работы;

- математическая модель электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом, позволяющая провести анализ основных кинематических параметров элементов перфоратора;

- зависимости кинематических параметров элементов перфоратора от величины динамической нагрузки, которые позволяют сформулировать рекомендации по определению рациональных параметров элементов перфоратора.

Личный вклад соискателя в получении результатов. Основные научные результаты исследований получены соискателем лично. Им разработана математическая модель электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом и его программное выполнение; разработана методика экспериментальных исследований и проведен эксперимент; проведены лабораторные испытания.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы были доложены и обсуждены на международных научно-практических конференциях: «Теория машин и рабочих процессов», посвящённой 90-летию со дня рождения академика Алимова О.Д. (г. Бишкек, Институт машиноведения НАН КР, 2013г.); «Технические науки – от теории к практике» (г. Новосибирск, 2016г.); «Теория машин и рабочих процессов», посвящённой 80-летию со дня рождения ученого - механика, изобретателя Басова С.А. (г. Бишкек, Институт

машиноведения и автоматики НАН КР, 2021г.), в республиканской летней школе молодых ученых – механиков, посвященной 75-летию заслуженного изобретателя Кыргызской Республики, профессора С. Абдраимова (г. Ош, 2019г.).

Полнота отражения результатов диссертации в публикациях. По материалам диссертации опубликованы 10 научных трудов, в том числе 5 статей в зарубежных журналах, индексируемые в системе РИНЦ и 4 статьи, входящие в перечень изданий, рекомендованных НАК КР, получен Евразийский патент на изобретение.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов и рекомендаций, списка использованных источников из 82 наименований и 4-х приложений. Работа изложена на 154 страницах, содержит 70 рисунка, 7 таблиц.

ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ РУЧНЫХ ПЕРФОРАТОРОВ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Виды и особенности бурения ручными перфораторами

В настоящее время ручные перфораторы получили широкое применение в современной строительной индустрии, горном деле, а также в других отраслях производства. Эти перфораторы в основном используются при выполнении монтажных, отделочных и других работ, связанных с бурением. Их эксплуатация характеризуется непосредственным контактом рабочего с перфоратором, при этом его масса частично или полностью удерживается рабочим, что является особенностью технологии их применения.

Конструктивное разнообразие ручных перфораторов, используемых на производстве чрезвычайно велико, поэтому их классификация по назначению весьма затруднительна. Основными признаками классификации этих перфораторов являются: принцип действия, характер движения рабочего органа и режим работы, область применения и назначение, вид привода и метод защиты оператора от поражения электрическим током (для ручных перфораторов).

По виду потребляемой энергии ручные перфораторы подразделяются на пневматические, гидравлические и электрические. Здесь необходимо отметить, что перфораторы с электрическим приводом могут быть как электромеханические, так и электромагнитные [64].

В основном конструкции ручных перфораторов по принципу действия делятся на ударно-вращательные, вращательно-ударные и ударно-поворотные [64]. Принцип действия этих перфораторов основаны на особенностях бурения парод.

Рассмотрим особенности бурения парод с помощью ручных перфораторов с учетом силовых показателей процесса.

Ударно-вращательное бурение можно рассматривать как ударный импульс, совмещенное с непрерывным вращением инструмента (рисунок

1.1). Разрушение породы происходит под действием большой ударной нагрузки $F_{уд}$, передаваемой клиновидному инструменту (долоту), постоянно прижатому к забою с относительно небольшим осевым усилием $F_{ос}$, равные усилию прижатия массы перфоратора при вертикальном направлении бурения. При непрерывном вращении инструмента под воздействием небольшого крутящего момента $M_{кр}$ обеспечивается зачистка шпура от разрушенной породы и срезание небольшой частицы породы толщиной h , слабо связанной с массивом [45,64].

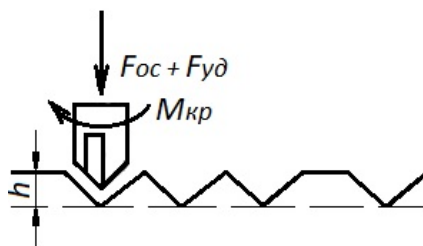


Рисунок 1.1 - Ударно-вращательное бурение

Данный способ реализован в буровых агрегатах, применяемых в рудной промышленности при бурении скважин диаметром 85—150 мм и глубиной до 70 м в абразивных породах с коэффициентом крепости $f = 8 \div 20$ [45,64].

Вращательно-ударное бурение. Разрушение породы происходит под воздействием значительной по величине осевой нагрузки $F_{ос}$, ударной силы $F_{уд}$, а также крутящего момента $M_{кр}$ (рисунок 1.2).

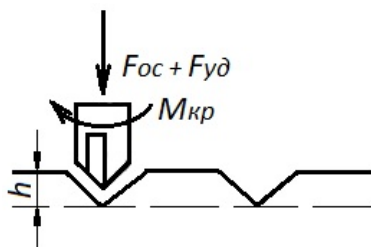


Рисунок 1.2 - Вращательно-ударное бурение

При таком сочетании усилий основная часть энергии затрачивается на разрушение породы резанием, а ударная нагрузка увеличивает глубину

внедрения резца. Область применения данного способа бурения - неабразивные породы с коэффициентом крепости $f = 6 \div 14$.

Этот способ реализован в тяжелых машинах для бурения шпуров и скважин диаметром до 100 мм [45,64].

Ударно-поворотное бурение характеризуется тем, что клиновидный инструмент внедряется в породу под действием кратковременной, но значительной по величине ударной нагрузкой $F_{уд}$, направленной по оси инструмента (рисунок 1.3). При этом величина осевого усилия прижатия инструмента $F_{ос}$ относительно мало и обеспечивает только контакт инструмента с породой в момент удара. Величина крутящего момента $M_{кр}$ при этом также незначительное [45,64].

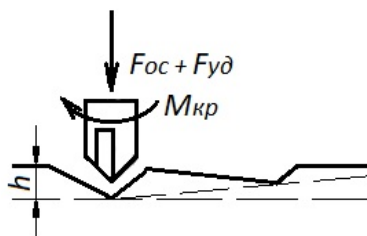


Рисунок 1.3 - Ударно-поворотное бурение

После каждого удара вследствие упругости породы и инструмента последний отскакивает от забоя и поворачивается механизмом поворота на определенный угол β , равный $10\text{—}20^\circ$ (рисунок 1.4). Под действием ударной нагрузки на бур (борозды 1-1, 2-2 и 3-3) происходит разрушение породы, отскалывание ее под действием горизонтальной составляющей осевой силы $F_{б}$.

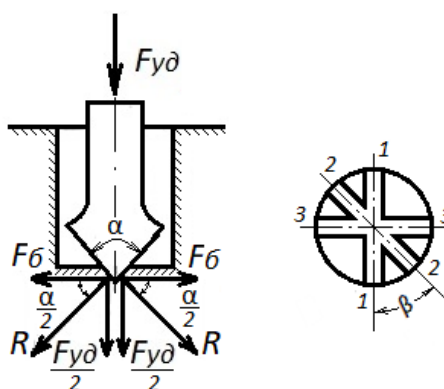


Рисунок 1.4 – Схема действия сил при ударно-поворотном бурении

Разрушенную породу удаляют из шпура или скважины промывкой, продувкой или другими способами. Основным достоинством данного способа является возможность их применения для бурения шпуров диаметром 20—150 мм и глубиной до 12 метров в породах крепостью $f = 6 \div 20$ [45,64].

Все эти виды бурения используются при бурении ручными перфораторами. Исходя из анализа способов бурения скважин наиболее рациональным и позволяющим эффективные бурение по мнению авторов является ударно – поворотное бурение. Поэтому рассмотрим конструкции ручных перфораторов, работающих на ударно-поворотном режиме.

1.2 Обзор и анализ конструкций существующих ручных перфораторов

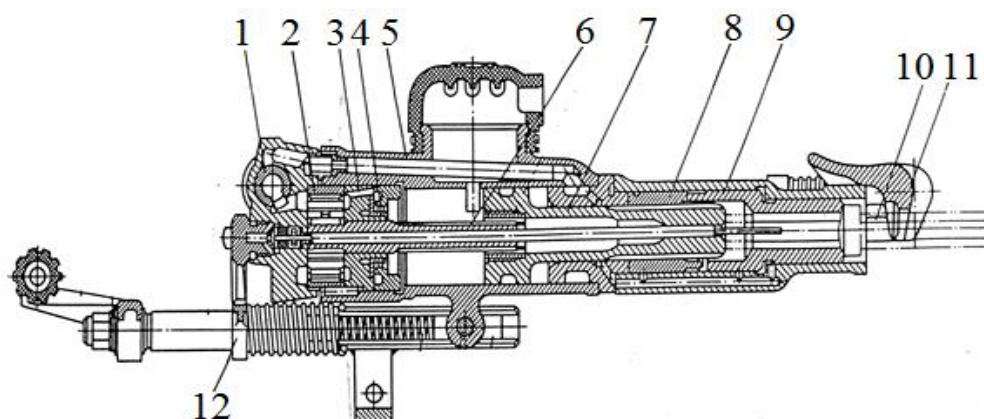
Как известно, перфораторы в основном классифицируются по виду привода и принципу действия. Рассмотрим конструкции перфораторов по видам привода и принципу действия, отмечая при этом их достоинства и недостатки.

1.2.1 Ручные пневматические перфораторы ударно-поворотного действия

Ручные пневматические перфораторы предназначены для бурения шпуров при проведении горизонтальных и слабонаклонных горных выработок, а также при проходке стволов шахт. Параметры бурения: диаметр – 32 - 46 мм; глубина бурения до 5 м, коэффициент крепости пород $f = 6 - 20$ [44,45,71].

Данные пневматические перфораторы в основном различаются по мощности, массе и принципу действия. На рисунке 1.5 показана конструкция ручного пневматического перфоратора. Он состоит из ударно-поворотного механизма, пускового, воздухораспределительного и промывочного устройств, собранных в одном корпусе. В перфораторах применяется поворотный механизм зависимого действия с геликоидальным стержнем и воздухораспределительное устройство клапанного типа. Перфораторы типа

ПП36В2, ПП54В2 и ПП63В2 (Россия) имеют фланцевый клапан, а ПП50В1 – клапан в виде плоской шайбы. Для предотвращения самопроизвольного выпадения буровой штанги из шестигранного гнезда поворотной буксы, данные перфораторы имеют буродержатель. Для защиты от вибрации и шума перфораторы снабжены виброгасящим устройством и глушителем шума [45,71,75].



1-кран управления; 2-храповая букса; 3-воздухораспределительное устройство; 4 - клапан; 5 – цилиндр; 6 - геликоидальный стержень; 7 - поршень-ударник; 8, 9 –поворотные буксы; 10 – буровая штанга; 11 – буродержатель; 12 - виброгасящая каретка.

Рисунок 1.5 – Ручной пневматический перфоратор типа ПП50В1

Перфораторы семейства ПП конструктивно аналогичны друг другу и состоят из корпуса, в котором под действием сжатого воздуха возвратно-поступательно перемещается поршень-ударник, который при прямом ходе наносит удары по хвостовику буровой штанги. При обратном движении с помощью поворотного винта и храпового механизма производится поворот буровой штанги на некоторый угол. Рукоятка перфоратора служит для включения перфоратора. Вредные воздействия работающего перфоратора на проходчика существенно снижаются виброгасящим устройством и глушителем шума.

Ведущими заводами-изготовителями пневматических перфораторов представленного типа являются Россия (фирма «Пневматик», г. С.-Петербург, Криворожский завод), США (фирма «Ингерсолл Рэнд» выпускает перфораторов

типа: 130А, 150А, Д300А, JR300А, «Джой» - L37, L47, LB57, «Дрессер» - SD30, SD50), Япония (фирма «Фурукава» - D312, D317, D322, D77L), Швеция (фирма «Атлас Копко» -BBD12TW, BBC24W, BBD44WK), Финляндия (фирма «Тампелла» - K90, KB90, T10C), Франция (фирма «Медок» - MP, PS, PB. В) [45,71,75].

Технические характеристики перфораторов данного типа приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Технические характеристики ручных пневматических перфораторов ударно-поворотного действия

№	Показатели	ПП36В2	ПП54В2	ПП63В2
1.	Энергия удара, Дж	40	55,5	63,7
2.	Частота ударов, Гц	40	40	30,8
3.	Крутящий момент, Н·м	20	29,4	27,5
4.	Давление (максимальное) сжатого воздуха, МПа	0,5	0,5	0,5
5.	Удельный расход воздуха, м ³ /мин	0,029	0,029	0,029
6.	Длина перфоратора, мм	700	830	840
7.	Диаметр бурового инструмента, мм	32-40	32-40	40-46
8.	Глубина бурения, м	2	4	5
9.	Масса, кг	24	31,5	32

Достоинствами ручных пневматических перфораторов являются относительно высокая теплостойкость, прочность и износостойкость инструмента, других основных его элементов. Благодаря чему эти перфораторы характеризуются своей надежной и долговечной работой. Хорошие технико-эксплуатационные характеристики этих перфораторов при работе достигаются, благодаря совершенной конструкции пневматики с защитными клапанами, которые позволяют выдерживать динамические нагрузки. В свою очередь, корпус основных элементов перфоратора защищен от проникновения влаги, пыли и других загрязнений.

К их недостаткам относятся дополнительное приобретение, эксплуатация и техническое обслуживание дорогостоящих компрессоров.

1.2.2 Ручные гидравлические перфораторы ударно-поворотного действия

Ручные гидравлические перфораторы в отличие от других позволяют сэкономить энергию за счет замены пневматической энергии на более дешевый гидравлический. Гидравлический перфоратор, при равных размерах и массе с пневматическим, позволяет подвести к буровому инструменту в 2 - 3 раза большую мощность и повысить механическую скорость бурения в 1,5-2 раза. При работе с гидравлическими перфораторами отсутствует масляный туман в забое и на 5-15 дБ уменьшается уровень шума. Отпадает необходимость в больших компрессорах на поверхности и сложных пневматических сетях.

На рисунке 1.6 представлен опытный образец гидравлического перфоратора с трехпоясковым поршнем-ударником типа ГПЗ1К. Оригинальность и новизна конструкции этого перфоратора защищена патентом Кыргызской Республики на изобретение № 1728 [77].

Гидравлический перфоратор состоит из ударного механизма и механизма поворота бурового инструмента, связанные между собой коммутационными каналами (рисунок 1.6). Ударный механизм включает корпус 1, внутри которого запрессована гильза 4 с коммутационными каналами, в которых с возможностью осевого перемещения размещен трехпоясковый поршень-ударник 2. Пояски поршня-ударника образуют рабочие камеры $K_{рх}$, $K_{хх}$ и камеру управления $K_{у}$.

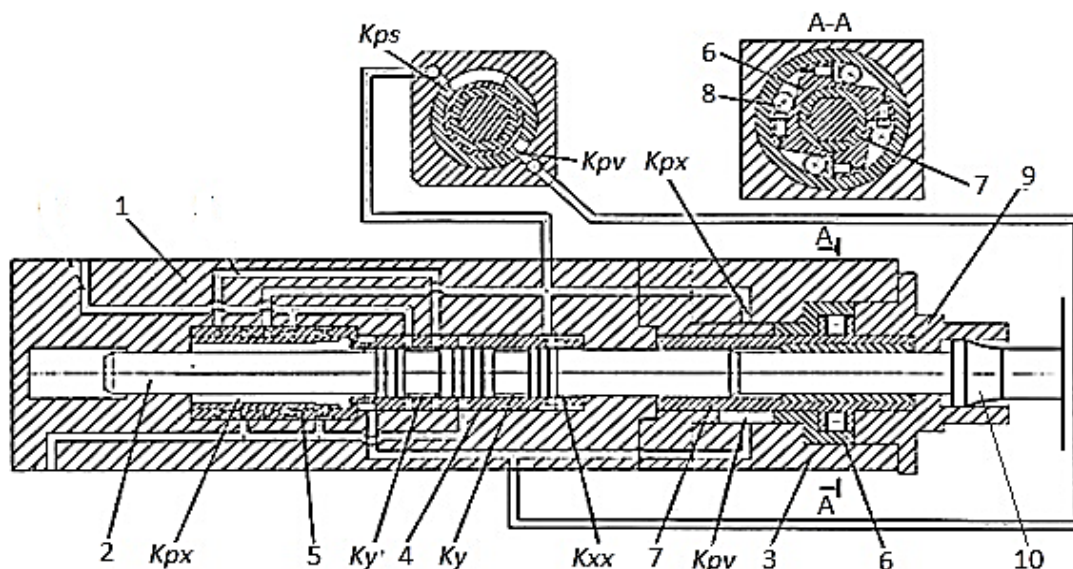
В передней части перфоратора размещен гидромотор 3 с передним фланцем 9, который служит также как буродержатель для размещения буровой штанги 10.

Камера $K_{рх}$ рабочего хода ударного механизма является управляемой, а камера холостого хода $K_{хх}$ постоянно соединена с напорной магистралью.

Распределитель 5 осуществляет управление давлением жидкости в камере $K_{рх}$ рабочего хода ударного механизма и камерой $K_{рс}$ поворота гидромотора 3.

В корпусе гидромотора 3, с возможностью совершения поворота вокруг центральной оси, размещены поворотная втулка 6 и ротор 7. Поворотная втулка 6 выполнена в виде ступенчатого цилиндра. При этом часть втулки с большим диаметром представляет собой цилиндр, а другая часть, с меньшим диаметром выполнена в виде полукруга.

Поворотная втулка в корпусе образует две рабочие камеры: камера поворота штанги $K_{рс}$ и камера поворота поворотной втулки $K_{рв}$. К камере $K_{рс}$ подведен канал, соединяющий эту камеру с одним из выходов распределителя 5. Камера $K_{рв}$ соединена с камерой $K_{рх}$ рабочего хода ударного механизма.



$K_{рх}$ - камера рабочего хода; $K_{хх}$ - камера холостого хода ударного механизма; $K_{у}$ - камера управления; $K_{рс}$ - камера поворота буровой штанги; $K_{рв}$ - камера поворота поворотной втулки; 1 - корпус; 2 - поршень-ударник; 3 - гидромотор; 4 - гильза; 5 - распределитель потока жидкости для рабочих камер $K_{рх}$ и $K_{рс}$; 6 - поворотная втулка; 7 - ротор; 8 - роликообгонная муфта; 9 - фланец; 10 - буровая штанга

Рисунок 1.6 – Конструктивная схема гидравлического перфоратора ГП 31К

Ротор 7 также представляет собой ступенчатый цилиндр. На наружной поверхности ротора выполнены специальные вырезы, в них установлены

ролики 8, в контакте с внутренней поверхностью поворотной втулки, представляющие собой роликовую обгонную муфту, которая обеспечивает передачу крутящего момента от поворотной втулки 6 к ротору 7 в одном направлении.

Внутренняя поверхность ротора 7 выполнена в виде шестигранника, в которую вставляется буровая штанга 4. Все рабочие камеры ударного механизма, распределителя и гидромотора соединены между собой коммутационными каналами.

Принцип действия перфоратора заключается в том, что в зависимости от положения распределителя 5 жидкость из напорной магистрали поступает в камеру холостого K_{xx} или рабочего хода K_{rx} . Когда поршень-ударник находится в правом положении, камера K_{rx} , а также соединенная с ней камера K_{rv} гидромотора соединены со сливной магистралью [77].

Следует отметить, что в испытанном образце перфоратора реализована схема, в которой обратная связь между механизмом поворота и ударным механизмом устанавливается через распределительное устройство. Вместе с тем, представляется перспективным также вариант, в котором обратная связь между рабочими камерами этих механизмов могла бы существовать и без распределительного устройства, что значительно упростило бы конструкцию перфоратора. Данная идея является перспективной для создания новых вариантов перфораторов.

Техническая характеристика гидравлического перфоратора приведена в таблице 1.2.

Таблица 1.2 - Техническая характеристика гидравлического перфоратора

№	Параметры	ГП31К
1	Расход жидкости, потребляемой перфоратором, л/мин	23
2	Частота ударов, уд/мин	1700-1800
3	Угловая скорость Буровой штанги, об/мин	78-82
4	Среднее значение давления в напорной магистрали, МПа	15

Гидравлические перфораторы по сравнению с пневматическими перфораторами обладают такими преимуществами как: относительно высокий КПД; компактность; сравнительно меньший уровень шума и вибрации; возможность работы при разреженной атмосфере.

Данные гидравлические перфораторы имеют следующие недостатки: необходимость наличия автономного источника энергии, гидронасоса, необходимость обеспечения высокой герметичности в соединениях. Для эксплуатации гидравлического перфоратора требуется более высокий уровень квалификации обслуживающего персонала.

1.2.3 Ручные электромагнитные перфораторы

Ручные электромагнитные перфораторы представляют собой унифицированный аппарат и могут действовать в чисто ударном, ударно-поворотном и вращательном режимах. Они имеют в своем составе 2-х узлов — электрического ударного узла со свободным выбегом бойка и агрегата верчения рабочего инструмента, включающего электрический двигатель и редуктор. Механизм работы ударного узла электромагнитного перфоратора основан на конкретном изменении электронной энергии в кинетическую энергию прямолинейного движения бойка. Отличительной особенностью подобных машин является прерывное изменение электронной энергии R в кинетическую энергию бойка и присутствие холостого (оборотного) хода за время 1-го рабочего цикла. Ударный узел комплектуется из катушек (соленоидов), железного бойка, перемещаемого во втулке за счет электрических сил при попеременном питании током катушек. При рабочем ходе боек наносит удар по хвостовику рабочего органа, а при обратном (холостом) ударяется в подпружиненный буфер, предохраняющий корпус перфоратора от вибрации.

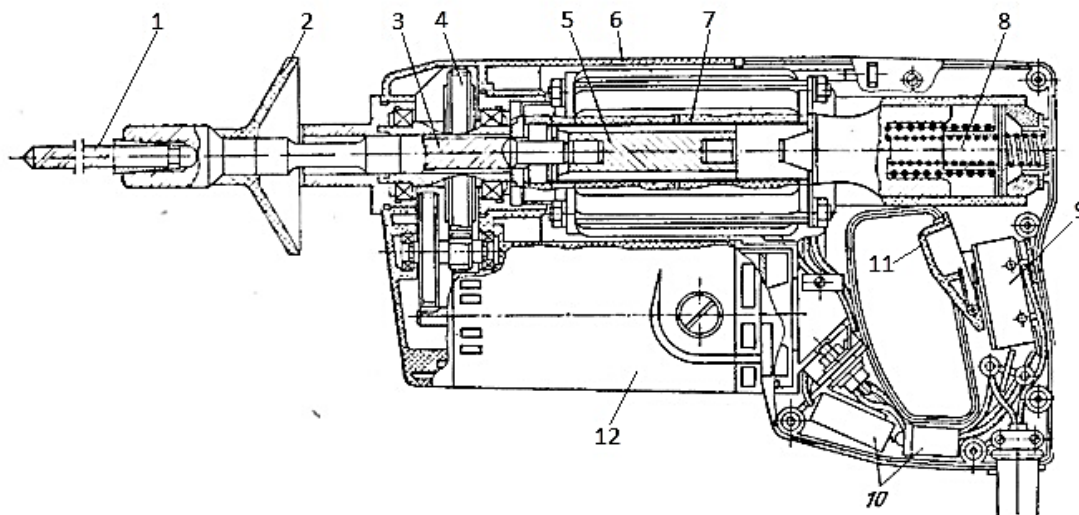
На рисунке 1.7 представлена схема электромагнитного перфоратора типа ИЭ-4709. Перфоратор состоит из ударного узла соленоидного типа с

виброзащитой, электродвигателя и двухступенчатого редуктора с муфтой предельного момента, которые размещены в пластмассовом корпусе.

Электромагнитный перфоратор ИЭ-4709 (рисунок 1.7) с двойной изоляцией является наиболее рациональным для электромонтажного производства при пробивке отверстий в железобетоне и бетоне с высокоабразивными наполнителями.

Материал или порода разрушаются вследствие ударов бойка по хвостовику инструмента. Возвратно-поступательное движение бойка осуществляется при помощи соленоидного ударного узла. При бурении отверстий инструмент 1, получает вращательное движение бойка от электродвигателя 9 через двухступенчатый редуктор. Муфта 5 предельного момента защищает оператора при случайном заклинивании бура [73,81].

Инструмент 1 крепится в буксу, который для уменьшения вибрации корпуса разгружен от осевых усилий и предохраняет инструмент от выпадения при случайном включении перфоратора. Конструкция переходников 3 позволяет работать с вращающимися инструментами (сверлами, бурами), а также с зубилом. Перфоратор имеет двойную изоляцию и вибробезопасен.

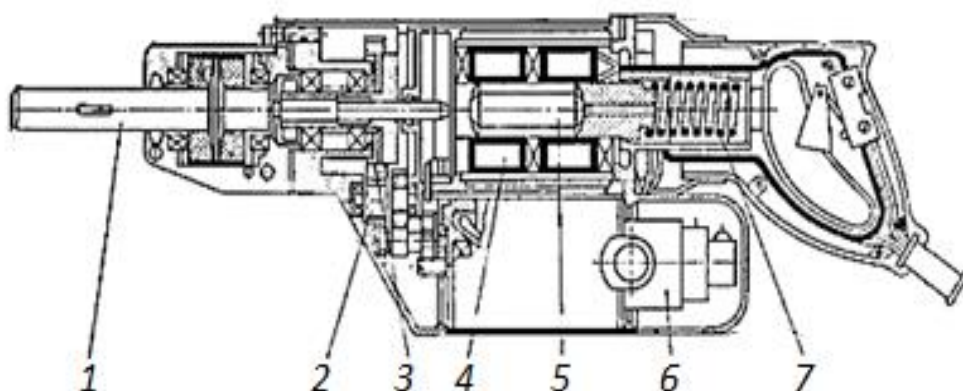


- 1-рабочий инструмент; 2- фартук; 3- шпиндель; 4 - редуктор (муфта);
5 - ударник; 6- корпус; 7- электромагнит; 8 - буфер; 9 - выключатель;
10- конденсатор; 11 - курок; 12 - корпус электродвигателя.

Рисунок 1.7 - Электромагнитный перфоратор типа ИЭ-4709

До настоящего времени электромонтажниками применяется ранее выпускавшийся электромагнитный перфоратор (электромагнитобур) типа СЦ-2 (рисунок 1.8), который состоит из электромагнитного механизма ударного действия и электродвигателя с редуктором, обеспечивающее вращательное движение инструмента. Эти механизмы независимы друг от друга, поэтому перфоратор может работать в ударно-вращательном и вращательном режимах. При работе электромагнитного механизма боек наносит удары по хвостовику шпинделя, в котором закрепляется рабочий инструмент. Специальная пружина служит для гашения вибраций и накопления энергии обратного хода бойка.

Устройство УПЭБ понижает напряжения переменного однофазного тока частотой 50 Гц с 220 до 44 В и выпрямляет его для питания электромагнитов прямого- и обратного хода в разноименные полупериоды [73,81].



1 - шпиндель; 2 - трехступенчатый цилиндрический редуктор; 3 – фрикционная муфта; 4 - электромагниты прямого и обратного хода; 5 - боек; 6 - коллекторный двигатель; 7 - буферная пружина.

Рисунок 1.8 - Электромагнитный перфоратор типа СЦ-2

В таблице 1.3 представлены технические характеристики электромагнитных перфораторов.

Таблица 1.3 - Технические характеристики электромагнитных перфораторов

№	Параметры	ИЭ-4709	СЦ-2
1	Энергия удара, Дж	2,5	4,5
2	Частота ударов, Гц	50	50
3	Потребляемая мощность, Вт	650	900
4	Тип электродвигателя	УКД	УКД
5	Диаметр бурения, мм	16	20
6	Масса, кг	7	19

В отличие от электромагнитного перфоратора типа ИЭ-4709, в корпусе СЦ-2 отсутствуют встроенные диоды, поэтому для его питания необходимо иметь преобразовательное устройство УПЭБ, что явилось существенным недостатком этого ручного перфоратора.

Электромагнитные перфораторы имеют следующие преимущества: исключение в конструкции механической передачи; простота конструкции; сравнительно меньшая стоимость. Следующие недостатки электромагнитных перфораторов как: низкий КПД электромагнита, низкие энергетические характеристики ограничили их применение.

1.2.4 Ручные электромеханические перфораторы ударно-поворотного действия

Ручные электромеханические перфораторы ударно-поворотного действия предназначены для бурения шпуров и сверления отверстий, пробивки борозд в бетоне, кирпичной кладке и других материалах. Они широко применяются в строительном-монтажных и других слесарно-ремонтных работах.

Результаты испытаний и эксплуатации электромеханических перфораторов позволили установить, что в тяжелых условиях работы происходят различные резонансные колебания в основных механизмах, влияющие на надежность и производительность их работы. Особенно при ускоренных режимах, с целью достижения относительно высокой

производительности происходят их вибрации, приводящие к износу и поломке нагруженных деталей электромеханических перфораторов.

Основной причиной поломок нагруженных деталей и исполнительных элементов перфоратора является несоответствие их динамических характеристик тяжелым условиям работы при бурении или сверлении крепких пород. Причиной возникновения резонансных колебаний являются нерациональные режимы бурения (сверления), вызванные пульсирующим действием силы удара (при встрече исполнительного инструмента с более твердыми участками разрабатываемой породы), биения и неточное зацепление зубчатых шестерен, недостаточная виброустойчивость конструкций.

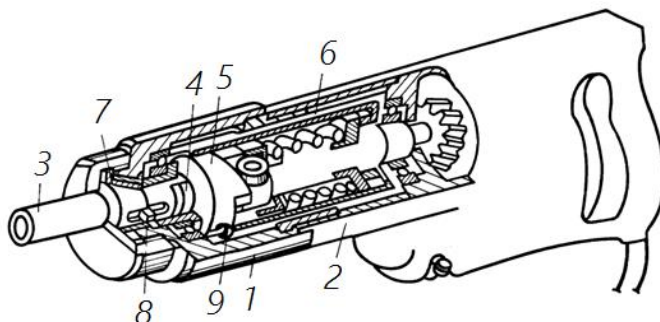
Решение вышеизложенных проблем обуславливает необходимость исследования и совершенствования конструкций электромеханических перфораторов ударно-поворотного действия.

В этом плане Российскими учеными изобретены и предложены оригинальные конструкции ручных электромеханических перфораторов ударно-поворотного действия для строительно-монтажных работ.

Научным сотрудником Новосибирского государственного технического университета (Россия) А.М. Яруновым разработан электромеханический перфоратор [31,82], который имеет ствол цилиндрической формы 1, установленный на цилиндрической части корпуса редуктора, электродрели 2, шпиндель инструмента 3, имеющее пазовое подвижное соединение с толкателем-бойком 4, концентрично размещенным в торцовом кулачке 5, имеющим байонетное соединение с полым валом 6 (рисунок 1.9). Шпиндель инструмента 3 и корпус 1 выполнены с коническими поверхностями, между которыми размещены конические кольца двухслойной конусной фрикционной муфты: внутреннее коническое кольцо 7, имеющее пазовое шлицевое соединение со стволом, и внешнее коническое кольцо 8, имеющее пазовое шлицевое соединение с пазом шпинделя инструмента, а байонетное соединение осуществляется Г-образными пазами полого вала 6 и штифтами 9 с уступами, соприкасающимися с внутренней поверхностью полого вала 6, и

установленными в глухих отверстиях торцевого кулачка 5, перпендикулярных к его оси вращения.

Электромеханический перфоратор работает следующим образом. Вращение ротора двигателя передается его двухступенчатым зубчатым редуктором полуму валу 6 и через байонетное соединение с торцовым кулачком 5 сообщается при помощи его криволинейных рабочих поверхностей и роликов толкателя-бойка 4 шпинделю инструмента 3. До соприкосновения инструмента с обрабатываемым материалом или породой такое вращение не преобразуется в возвратно-поступательное движение толкателя-бойка 4 с ударами по торцу шпинделя инструмента 3, т.е. имеет место холостой ход. После рассматриваемого соприкосновения шпиндель останавливается силами трения двухслойной конусной фрикционной муфты или замедляет свое вращение и происходит переход с холостого хода на рабочие режимы, соответственно, только удар или вращение с ударом - бурения.



1 - ствол; 2- корпус; 3- шпиндель инструмента; 4- толкатель-бойка; 5- кулачок; 6- вал; 7- внутреннее коническое кольцо; 8- внешнее коническое кольцо; 9- штифт.

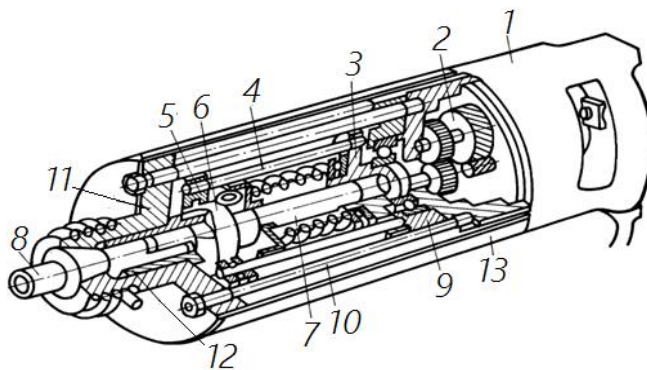
Рисунок 1.9 - Ручной электромеханический перфоратор ударно-поворотного действия типа РЭМП-1

Недостатками перфораторов данного типа являются наличие сложной конструкции, возможность размыкания основания крепления пружины межвиткового давления и коромысла при переходе с холостого хода на рабочий режим, путем перемещения бойка от нажатия инструментом на поверхность материала и преобразования коромыслового механизма в коромыслово-

кривошипно-ползунный, работающий при сравнительно низкой скорости вращения кривошипа.

Учитывая вышеизложенные недостатки А.М. Яруновым разработана другая – более совершенная конструкция электромеханического перфоратора [31,82], который состоит из двигателя 1, зубчатого редуктора 2, головки 3, шпильки 4, основания 5, торцового кулачка 6, толкателя-бойка 7, шпинделя инструмента-бура 8, основания корпуса 9, шпилек 10, головки 11, втулки 12 и кожуха 13 (рисунок 1.10).

Данный электромеханический перфоратор работает следующим образом. Вращение ротора двигателя 1 через зубчатый редуктор 2 передается головке 3 с зубчатыми колесами и шпильками 4, сообщается основанию 5, а также через байонетное соединение торцовому кулачку 6. Рабочая криволинейная поверхность торцового кулачка 6, преобразует его вращение в поступательное перемещение толкателя-бойка 7, с его вращением в осевом направлении шпинделю инструмента-бура 8 с ударами по торцу его хвостовой части, после размыкания рабочей криволинейной поверхности торцового кулачка 6 по ее верхней линии с образующей цилиндрического ролика толкателя-бойка 7.



1-двигатель; 2-зубчатый редуктор; 3-11 головки; 4-10 шпильки; 5- основания; 6- торцовый кулачок; 7- толкатель-бойка; 8- шпиндель инструмента; 9- основания корпуса; 12- втулка; 13- кожух.

Рисунок 1.10 – Ручной электромеханический перфоратор типа РЭМП-2

В таблице 1.4 представлены технические характеристики электромеханических перфораторов.

Таблица 1.4- Технические характеристики электромеханических перфораторов

№	Параметры	РЭМП-1	РЭМП-2
1	Энергия удара, Дж	3,5	4,5
2	Частота ударов, Гц	11	12
3	Потребляемая мощность, Вт	420	420
4	Тип электродвигателя	УКД	УКД
5	Диаметр бурения, мм	12	14

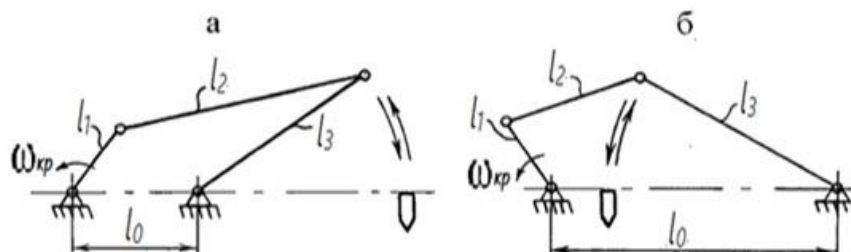
Недостатками данного перфоратора являются сравнительно большая металлоемкость и трудоемкость изготовления за счет длины ствола и времени обработки соосных внутренних и внешних поверхностей тонкостенного ствола. Достаточно быстрый нагрев ствола от ударного взаимодействия толкателя-бойка и шпинделя инструмента, обусловленный замкнутой формой ствола, препятствующей охлаждению воздухом, вызывающей снижение долговечности обмоток электродвигателя и затрудняющий температурным воздействием условия работы оператора-бурильщика [44,31,82].

1.2.5 Ручные электромеханические перфораторы на основе механизма переменной структуры

В течение ряда лет Инженерной академией Кыргызской Республики (ИА КР) совместно с Институтом машиноведения и автоматики Национальной академии наук Кыргызской Республики (ИМА НАН КР) создаются новые виды перспективных ручных электромеханических перфораторов (ПРЭ) на основе механизма переменной структуры, не имеющих аналогов в мировой практике.

Процесс создания ручных электромеханических перфораторов на основе механизма переменной структуры (МПС) включает в себя 5 этапов: синтез кинематической схемы, проведение расчетов, конструирование, изготовление, исследование и ресурсно-промышленные испытания.

На сегодняшний день разработаны двенадцать модификаций ПРЭ, десять из которых изготовлены по схеме с наибольшим шатуном (рисунок 1.11. а), а две модели спроектированы по схеме с наибольшим основанием типа ПРЭ-7 и ПРЭ-8 (рисунок 1.11, б). Необходимо отметить, что каждая последующая модель являлась результатом усовершенствования предыдущей.



l_0 – основание; l_1 – кривошип; l_2 – шатун; l_3 – коромысло.

Рисунок 1.11 – Кинематическая схема механизма переменной структуры:

а - схема с наибольшим шатуном; б - схема с наибольшим основанием

Так как данная работа посвящена разработке и созданию электромеханических перфораторов на основе механизма переменной структуры рассмотрим их конструктивные особенности. Ниже приведены технические характеристики ручных электромеханических перфораторов ПРЭ с МПС (таблица 1.5).

Таблица 1.5 – Технические характеристики ручных электромеханических перфораторов на основе механизма переменной структуры

№	Параметры	Электромеханические перфораторы типа ПРЭ							
		1	2	3-4	5	6	7	8	9
1	Энергия удара, Дж	2,5	1,5	1,5	2	3,5	2,5	19,5	5
2	Частота ударов, Гц	35	33	33	33	29,4	38,5	33,2	21,2
3	Потребляемая мощность, Вт	450	450	420	420	600	420	530	530

Из представленных технических характеристик перфораторов (таблица 1.5), первые четыре модификации ПРЭ-1, 2, 3, 4 разработаны конструктором

Уркуновым З.А. в фирме «Уста» по одной и той же кинематической схеме с незначительными отличиями, вводимыми последовательно при установлении того или иного недостатка [9,19,21,23].

Конструкция ПРЭ-1 (рисунок 1.12) является первой модификацией перфоратора с МПС, спроектированной с применением электрического двигателя 1. Данный перфоратор работает следующим образом. Вал электродвигателя 2 с шестерней 19 приводит в движение кривошип-шестерню 6 с помощью зубчатых колес. Вращение кривошипа преобразуется через шатун в качательное движение коромысла 4. Коромысло наносит удар по волноводу 7, передающему, в свою очередь, ударный импульс на хвостовик инструмента 15. Вращательное движение инструмент 15 получает от вала электродвигателя 2 посредством зубчатых колес 9 и 19.

Муфта предельного момента предохраняет электродвигатель от перегрузок и состоит из зубчатого колеса, шариков 16, пружины 20. В случае заклинивания инструмента 15 в разрушаемой породе, шарики 16 выталкиваются из лунок и продолжают вращение вместе с зубчатым колесом до тех пор, пока они вновь не станут способными передавать вращательный момент.

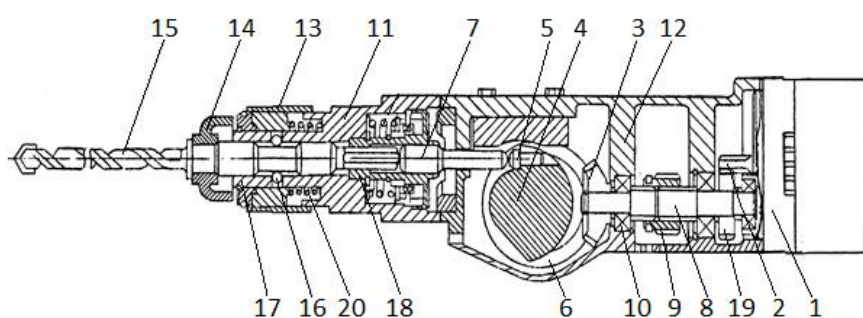
Муфта сцепления состоит из широкой шестерни с внутренними шлицевыми пазами, способной изменять свое положение на валу. Передвижением шестерни на один шаг вправо, обеспечивается ударно-вращательный режим, еще на один шаг правее - ударный режим работы перфоратора.

Конструкция перфоратора состоит из следующих узлов: двигателя, редуктора, механизма переменной структуры, муфты предельного момента, муфты сцепления, промежуточного волновода и буксы.

Следует отметить, что в данной модификации проектировались ударный узел и редуктор, которые затем встраивались вместо соответствующих узлов перфоратора фирмы "Dauer" (г. Даугавпилс, Латвия), конструкция которого идентична с электромеханическим перфоратором ПРЭ-1 (рисунок 1.12).

Механизм переменной структуры состоит из кривошипа, шатуна, коромысла и стойки. Кривошип выполнен совместно с коническим колесом 3. Он установлен на подшипнике 10 который закреплен с помощью стопорного кольца, крышки и крепежных деталей на корпусе 12. Шатун посажен на кривошипе 6 и коромысле 4 без подшипников. Зазоры между этими элементами регулируются шайбой. Коромысло 4 установлено на стойке с помощью подшипников и оси. Стойка закреплена на корпусе 12 крепежными деталями. На коромысле 4 установлен боек 5, который взаимодействует с волноводом 7 [8,9,19,21,23].

Вращатель состоит из двигателя и редуктора. Двигатель закреплен к корпусу 12 машины с помощью крепежных деталей. Зубчатый вал двигателя входит в зацепление с колесом 19, установленным с помощью шпонки на шлицевом вале 8. Шлицевой вал 8 взаимодействует с колесом 9, передающим вращение на инструмент 15 и на кривошип 6. Вращение кривошипа осуществляется с помощью шлицевого вала 8, шпонки и конической шестерни 3, которые вращаются на подшипниках. Их фиксация и осевое регулирование осуществляется кольцами. Вращение инструмента происходит с помощью вал-шестерни колеса и муфты предельного момента. Муфта предельного момента состоит из хвостовика, связанного с инструментом 15; шариков 16; пружины 20. Все элементы муфты зафиксированы с помощью стопорных колец.



- 1- электродвигатель; 2- вал электродвигателя; 3- коническое колесо;
 4- коромысло; 5- боек; 6- кривошип; 7- волновод; 8- шлицевой вал;
 9,19- зубчатое колесо; 10- подшипник; 11- букса; 12- корпус; 13- замок;
 14- пыле защитник; 15- инструмент; 16- шарик; 17- затвор; 18- шайба; 20- пружина.

Рисунок 1.12 – Конструкция электромеханического перфоратора ПРЭ – 1

Замок для смены бура (инструмента 15) состоит из пружины 20 и шарика 16 с его затвором 17. Замок 13 закрывается крышкой и пылезащитным щитом 14. Муфты и замок установлены в буксе 11, которая крепится к корпусу с помощью крепежных деталей. Отраженные волны от инструмента 15 гасятся фигурной шайбой 18.

Разработанную конструкцию не изготавливали ввиду её конструктивной сложности. Для проверки работоспособности МПС необходима была простая конструкция перфоратора с целью экономии времени и средств [8,19,23].

С учетом вышеизложенного была спроектирована новая модификация перфоратора ПРЭ-2, где также, как и в конструкции ПРЭ-1 проектировались только ударный узел и редуктор, встраиваемые затем вместо соответствующих узлов перфоратора фирмы "Dauer". Принцип работы данной модели мало отличается от предыдущей (изменению подверглись формы некоторых деталей, место расположения ударного узла и хвостовой части перфоратора исключены шлицевые шестерни).

В ходе испытаний работы перфоратора в ударном режиме, с целью исключения передачи вращения через втулку с внутренним шестигранником в хвостовой части перфоратора были использованы инструменты с цилиндрической хвостовой частью.

Проведенные испытания выявили образование зазоров в ударном узле в результате быстрого изнашивания деталей из алюминиевого сплава, и в частности, оси опоры коромысла, что недопустимо в работе машины. В данной модификации из алюминиевого сплава изготовлены корпуса перфоратора и оси опоры коромысла, а остальные детали были изготовлены из стали различных марок. Затем была разработана модификация ПРЭ-3. В ней исключены втулки с внутренним шестигранником, полностью заменив хвостовой узел и двигатель на соответствующие узлы пермского перфоратора "Вильва" (Россия). Также в этой модели с учетом предыдущих была испытана стальная ось опоры коромысла. В остальном новая конструкция имела тот же принцип работы, что и ПРЭ-2.

Испытания данной конструкции перфоратора показали, что образование зазоров происходит в местах крепления стальных деталей к корпусу из сплава алюминия. Следующая модификация перфоратора ПРЭ-4 была идентична ПРЭ-3, единственным отличием которого стал стальной сборный корпус.

Целью дальнейшего усовершенствования конструкции стала реализация возможности обеспечения трехрежимной работы перфоратора со значительными улучшениями эксплуатационных характеристик. Для новой модификации применена другая кинематическая схема, воплощенная в конструкции перфоратора ПРЭ-5.

Данная модель имела более технологичную конструкцию, что во многом отличало её от прежних модификаций. Основные преимущества конструкции этого перфоратора связаны с применением оригинальных конструкций эксцентриковых механизмов сцеплений для переключения режима работы данной машины, один из которых выводит из зацепления кривошип-шестерню с одновременным фиксированием положения коромысла, а также с использованием цельного стального сварного корпуса [8,19,23].

Проводившиеся испытания выявили поломки подшипников опор кривошипа и коромысла, опоры кривошипа и самого кривошипа, развинчивание крепежных деталей. В процессе испытаний наблюдались различные результаты по производительности бурения пород после каждой сборки ударного узла.

Исходя из анализа можно отметить, что наиболее вероятной причиной поломок является недостаточная жесткость ударного узла. Поэтому был спроектирован новый перфоратор ПРЭ-6, в котором была усилена опора кривошипа, увеличением его опорной длины, а сам кривошип был изготовлен отдельно от шестерни. Эти важные изменения в конструкции присутствуют во всех последующих модификациях.

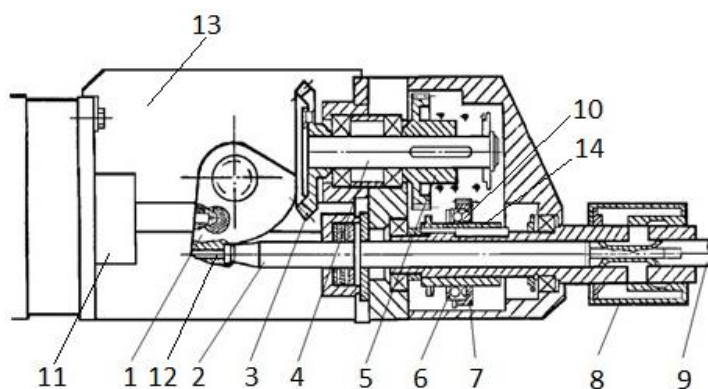
Дальнейшие испытания этого перфоратора часто прерывались поломками подшипников качения опоры коромысла, и к тому же, выяснилось несоответствие характеристик двигателя его паспортным данным, что и

привело к быстрому выходу его из строя. Испытания также сопровождались вывинчиванием крепежных деталей.

Ударный механизм на основе МПС, спроектированный по схеме с наибольшим основанием, является важной особенностью новой модели перфоратора ПРЭ-7. Данная модель не было изготовлено в виду недостаточной исследованности подобной схемы ударника.

В следующей модификации перфоратора типа ПРЭ-8 ударный узел также спроектирован по схеме с наибольшим основанием. Отличительной особенностью данной конструкции является отсутствие муфты для перехода в ударный режим, то есть ПРЭ-8 работает в двух режимах: вращательном и ударно – вращательном. Данная модель также не было изготовлено, в виду недостаточно проведенных исследований схемы ударника.

В результате проведенных теоретических исследований были выявлены наиболее выгодные параметры шарнирного четырехзвенника, которые и были реализованы в последующей модификации перфоратора типа ПРЭ-9 (рисунок 1.13).



1- коромысло; 5,7- цилиндрические зубчатые колеса; 3- коническое зубчатое колесо; 6- муфта предельного момента; 2- волновод; 8- замок; 4- вал-шестерня; 9- инструмент; 10- шарик; 11- электродвигатель; 12- боек; 13- корпус; 14- втулка.

Рисунок 1.13 – Конструкция электромеханического перфоратора ПРЭ – 9

Принцип работы данной модели аналогичен, хотя и имеет ряд особенностей:

- схема ударника заменена на исходную схему с наибольшим шатуном, как и было до ПРЭ-6 включительно;

- данная модификация ПРЭ-9 обладает существенным отличием – более жесткой опорой кривошипа, что позволяет выдерживать фиксированную величину межопорного расстояния ударного четырехзвенника, достигаемую за счет жесткого крепления опоры в корпусе. В предыдущих модификациях перфораторов опоры кривошипов совмещены с эксцентриковыми механизмами сцеплений, где предусматривались необходимые зазоры [65].

Как известно, в конструкциях перфораторов с ударно-вращательным принципом действия, мощность двигателя потребляется как для генерации ударного импульса, так и для вращения инструмента перфоратора. При этом в процессе бурения с углублением инструмента в обрабатываемую среду увеличивается момент трения инструмента об обрабатываемую среду, т.е. с увеличением глубины бурения происходит перераспределение выходной мощности двигателя [8,19,23].

Испытания также показали, что при бурении шпуров наблюдается частое заклинивание бура вследствие увеличения трения между поверхностями бура и обрабатываемой породой.

1.3. Постановка задач исследований

Проведенный обзор и анализ конструкций перфораторов ударно-вращательного, ударно-поворотного действия, а также ручных электромагнитных перфораторов показал ряд их недостатков.

К основным недостаткам пневматических перфораторов относятся необходимость приобретения, обслуживания и трудоемкость эксплуатации дорогостоящих компрессоров. Недостатки гидравлических перфораторов ударно-поворотного действия характеризуются необходимостью использования дополнительной масло станции.

Конструкции электромеханических перфораторов ударно-поворотного действия имеют недостатки, которые характеризуются относительно большой металлоемкостью и трудоемкостью изготовления ствола и обработки соосных внутренних и внешних поверхностей тонкостенного ствола. Процесс эксплуатации сопровождается быстрым нагревом ствола от ударного взаимодействия толкателя-бойка и шпинделя инструмента, обусловленный замкнутой формой ствола, что препятствует охлаждению воздухом и в конечном итоге снижает долговечность их работы.

Недостатки ручных электромагнитных перфораторов характеризуются низким КПД электромагнита, что ограничивает область их применения.

Практика показала, что к недостаткам электромеханических перфораторов на основе механизма переменной структуры относятся частое заклинивание инструмента вследствие увеличения трения между инструментом и обрабатываемой породой.

Исходя из анализа конструкций существующих перфораторов, следует отметить, что наиболее перспективными и технологичными в применении являются электромеханические перфораторы ударно-поворотного действия. Данные перфораторы предназначены для бурения шпуров ударно-поворотным способом и представляет собой механическую ударную машину, автоматически

наносящие удары по торцу волновода, который находится в контакте с буровой штангой и одновременным принудительным поворотом инструмента.

В связи с этим разработка и создание новой конструкции электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом, является весьма актуальной проблемой, решение которой имеет важное народнохозяйственное значение.

Решение указанной проблемы обуславливает необходимость постановки и проведения следующих задач исследований:

- разработка методики выбора кинематической схемы, конструкции и параметров ударно - поворотного механизма перфоратора;

- разработка математической модели и анализ динамики перфоратора с ударно - поворотным механизмом;

- разработка конструкции и создание опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом;

- разработка методики и проведение экспериментальных исследований динамики опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом.

Выводы по главе 1

1. Сделан сравнительный анализ динамических схем процессов ударно-вращательного, вращательно-ударного и ударно-поворотного бурения с помощью ручных перфораторов. Ударно-поворотное бурение отмечено как система, обеспечивающая эффективное бурение.

2. Проведен обзор и анализ конструкций пневматических, гидравлических и электромеханических перфораторов с ударно-поворотным режимом бурения. Выявлены их достоинства и недостатки, определены рациональные области их применения.

3. Выявлено, что по техническим и технологическим характеристикам, наиболее перспективными являются электромеханические перфораторы с ударно-поворотным механизмом.

4. Обоснована необходимость разработки новой конструкции и создания опытного образца электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом. Сформулированы задачи дальнейших исследований, которые позволят достижения наметенной цели.

ГЛАВА 2 МЕТОДИКА ВЫБОРА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ И ПАРАМЕТРОВ УДАРНО-ПОВОРОТНОГО МЕХАНИЗМА ПЕРФОРАТОРА

2.1 Обоснование и выбор кинематической схемы ударного механизма

В ручных электромеханических перфораторах ударные механизмы являются основным его исполнительным узлом и эффективность работы перфоратора, в первую очередь, зависит от правильности выбора схемы ударного механизма. Поэтому на первом этапе разработки и создания опытных образцов перфораторов перед конструктором возникают задачи исследования и анализа кинематических схем их ударных механизмов. Исполнительный механизм разрабатываемого перфоратора является обыкновенным шарнирно-четырёхзвенным механизмом. На практике создание ударных машин на основе механизма переменной структуры (МПС) могут осуществляться конструкции с наибольшим шатуном, коромыслом и межопорным расстоянием. Из выше перечисленных механизмов на практике разработки и создания ударных машин используются кривошипно-коромысловые механизмы с наибольшим шатуном.

Под руководством академика С. Абдраимова в Инженерной академии Кыргызской Республики проведены определенные работы по разработке новых конструкций и созданы опытные образцы ручных перфораторов с МПС. Ударный механизм этих перфораторов имеет переменную структуру и представляет собой обыкновенный плоский шарнирный четырехзвенный механизм (рисунок 2.1) кривошипно-коромыслового типа [6,7,12,13,14,37], состоящий из кривошипа, шатуна, коромысла и стойки. Как видно из рисунка 2.1, кривошип выполняет функцию ведущего, шатун – передаточного, коромысло - ведомого звена [4,5,16,63].

Принцип работы данного кривошипно-коромыслового механизма заключается в следующем. Если за начало отчета принять точку m , то ведущее звено l_1 вращаясь вокруг оси O_1 по указанному направлению поворота с угловой скоростью ω , через передаточное звено l_2 , приводит в качательное

движение ведомое звено l_3 . В результате за полных два оборота звена l_1 звено l_3 совершает одно полное качание вокруг оси O_2 . В данном механизме размеры звеньев подобраны таким образом, что при повторном достижении звена l_1 точки m , т.е. за один его полный оборот, точка n звена l_3 проходит половину пути по дуге, которую можно представить как n , которое по дуге движется к точке 2, затем от точки 2 обратно к своему исходному положению n (рисунок 2.1). В последующем вращении звена l_1 , движение ведомого звена l_3 совершается в нижней части оси O_1x . При этом точка n двигается по дуге от исходного своего положения до точки 1 и обратно к своему исходному положению n .

Таким образом, за два оборота ведущего звена l_1 , точка n ведомого звена l_3 проходит путь по дуге от исходного положения до крайней точки 2 и обратно от этой точки до исходного положения n . Следующее вращение ведущего звена l_1 , характеризуется движением точки n по дуге от исходного своего положения до точки 1 и обратно к своему исходному положению n .

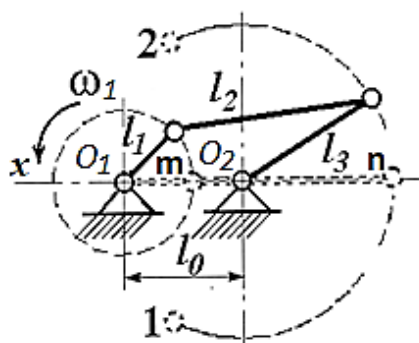


Рисунок 2.1 - Кинематическая схема шарнирно - четырехзвенного механизма

Кинематический анализ, в частности диаграмма положений кривошипно-коромыслового механизма показывает [19], что при достижении ведущим звеном точки m , а ведомым звеном точки n , звенья механизма выстраиваются в одну линию (рисунок 2.1). В данном механизме это происходит при каждом полном обороте ведущего звена. Кроме того, при определенных соотношениях геометрических параметров звеньев у различных видов плоских рычажных механизмов за один полный оборот ведущего звена выстраивание звеньев в

одну линию, может происходить один и более раз. Например, в механизме «параллелограмм» встраивание в одну линию звеньев происходит два раза за один полный оборот ведущего звена и т.д [5,6,22,37,63].

Выстраивание звеньев в одну линию называют особым положением механизмов. В особом положении механизмы находятся в состоянии кинематической неопределенности. В этом состоянии, не изменяя направления вращения ведущего звена, возникает возможность управления движением ведомого звена. В частности, это достигается сокращением пути качения ведомого звена в одну сторону от линии встраивания звеньев, что приводит изменению траектории его движения. Поэтому, совокупность систем таких звеньев называют механизмами переменной структуры. Согласно теореме С. Абдраимова, если в особом положении механизмов ограничить движение ведомого звена, то механизм называется МПС. Примером служит кривошипно-коромысловый механизм, представленный на рисунке 2.2.

Как видно из рисунка 2.2, в МПС ведомое звено l_3 работает только на одной половине от линии встраивания звеньев, в данном случае, только в верхней части. При образовании МПС длина дуги полного качения ведомого звена l_3 сокращается в 2 раза, прямой ход составляет от точки 1 до точки 2, а обратный – от точки 2 до точки 1. За это время, когда ведомое звено l_3 делает полное качение, он успевает 2 раза ударить по упору u . Здесь упор u служит элементом управления движением ведомого звена и упор в зоне кинематической неопределенности механизма меняет существующую траекторию движения ведомого звена, что позволяет использовать данный механизм в качестве ударного механизма. Несмотря на одинаковые расстояния прямого и обратного хода, время, затрачиваемое ведомым звеном на обратный ход в 3 раза больше. Так как, при одинаковой скорости вращения ведущего звена l_1 , ведомое звено проходит путь по дуге от точки 1 до точки 2, за 270° угла поворота звена l_1 и обратно от точки 2 до точки 1, за 90° угла поворота звена l_1 . При этом движение звена l_3 в промежутке от точки 1 до точки 2 равнозамедленное, обратно от точки 2 до 1 - ускоренное. В результате чего

ведомое звено l_3 имея максимальное значение скорости, ударяется по упору y с такой динамической силой, которую можно определить через кинематические и динамические (массовки) параметры механизмов. Это и послужило основным фактором для использования МПС в качестве основных исполнительных органов в ударных машинах [5,6,63,79].

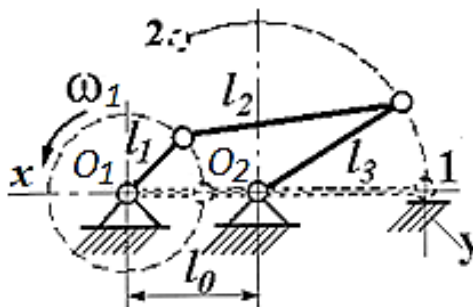


Рисунок 2.2 - Кинематическая схема шарнирно - четырехзвенного механизма переменной структуры

В зависимости от кинематических параметров, по соотношению геометрических размеров длин звеньев и межопорного расстояния различают ударные МПС с наибольшим шатуном, наибольшим коромыслом и наибольшим межопорным расстоянием [5,6,15,57,58,63,79]. Ударные МПС с наибольшим шатуном, рекомендуются при создании машин весом не более 500 кг и с энергией удара до 1000 Дж [5,6,15,19,20,22,63].

Используя такие свойства ударных МПС с наибольшим шатуном научными сотрудниками Инженерной академии КР разработаны и созданы ручные перфораторы ПРЭ и МПР (см. главу 1), отбойные молотки МРЭ-7, МРГ-3 и МОМ-10 и молот большой мощности МО-100 в конструкциях которых используются ударные механизмы переменной структуры. Среди них отбойные молотки МОМ-10 и МРГ-3 по энергии удара не уступают пневматическим перфораторам ПП50 и ПП54, а по к.п.д. даже их превосходят, отличаются также простотой конструкции и технологичностью изготовления деталей. В работе в качестве методики выбора кинематической схемы ударного механизма были использованы работы [3,10,17,20,22,30,32,56,57,58].

В связи с вышеизложенным разработка и создание электромеханического перфоратора на основе МПС с ударно-поворотным механизмом будет осуществляться с использованием схемы шарнирно-четырёхзвенного механизма с наибольшим шатуном.

Следует отметить, что решение поставленных задач требует проведения комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, что, в первую очередь, связано с выбором геометрических параметров основных звеньев и механизмов разрабатываемого электромеханического перфоратора.

2.2 Обоснование и выбор конструкции поворотного механизма

На основе анализа конструкций и технических характеристик существующих ручных перфораторов (см. главу 1), нами осуществлен поиск перспективной конструкции поворотного механизма, разрабатываемого ручного электромеханического перфоратора. Также следует отметить, что при выборе поворотного механизма разрабатываемого ручного электромеханического перфоратора использованы методики, изложенные в работах [11,45,55,56,58,79,]. В результате изучения и обобщения этих работ выявлено, что целесообразным является применение в разрабатываемом перфораторе кривошипно-коромыслового МПС с наибольшим шатуном, где коромысло представлено в виде храпового устройства.

Из существующей практики известно, что эти поворотные механизмы находят широкое применение в шаговых двигателях, грузоподъемных устройствах и горных ручных перфораторах. По существу эти поворотные механизмы обеспечивают вращение оси только в одном направлении. Поворотный механизм состоит из храпового кольца и собачки, которая взаимодействует с храповым кольцом с помощью прижимающих пружин через плунжер.

В процессе работы поворотные механизмы подвергаются различным по величине и направлению динамическим нагрузкам. Поэтому, в храповике

положение оси собачки выбирают с таким расчетом, чтобы окружная сила храповика, вызываемая трением, обеспечивало появления равнодействующей силы, момент которой прижимал бы собачку к храповому колесу и не выводил ее из зацепления. Это достигается в том случае, если угол между окружной и равнодействующей сил больше угла трения.

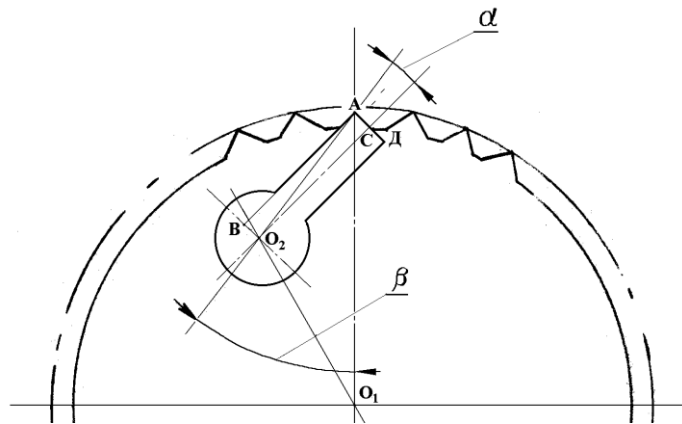


Рисунок 2.3 - Схема определения радиуса вращения центра собачки

При разработке поворотного механизма инструмента перфораторов на основе МПС, воспользовались следующей формулой [63], позволяющей определить количество зубьев храпового кольца с учетом расстояния СД (рисунок 2.3) между впадинами

$$CD = \frac{2\pi R - ZBC}{Z}, \text{ мм} \quad (2.1)$$

где Z- количество зубьев храпового кольца.

Очень важной величиной, от которой во многом зависит степени надежности поворотного механизма, является расстояние от оси вращения храпового стержня до оси собачки O_1O_2 . Расстояние O_1O_2 нужно рассчитать таким образом, чтобы обеспечивалось правильное зацепление собачек храпового стержня с зубьями храпового кольца, которое определяется [63]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{BO_2}{AB}, \text{ град}, \quad (2.2)$$

Тогда расстояние от оси до вершины паза

$$AO_2 = \frac{BO_2}{\sin \alpha}, \text{ мм} \quad (2.3)$$

Угол $\beta = 45^\circ - \alpha$, так как угол ВАО являясь половиной угла ВАС, равен 45° .

Из косоугольного треугольника O_1AO_2 определяем:

$$O_1O_2 = \sqrt{(AO_2)^2 + (AO_1)^2 - 2(AO_1)(AO_2)\cos\beta}, \text{ мм} \quad (2.4)$$

Подставляя численные значения, для первого варианта храпового механизма имеем $O_1O_2 = 12,1$ мм.

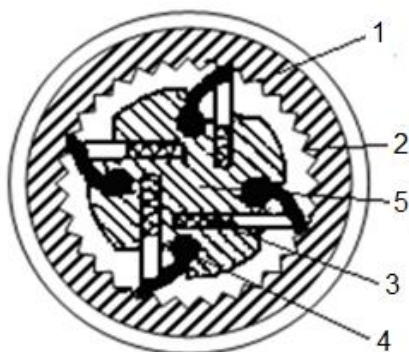
Далее, описывая окружность с радиусом O_1O_2 и с учетом количества собачек, на равных расстояниях друг от друга размещаем их центры, размеры храпового стержня определяются конструктивным путем.

Для получения неравенства углов в поворотном механизме шаговых двигателей и грузоподъемных устройств возможны две пути его реализации. Первое, с удалением оси собачки от оси храпового кольца на некоторое расстояние, что определяется конструктивно. При чрезмерном удлинении следует опасаться от переброса собачки на другую сторону храпового кольца механизма. Такое может произойти после определенного износа зубьев собачек и приведет к вынужденной остановке работы перфоратора. Второе, с увеличением размеров самой собачки поворотного механизма. В этом случае качество работы поворотного механизма от расстояния между осями храповика и собачки не зависит. При этом размеры собачек получаются значительными и монтаж его в механизм является трудоемким процессом.

В ручных и машинных перфораторах, поворотные механизмы, главным образом предназначены для преобразования вращательного движения во вращательно - прерывистое. Поэтому перфораторы классифицируются по типу поворотных механизмов, отличающихся различным исполнением основных деталей (храповое кольцо, храповой стержень и собачка), количеством собачек и принципом работы. По отношению к ходу поршня перфоратора, поворотные механизмы разделяют зависимого и независимого принципа действия. Кроме того, по количеству собачек и от их расположения подразделяются на несколько типов храповых устройств.

Для более детального изучения конструктивных особенностей этих поворотных механизмов, рассмотрим наиболее распространенные четыре варианта.

На рисунке 2.4 представлен поворотный механизм ручного горного перфоратора, где храповое кольцо 1 закрепляется к задней части цилиндра и имеет сверления в корпусе перфоратора для пропуска сжатого воздуха к воздухораспределительному устройству. В храповое кольцо входит головка геликоидального стержня 5 с собачками 4, которые сжимаются пружинами 3 через плунжеры 2 (где количество собачек равно четырем). На обратном ходу поршня, собачки соприкасаясь зубьями храпового кольца, поворачивают геликоидальный стержень в нужном направлении. Для этого на втором конце геликоидального стержня имеется геликоидальная нарезка с большим шагом, которая входит в геликоидальную (поворотную) гайку, неподвижно закрепленная в поршне-ударнике, имеющий шлицы с поворотной буксой.

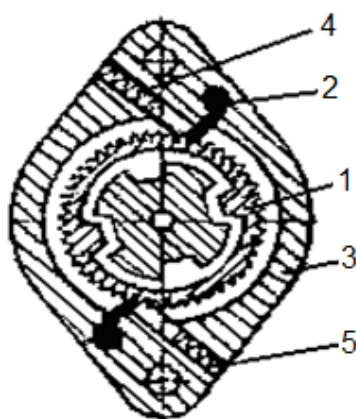


1- храповое кольцо; 2- плунжер; 3-пружина; 4-собачка; 5-храповой стержень

Рисунок 2.4 - Поворотный механизм с четырьмя собачками

Во время рабочего хода поршня благодаря своей значительной массе плунжер перемещается прямолинейно вперед относительно геликоидального стержня. При повороте последнего собачки свободно проскальзывают в храповом кольце. При обратном ходе геликоидальный стержень заклинивается в храповом кольце собачками, и поршень вынужденно поворачивается на некоторый угол, обеспечивая через шлицевое соединение поворотной буксы и бурового инструмента [25,33,36,40,45,60,63].

На ручных пневматических перфораторах, выпускаемых после 1980-х годов, в основном используется поворотный механизм, снабженный двумя собачками (рисунок 2.5). Принцип работы этого поворотного механизма, также основан на работе геликоидальной пары в комплексе с храповым механизмом, но при этом винтовая нарезка выполняется прямо на штоке поршня, который помимо геликоидальной нарезки имеет прямые шлицы. Геликоидальная нарезка штока поршня входит в соответствующие пазы храповой буксы 1 с наружными зубьями, которые совместно с собачками 2, пружинами 5 и плунжерами 4, смонтированными в корпусе 3, образуют храповой механизм.



1-храповое кольцо; 2-собачка; 3- букса; 4- плунжер; 5-пружина

Рисунок 2.5 - Поворотный механизм с двумя собачками в корпусе

Процесс преобразования вращательного движения в прерывисто-вращательное этим поворотным механизмом перфоратора аналогичен, только при рабочем ходе поршня вместо геликоидального стержня поворачивается храповая букса. Вращение поршня-ударника прямыми срезами или шлицами передается поворотной буксе и дальше буровому инструменту [25,36,45,60,63].

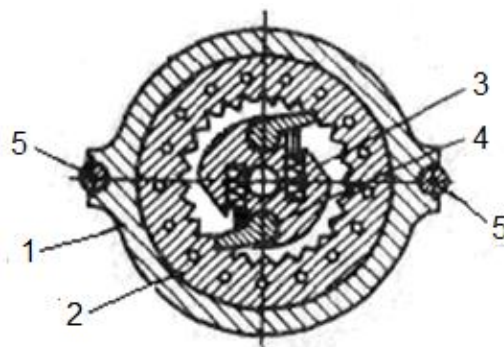
В данном исполнении поворотный механизм с геликоидальным стержнем отличается надежностью в работе и позволяет легко менять угол поворотного бурового инструмента заменой геликоидальной пары. Однако, при переносе храпового устройства в переднюю часть уменьшается длина и увеличивается диаметр каналов для подвода воздуха, что способствует увеличению к.п.д. перфоратора. Исходя из этого, в обычных перфораторах чаще применяют

поворотные механизмы с геликоидальным стержнем, а в перфораторах с большим числом ударов нередко отдают предпочтение второму типу поворотных механизмов.

Как видно из рисунка 2.5, в самом корпусе перфоратора нарезаны специальные пазы для установки собачек, а также имеется сквозное отверстие для пружин 5, где количество собачек равно двум, а их форма, как и в первом варианте имеет дугообразный вид. Технология сборки перфоратора значительно упрощена.

На рисунке 2.6 представлен поворотный механизм с храповиком и с двумя собачками, конструктивно идентичный первому. Однако, такие виды поворотных механизмов преимущественно используются в перфораторах с большим числом ударов, точнее, в буровых установках строчечного бурения. Здесь, также храповое кольцо 2 закрепляется к задней части цилиндра. В храповое кольцо входит головка геликоидального стержня 3 с собачками 4, которые сжимаются пружинами через плунжеры [25,45,60,63].

По принципу работы эти типы перфораторов являются зависимыми. На обратном ходу поршня, собачки соприкасаясь зубьями храпового кольца, поворачивают геликоидальный стержень в правую сторону, так как, на втором конце геликоидального стержня имеется геликоидальная нарезка с большим шагом, которая входит в геликоидальную гайку неподвижно фиксированная в корпусе через штифтовое соединение. В результате поршень через шлицевое соединение поворачивает ударный инструмент с поворотной буксой.

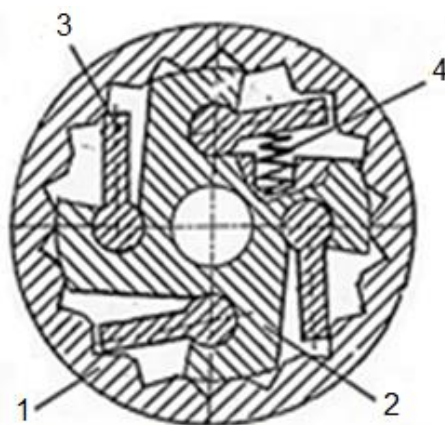


1- букса; 2-храповое кольцо; 3- пружина; 4- храповой стержень; 5-болт

Рисунок 2.6 - Поворотный механизм с двумя собачками в корпусе

В отличие от предыдущих вариантов, эти перфораторы предназначены для работы с вращательно-ударным принципом действия. Поршень ударник имеет небольшую массу и главным образом служит для вращения рабочего инструмента в нужном направлении. Между храповым кольцом и стержнем имеется достаточное пространство, которое используется для охлаждения и очищения водой корпуса перфоратора [25,60,63].

Практика показывает, что в некоторых случаях возникает необходимость получения вращения храповика не только в одном направлении, но и в другом. В этом случае зубцы у храповика и собачки изготавливают под прямым углом. Храповой механизм такого типа представлен на рисунке 2.7, и их обычно называют - реверсивными. Перекинув собачек вправо и влево, можно изменить направления вращения храповика.



1- храповое кольцо; 2-храповой стержень; 3- собачка; 4- пружина

Рисунок 2.7 - Поворотный механизм с четырьмя собачками в корпусе

Следует отметить, что при образовании буровых шпуров в машинном перфорировании длина цилиндрических шпуров доходит до нескольких десятков метров. И, благодаря реверсивному вращению инструмента процесс бурения проходит без поломок и других нарушений. Так как, форма и количество собачек обеспечивает хорошую бесперебойную работу, т.е. когда количество собачек четыре и больше, имеет место хорошее зацепление и перфоратор работает без отказа [25,33,36,60,63].

В процессе эксплуатации поворотных механизмов с прямыми зубьями износу подвергается только одна сторона грани зуба собачки, а вторая сторона грани остается не тронутой, а это позволяет в последующем поменять рабочую грань на нерабочее. Таким образом, каждый отдельно взятый зуб служит два срока эксплуатации.

Благодаря безопасности, безотказности и простоте изготовления в течение нескольких десятилетий храповые механизмы с прямыми зубьями являются основной неотъемлемой частью ручных горных перфораторов. Они в качестве поворотной муфты применены в следующих модификациях перфораторов: ПР-20, 25..., МПР-1, 2, 3, и др.

В связи с вышеизложенным, возникает необходимость продолжения работ по изучению поворотного механизма на основе храпового устройства с целью использования его в качестве муфты безопасности в ручных электромеханических перфораторах.

2.3 Методика выбора параметров звеньев поворотного механизма

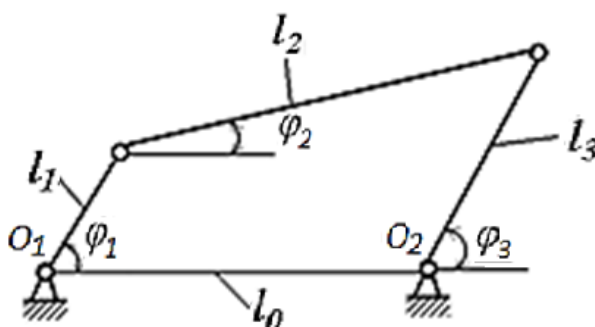
В электромеханических ручных перфораторах широко применяется механическая поворотная муфта одностороннего действия, в частности, храповой механизм, который приводится в действие от механических передач. Например, в ручных пневматических перфораторах храповые механизмы приводятся в действие с помощью механической геликоидной передачи [40].

Шарнирно-четырёхзвенные поворотные механизмы были использованы при разработке и создании перфоратора с гидроприводом [63]. Поэтому при выборе геометрических параметров шарнирно-четырёхзвенного механизма поворотного узла используем методику, приведенную в работе [63].

В процессе разработки ручного электромеханического перфоратора, размеры звеньев шарнирно-четырёхзвенного механизма поворотного узла (рисунок 2.8) были определены по известным формулам [37].

$$u_{31}^2 = \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{k \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}, \quad (2.5) \quad u_{21}^2 = \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{k \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}, \quad (2.6)$$

где: φ_1 , φ_2 и φ_3 - соответственно, угол поворота ведущего (кривошипа), промежуточного (шатуна) и ведомого (коромысла) звеньев, град; u_{31} - передаточная функция «коромысло-кривошип»; u_{21} - передаточная функция «шатун-кривошип»; k - отношение длины ведомого звена (коромысла) l_3 к ведущему l_1 , т.е. $k = l_3/l_1$.



l_1, l_2, l_3 – соответственно, длина ведущего (кривошипа), промежуточного (шатуна) и ведомого (коромысла) звеньев; l_0 – межопорное расстояние

Рисунок 2.8 - Кинематическая схема шарнирно - четырехзвенного механизма используемого в качестве поворотного механизма

Учитывая габариты разрабатываемого перфоратора на рисунке 2.9 представлены кинематические схемы звеньев поворотного механизма, при постоянном значении длины ведущего звена (кривошипа) $l_1 = 14$ мм и промежуточного звена (шатуна) $l_2 = 70$ мм. При этом, увеличивая длину коромысла l_3 от 25 до 50 мм, были определены соответствующие значения его угла поворота. Определено, что при $l_3 = 25$ мм, угол поворота коромысла $\varphi_3 = 67^\circ$ (рисунок 2.9, а), а когда $l_3 = 30$ мм, $\varphi_3 = 55^\circ$ (рисунок 2.9, б), при $l_3 = 35$ мм, $\varphi_3 = 47^\circ$ (рисунок 2.9, в), в случае, когда $l_3 = 40$ мм, $\varphi_3 = 41^\circ$ (рисунок 2.9, г). В последующем, при $l_3 = 45$ мм, $\varphi_3 = 36^\circ$ (рисунок 2.9, д), а когда значение $l_3 = 50$ мм, $\varphi_3 = 34^\circ$ (рисунок 2.9, е).

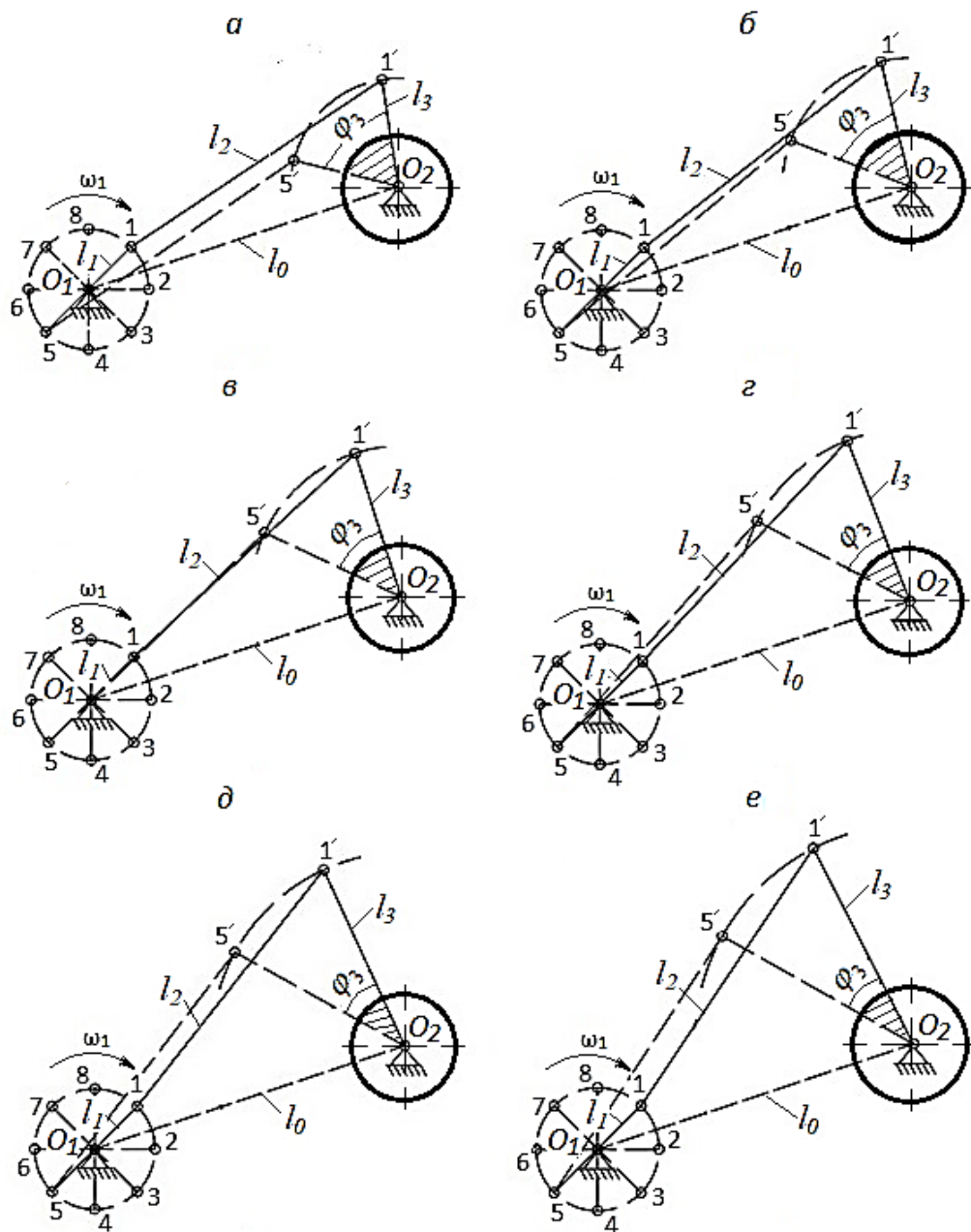


Рисунок 2.9 – Кинематические схемы поворотного механизма ручного электромеханического перфоратора:
 а - $l_3=25$ мм; б - $l_3=30$ мм; в - $l_3=35$ мм; г - $l_3= 40$ мм; д - $l_3= 45$ мм; е - $l_3= 50$ мм.

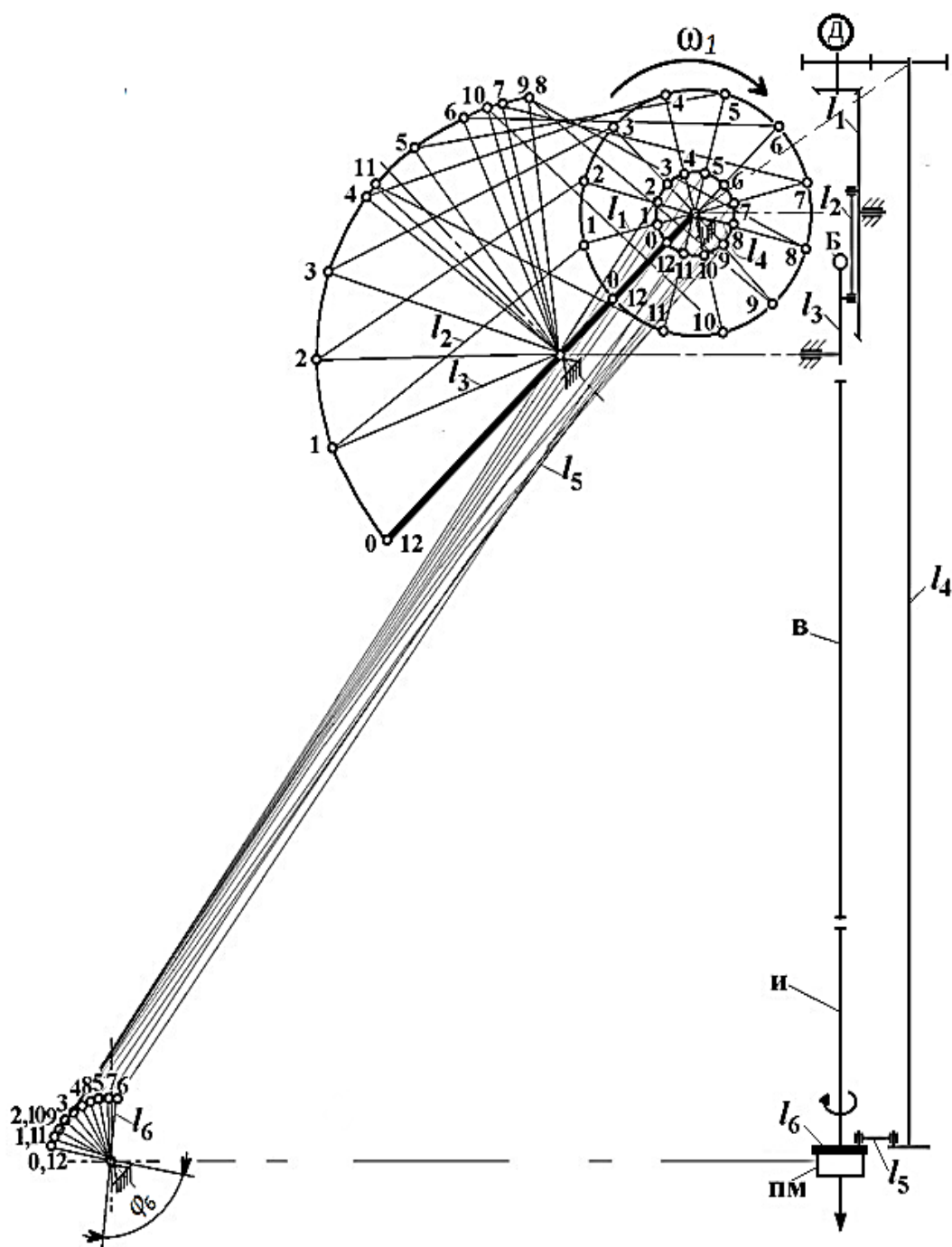
Из рисунка 2.9 видно, что с увеличением длины коромысла l_3 величина его угла качения заметно снижается. Представленный механизм при длине коромысла $l_3 = 25$ мм имеет максимальный угол поворота инструмента, т.е. $\varphi_3 = 67^\circ$. Результаты анализа представленных кинематических схем показали, что минимальная длина коромысла должен быть равным 30 мм.

Следует отметить, что чрезмерное увеличение длины коромысла также неэффективно. Так как, при длине коромысла $l_3 = 50$ мм поворот инструмента отсутствует. Это связано с конструкцией храпового механизма, который при малом угле поворота не успевает войти в зацепление с храповой втулкой, а для успешной работы храпового механизма, необходим качественное зацепление зубьев муфты. Откуда следует, что при длине коромысла 50 мм не обеспечивается поворот инструмента, перфоратор будет работать в режиме ударника. Из вышеизложенного следует, что величина длины коромысла должна быть в интервале $30 \leq l_3 < 50$.

На рисунке 2.10 представлен план положений звеньев ударного и поворотного механизмов, где наглядно показано согласованность их работы, т.е. построены кинематические схемы 12 положений звеньев ударного и поворотного механизма электромеханического перфоратора. Для построения 12 положений, один полный оборот кривошипа l_1 ударного механизма разбивается на 12 равных частей, и через них определяются соответствующие положения шатуна l_2 и коромысла l_3 , а за начало работы ударника принято особое положение механизма переменной структуры. Следует отметить в, что в данной схеме направление вращения кривошипа ударного механизма должна соответствовать направлению часовой стрелки.

Принцип работы представленного ударного механизма, согласно 12 его положениям заключается в следующем. По мере вращения кривошипа l_1 по указанному направлению, движение через шатун l_2 преобразуется в качательное движение коромысла l_3 , которое от точки 0 начинает двигаться в сторону точек 8,9. Движение коромысла в этом направлении называется обратным ходом. Положение в точке 9 указывает об окончании обратного хода коромысла, при повороте кривошипа на угол 270° , который соответствует одной трети его пути. В последующем повороте кривошипа на угол 90° , коромысло проходит путь от точки 9 до точки 12, который называется прямым ходом. Следует отметить, что коромысло прямой ход проходит ускоренно. В результате, в этом особом положении ударного механизма, коромысло наносит удар по торцу волновода

В. Ударная волна от волновода передается инструменту и от нее к обрабатываемому материалу. Далее процесс повторяется [34,63].



l_1, l_2, l_3 – соответственно, длина кривошипа, шатуна и коромысла ударного механизма; l_4, l_5, l_6 – соответственно, длина кривошипа, шатуна и коромысла поворотного механизма; Б – боек; Д – двигатель; В – волновод; И – инструмент; ПМ – поворотный механизм.

Рисунок 2.10 - План положений звеньев ударного и поворотного механизма электромеханического перфоратора

Ударный механизм данного перфоратора работает совместно с поворотным механизмом (ПМ) и принцип его работы заключается в следующем (рисунок 2.10). В редукторе шестерня взаимодействует с вал-шестерней, которая посредством шлицевого соединения вращает кривошипный вал l_4 , кривошипно-коромыслового механизма. Вращение кривошипного вала посредством шатуна l_5 преобразуется в качение коромысла l_6 одновременно являющегося корпусом поворотного механизма. Параметры кривошипно-коромыслового механизма поворота подобраны так, чтобы поворотный механизм, во время рабочего хода, повернул буровой инструмент И на угол 55° . Причем зацепление шестерен отрегулировано таким образом, чтобы рабочий ход поворотного механизма происходил, когда коромысло-боек отходит назад после соударения с волноводом В. Такая настройка совместной работы механизмов удара и поворота позволяет распределить нагрузку на универсальный коллекторный электродвигатель (УКД) перфоратора.

Кроме этого, поворотный механизм повернет буровой инструмент на угол $\varphi_6 = 55^\circ$, что вполне достаточно для обеспечения эффективной работы ручного электромеханического перфоратора. Из практики известно, что для эффективной работы перфораторов ударно-поворотного действия, за один полный оборот бурового инструмента боек должен производить не менее трех ударов по торцовой части инструмента [40]. При работе перфоратора за один полный оборот инструмента производится 7 ударов коромыслом ударного механизма по инструменту. Для надежной и долговечной работы электромеханического перфоратора с механизмом переменной структуры, следует выбирать рациональные геометрические параметры звеньев: длину коромысла $l_3 = 30$ мм, длину кривошипа $l_1 = 14$ мм не более, а длина шатуна l_2 может варьироваться в широком диапазоне, так как в данной конструкции она принята из конструкторских соображений, равным 70 мм. Практика показала, что длина шатуна, на качественную работу поворотного механизма особо не влияет.

Таким образом, после проведенных теоретических исследований нами получены рациональные значения длины звеньев поворотного механизма ручного электромеханического перфоратора: шатуна $l_2 = 70$ мм, коромысла $l_3 = 30$ мм. Такое соотношение длин звеньев поворотной муфты позволяет согласовать работу ударного и поворотного механизмов. При этом угол поворота инструмента составляет $\varphi_6 = 55^\circ$.

Выводы по главе 2

1. Обоснована и выбрана кинематическая схема ударного механизма перфоратора. В качестве ударного механизма выбран шарнирно – четырехзвенный механизм с наибольшим шатуном.

2. На основе анализа конструктивных схем поворотных механизмов в качестве поворотного механизма перфоратора выбран реверсивный храповой механизм с четырьмя собачками в корпусе.

3. Проведен анализ кинематической схемы поворотного механизма перфоратора. Изложена методика выбора параметров звеньев поворотного механизма.

4. Исходя из анализа кинематической схемы определены рациональные параметры звеньев кривошипно-коромыслового механизма: длина кривошипа $l_1 = 14\text{мм}$; коромысла $l_3 = 30\text{мм}$; длина шатуна может варьироваться в широких пределах и она определяется из конструкторских соображений.

ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ПЕРФОРАТОРА С УДАРНО-ПОВОРОТНЫМ МЕХАНИЗМОМ

3.1 Разработка математической модели перфоратора с ударно-поворотным механизмом

3.1.1 Предпосылки к разработке математической модели электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом

Разработка новых и совершенствование конструкций имеющих перфораторов является сложной задачей и требует решения вопросов, относящихся к его работоспособности, надежности конструкции, выбору рациональных режимов работы. При работе ручные перфораторы испытывают значительные динамические нагрузки. Эти нагрузки обусловлены работой ударной и поворотной систем, которые приводят к существенным динамическим процессам в механизмах перфоратора и соответственно требуют проведения исследований их динамики. Исследование динамики исполнительных механизмов электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом, как единой системы взаимодействующих элементов осуществляется с использованием результатов предварительного изучения динамики отдельных элементов этой системы, т.е. двигателя, ударного механизма и системы поворота инструмента.

В качестве привода ручного перфоратора применяется однофазный универсальный коллекторный двигатель (УКД) с последовательным возбуждением. Как выше было отмечено, в конструкции перфоратора наряду с ударным механизмом переменной структуры с определенным соотношением длин звеньев функционирует и поворотный механизм, основу которого составляет кривошипно-коромысловый механизм.

Исследование динамики элементов рассматриваемого электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом может быть осуществлено на основе математического моделирования и экспериментальных исследований.

Для осуществления исследования динамики на основе математического моделирования необходима разработка математической модели перфоратора с ударно поворотным механизмом.

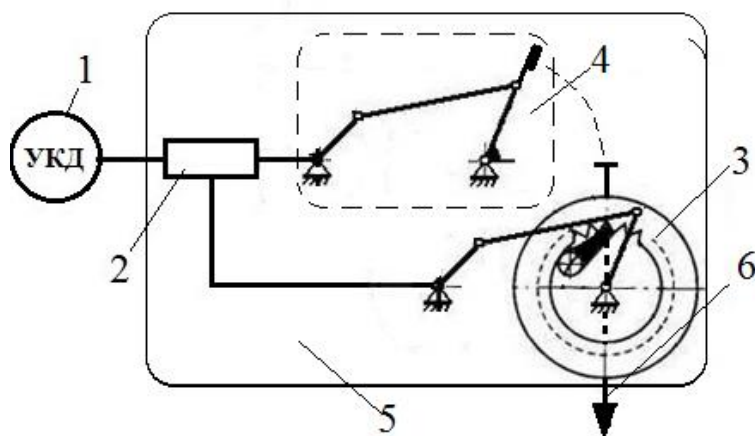
Составление математической модели перфоратора с ударно-поворотным механизмом требует составления моделей составных частей перфоратора, т.е. универсального коллекторного двигателя, ударного и поворотного механизмов. Затем, разработанные математические модели составных частей соединяются согласно структурной схеме перфоратора и составляется обобщенная математическая модель перфоратора по известной методике [65,68].

В процессе работы перфоратора под действием нагрузок возникает упругая деформация основных элементов. При передаче нагрузок валы и опоры элементов электромеханического перфоратора подвергаются деформациям, которые, в свою очередь, приводят к дополнительным перемещениям зацепляющихся колес и других кинематических пар, что влияют на работу этих звеньев. Определение и изучение изменения режима движения этих звеньев важно, так как оно (движение) влияет на кинематические параметры элементов, что, в конечном счете, влияет на технические характеристики перфоратора в целом.

Одним из методов оценки влияния нагрузок на кинематические параметры является анализ движения механизмов на основе решения математической модели. Для составления математической модели электромеханического перфоратора с ударно – поворотным механизмом сначала рассмотрим его структурную схему.

В конструкции перфоратора для эффективного разрушения обрабатываемой среды и бурения шпура используется и ударное воздействие на него.

На рисунке 3.1 представлена структурная схема перфоратора с ударно-поворотным механизмом. Он состоит из универсального коллекторного двигателя (УКД) 1, редуктора 2, предназначенного для передачи требуемого движения от вала двигателя к поворотному 3 и ударному 4 механизмам ударно-поворотной системы 5, которая обеспечивает одновременно ударное воздействие на обрабатываемую среду посредством инструмента 6, и поворот его на определенный угол, соответствующий параметрам поворотного механизма, тем самым обеспечивая бурение обрабатываемой среды.



1- универсальный коллекторный двигатель; 2- редуктор; 3- поворотный механизм; 4- ударный механизм; 5- ударно-поворотная система; 6- инструмент

Рисунок 3.1- Структурная схема перфоратора ударно-поворотного действия

Однофазные коллекторные электродвигатели характеризуются высокой удельной мощностью на единицу массы в связи с высокой частотой вращения. Преимуществом этих электродвигателей является возможность выдерживать динамические нагрузки, поэтому на практике их используют в качестве привода в ручных перфораторах ударного действия.

Приступим к составлению математических моделей составных частей электромеханических перфоратора с ударно – поворотным механизмом.

3.1.2 Математическая модель универсального коллекторного двигателя

В конструкции разрабатываемого ручного перфоратора с ударно-поворотным механизмом используется универсальный коллекторный двигатель с последовательной обмоткой возбуждения. Универсальный коллекторный двигатель имеет разнообразные и гибкие регулировочные характеристики, высокую перегрузочную способность, малый объем и вес, возможность получения высоких частот вращения, что делает целесообразным использования их в конструкциях ручных перфораторов [28,32,35,43,46,59].

Составление математической модели универсального коллекторного двигателя является сложной задачей, т.к. его конструкция составляет сложную систему. Составлению математической модели универсального коллекторного двигателя посвящены работы многих учёных [35,65,76]. И в настоящей работе в качестве математической модели принимается модель, представленная в работе [65,66], наиболее достоверно отражающая работу двигателя.

В электродвигателе последовательного возбуждения обмотка возбуждения включена последовательно в цепь якоря, и магнитный поток является функцией тока якоря [46]. Поэтому при изменении нагрузки на валу электродвигателя скорость вращения последнего изменяется за счет падения напряжения в цепи якоря и за счет увеличения магнитного потока. Это обуславливает значительную крутизну его механических характеристик. Уравнения механических характеристик электродвигателя последовательного возбуждения даже в случае ненасыщенной магнитной цепи имеет весьма сложный вид. Если магнитный поток линейно зависит от тока возбуждения, то момент двигателя пропорционален квадрату магнитного потока [46,66,80]:

$$M = c_m I \Phi = k \cdot \Phi^2 \quad (3.1)$$

$$\Phi = \sqrt{\frac{M}{k}} \quad (3.2)$$

Подставляя выражения (3.2) для магнитного потока в общие уравнения механической характеристики электродвигателя постоянного тока получим:

$$\omega = \frac{U}{\pi \cdot c_E \Phi} - \frac{r}{\pi \cdot c_E c_M \Phi^2} M, \quad \omega = \frac{a}{\sqrt{M}} - b \quad (3.3)$$

где: $a = \frac{U\sqrt{k}}{\pi \cdot c_E}$, $b = \frac{kr}{c_E c_M} M$; c_E, c_M - конструктивные коэффициенты.

Как следует из полученного выражения (3.3), механическая характеристика ненасыщенного электродвигателя постоянного тока с последовательным возбуждением имеет гиперболический характер [38].

Современные электродвигатели, как правило, уже в номинальном режиме имеют значительное насыщение магнитной системы. Поэтому гиперболическая зависимость может существовать лишь при малых значениях моментов. При больших моментах, превышающих номинальный, магнитный поток становится практически постоянным, и механическая характеристика приобретает линейный характер.

Известны работы [65,76], где были сделаны попытки найти приближенные математические выражения механической характеристики электродвигателя последовательного возбуждения с учетом насыщения, представляя кривую намагничивания в виде отрезков прямой или используя степенные, логарифмические, тригонометрические и гиперболические функции. Однако, эти попытки не увенчались успехом из-за возникающих затруднений с нахождением коэффициентов уравнений, аппроксимирующих кривую намагничивания, сложности получающихся приближенных выражений и невозможности их использования в практических расчетах.

Поэтому при расчетах приводов электродвигателей последовательного возбуждения прибегают к графическим и графоаналитическим методам, используя экспериментально полученные зависимости его скорости вращения, момента и КПД в функции тока якоря, учитывающие как насыщения, так и влияние реакции якоря [65,72,76,80].

Также известны модели электрических машин постоянного и переменного тока, разработанные многими исследователями [42,43,76,80], в которых движение якоря электродвигателя описывается дифференциальным

уравнением второго и третьего порядков [42,43,76]. Следует отметить, что в работе [65] в первом приближении была принята модель коллекторного двигателя, описываемого дифференциальным уравнением второго порядка. При этом были сделаны допущения, что коллекторный двигатель содержит конечное число тонких проводников, так, что, в каждом из них может быть охарактеризован одной независимой переменной [42,43].

Однако, в действительности, коллекторные электродвигатели содержат объемные или поверхностные проводники, распределение тока, в которых, существенно меняется в процессе движения.

Составление математической модели универсального коллекторного двигателя с последовательным возбуждением производится с учетом механических, статических и динамических характеристик двигателя, электромагнитных процессов, протекающих в двигателе. При составлении модели необходимо иметь в виду, что магнитный поток Φ - величина переменная, которая зависит от тока якоря i , т.е. $\Phi=f(i)$. При малых значениях тока нагрузки магнитная система двигателя не насыщена. А при большом токе нагрузки пропорциональность между током и потоком нарушается, величина потока становится почти постоянной и кривая зависимости момента от тока якоря $M=f(i)$ получается близкой к прямой, проходящей через начало координат [1,2,65,66]. Таким образом, одной из сложных задач при составлении математической модели УКД является наличие зоны, где зависимость между током и потоком как пропорциональная, так и переменная.

Учитывая такую особенность этих машин составляется два уравнения, описывающие механические характеристики двигателя. Первое уравнение описывает характеристику в области слабого насыщения магнитной системы, второе уравнение – при ее достаточном насыщении.

Известно, что мощность приводного электродвигателя пропорциональна крутящему моменту на валу якоря и частоте вращения, т.е. для увеличения мощности необходимо либо увеличить момент на валу, либо увеличить частоту вращения. Если увеличить момент на валу, то происходит увеличение массы

машины, что недопустимо для использования в их ручных машинах. Поэтому необходимо увеличить скорость вращения [1,2,66].

Скоростная характеристика $n=f(M)$ при постоянном напряжении $U=const$ и постоянной частоте сети f однофазного коллекторного двигателя последовательного возбуждения имеет тот же характер, что и у двигателя постоянного тока последовательного возбуждения [1,2,35,65,66].

Ток нагрузки якоря является одновременно и током возбуждения, вследствие чего магнитный поток двигателя при работе не остается постоянным, а изменяется в зависимости от нагрузки (рисунок 3.2).

У универсального коллекторного двигателя, как отмечалось выше, ток якоря равен току возбуждения ($I_A = I_B$). При большой нагрузке двигатель возбуждается сильнее, тогда как при малой нагрузке магнитное поле становится весьма слабым.

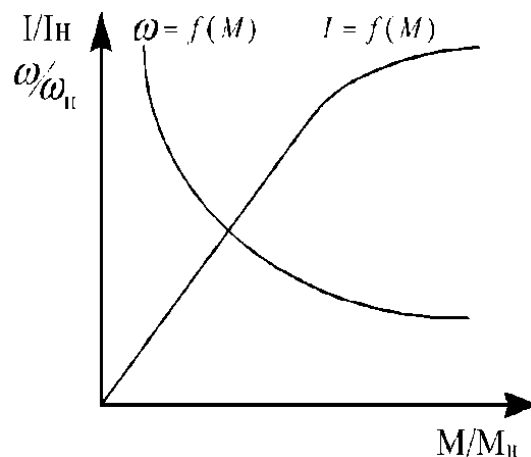


Рисунок 3.2 - Механическая характеристика двигателя постоянного тока последовательного возбуждения

Индуктивность обмотки возбуждения определяется равенством:

$$L = 2 \cdot p \cdot W \cdot \frac{d\Phi}{di}, \quad (3.4)$$

где: p — число пар полюсов машины;

W — число витков на одном полюсе.

Основное уравнение движения якоря двигателя составляется по известному уравнению Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} = M_i, \quad (3.5)$$

где: T – кинетическая энергия системы;

φ_i – i -тая обобщенная координата;

Π – потенциальная энергия деформации упругих элементов;

M_i – внешний момент, приложенный к i -той массе.

Считая, что якорь двигателя обладает постоянным моментом инерции, уравнение можно записать в следующем виде [2,65]:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_B - M_C, \quad (3.6)$$

где: J – момент инерции якоря;

$M_B = M_{CP} = C_M' \cdot \Phi \cdot I$ – момент движущих сил;

$C_M' = 0,5 \cdot \sqrt{2} \cdot C_M$ – конструктивный коэффициент УКД;

M_C – момент сопротивления механизма.

Как известно, дифференциальное уравнение ЭДС в цепи якоря имеет следующий вид [39,43,46,74,78]:

$$U = C_\sigma \cdot \omega \cdot \Phi + i \cdot R + L \cdot \frac{di}{dt}, \quad (3.7)$$

где: U, i, R – соответственно, напряжение, ток и сопротивление в цепи якоря;

C_σ – конструктивный коэффициент машины;

Φ – магнитный поток.

Подставив значение M_{CP} в уравнения (3.6), а значение L из уравнения (3.4) в уравнение (3.7), имеем следующую систему [2,65,74,78]:

$$\left. \begin{aligned} J \cdot \frac{d\omega}{dt} &= C_m' \cdot \Phi \cdot i - M_C, \\ U - C_e \cdot \omega \cdot \Phi + i \cdot R + 2 \cdot p \cdot W \cdot \frac{d\Phi}{dt} & \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

Так как магнитный поток Φ – величина переменная, то система уравнений (3.7) не линейна.

При составлении модели необходимо иметь в виду что, магнитный поток Φ зависит от тока якоря I , $\Phi = f(I)$ (рисунок 3.3). При малых значениях тока нагрузки магнитная система двигателя не насыщена (прямая 1). А при большом токе нагрузки пропорциональность между током и потоком нарушается, величина потока становится почти постоянной и кривая $M = f(I)$ получается близкой к прямой, состоящих из двух частей: первая часть – участок до пересечения кривой с прямой 1, и вторая – участок после пересечения с прямой 1 [2,65,78].

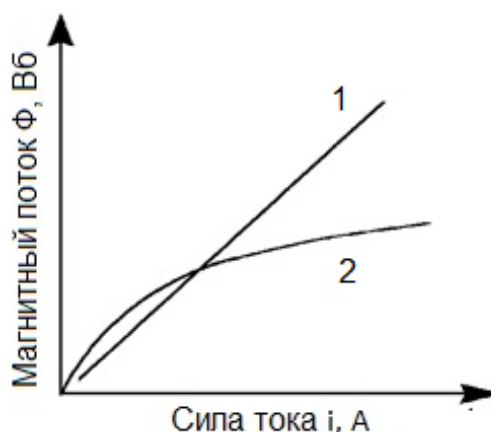


Рисунок 3.3 - График зависимости магнитного потока от силы тока якоря

Учитывая такую особенность этих машин составляется два уравнения: первое уравнение описывает динамическую характеристику двигателя в области слабого насыщения магнитной системы, а второе уравнение при достаточном насыщении. Приравняв эти два уравнения можно найти точку перехода от первого уравнения ко второму. В математической модели электродвигателя в зависимости от нагрузки используются два уравнения, как было отмечено выше, исходя из уравнения магнитного поля, переход осуществляется через точку перехода.

Разработанная в работе [65] математическая модель универсального коллекторного электродвигателя с последовательным возбуждением с учетом механических, статических и динамических характеристик электродвигателя, электромагнитных процессов, протекающих в электродвигателе, первоначально представлена в виде двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} J\ddot{\varphi} &= C_m \cdot k \cdot i^2 - M_C \\ U &= C_e \cdot k \cdot i \cdot \dot{\varphi} + i \cdot R + L \cdot \left(\frac{di}{dt} \right) \end{aligned} \right\} \quad (3.9.)$$

где: $\dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ -соответственно угловая скорость и ускорение якоря электродвигателя; k -постоянный коэффициент; J -момент инерции якоря электродвигателя; i -ток в цепи якоря; M_C - момент сопротивления механизма; U -напряжение в цепи якоря; R - сопротивление в цепи якоря; L - индуктивность обмотки возбуждения; C_m, C_e - конструктивные коэффициенты электродвигателя.

На рисунке 3.4 представлена модель универсального коллекторного двигателя, где: M_B -момент движущих сил; M_C - момент сопротивления механизма; J -момент инерции якоря электродвигателя; C_D - жесткость вала электродвигателя; α – коэффициент демпфирования.

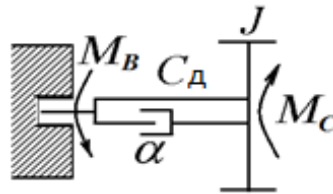


Рисунок 3.4. Модель универсального коллекторного двигателя

Математическая модель универсального коллекторного двигателя, запишется следующим уравнением [2,35,65,66]:

$$J \ddot{\varphi} = \left[k_1 \cdot i^{1-a_1} \cdot U \cdot (J\ddot{\varphi} + M_C)^{a_1} - k_2 \cdot i^{2-a_1} \cdot \dot{\varphi} \cdot (J \ddot{\varphi} + M_C)^{a_2} - k_3 \cdot i^{1-a_3} \cdot R \cdot (J\ddot{\varphi} + M_C)^{a_3} - \frac{dM_C}{dt} \right], \quad (3.10.)$$

где: $\dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ - соответственно, угловая скорость и ускорение якоря электродвигателя, $\ddot{\varphi}$ - рывок при запуске электродвигателя, a_1, a_2, a_3 - постоянные коэффициенты электродвигателя, k_1, k_2, k_3 - постоянные коэффициенты, J -момент инерции якоря электродвигателя, i - ток в цепи якоря, M_C - момент сопротивления механизма, U -напряжение в цепи якоря, R - сопротивление в цепи якоря.

Данная математическая модель УКД была использована при исследовании динамических характеристик электромеханического перфоратора с ударно-вращательным режимом работы и показала близкие к действительности характеристики [35,65].

3.1.3 Кинематика ударно-поворотного механизма перфоратора

Известно, что ударно-поворотный механизм перфоратора состоит из ударного механизма переменной структуры, и механизма поворота состоящего из кривошипно-коромыслового механизма с храповым механизмом.

При составлении математической модели ударно-поворотного механизма возникает необходимость определения кинематических параметров элементов данного механизма.

Перфоратор с ударно-поворотным механизмом представляет собой шарнирно-четырёхзвенный механизм (рисунок 3.5), удовлетворяющий условиям [27]:

$$l_1 < l_0 < l_3 < l_2 ; \quad l_1 + l_2 = l_3 + l_0 ,$$

где l_1, l_2, l_3 – длины звеньев шарнирного четырехзвенника, соответственно кривошипа, шатуна, коромысла; l_0 – межопорное расстояние.

Для кинематического анализа рассматриваемого механизма используем общеизвестный метод векторных контуров, разработанный В.А. Зиновьевым. Как известно, шарнирно-четырёхзвенный механизм получают присоединением к начальному звену двухповодковой группы Ассур второго класса первого вида. Следует отметить, что возможны два варианта сборки механизма. На рисунке 3.5 приведены оба варианта сборки, причем сплошными линиями показан вариант механизма, используемый в перфораторах с механизмами переменной структуры. Поэтому проведем кинематический анализ механизма, показанного сплошной линией, т. е. *ABCD*.

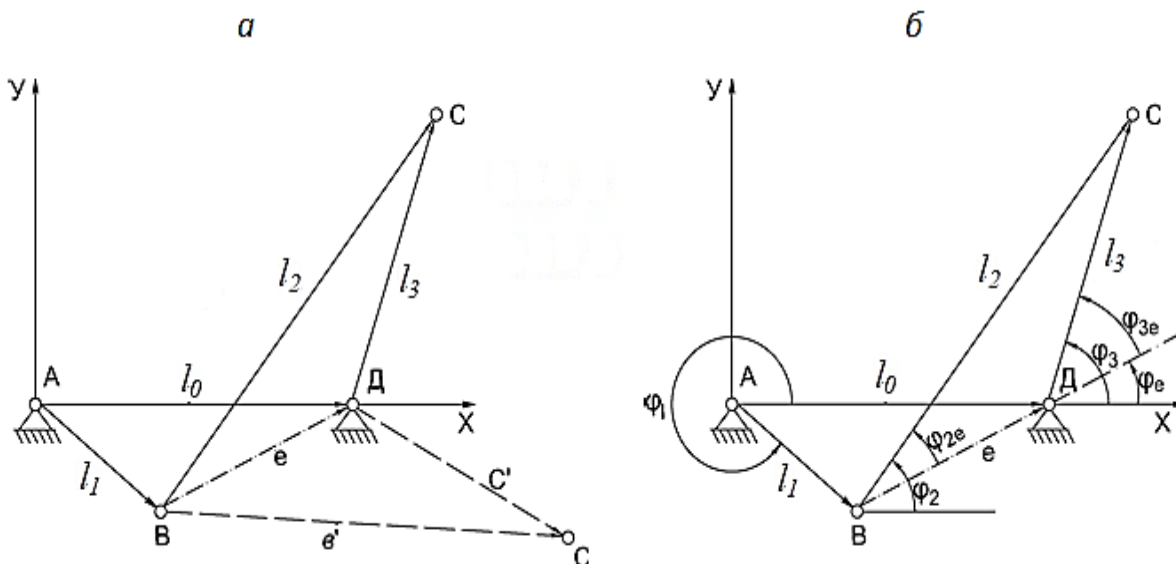


Рисунок 3.5 Варианты сборки шарнирно-четырёхзвенного механизма

Положения звеньев механизма определяются углами φ_2 и φ_3 , отложенных от оси X в направлении, противоположном вращению часовой стрелки.

Составляем векторные уравнения [27,37]:

для контура ABD

$$l_1 + e - l_0 = 0, \quad (3.11)$$

для контура BCD

$$l_2 - e - l_3 = 0, \quad (3.12)$$

где e - переменный по модулю вектор, определяющий положение точек B и D

D Проектируем векторное уравнение (3.11) на оси координат A_x и A_y .

Имеем:

$$l_1 \cos \varphi_1 + e \cos \varphi_e - l_0 = 0, \quad (3.13)$$

$$-l_1 \sin \varphi_1 + e \sin \varphi_e = 0. \quad (3.14)$$

Из уравнения (3.14) имеем:

$$\operatorname{tg} \varphi_e = \frac{l_1 \sin \varphi_1}{-l_1 \cos \varphi_1 + l_0}. \quad (3.15)$$

$$e = \frac{l_1 \sin \varphi_1}{\sin \varphi_e}. \quad (3.16)$$

Рассмотрим контур BCD . Составляем следующие уравнения [27,37]:

$$l_2^2 = l_3^2 + e^2 + 2l_3 e \cos \varphi_{3e}, \quad (3.17)$$

$$l_3^2 = l_2^2 + e^2 - 2l_2 e \cos \varphi_{2e}. \quad (3.18)$$

где: φ_{2e} и φ_{3e} – соответственно, углы наклона векторов \bar{l}_2 и \bar{l}_3 к вектору e .

Из уравнений (3.17) и (3.18) определяем φ_{2e} и φ_{3e} :

$$\varphi_{3e} = \arccos \frac{l_2^2 - l_3^2 - e^2}{2l_{3e}}, \quad (3.19)$$

$$\varphi_{2e} = \arccos \frac{l_2^2 + e^2 - l_3^2}{2l_{2e}}. \quad (3.20)$$

Из расчетной схемы видно, что

$$\varphi_3 = \varphi_e + \varphi_{3e}, \quad (3.21)$$

$$\varphi_2 = \varphi_e + \varphi_{2e}. \quad (3.22)$$

Тогда с учетом зависимостей (3.15), (3.19) и (3.20) имеем:

$$\varphi_3 = \operatorname{arctg} \frac{-l_1 \sin \varphi_1}{-l_1 \cos \varphi_1 + l_0} + \arccos \frac{l_2^2 - l_3^2 - e^2}{2l_{3e}}, \quad (3.23)$$

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{-l_1 \sin \varphi_1}{-l_1 \cos \varphi_1 + l_0} + \arccos \frac{l_2^2 + e^2 - l_3^2}{2l_{2e}}. \quad (3.24)$$

Для определения передаточной функции угловой скорости u_{31} используем формулу (3.24), выраженную в несколько иной форме [27,35]:

$$u_{31} = \frac{l_1}{(l_1^2 + l_0 - 2l_1 l_0 \cos \varphi_1)} \left[l_1 - l_0 \cos \varphi_1 + \right.$$

$$\left. + \frac{l_0 \sin \varphi_1 (l_2^2 - l_3^2 + l_0^2 + l_1^2 - 2l_0 l_1 \cos \varphi_1)}{\sqrt{4l_2^2 l_3^2 - (l_1^2 + l_0^2 - 2l_1 l_0 \cos \varphi_1 - l_3^2 - l_2^2)^2}} \right]. \quad (3.25)$$

где: φ_1 – угол поворота кривошипа.

Зависимость передаточного отношения по скорости u_{31} от угла поворота кривошипа ударного механизма (φ_1) приведена на рисунке 3.6.

$u_{31} = d\varphi_3 / d\varphi_1$ и есть аналог угловой скорости ω_3 звена 3 [27,35,37].

Аналоги угловых ускорений являются производными по обобщенной координате от соответствующего аналога угловой скорости [27,35,37,41,42], т.е. для того, чтобы определить аналог углового ускорения звена 3, берем производную от u_{31} по φ_1 .

Тогда:

$$\dot{u}_{31} = \left[\begin{aligned} & -l_0 \sin \varphi_1 \frac{2l_1^2 (l_1 - l_0 \cos \varphi_1) + \frac{l_0 b \cdot \sin \varphi_1}{a}}{(a + l_3^2 - l_2^2)^2} + \\ & + \frac{l_1 \left(\frac{2b(b - 2l_2^2) l_0 l_1 \sin \varphi_1}{a} - 1 \right) (2l_0 l_1 \sin^2 \varphi_1 - l_0 b \cos \varphi_1)}{a^2 (b + l_3^2 - l_2^2)} \end{aligned} \right]. \quad (3.26)$$

В формуле (3.25) введем следующие обозначения:

$$b = \sqrt{4l_2^2 l_3^2 - (l_1^2 + l_0^2 - 2l_0 l_1 \cos \varphi_1 - l_3^2 - l_2^2)^2}, \quad (3.27)$$

$$a = l_2^2 - l_3^2 - l_0^2 + l_1^2 - 2l_0 l_1 \cos \varphi_1 \quad (3.28)$$

Используя вышеуказанные обозначения в формуле (3.26), перепишем ее в следующей форме:

$$\dot{u}_{31} = \frac{l_1}{a - l_2^2 + l_3^2} \left[l_1 - l_0 \cos \varphi_1 + \frac{l_0 \sin \varphi_1 a}{b} \right]. \quad (3.29)$$

Зависимость передаточного отношения по ускорению u_{31} от угла поворота кривошипа ударного механизма (φ_1) приведена на рисунке 3.6.

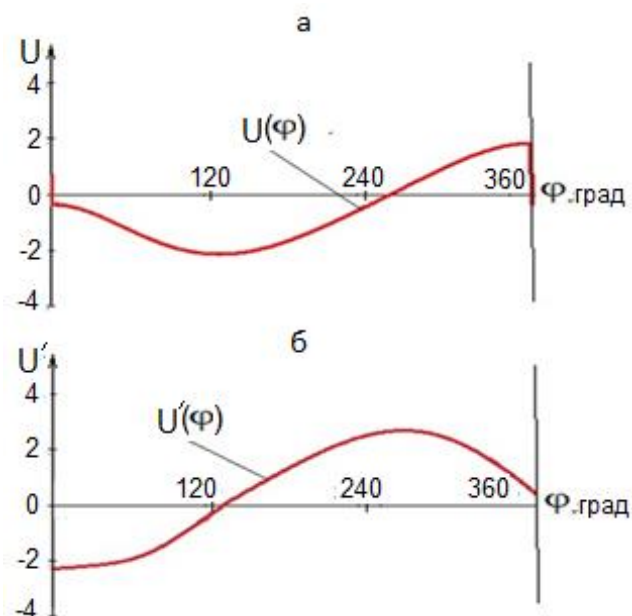


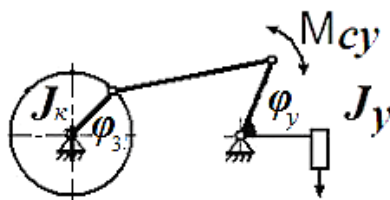
Рисунок 3.6 - Зависимости передаточного отношения по скорости u_{31} и по ускорению u_{31} от угла поворота кривошипа ударного механизма

В конструкции перфоратора с ударно-поворотным механизмом в качестве ударного механизма использована схема с числовым значением передаточного отношения $U=1,7$ [55].

3.1.4 Математическая модель ударного механизма

Исходя из анализа кинематики ударного механизма приступим к составлению его математической модели с учетом действующих сил и моментов.

Математическая модель ударного механизма переменной структуры представляется как приведенный к кривошипу момент сопротивления, создаваемый со стороны коромысла ударного механизма (рисунок 3.7) [27,35,37,50,65].



J_k - момент инерции кривошипа ударного механизма; φ_3 - угол перемещения кривошипа; M_{cy} - момент сопротивления ударного механизма; φ_y - угол перемещения ударного механизма; J_y - момент инерции ударного механизма.

Рисунок 3.7 - Модель ударного механизма

Момент, создаваемый коромыслом, рассматривается как [27,35,37]:

$$M_{cy} = J_y \cdot \ddot{\varphi}_y, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.30)$$

где: $J_y, \ddot{\varphi}_y$ - соответственно, момент инерции и угловое ускорение коромысла ударного механизма.

Угловое ускорение коромысла ударного механизма можно выразить как [27,35,37,50]:

$$\ddot{\varphi}_y = \ddot{\varphi}_3 \cdot u_{43} + \dot{\varphi}_3^2 \cdot \dot{u}_{43}, \text{ с}^{-2}, \quad (3.31)$$

где: $\dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_3$ - соответственно, угловая скорость и угловое ускорение кривошипа;

u_{43}, \dot{u}_{43} - соответственно аналог угловой скорости и углового ускорения коромысла ударного механизма.

Тогда, приведенный к кривошипу момент сопротивления, создаваемый со стороны коромысла ударного механизма равен [27,35,50]:

$$M_{cy} = J_y \cdot u_{43} (\ddot{\varphi}_3 \cdot u_{43} + \dot{\varphi}_3^2 \cdot \dot{u}_{43}), \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.32)$$

Допустим, что кривошип ударного механизма будет вращаться равномерно. При равномерном вращении кривошипа, т.е. при $\ddot{\varphi}_3 = 0$ момент сопротивления имеет вид [27,35]:

$$M_{cy} = J_y \cdot u_{43} \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \dot{u}_{43}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.33)$$

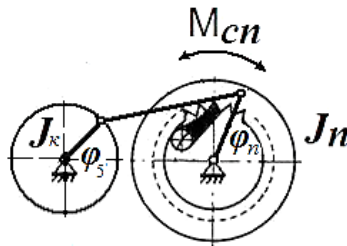
Уравнение (3.33) есть математическая модель ударного механизма.

В данном уравнении момент инерции коромысла ударного механизма величина постоянная. И как было допущено, что угловая скорость кривошипа –

также величина постоянная [27,35,37], тогда момент сопротивления ударного механизма станет функцией, зависящей от u_{43} , \dot{u}_{43} , т.е. $M_c = f(u_{43}, \dot{u}_{43})$.

3.1.5 Математическая модель поворотного механизма

Математическая модель поворотного механизма представляется как приведенный к кривошипу момент сопротивления, создаваемый со стороны коромысла поворотного механизма (рисунок 3.8) [27,35,37,50].



J_k - момент инерции кривошипа поворотного механизма; φ_5 - угол перемещения кривошипа; M_{cn} - момент сопротивления поворотного механизма; φ_n - угол перемещения поворотного механизма; J_n - момент инерции поворотного механизма.

Рисунок 3.8 - Модель поворотного механизма

Момент, создаваемый коромыслом поворотного механизма рассматривается как [27,35]:

$$M_{cn} = J_n \cdot \ddot{\varphi}_n + \frac{M_{TP}}{u}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.34)$$

где: $J_n, \ddot{\varphi}_n$ -соответственно, момент инерции и угловое ускорение коромысла поворотного механизма;

M_{TP} - момент трения инструмента об обрабатываемую среду;

u – передаточное отношение поворотного механизма.

Угловое ускорение коромысла поворотного механизма можно выразить как [27,35]:

$$\ddot{\varphi}_n = \ddot{\varphi}_5 \cdot u_{65} + \dot{\varphi}_5^2 \cdot \dot{u}_{65}, \text{ с}^{-2}, \quad (3.35)$$

где: $\dot{\varphi}_5, \ddot{\varphi}_5$ – соответственно, угловая скорость и угловое ускорение кривошипа;

u_{65}, \dot{u}_{65} – соответственно, аналог угловой скорости и углового ускорения коромысла поворотного механизма.

Тогда, приведенный к кривошипу момент сопротивления, создаваемый со стороны коромысла поворотного механизма равен:

$$M_{СП} = J_n (\ddot{\varphi}_5 \cdot u_{65} + \dot{\varphi}_5^2 \cdot \dot{u}_{65}) + \frac{M_{ГР}}{u}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.36)$$

При допущении, что кривошип вращается равномерно, т.е. при $\ddot{\varphi}_5 = 0$ момент сопротивления имеет вид:

$$M_{СП} = J_n \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot \dot{u}_{65} + \frac{M_{ГР}}{u}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.37)$$

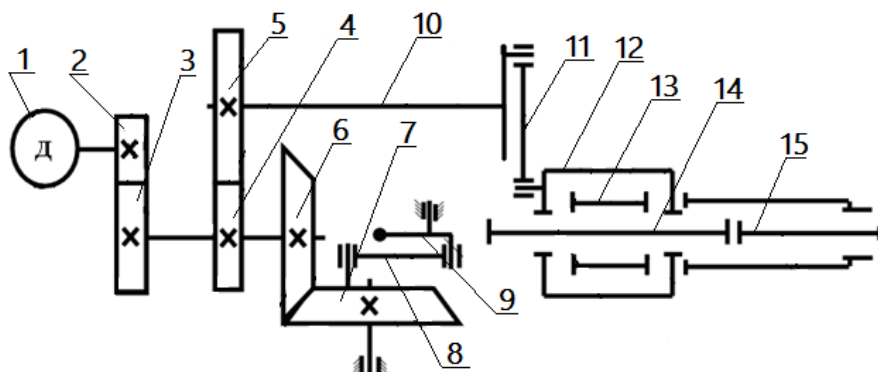
Полученное уравнение (3.37) характеризует математическую модель поворотного механизма, где момент инерции коромысла и угловая скорость кривошипа – величины постоянные.

3.1.6 Кинематическая схема перфоратора с ударно-поворотным механизмом

При составлении обобщенной математической модели данного перфоратора немаловажную роль играет правильное упрощение и составление расчетной схемы. Поэтому при упрощении расчетной схемы необходимо учитывать массо-инерционные характеристики, податливость и упругие параметры элементов перфоратора. Для составления обобщенной математической модели перфоратора с ударно-поворотным механизмом первоначально рассмотрим его кинематическую схему.

В перфораторе с ударно-поворотным механизмом (рисунок 3.9) для передачи движения от вала якоря двигателя 1 к исполнительному органу используются цилиндрические косозубые 2 и 3, цилиндрические прямозубые 4,5 и конические прямозубые колеса 6 и 7. Как видно из рисунка 3.9,

крутящий момент колеса 2 (вместе с валом электродвигателя) передается через цилиндрическое зубчатое колесо 3 к валу шестерни 4. Через вал шестерни 4 вращательное движение распределяется на две части: на ударный механизм и на систему, обеспечивающей поворот инструмента. Для поворота инструмента на определенный угол, крутящий момент двигателя передается к инструменту посредством передаточного механизма на основе шарнирного четырехзвенника и храпового механизма. Крутящий момент двигателя передается по одной линии к инструменту для поворота на определенный угол, а по другой линии посредством ударного механизма, ударный импульс передается к инструменту в виде ударной волны, и таким образом обеспечивается ударно-поворотный режим работы перфоратора [24,26,68].



1-универсальный коллекторный двигатель; 2,3,4,5,6,7 - зубчатые колеса; 8-шатун ударного механизма; 9- коромысло ударного механизма; 10 – вал-кривошип поворотного механизма; 11- шатун поворотного механизма; 12- коромысло поворотного механизма; 13- храповой механизм; 14- волновод; 15- инструмент.

Рисунок 3.9 – Кинематическая схема перфоратора с ударно-поворотным механизмом

Одним из методов оценки влияния таких нагрузок на кинематические параметры является анализ движения механизмов на основе решения математической модели.

Оценка влияния нагрузок на кинематические показатели элементов перфоратора осуществляется на основе результатов решения математической модели. Составление математической модели перфоратора требует разработки

расчетной схемы, получения уравнений движения механической передачи и рабочего инструмента перфоратора. При анализе работы элементов перфоратора возникает необходимость учета реальных динамических характеристик элементов механизма, в частности, их колебания, обусловленные в основном упругими связями между участвующими при движении элементов силовой трансмиссии и инструмента перфоратора [68].

В процессе движения элементов перфоратора под действием нагрузок возникает их упругая деформация. При передаче нагрузок с помощью зубчатых зацеплений валы и опоры перфоратора подвергаются деформациям, которые, в свою очередь, приводят к дополнительным перемещениям зацепляющихся колес. При составлении математической модели используются такие параметры элементов передач как: жесткость зубчатых зацеплений, жесткость валов на кручение, крутильная жесткость соединений, массо-инерционные параметры элементов [24,68].

3.1.7 Упругие характеристики передаточных элементов

Для того, чтобы учесть возникающие перемещения зубчатых колес при составлении математической модели, вводим, основываясь на методику указанную в работе [68], эквивалентные упругие связи между колесами, находящимися в зацеплении. Согласно этой методике, жесткость зубчатого зацепления, приведенная к крутильной, между колесами 2 и 3, 4 и 5, 6 и 7, (рисунок 3.9) определяется изгибными и контактными деформациями зубьев. Крутильная жесткость зубчатого зацепления, указанных выше кинематических пар, определяется относительно валов тех колес, которые указаны в парах вторыми, следующей зависимостью [24,28,51,52,53,68]:

$$C_{пэ} = \frac{b \cdot R_i^2 \cdot \cos \rho}{K_3}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.38)$$

где: b - рабочая ширина колеса, мм;

ρ - угол зацепления зубчатой передачи, град;

R_f - радиус начальной окружности зубчатого колеса, располагаемого на валу, к которому приводится податливость передачи (для конической передачи R - среднее значение радиуса начальной окружности), мм;

K_3 - упругая деформация пары зубьев при действии единичного нормального давления, приложенного на единицу ширины зуба (для стальных прямозубых колес $K_3 = 6 \cdot 10^{-11}$ м²·рад/Н; для стальных косозубых колес $K_3 = 3,6 \cdot 10^{-11}$ м² рад/Н).

Жесткость валов на кручение может быть определена по следующей зависимости [24,28,51,52,53,68]:

$$C_B = \frac{G \cdot D^4 \cdot \pi}{32 \cdot l_B \cdot K}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.39)$$

где $G = 0,4 E$ - модуль сдвига, Нм²; $E = 2,1 \cdot 10^5$ мПа - модуль упругости для стали [24,51,68]; D - диаметр вала, мм; l_B - длина вала, мм; K - конструктивный коэффициент (для сплошного круглого вала $K = 1$).

Крутильная жесткость соединений типа «вал-ступица» определяется жесткостью контактирующих поверхностей, подвергающихся смятию [24,28,51,52,53,68]:

$$C = \frac{d_c^2 \cdot l_c \cdot h \cdot z}{K_{III}}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.40)$$

где: d_c - диаметр соединения, мм;

l_c - длина соединения, мм;

h - активная высота шпонки, мм;

z - число шпонок;

K_{III} - коэффициент, учитывающий конструктивные особенности соединения (для соединения с призматической шпонкой $K_{III} = 13,6 \cdot 10^{-12}$ м³/Н).

Момент инерции элементов передачи силовой трансмиссии и инструмента определяется из зависимости [24,51,68]:

$$J = \frac{m \cdot R^2}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.41)$$

где: $m = v \cdot \rho$ - масса элемента системы, кг;

$$v = \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot h - \text{объем элемента, м}^3;$$

ρ - плотность материала (стали), кг/м³;

d - диаметр элемента, мм;

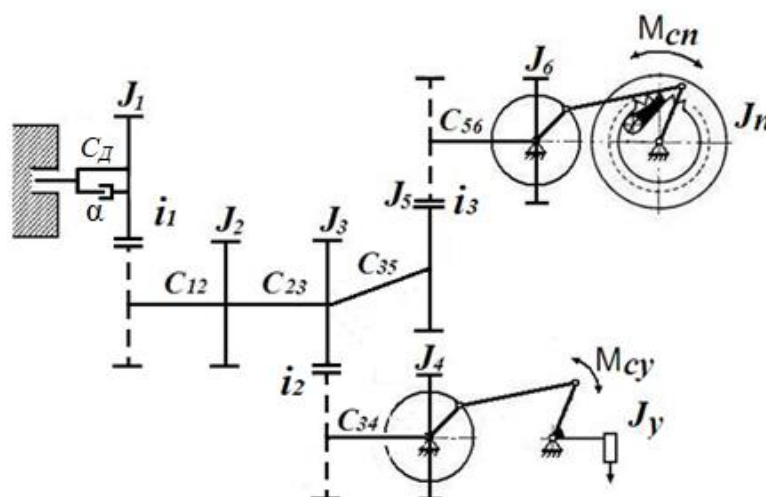
h - высота элемента, мм.

3.1.8 Разработка математической модели перфоратора с ударно-поворотным механизмом

В процессе работы перфоратора на силовую трансмиссию действуют нагрузки со стороны двигателя (вращающий момент M_B), динамические нагрузки со стороны породы (момент сопротивления M_C) и ударные нагрузки, создаваемые ударной системой (M_U), которые, в свою очередь, приводят к появлению крутильных колебаний в элементах перфоратора. При этом необходимо отметить, что динамические нагрузки, действующие со стороны породы при работе перфоратора с ударно-поворотным механизмом значительно отличаются от динамических нагрузок при работе перфоратора с ударно-вращательным механизмом. Если при работе перфоратора с ударно-вращательным механизмом, нагрузки, действующие со стороны обрабатываемой среды, относительно стабильные, то ударно-поворотный режим работы перфоратора предполагает повышение нагрузки в одной части цикла работы и соответственно отсутствие нагрузок в другой части цикла [24,68].

Для изучения крутильных колебаний элементов механической передачи, ударно-поворотного механизма перфоратора необходимо составить расчетную схему, определяя моменты инерции движущихся элементов механизма, жесткости упругих связей между звеньями. Вращающиеся элементы механизма в расчетной схеме рассмотрим как элементы системы с сосредоточенной массой, а таких элементов, как вал двигателя, промежуточные валы – упругие элементы с жесткостью C [24,68].

Силую трансмиссию в этой расчетной схеме представляем совокупностью связанных между собой дискретных элементов, которые двигаются с различными скоростями, т.е. между элементами существуют определенные передаточные отношения. Инерционные свойства элементов расчетной схемы силовой трансмиссии перфоратора определяются инерционными характеристиками зубчатых колес, участвующих в передаче движения, инструмента и вращающейся части двигателя. Крутильные жесткости валов, соединений типа «вал-ступица», зубчатых передач располагаются между соответствующими элементами расчетной схемы. В итоге расчетная схема элементов перфоратора для ударно-поворотного механизма имеет вид, показанной на рисунке 3.10.



J_1 - момент инерции вала якоря двигателя; J_2 - момент инерции зубчатого колеса; J_3 - момент инерции зубчатого колеса; J_4 - момент инерции кривошипа ударного механизма; J_5 - момент инерции зубчатого колеса; J_6 - момент инерции кривошипа поворотного механизма; J_y - момент инерции ударного механизма; J_n - момент инерции поворотного механизма; M_{cy} - момент сопротивления ударного механизма; M_{cn} - момент сопротивления поворотного механизма; C_D - жесткость вала двигателя; C_{12} - суммарная жесткость зубчатых зацеплений и шлицевого соединения колеса с промежуточным валом; C_{23} - жесткость промежуточного вала на кручение; C_{34} - суммарная жесткость зубчатых зацеплений ; C_{35} - жесткость зубчатых зацеплений колес; C_{56} - жесткость промежуточного вала на кручение и шлицевого соединения колеса с промежуточным валом; α – коэффициент демпфирования.

Рисунок 3.10 -Расчетная схема перфоратора с ударно-поворотным механизмом

В этой схеме продольные отрезки прямых условно изображают упругие звенья, сплошные поперечные линии изображают моменты инерции, пунктирные поперечные линии соответствуют невесомым зубчатым зацеплениям [68].

При упрощении расчетной схемы воспользуемся методикой, приведенной в работе [68]. Минимальное количество масс для расчетной схемы данной системы определим из соображений необходимости изучения движения характерных элементов и возможности упрощения расчетной схемы [24].

Для упрощения расчетной схемы перфоратора с ударно-поворотным механизмом, согласно работ [24,35,68], все упругие и инерционные характеристики элементов приводим произвольно выбранному звену, в данном случае, к кривошипу.

Чтобы величины кинетической и потенциальной энергии не изменились, при приведении упругих инерционных характеристик элементов к кривошипу, соответствующие значения моментов инерций и жесткостей разделим, если приведение осуществляется с меньшей скорости вращения на большую скорость (3.42), и умножим, если приведение осуществляется с большей скорости вращения на меньшую (3.43), на квадрат передаточного отношения [24,35,65,68]:

$$J_{(n)PP} = \frac{J_n}{i^2}; \quad C_{(n)PP} = \frac{C_n}{i^2}; \quad (3.42)$$

$$J_{(n)PP} = J_n \cdot i^2; \quad C_{(n)PP} = C_n \cdot i^2 \quad (3.43)$$

где: i - передаточное число от n -го вала к валу приведения;

$J_{(n)}, C_{(n)}$ - момент инерции и жесткость приводимого элемента.

Руководствуясь (3.42), (3.43) и на основании расчетной схемы осуществляем приведение значения моментов и жесткостей к кривошипу.

Момент инерции якоря и жесткость вала двигателя для приведения умножим на квадрат передаточного отношения:

$$J_{1ПП} = J_1 \cdot (i_1 \cdot i_2 \cdot i_3)^2; \quad C_{ДПП} = C_Д \cdot (i_1 \cdot i_2 \cdot i_3)^2 \quad (3.44)$$

Далее для ударно-поворотного механизма перфоратора приведение к кривошипу осуществляется следующим образом [35,68]:

$$J_{2ПП} = J_2 \cdot (i_2 \cdot i_3)^2; \quad C_{12ПП} = C_{12} \cdot (i_2 \cdot i_3)^2; \quad (3.45)$$

$$J_{3ПП} = J_3 \cdot (i_2 \cdot i_3)^2; \quad C_{23ПП} = C_{23} \cdot (i_2 \cdot i_3)^2; \quad (3.46)$$

$$J_{4ПП} = \frac{J_4}{(i_3/i_2)^2}; \quad C_{34ПП} = \frac{C_{34}}{(i_3/i_2)^2}; \quad (3.47)$$

$$J_{5ПП} = \frac{J_5}{(i_3/i_2)^2}; \quad C_{45ПП} = \frac{C_{45}}{(i_3/i_2)^2}; \quad (3.48)$$

$$J_{5ПП} = \frac{J_5}{(i_3/i_2)^2}; \quad C_{56ПП} = \frac{C_{56}}{(i_3/i_2)^2}. \quad (3.49)$$

При ударно-поворотном режиме работы перфоратора расчетная схема имеет вид, показанный на рисунке 3.11.

Как видно на рисунке 3.11 после приведения жесткостей и моментов инерций элементов к кривошипу расчетная схема принимает сложную структуру. В этой многомассовой системе, число подвижных масс определяется числом подвижных деталей в трансмиссии, откуда возникает целесообразность упрощения.

Для упрощения расчетной схемы элементов перфоратора выделим последовательно парциальные системы с наибольшей собственной частотой и исключим их из общей схемы при соблюдении условия (3.50):

$$K^2 \gg (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \quad (3.50)$$

где: K - парциальная круговая частота, определяемая в зависимости от типа преобразуемой системы; f - максимальная исследуемая частота.

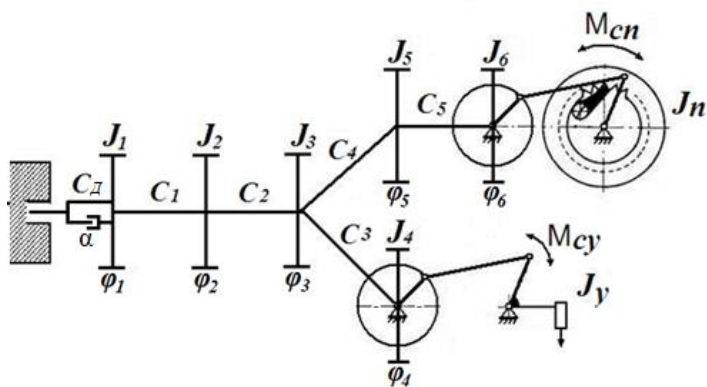


Рисунок 3.11—Упрощенная расчетная схема перфоратора с ударно-поворотным механизмом

Для системы, схема которой показано на рисунке 3.12, а, парциальная круговая частота определяется по формуле [35,68]:

$$K^2 = \frac{C_i + C_{i+1}}{J_i}, \quad (3.51)$$

где: C_i, C_{i+1} - жесткости i -того и $i+1$ го участка.

Для парциальной системы, схема которой показана на рисунке 3.12, б, парциальная круговая частота определяется по формуле:

$$K^2 = \frac{C_i \cdot (J_i + J_{i+1})}{J_i \cdot J_{i+1}} \quad (3.52)$$

Так как условие (3.51) соблюдается для данной расчетной системы, преобразовываем её путем замены совокупности масс и упругостей некоторыми эквивалентными массами и упругостями [35,68].

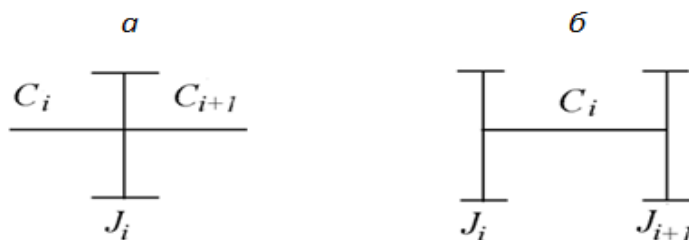


Рисунок 3.12 - Парциальная система:
а-одномассовая; б - двухмассовая

Причем при замене системы «а» системой «б» учитываем, что

$$J_i = \frac{C_i \cdot J_i}{C_i + C_{i+1}}; \quad J_{i+1} = \frac{C_{i+1} \cdot J_i}{C_i + C_{i+1}}; \quad C_i = \frac{C_i \cdot C_{i+1}}{C_i + C_{i+1}}. \quad (3.53)$$

Замена системы «б» системой «а» позволит последовательно соединить жесткости и объединить моменты инерций в соответствующей пропорции с моментом инерции:

$$C_{i+1} = \frac{J_i + J_{i+1}}{J_i} \cdot C_i; \quad C_i = \frac{J_i + J_{i+1}}{J_{i+1}} \cdot C_i; \quad J_i = J_{i+1} + J_i \quad (3.54)$$

В конечном итоге, получим окончательную упрощенную расчетную схему перфоратора с ударно-поворотным механизмом (рисунок 3.13).

Получив окончательную расчетную схему (рисунок 3.13), переходим к составлению уравнений движения для каждой массы системы.

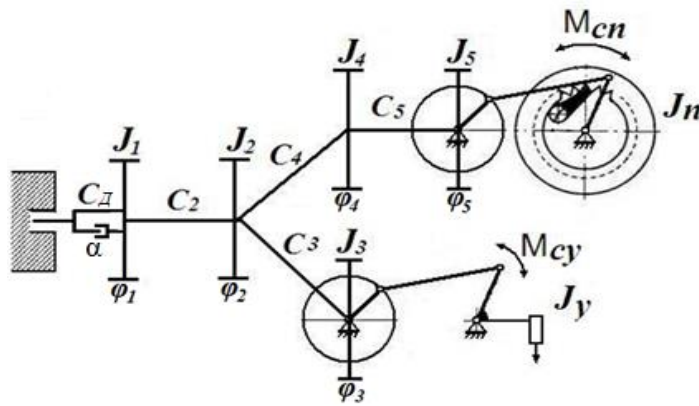


Рисунок 3.13 - Обобщенная упрощенная расчетная схема перфоратора с ударно-поворотным механизмом

Уравнение движения якоря универсального коллекторного двигателя, т.е. первой массы расчетной схемы запишется следующим уравнением [24,35,65]:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = \left[k_1 \cdot i^{1-a_1} \cdot U \cdot (J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + M_c)^{a_1} - k_2 \cdot i^{2-a_1} \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot (J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + M_c)^{a_2} - k_3 \cdot i^{1-a_3} \cdot R \cdot (J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + M_c)^{a_3} - \frac{dM_c}{dt} \right]. \quad (3.55)$$

Считая характерными элементами вал двигателя, элементы редуктора и инструмент, приходим к модели перфоратора в виде пятимассовой системы с эквивалентными упругими связями между массами.

Уравнения движения элементов перфоратора по данной расчетной схеме (рисунок 3.13) записываются следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = k_1 \cdot U \cdot (J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a1} - k_2 \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot (J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a2} - k_3 \cdot R \cdot (J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a3} - M'_C; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = C_2(\varphi_1 - \varphi_2) - C_3(\varphi_2 - \varphi_3) - C_4(\varphi_2 - \varphi_4); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = C_3(\varphi_2 - \varphi_3) - M_{CV}; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = C_4(\varphi_2 - \varphi_4) - C_5(\varphi_4 - \varphi_5); \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = C_5(\varphi_4 - \varphi_5) - M_{СП}, \end{cases} \quad (3.56)$$

где: $\varphi_1 - \varphi_5$ - угловое перемещение элементов перфоратора;

$\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_5$ - угловая скорость элементов перфоратора;

$\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_5$ - угловое ускорение отдельных масс перфоратора;

M_{CV} - момент сопротивления, действующий со стороны ударного механизма;

$M_{СП}$ - момент сопротивления, действующий со стороны поворотного механизма.

В данной системе уравнений момент сопротивления, действующий со стороны ударного механизма, определяется по формуле [27]:

$$M_{CV} = J_y \cdot \ddot{\varphi}_y \cdot u_{43}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.57)$$

где: $\ddot{\varphi}_y$ - угловое ускорение коромысла ударного механизма;

J_y - момент инерции коромысла ударного механизма;

u_{43} - аналог угловой скорости коромысла ударного механизма.

Момент сопротивления со стороны поворотного механизма определяется по формуле [27]:

$$M_{СП} = J_n \cdot \ddot{\varphi}_n \cdot u_{65} + \frac{M_{TP}}{u}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.58)$$

где: $\ddot{\varphi}_n$ - угловое ускорение коромысла поворотного механизма;

J_n - момент инерции коромысла поворотного механизма;

u_{65} - аналог угловой скорости коромысла поворотного механизма;

M_{TP} - момент трения инструмента об обрабатываемую среду;

u - передаточное отношение поворотного механизма.

Необходимо отметить, что при условии $0 < \varphi < \pi$, (φ - угол перемещения поворотного механизма) момент трения инструмента об обрабатываемую среду M_{TP} принимает заданное значение, что обеспечивает рабочий ход храпового механизма, обеспечивающий поворот инструмента на определенный угол. При условии $\pi < \varphi < 2\pi$, $M_{TP}=0$, т.е. в этом диапазоне осуществляется обратный ход храпового механизма, и он занимает исходное положение.

С учетом значений $\ddot{\varphi}_y$ и $\ddot{\varphi}_n$

$$\ddot{\varphi}_y = \ddot{\varphi}_3 \cdot u_{43} + \dot{\varphi}_3^2 \cdot \dot{u}_{43} \text{ и } \ddot{\varphi}_n = \ddot{\varphi}_5 \cdot u_{65} + \dot{\varphi}_5^2 \cdot \dot{u}_{65} \text{ имеем:}$$

$$M_{CY} = J_y \cdot u_{43} (\ddot{\varphi}_3 \cdot u_{43} + \dot{\varphi}_3^2 \cdot \dot{u}_{43}), \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (3.59)$$

$$M_{СП} = J_n \cdot u_{65} (\ddot{\varphi}_5 \cdot u_{65} + \dot{\varphi}_5^2 \cdot \dot{u}_{65}) + \frac{M_{TP}}{u}, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (3.60)$$

Система дифференциальных уравнений (3.56) с учетом уравнений (3.57) – (3.60) перепишем в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\varphi}_1 = \frac{k_1 \cdot U \cdot (J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + M_C)^{a_1} - k_2 \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot (J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + M_C)^{a_2} - k_3 \cdot R \cdot (J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a_3} - M'_C}{J_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{C_2(\varphi_1 - \varphi_2) - C_3(\varphi_2 - \varphi_3) - C_4(\varphi_2 - \varphi_4)}{J_2}; \\ \ddot{\varphi}_3 = \frac{C_3(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_3 + J_y \cdot u_{43}^2} - \frac{J_y \cdot u_{43} \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \dot{u}_{43}}{J_3 + J_y \cdot u_{43}^2}; \\ \ddot{\varphi}_4 = \frac{C_4(\varphi_2 - \varphi_4) - C_5(\varphi_4 - \varphi_5)}{J_4}; \\ \ddot{\varphi}_5 = \frac{C_5(\varphi_4 - \varphi_5)}{J_5 + J_n \cdot u_{65}^2} - \frac{J_n \cdot u_{65} \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot \dot{u}_{65} + \frac{M_{TP}}{u}}{J_5 + J_n \cdot u_{65}^2}. \end{array} \right. \quad (3.61)$$

Данная система дифференциальных уравнений решается численными методами. Имеются численные методы решения дифференциальных уравнений

и высоких порядков, однако, снижение порядка позволяет упростить программу расчета на персональном компьютере. Для этого, прежде всего, перейдем от полученных систем дифференциальных уравнений второго и третьего порядка к системам уравнений первого порядка.

В итоге получим следующую систему дифференциальных уравнений движения элементов перфоратора и рабочего инструмента ударно-поворотного механизма:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{y}_5 = \frac{k_1 \cdot U \cdot (J_1 \cdot y_4 + M_C)^{a1} - k_2 \cdot y_0 \cdot (J_1 \cdot y_4 + M_C)^{a2} - k_3 \cdot R \cdot (J_1 \cdot y_4 + M_C)^{a3} - M'_C}{J_1}, \\ \dot{y}_6 = \frac{C_2(y_0 - y_1) - C_3(y_1 - y_2) - C_4(y_1 - y_3)}{J_2}, \\ \dot{y}_7 = \frac{C_3(y_1 - y_2)}{J_3 + J_y \cdot u_{43}^2} - \frac{J_y \cdot u_{43} \cdot y_6^2 \cdot \dot{u}_{43}}{J_3 + J_y \cdot u_{43}^2}, \\ \dot{y}_8 = \frac{C_4(y_1 - y_3) - C_5(y_3 - y_4)}{J_2}, \\ \dot{y}_9 = \frac{C_5(y_3 - y_4)}{J_5 + J_n \cdot u_{65}^2} - \frac{J_n \cdot u_{65} \cdot y_7^2 \cdot \dot{u}_{65} + \frac{M_{TP}}{u}}{J_5 + J_n \cdot u_{65}^2}. \end{array} \right. \quad (3.62)$$

Уравнение (3.62) и есть математическая модель перфоратора с ударно-поворотным механизмом, описывающая процесс его работы и позволяющая произвести расчет кинематических и конструктивных параметров, силовых показателей процесса его работы с учетом упругих характеристик основных элементов разрабатываемого перфоратора.

Решение полученных дифференциальных уравнений (3.62) производится численным методом Рунге-Кутты с применением компьютерной программы Mathcad (Приложения А). Решение этих дифференциальных уравнений позволяет сделать анализ зависимостей кинематических величин элементов перфоратора, определить рациональные конструктивные параметры ударно-поворотного механизма.

3.2 Анализ динамики элементов перфоратора с ударно-поворотным механизмом

При анализе динамики элементов перфоратора с ударно-поворотным механизмом в качестве варьируемого параметра принято значение момента сопротивления со стороны поворотного механизма, так как в процессе работы перфоратора с увеличением глубины бурения происходит рост величин момента, действующий со стороны инструмента.

Сначала рассмотрим изменение показателей кинематических параметров элементов, входящих в математическую модель (3.62).

На рисунке 3.14 приведены зависимости величин угловых скоростей элементов перфоратора от времени цикла работы перфоратора t и угла поворота φ . За один цикл работы перфоратора взято время t , соответствующее одному обороту кривошипа ударного механизма перфоратора. По оси абсцисс отложено время t , а по оси ординат значения угловых скоростей элементов. Величина шага в расчете принимается равным времени $\Delta t = 0,6 \cdot 10^{-4}$ с.

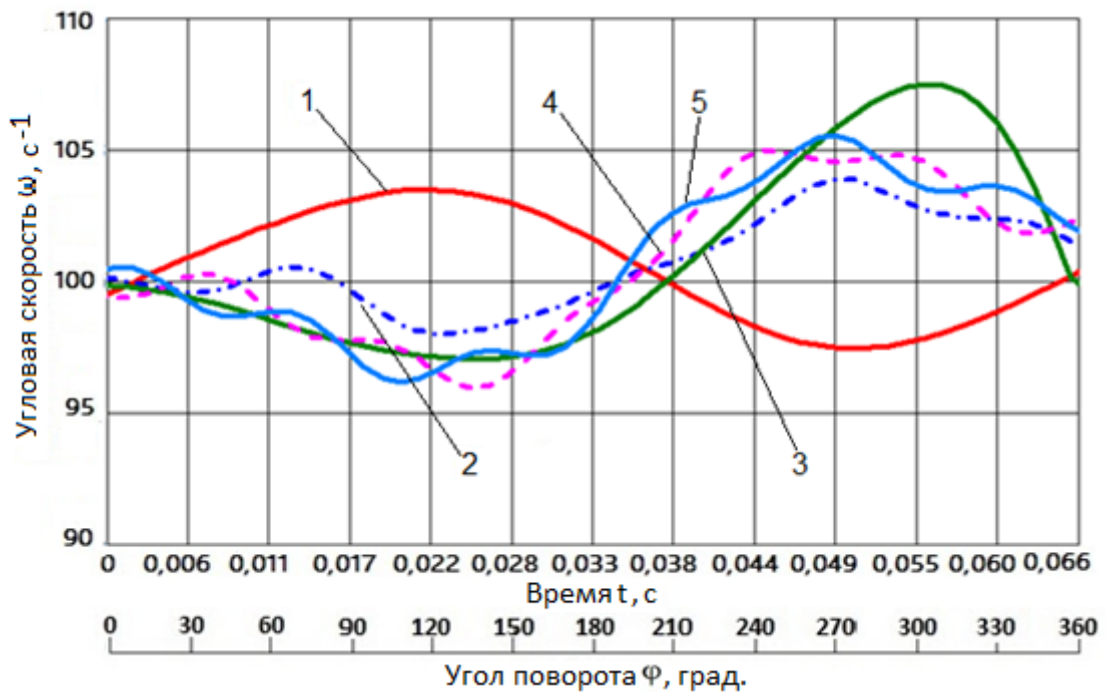
Изменение угловой скорости двигателя (кривая 1) в процессе работы перфоратора происходит равнопеременно. Этому способствует достаточно большое значение передаточного отношения механизмов от двигателя до элемента нагрузки. В качестве нагрузки в расчетах принимается момент сопротивления как со стороны ударного механизма, так и момент сопротивления со стороны поворотного механизма.

В рассматриваемой диаграмме минимальное значение угловой скорости двигателя $\omega_{1 \min} = 97,5 \text{ с}^{-1}$, а максимальное значение составляет $\omega_{1 \max} = 103,5 \text{ с}^{-1}$. Размах колебаний угловой скорости двигателя составляет:

$$\Delta \omega_1 = \omega_{1 \max} - \omega_{1 \min} = 103,5 \text{ с}^{-1} - 97,5 \text{ с}^{-1} = 6,0 \text{ с}^{-1} \quad (3.63)$$

При этом, зона относительно высокой угловой скорости двигателя приходится зоне обратного хода коромысла ударного механизма, а зона низкой

угловой скорости двигателя приходится, соответственно, в зону взвода коромысла. Также значения угловой скорости двигателя связаны с величиной нагрузки в ударном механизме, которая зависит от параметра обратного хода и взвода коромысла и увеличения глубины бурения перфоратора. При моменте сопротивления $M_c=0,09\text{Нм}$, максимальное значение угловой скорости двигателя составляет $\omega_{1\text{max}}=102,5\text{с}^{-1}$, а минимальное значение угловой скорости двигателя $\omega_{1\text{min}}=96,9\text{с}^{-1}$, т.е. с увеличением нагрузки уменьшается среднеарифметическое значение угловой скорости двигателя.



1- угловая скорость универсального коллекторного двигателя; 2- угловая скорость вал-шестерни; 3-угловая скорость кривошипа ударного механизма; 4- угловая скорость зубчатого колеса; 5-угловая скорость кривошипа поворотного механизма.

Рисунок 3.14 – Зависимости угловых скоростей элементов перфоратора от времени t и угла поворота φ (при $\Delta t=0,6 \cdot 10^{-4}\text{с}$ и $M_c=0$)

Анализируя диаграмму (рисунок 3.14) можно отметить, что величины угловых скоростей второй (кривая 2), четвертой (кривая 4) и пятой (кривая 5) элементов находятся вокруг значений угловой скорости третьего элемента ω_3 , т.е. кривошипа ударного механизма, куда, согласно расчетной схеме, были

приведены шатун и коромысло ударного механизма. Угловая скорость кривошипа (кривая 3) имеет минимальные показатели в зоне обратного хода коромысла и относительно высокие показатели в зоне взвода коромысла. Зона обратного хода кривошипа ударного механизма соответствует рабочему режиму поворотного механизма, соответственно, зона взвода коромысла – холостой режим поворотного механизма.

Необходимо отметить, что значение угловой скорости кривошипа ω_3 (при $M_c=0$) достигает максимального значения ($\omega_{3\max}=107,5 \text{ с}^{-1}$) при угле поворота кривошипа, равного 305° .

Если рассматривать технические характеристики универсального коллекторного двигателя, то номинальная частота оборотов якоря составляет 16600 об/мин. (при напряжении 220В), что соответствует средней угловой скорости кривошипа ударного механизма (при $M_c=0$) $\omega_3=103,4\text{с}^{-1}$. Минимальное значение угловой скорости кривошипа составляет $\omega_3=97\text{с}^{-1}$. Среднее арифметическое значение угловой скорости кривошипа ударного механизма (при $M_c=0$) по результатам математической модели составляет около 102 с^{-1} . Погрешность между паспортными данными угловой скорости универсального коллекторного двигателя, приводимого кривошипа ударного механизма и его значением по математическому моделированию составляет в среднем 1,5 %.

При угле поворота кривошипа $\varphi=305^\circ$, его угловая скорость уменьшается и возвращается к среднему значению. Уменьшению угловой скорости кривошипа влияет также значение передаточного отношения ударного механизма, которое растет в конце цикла.

Увеличение величины момента сопротивления со стороны поворотного механизма приводит к росту величины амплитуды колебаний второго, четвертого и пятого элементов перфоратора (рисунки 3.15, 3.16 и 3.17). Количественно, увеличение амплитуды колебаний угловой скорости составляет для кривошипа поворотного механизма (ω_5) без нагрузки $\Delta\omega_1\approx 2,0\text{с}^{-1}$, при нагрузке $M_c=0,03\text{Нм}$, $\Delta\omega_1\approx 2,2\text{с}^{-1}$, при нагрузке $M_c=0,06\text{Нм}$, $\Delta\omega_1\approx 5,2\text{с}^{-1}$, при

нагрузке $M_c=0,09\text{Нм}$, $\Delta\omega_1\approx 9,5\text{с}^{-1}$, т.е. с увеличением нагрузки амплитуда колебаний увеличивается прямолинейно. При значении момента сопротивления $M_c=0,03\text{Нм}$ амплитуда колебаний звена увеличивается незначительно, но при дальнейшем увеличении значения момента сопротивления амплитуда колебаний увеличивается более интенсивно. При этом необходимо отметить, что суммарный момент сопротивления меняется только при изменении момента сопротивления со стороны поворотного механизма. А величина момента сопротивления поворотного механизма изменяется при увеличении глубины бурения, т.е. оно растёт при увеличении момента трения между поверхностью инструмента и скважины.

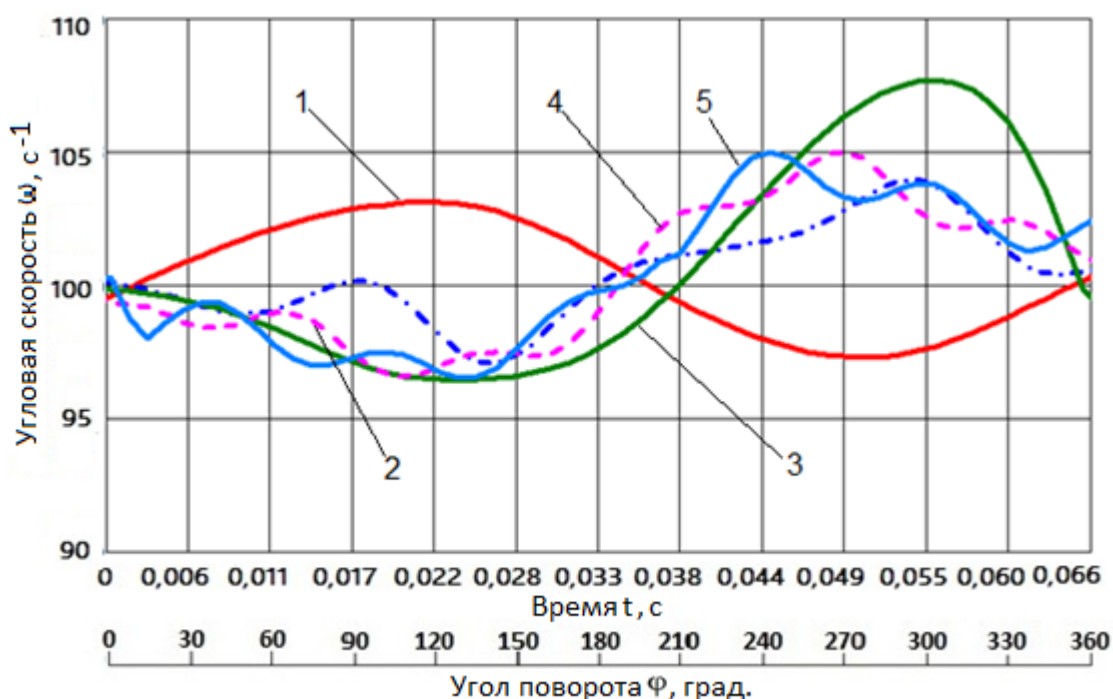


Рисунок 3.15 – Зависимости угловых скоростей элементов перфоратора от времени t и угла поворота φ (при $\Delta t=0,6\cdot 10^{-4}\text{с}$ и $M_c=0,03\text{Нм}$)

Увеличение амплитуды колебаний элементов, соответственно, приводит к росту величины циклических нагрузок на опоры, что в дальнейшем может привести к поломкам опор элементов. Поэтому, при изготовлении деталей и их опор необходимо учитывать дополнительные нагрузки, обусловленные наличием колебаний и их возрастанием при увеличении нагрузки.

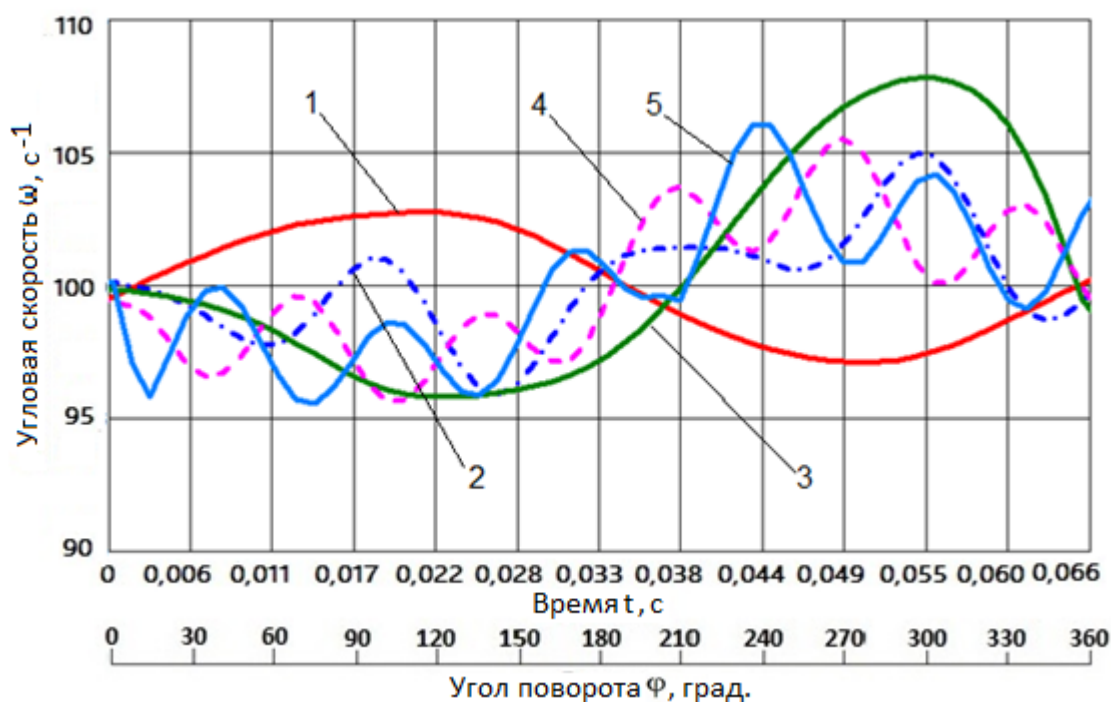


Рисунок 3.16 – Зависимости угловых скоростей элементов перфоратора от времени t и угла поворота ϕ (при $\Delta t=0,6 \cdot 10^{-4}$ с и $M_c=0,06 \text{ Нм}$)

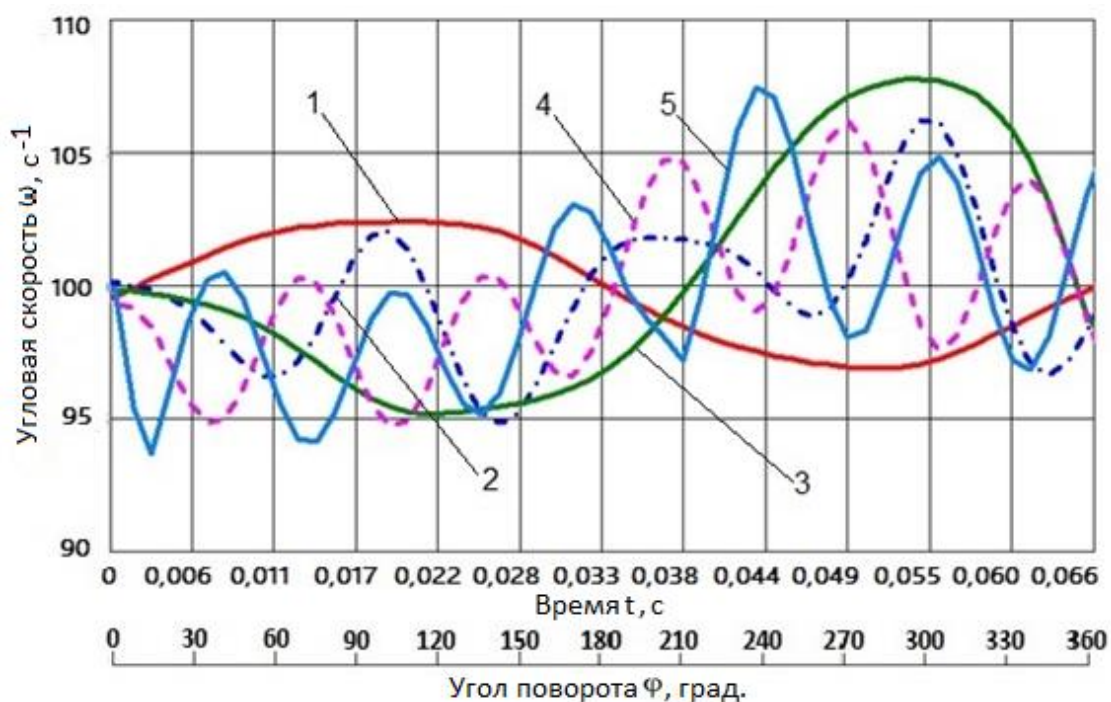


Рисунок 3.17 – Зависимости угловых скоростей элементов перфоратора от времени t и угла поворота ϕ (при $\Delta t=0,6 \cdot 10^{-4}$ с и $M_c=0,09 \text{ Нм}$)

Следует отметить, что величины угловых скоростей двигателя (ω_1) и кривошипа ударного механизма (ω_3) незначительно зависят от нагрузок, в свою

очередь, рост нагрузки приводит к незначительному увеличению амплитуды колебаний угловой скорости кривошипа ударного механизма.

На остальные элементы перфоратора (ω_2 , ω_4 , ω_5) величины нагрузок оказывают значительное влияние.

Поэтому, при совершенствовании конструкции перфораторов необходимо обратить внимание на надежность опор вышеназванных элементов.

Для анализа зависимости амплитуды колебаний угловой скорости кривошипа поворотного механизма $\Delta\omega$ от величины момента сопротивления построена диаграмма (рисунок 3.18).



Рисунок 3.18–Зависимость амплитуды колебаний угловой скорости кривошипа поворотного механизма от величины момента сопротивления

Данная диаграмма показывает, что зависимость амплитуды колебаний угловой скорости кривошипа поворотного механизма от величины нагрузки, т.е. момента трения инструмента об обрабатываемую среду – прямопропорциональная. Необходимо отметить, что увеличение величины сопротивления в два раза приводит к увеличению амплитуды колебаний угловой скорости кривошипа поворотного механизма в три раза. Это говорит о том, что эксплуатация перфоратора на повышенных нагрузках увеличивает риск преждевременных поломок в системе поворота инструмента.

Выводы по главе 3

1. Проведен анализ кинематики ударно-поворотного механизма перфоратора для определения его рациональных, конструктивных параметров, и определены упругие характеристики передаточных элементов перфоратора.

2. Разработаны математические модели ударного и поворотного механизмов.

3. Разработана обобщённая математическая модель перфоратора с ударно-поворотным механизмом, решение которой, позволит проанализировать основные кинематические параметры элементов, входящих в математическую модель.

4. Разработана программа численного решения дифференциальных уравнений математической модели на базе компьютерной программы Mathcad.

5. Анализ полученных диаграмм показал, что больше крутильным колебаниям подвержены элементы 2, 4 и 5 в которых с увеличением нагрузки интенсивно увеличивается амплитуда колебаний угловой скорости, что приводит к внешним нагрузкам на опоры этих элементов.

6. Выявлена прямолинейная зависимость амплитуда колебаний угловой скорости кривошипа поворотного механизма от величины нагрузок, т.е. момента сопротивления со стороны инструмента.

ГЛАВА 4 СОЗДАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ПЕРФОРАТОРА С УДАРНО – ПОВОРОТНЫМ МЕХАНИЗМОМ

4.1 Разработка конструкции опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом

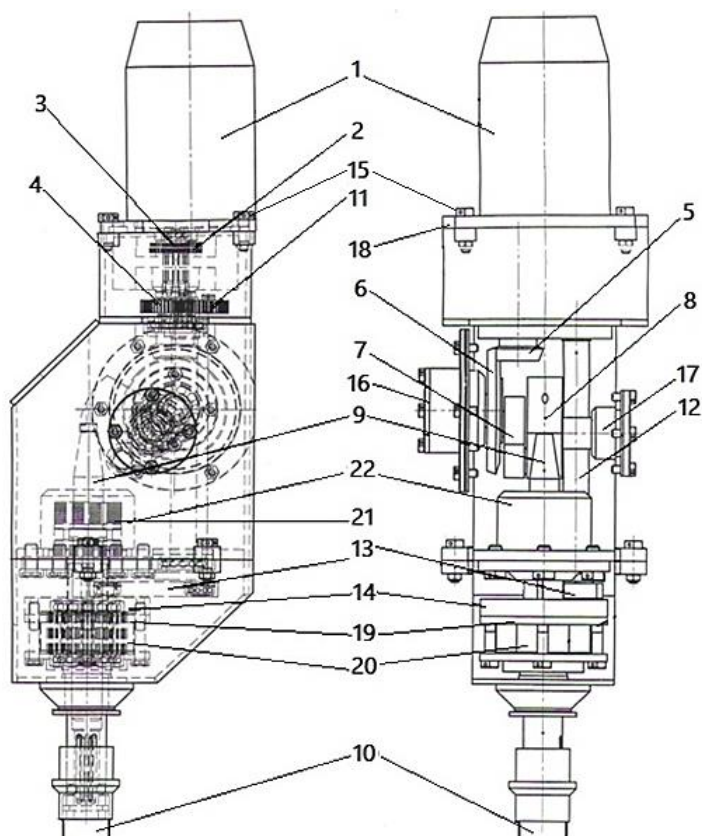
4.1.1 Разработка принципиальной конструктивной схемы нового перфоратора с ударно-поворотным механизмом

Разработка принципиальной конструктивной схемы нового ручного перфоратора требует решения следующих вопросов: как его основные детали и механизмы должны обеспечить необходимую надежность и долговечность работы? Какова должна быть технологический процесс их изготовления и сборки? Какова должна быть принципиальная конструктивная схема опытного образца ручного перфоратора?

Для ответа на вышеизложенные вопросы на основе результатов теоретических и опытно-конструкторских работ разработана принципиальная конструктивная схема нового ручного перфоратора с ударно-поворотным механизмом (рисунок 4.1). Представленный перфоратор с ударно-поворотным механизмом конструктивно выполняется в сочетании с плоским рычажным механизмом кривошипно-коромыслового типа. Благодаря особому положению МПС, вращательное движение кривошипа преобразуется в энергию механического качения бойка коромысла. В момент выстраивания звеньев МПС в одну линию, боек коромысла передает энергию непосредственно волноводу путем нанесения удара, который находится в постоянном контакте с рабочим инструментом.

Конструкция корпуса перфоратора с ударным механизмом на основе МПС выполняется сваркой из листового материала и состоит из двух частей: основного и вспомогательного корпуса, которые стягиваются четырьмя специальными болтами.

В корпусе перфоратора располагаются ударный механизм и узел фиксации МПС. Ударный механизм на основе МПС представляет собой кривошипно-коромысловый механизм со следующими взаимосвязанными деталями (рисунок 4.1): кривошип - шестерня 6, шатун 7 и коромысло 8. Взаимосвязь кривошип – шестерни 6 с шатуном 7 обеспечивается подшипником качения, позволяющим в радиальном направлении, а вторым концом шатун соединяется с коромыслом 8 через палец на игольчатом подшипнике. Осевое перемещение подшипника фиксируется стопорным кольцом. При этом зазор между шатуном и коромыслом регулируется шайбой [33,49,61].



1 - электродвигатель; 2 - вал; 3,4,11 – шестерни; 5 - коническая шестерня; 6-кривошип-шестерня; 7 - шатун; 8 - коромысло; 9 - волновод; 10 - инструмент; 12 - кривошипный вал; 13 - шатун поворотного механизма; 14 - коромысло поворотного механизма; 15 - болт; 16 - крышка; 17 - ось коромысла; 18 - фланец; 19 - храповое кольцо; 20 - храповая втулка; 21 - шайба; 22 - втулка.

Рисунок 4.1 – Принципиальная конструктивная схема опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом

В корпус сбоку приваривается втулка для размещения кривошипа на двух подшипниках качения, которые после фиксации закрываются крышкой 16 и стягиваются четырьмя болтами. На противоположной стенке основного корпуса сварена внутренняя втулка для посадки оси 17 и на этой оси с двумя подшипниками качения устанавливается коромысло. Ось, в свою очередь, четырьмя болтами крепится к корпусу снаружи.

Вращение кривошипа ударного механизма осуществляется электрическим двигателем 1. Для этого кривошип-шестерня 6, входящая в зубчатое зацепление с конической шестерней 5 через шестерню 3, соединяется с осью 2 электрического двигателя. Электродвигатель крепится к фланцу 18 и фланец в сборе крепится в верхнюю часть основного корпуса четырьмя болтами 15.

В качестве поворотного механизма используется кривошипно-коромысловый механизм, который состоит из кривошипного вала 12, шатуна 13 и коромысла 14. Этот механизм располагается в вспомогательном корпусе перфоратора. В редукторе шестерня 4 взаимодействует с шестерней 11, которая посредством шлицевого соединения вращает кривошипный вал 12 механизма поворота. Шатун 13 с кривошипным валом соединяется через подшипники качения. Подшипники качения могут выдержать значительные колебания, которые появляются за счет радиальных биений. Поэтому в процессе передачи движения конструкции соединения шатуна с пальцем коромысла 14 использован игольчатый подшипник. Коромысло 14 с резьбовым соединением сопрягается с храповым кольцом 19, продольные зубья которых находятся в зацеплении с собачками храповой втулки 20.

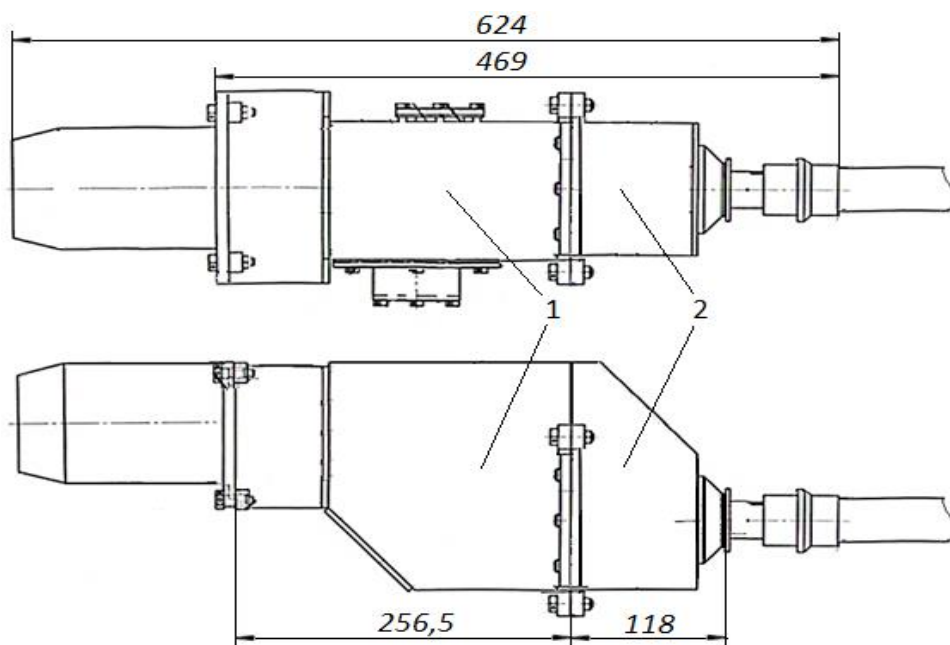
В корпусе располагается узел фиксации МПС в особом положении посредством шайб 21 и втулок 22. Шайбами, расположенными выше пояска, регулируется верхний торец волновода, нижними гасятся удары в случаях прострелов, а втулки обеспечивают осевое перемещение волновода 9 для передачи энергии инструменту 10. Кроме этого, через боковые отверстия

штулки в камеру поступает очищающая жидкость или воздух, которые удерживаются в камере с помощью двух резиновых сальников [26,33,49].

4.1.2 Особенности конструкций основных деталей опытного образца перфоратора с ударно – поворотным механизмом

Разрабатываемый перфоратор должен отличаться простотой конструкции и технологичностью изготовления основных деталей, узлов и механизмов. При этом целесообразно руководствоваться принципом агрегатирования и унификации, который значительно сократит время создания и стоимость, повысит технико-эксплуатационные показатели опытного образца разрабатываемого перфоратора. В связи с этим, рассмотрим конструктивные особенности основных деталей разрабатываемого перфоратора.

Известно, что ручной перфоратор состоит из двух корпусов: основного 1 и вспомогательного 2 (рисунок 4.2). Оба корпуса изготавливаются путем сварки их частей. Толщина стенки корпусов составляет 5мм, несущие стенки 8мм из прокатной стали марки сталь 3, согласно ГОСТ 380-88.



1- основной корпус; 2- вспомогательный корпус-крышка

Рисунок 4.2 – Принципиальная схема опытного образца ручного перфоратора

При этом, учитывая тот фактор, что работа перфоратора связано с деформацией, оба корпуса после сварки должны подвергаться термическому отпуску.

На рисунке 4.3 представлен основной корпус опытного образца перфоратора. Он представляет собой четырехугольные полые поверхности из двух частей 1 и 2, разделенные стенкой-плитой 5. При этом основной корпус включает в себя девять стенок 3 и двух плит 5, соответственно, толщиной 5мм и 8мм, а вспомогательный корпус-крышка пяти стенок 3. Нижняя половина основного корпуса имеет форму неравнобокого параллелепипеда высотой 174,5мм. Она спереди имеет округленную форму и над ним имеется стенка со скосом для установки осмотровой крышки. В правом боку в нижней половине основного корпуса имеется утолщенная стенка 4 с технологическим отверстием $\varnothing 100$ мм для установки в нее фланца-втулки в сборе с осью кривошипа. Поэтому на расстоянии 120 мм по окружности имеются резьбовые отверстия 11 для болтового (М 8x10) соединения фланца-втулки. А к левой стороне приварена бобышка 7 для монтажа оси коромысла ударного механизма переменной структуры. В свою очередь, ось коромысла фиксируется круглой крышкой 13. Для этого на бобышке 7 нарезаны резьбовые отверстия 12 с размерами М 6x7,4.

Нижняя плита 5 основного корпуса является несущей стенкой и имеет толщину 8 мм. К нему приварены две бобышки: одна на линии удара и вступает к внутренней полой поверхности корпуса, другая параллельно к ней, но выступает к наружной стороне корпуса. Далее они обрабатываются в виде ступенчатых втулок 6 и 9, и соответственно имеют размеры $\varnothing 58$, $\varnothing 50$, $\varnothing 22$, $\varnothing 37$ и $\varnothing 33$ мм.

Необходимо отметить, что во втулку 6, имеющей отверстие $\varnothing 50$ мм складываются технологические шайбы, предназначенные для фиксации МПС в особом положении, которые закрываются крышкой $\varnothing 98$ мм и стягиваются болтами через резьбовое отверстие 14. В параллельно приваренной втулке 9

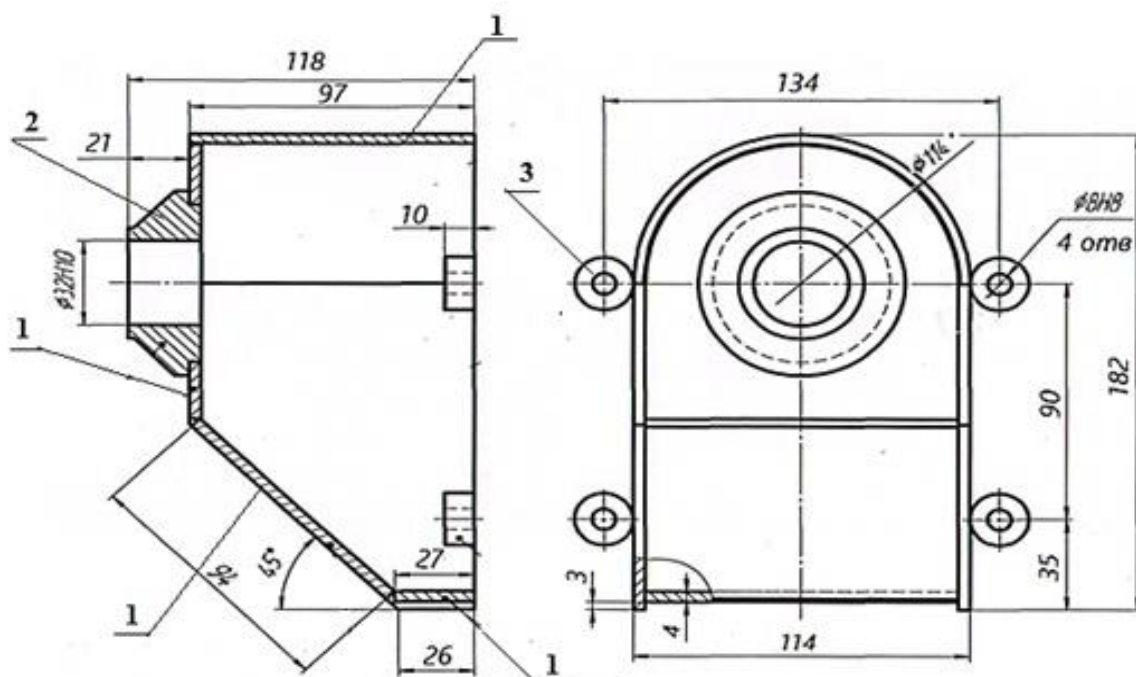
последней втулки совпадает с осью втулки 9, приваренной к нижней плите отверстиями $\varnothing 37$ и $\varnothing 33$ мм, так как, второй конец оси поворотного механизма монтируется аналогичным подшипником в этой втулке.

Верхняя половина основного корпуса выполнена в виде овального цилиндра высотой 81 мм, но вытянута в боковую сторону на уровне к нижнему корпусу. К вытянутым сторонам к верхней половине основного корпуса приварены четыре ушки 15 из стального листа толщиной 10 мм в которых имеется отверстие $\varnothing 8$ мм для крепления фланец-плиты к универсальному коллекторному двигателю.

На рисунке 4.4 представлен нижний вспомогательный корпус опытного образца перфоратора. Вспомогательный корпус также выполнен из листового материала и имеет форму «ковша». При этом он имеет форму параллелепипеда, спереди округленной стенкой и сзади скосом стенки на 45° . Скос стенки имеет продолжение до задней стенки, имеющей высоту в 26 мм. Это технологически необходимая высота, обеспечивающая безопасную работу кривошипа поворотного механизма. Вспомогательный корпус имеет стенки 1 с одинаковой толщиной $S = 5$ мм, изготовленный из прокатной стали марки сталь 3, согласно ГОСТ 380-88 [47].

В нижней суженной части к вспомогательному корпусу приваривается бобышка 2, обработанная, с отверстием $\varnothing 32$ мм. Торец бобышки во внутренней стороне совпадает с окончанием толщины стенки. Центр этого отверстия при сборке должен совпадать с линией удара перфоратора. С целью облегчения массы перфоратора втулка 2 имеет достаточно большую фаску резки. Справа и слева на наружной стороне корпуса симметрично приварены цилиндрические втулки 3 толщиной 10 мм и отверстием $\varnothing 8$ мм, который имеет допуск Н8.

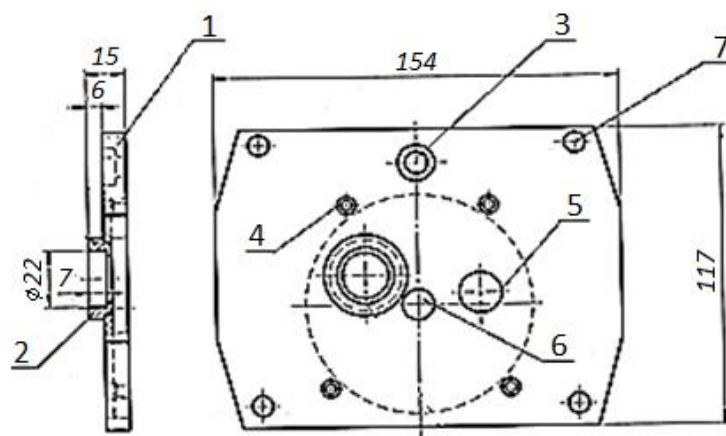
Необходимо отметить, что изготовление корпусов и других деталей опытного образца перфоратора выполняются на координатном станке в строгом соблюдении размеров и требований, указанных на рабочих чертежах деталей.



1- стенка; 2- бобышка; 3- втулка.

Рисунок 4.4 – Конструкция вспомогательного корпуса перфоратора

По конструктивному исполнению фланец-плита 1 (рисунок 4.5) имеет плоскую плиту с одной бобышкой 2, обработанный под сквозную ступенчатую втулку диаметрами $\varnothing 22$ и $\varnothing 20$ мм. Втулка 2 служит в качестве опоры вала маховика, который уравнивает работу перфоратора при передаче вращения от электрического двигателя к ударному механизму. Отверстие 6 предназначено для выхода из нее шлицевого вала двигателя для соединения и приведения во вращение шестерни, закрепленной ведущему валу цилиндрического редуктора. Электрический привод крепится к фланец-плите через отверстия 3 и 5 болтами, второй конец которых, соединены к хомуту, обтянутому к корпусу коллекторного двигателя. Осевое перемещение двигателя фиксируется четырьмя штифтовыми отверстиями 4. Фланец-плита в сборе с электрическим коллекторным двигателем крепится к верхней части основного корпуса болтовым соединением через четыре отверстия 7 диаметром $\varnothing 12$ мм.



1- фланец-плита; 2- бобышка; 3,4,5,6,7- отверстие.

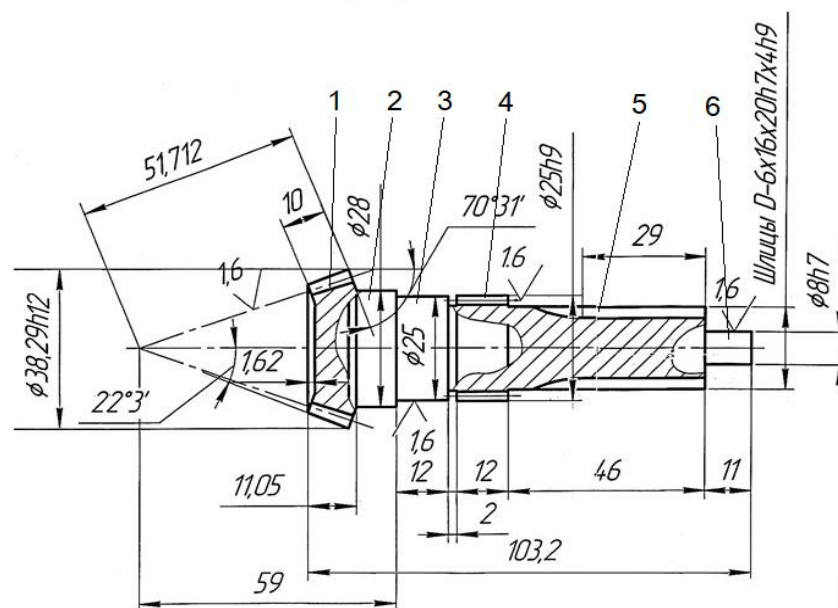
Рисунок 4.5 – Конструкция фланец-плиты

Кроме того, для облегчения сборочных работ фланец-плиты с двигателем на указанной плите имеется технологическое отверстие 5 для осмотра.

Фланец-плита также изготавливается на координатном станке из стального листа без дополнительных обработок.

В разрабатываемом перфораторе отбор мощности для поворотного механизма производится через ведущий вал-шестерню (рисунок 4.6) ударного механизма. Для этого коническая шестерня 1 изготовлена как вал с четырьмя ступенями: 2, 3, 5 и 6. Ступень 2 вала - шестерни служит как поверхность для посадки вала-шестерни к основному корпусу через подшипниковое соединение. На продолжении ступени 3 имеются цилиндрические зубья 4 для приведения во вращательное движение кривошипного вала поворотного механизма через цилиндрические шестерни. Ведущий вал - шестерня на ступени имеет шлицевые зубья 5. В эти шлицы с натягом монтируется маховик. На конце вала-шестерни имеется ступень 6, куда вставляется косозубая шестерня для контактирования со шлицами электрического привода перфоратора.

В процессе передачи вращательного движения двигателем возникают радиальные биения. Для погашения этих биений и снижения вынужденных колебаний перфоратора разработана оригинальная конструкция маховика.



1- коническая шестерня; 2,3,6- ступени; 4- цилиндрическая шестерня; 5- шлица.

Рисунок 4.6 – Конструкция вала-шестерни ударного механизма

Данный маховик конструктивно выполнен (рисунок 4.7) в виде двухстороннего стаканчика с отверстием в середине. Такая конструкция маховика в значительной степени позволяет снизить радиальные биения и не способствует возникновению осевых нагрузок. Маховик устанавливается к валу шестерне шлицевым соединением. Для этого во внутреннем отверстии маховика нарезаны шлицы соединения.

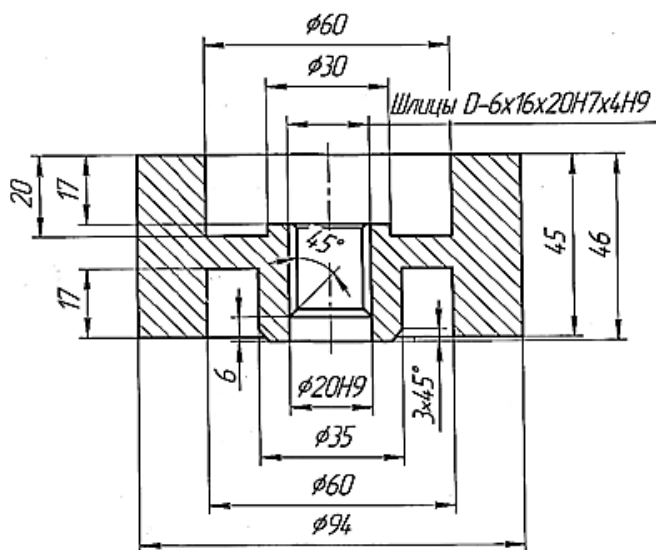


Рисунок 4.7 – Конструкция маховика

Вал-шестерня ударного механизма приводится во вращательное движение от электрического двигателя через косозубое колесо (рисунок 4.8). Косозубое колесо по краям имеет косые зубья для вхождения в контакт со шлицами вала электрического двигателя. Для установки колеса в вал шестерню, ее внутренней части нарезаны шлицы.

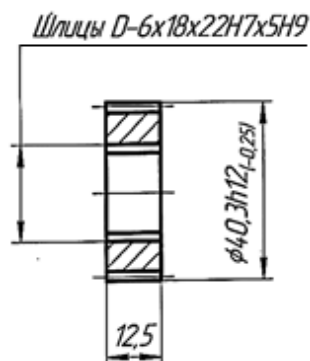


Рисунок 4.8 – Конструкция ведомой косозубой шестерни

Поворотный механизм перфоратора приводится в движение от цилиндрической шестерни (рисунок 4.9), посаженной на конце вала-кривошипа. Цилиндрическая шестерня (толщиной 10 мм) имеет прямые зубья для вхождения в зацепление с шестерней вала. Шлицы предназначены для соединения со шлицами вала-кривошипа поворотного механизма. Цилиндрическая шестерня изготавливается из материала сталь 45Х (ГОСТ 4543-71) и проходит специальную термообработку [48].

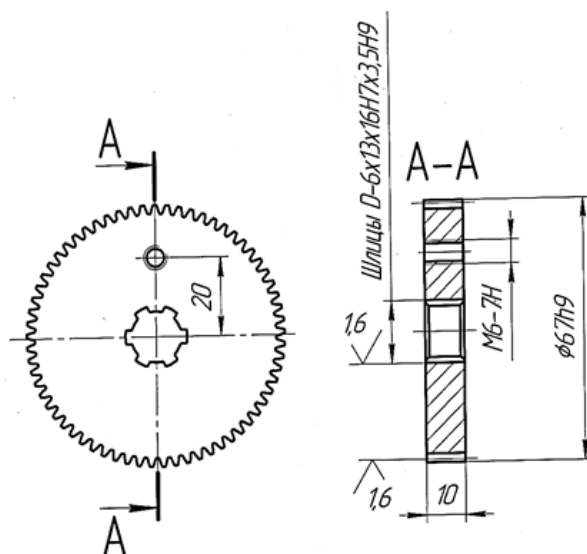
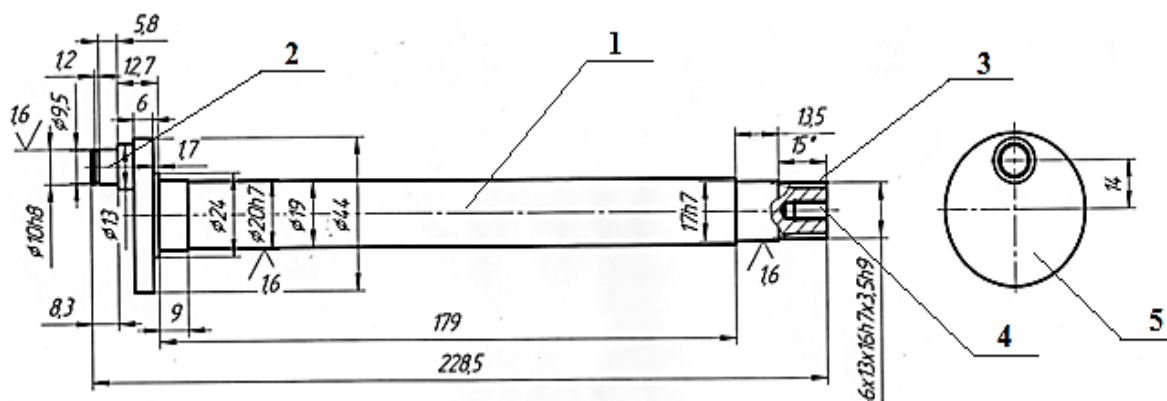


Рисунок 4.9 – Конструкция цилиндрической шестерни

Вал-кривошип (рисунок 4.10) приводится во вращательное движение от цилиндрической шестерни, которая жестко посажена на верхней его части.

Кривошип 1 конструктивно выполнен как ступенчатый вал с кривошипом, основанием которого является цилиндрический диск 5. При этом цилиндрическая ведущая шестерня редуктора контактируется с ведомой шестерней, посаженный на верхний конец опорного кривошипного вала 1. Опорная ось кривошипа 5 имеет длину в 228,5 мм и служит приводом вращения кривошипа. Для этого верхний конец опорного вала имеет шлицевые пазы 3, куда монтируется цилиндрическая ведомая шестерня, которая фиксируется болтом через резьбовое соединение 4. Кроме этого, на опорах оси монтируются шариковые подшипники, поэтому ее контактная поверхность обрабатывается на длину 179 мм по чистоте $\text{Ø}20\text{h}7$. Эксцентричная ось 2 кривошипа изготовлена с отступом от центра на 14 мм. Материал для вала кривошипа сталь 40X (ГОСТ 4543-71).



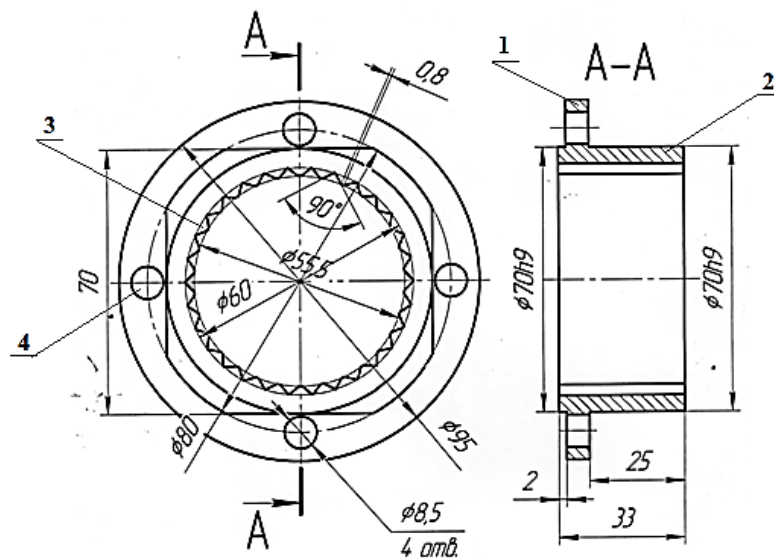
1-кривошипный-вал; 2 - эксцентричная ось; 3 - шлица; 4 – резьба;
5- цилиндрический диск

Рисунок 4.10 - Конструкция кривошипного вала поворотного механизма

На рисунке 4.11 представлен общий вид храпового кольца поворотной муфты с внутренним исполнением зубьев 3. Количество храповых зубьев равно 30, трое из которых изготовлены под прямым углом заточки. Ширина храпового кольца составляет 33 мм, что на 4 мм больше длины храповой втулки с зубьями. Храповое кольцо представляет собой спаянные две

ступенчатые кольца 1 и 2 диаметрами, соответственно, $\varnothing 95$ и $\varnothing 80$ мм и ширина, соответственно - 8 и 33 мм. При этом наружное кольцо 1 располагается от торца втулки 2 с отступом на 2 мм и в ней с отступом 90° на диаметре $\varnothing 80$ мм имеются четыре отверстия 4 диаметром $\varnothing 8,5$ мм для крепления крышки кривошипа. Внутренняя втулка 2 с торцевой стороны на расстоянии 70 мм имеет с четырех сторон параллельные фаски для свободного прохождения болта.

Цилиндрические элементы храпового кольца изготавливаются на токарном станке. Внутренние зубья изготавливаются на зубопротяжном станке. Материал храпового кольца – сталь 40Х, улучшенная (ГОСТ 4543-71). При возможности сопрягаемые поверхности храпового кольца цементируются на глубину 1,5 мм.



1- наружное кольцо; 2- втулка; 3 - зубья; 4 - отверстия.

Рисунок 4.11 - Конструкция храпового кольца поворотного механизма

Общий вид храпового стержень-ствола представлен на рисунке 4.12. Храповой стержень-ствол конструктивно изготавливается в виде полого вала. Такой вариант позволяет беспрепятственное прохождение силы удара бойка через волновод к ударному инструменту электромеханического перфоратора. Длина храпового стержень-ствола составляет 200 мм. С верхнего торца

4.2 Создание опытного образца перфоратора с ударно – поворотным механизмом

Следует отметить, что при создании опытного образца перфоратора с ударно – поворотным механизмом необходима эффективная технология сборки основных деталей, как, процесс сборки перфоратора на основе принципиальной конструктивной схемы является ответственной работой. От последовательной и качественной сборки в большей степени зависит надежность и долговечность работы перфоратора.

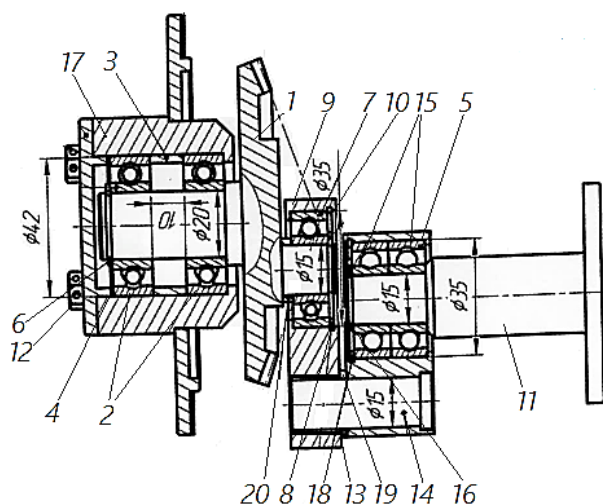
Исходя из вышеизложенного, процесс сборки опытного образца перфоратора производится в следующей последовательности:

1. Сборка ударного механизма.
2. Сборка узла ограничения ведомого звена.
3. Сборка поворотного механизма перфоратора.

В свою очередь, порядок сборки ударного механизма электромеханического перфоратора (рисунок 4.13) заключается в следующем. Перед началом сборки проверяются посадочные места в основном корпусе для деталей ударного механизма. Для обеспечения правильную технологическую размерность, основной корпус тщательно промывается и устанавливается на ручной механический пресс. При этом в выступающую втулку 17 основного корпуса прессируются радиальные подшипники качения 2, разделенные между собой кольцом 3. Осевое перемещение подшипников фиксируется стопорным кольцом 4. Затем в эти подшипники прессируется кривошип 1, который фиксируется стопорным кольцом 6. После этого основной корпус снимается со стола прессы.

Далее, с помощью ручного механического прессы в коромысло 5 прессируются боек и палец 14, удерживаемые кернованием, и два радиальных подшипника качения 15, фиксируемых стопорным кольцом 16. На этом же ручном механическом прессы в большое отверстие шатуна 9 прессируется радиальный подшипник качения 7, который фиксируется стопорным кольцом 8,

а в малое – игольчатый подшипник 13, также фиксируемый кернованием. После этого опять на стол механического прессы устанавливается основной корпус перфоратора в сборе с кривошипом и в ось кривошипа с зазором в 1,5 мм прессуется шатун 9, который фиксируется стопорным кольцом 10. Далее палец коромысла сопрягается с игольчатым подшипником шатуна и зазор между ними обеспечивается шайбой 19 так, чтобы центр бойка совпадал с линией удара.



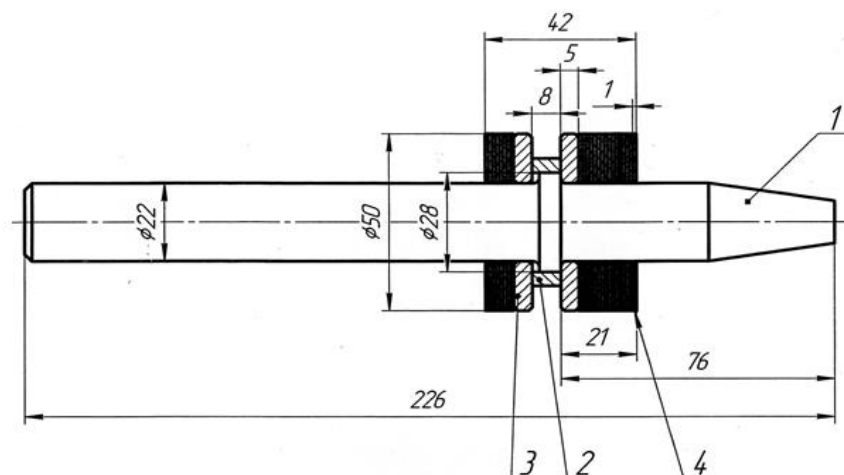
1 - кривошип; 2,7,15 - подшипники; 3,18 - кольцо; 4,6,8,10,16 - стопорные кольца; 5-коромысло; 9-шатун; 11-ось; 12-болт; 13- игольчатый подшипник; 14-палец; 17- втулка; 19,20-шайбы.

Рисунок 4.13 - К сборке ударного механизма перфоратора

Процесс сборки ударного механизма электромеханического перфоратора завершается прессованием оси 11 в двоянные подшипники коромысла. Для этого ось направляется во внутреннее отверстие обоймы подшипника и плавным одновременным стягиванием болтов осуществляется полная его посадка. После этого, осевое перемещение подшипников фиксируется кольцом 18, а стопорение болтов 12 осуществляется проволокой. Затем основной корпус перфоратора снимается со стола прессы.

Процесс сборки узла ограничения ведомого звена (рисунок 4.14) производится в нижней части основного корпуса перфоратора. Для этого

волновод 1 вставляется в нижнее отверстие основного корпуса и при плавном перемещении его вверх, вращением кривошипа ударника определяется особое положение МПС. После установления, измеряется расстояние от нижней стенки основного корпуса до верхней поверхности пояска волновода, которое определяет количество шайб 4, размещаемых над пояском волновода [18].



1- волновод; 2- втулка; 3- коленные шайбы; 4- шайбы

Рисунок 4.14 - К сборке узла ограничения ведомого звена

Затем с учетом количества шайб над пояском волновода и зная глубину камеры, размещаются остальные шайбы. При этом от пояска волновода размещаются коленные шайбы 3 толщиной в 3 мм, которые значительно продлевают срок службы близ лежащих тонких шайб. Между верхними и нижними шайбами устанавливается втулка 2, которая, отделяя поясок от этих шайб, способствует перемещению волновода в пределах 3 мм.

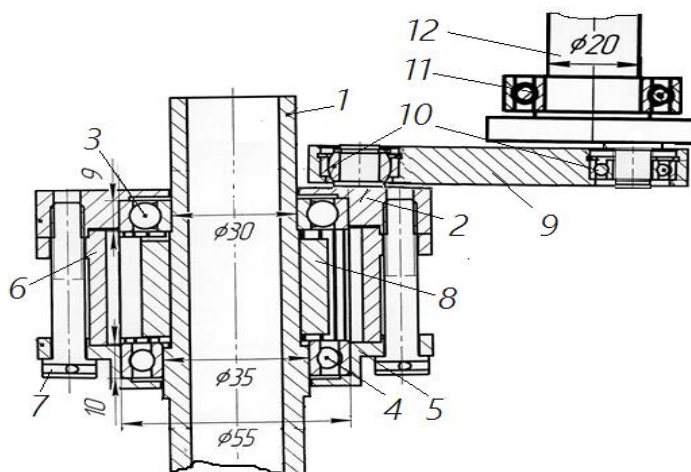
Одним из главных операций при сборке перфоратора является процесс сборки поворотного механизма (рисунок 4.15), который обеспечивает работу электромеханического перфоратора по ударно-поворотному принципу.

Поскольку поворотный механизм перфоратора приводится в качательное движение от шатуна 9, который вторым концом через игольчатые подшипники 10 соединяется с осью поворотного механизма. Данная ось изготовлена в одно целое с верхней крышкой 2, предназначенной для крепления подшипника 3 и остальных элементов поворотного механизма перфоратора. При этом

поворотный механизм перфоратора состоит из двух крышек - верхней 2 и нижней 5, которые используются для крепления двух радиальных шариковых подшипников 3,4, храповой втулки 6 и стержня 8 в сборе и четырех цилиндрических болтов 7.

Как видно из рисунка 4.15, радиальные шариковые подшипники скольжения с наружной посадкой смонтированы на верхней и нижней крышки, внутренней обоймой посажены и удерживают храповой стержень-ствол 1. Крышки в сборе стянуты болтами 7 через технологические отверстия храповой втулки 6 для обеспечения независимого положения относительно храпового стержня 8 поворотного механизма перфоратора. Независимое положение храповой втулки обеспечивается резьбовым соединением. Болт 7 входит во внутреннее резьбовое соединение с верхней крышкой 2.

Храповая втулка 6 поворотного механизма перфоратора выполнена в виде цилиндра с бортиком и в бортовой части имеет четыре отверстия диаметром 10 мм для прохождения через них стяжных болтов 7. Толщина храповой втулки поворотного механизма составляет 33 мм. Во втулочной части храповой втулки под прямым углом на всю толщину нарезаны зубья зацепления с собачками, смонтированные в храповом стержне.



- 1- храповой стержень-ствол; 2-верхняя крышка; 3,4,10,11- подшипники;
5- нижняя крышка; 6- храповая втулка; 7- болт; 8- храповой стержень; 9- шатун;
12-кривошипный вал

Рисунок 4.15 - К сборке поворотного механизма перфоратора

Храповой стержень поворотной муфты во внутренней части имеет цилиндрическую поверхность длиной 30 мм для посадки в него буксы, которая удерживает основной рабочий инструмент. С наружной стороны, храповой стержень в продольном направлении имеет четыре уступа с технологическими сквозными отверстиями диаметром 9 мм для установки в них цилиндрических стержневых оснований собачек зацепления. По условиям конструкции толщина храпового стержня должно быть на 1,5 мм меньше, чем толщина храповой втулки.

Для обеспечения бесперебойного зацепления собачек в установочные гнезда стержня, в конструкции заложена возможность монтирования их с зазором. Такой порядок сборки деталей храпового стержня обеспечивает легкое вращения собачек вокруг установочной оси при зацеплении с зубьями храповой втулки и плавный безопасный отход от зацепления. Это увеличивает срок эксплуатации собачек храпового стержня. При этом технологически необходимый угол поворота собачек составляет 30° . Кроме этого собачки обеспечивают зацепление с двух сторон, в случае износа одной стороны, их можно будет заменить другой. Поэтому эти собачки проходят необходимую термообработку.

В процессе бурения перфоратором, фиксация и работа собачек зацепления поворотного механизма основано на незначительном усилии конических пружин, установленных в тупиковых отверстиях в храповом стержне. С этой целью в радиальном направлении по середине храпового стержня нарезаны тупиковые отверстия с диаметром 8 мм и глубиной 6 мм, куда с особой легкостью вставляются конические пружины. В частности, в данной конструкции поворотного механизма пружины, установленные на стержне, имеют диаметр поперечного сечения равного 0,4 мм. Для увеличения срока службы поверхность храповой втулки, храпового стержня и собачки зацепления подлежат к специальной термообработке.

Таким образом, на основе конструктивной схемы опытного образца перфоратора обеспечивается монтаж основных деталей и механизмов к корпусу.

В производственных условиях Института машиноведения и автоматики Национальной академии наук Кыргызской Республики, совместными усилиями сотрудников Инженерной академии Кыргызской Республики и Ошского технологического университета имени академика М.М. Адышева создан опытный образец перфоратора с ударно-поворотным механизмом (рисунок 3.16).



Рисунок 4.16 - Опытный образец перфоратора с ударно-поворотным механизмом

Технические характеристики опытного образца перфоратора представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Технические характеристики опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом.

№	Параметры	УПП-1
1	Энергия удара, Дж	30
2	Частота ударов, Гц	16
3	Режим бурение	ударно-поворотное
4	Потребляемая мощность, Вт	1200
5	Тип электродвигателя	УКД
6	Диаметр бурения, мм	22
7	Масса, кг	25

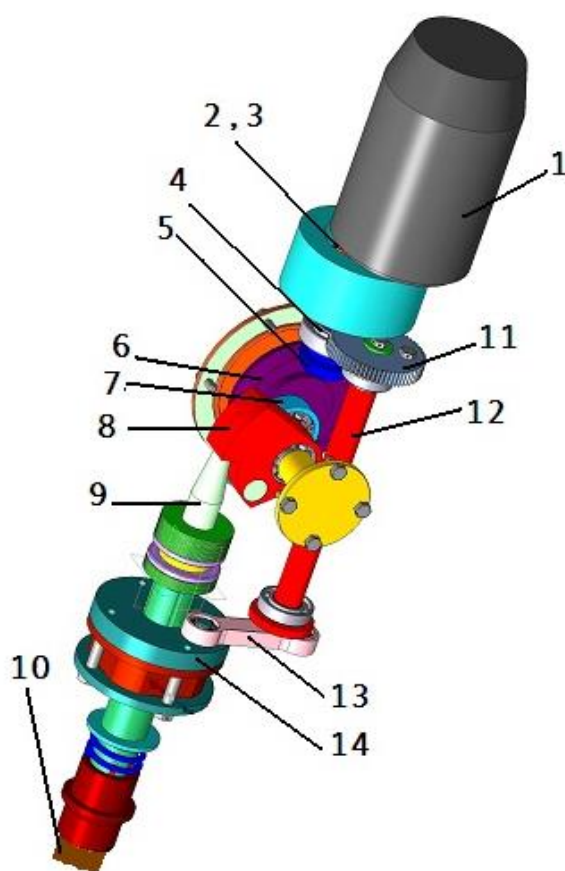
Главной отличительной особенностью опытного образца перфоратора является особые зацепления шестерен редуктора, позволяющие буровому инструменту взаимодействовать с поворотным механизмом сразу после удара коромысла-бойка по торцу волновода и продолжить взаимодействие, в период отхода коромысла-бойка назад.

Оригинальность новой конструкции опытного образца перфоратора защищена Евразийским патентом № 028917 опубл. 31.01.2018. Бюл. № 5 (Приложение Б).

4.3 Принцип работы опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом

Принцип работы опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом рассмотрим на основе представленного рисунка 4.17 в 3D формате. Как видно из рисунка 4.17, работа рычажного ударного механизма переменной структуры совместно с рычажным поворотным механизмом создает ударно-поворотное действие. Конструкция данного перфоратора имеет следующие узлы и механизмы: буровой инструмент, универсальный коллекторный двигатель, редуктор, ударный и поворотный механизмы. Ударный механизм представляет собой шарнирно-четырёхзвенный механизм переменной

структуры кривошипно-коромыслового типа с наибольшим шатуном, где вращательное движение якоря двигателя 1 через шестерни 2, 4 и коническое колесо 5 редуктора передается кривошипу-шестерне 6 ударного механизма. Вращательное движение кривошипа-шестерни 6 через шатун 7 преобразуется в качательное движение коромысла-бойка 8. В момент выстраивания звеньев в одну линию, коромысло-боек 8 максимально разгоняется и наносит удар по торцу волновода 9, затем отходит обратно назад. Ударная волна, проходя через волновод 9 передается буровому инструменту 10 и от неё к обрабатываемой породе.



1-электродвигатель; 2,3,4,11 – зубчатые шестерни; 5- коническое колесо;
 6-кривошип-шестерня; 7- шатун; 8- коромысло-боек; 9- волновод; 10- рабочий
 инструмент; 12-кривошипный вал; 13-шатун поворотного механизма;
 14- коромысло поворотного механизма

Рисунок 4.17 – К принципу работы опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом

Ударный механизм перфоратора работает совместно с поворотным механизмом (рисунок 4.17) следующим образом. В редукторе, шестерня 4 взаимодействует с шестерней 11, которая посредством шлицевого соединения вращает кривошипный вал 12 кривошипно-коромыслового механизма поворота. Вращение кривошипного вала 12 посредством шатуна 13 преобразуется в качение коромысла 14, одновременно являющегося корпусом храпового механизма. Параметры кривошипно-коромыслового механизма поворота подобраны так, чтобы храповой механизм, во время рабочего хода, повернул буровой инструмент 10 на технологически необходимый угол. Причем зацепление шестерен 4 и 11 отрегулировано таким образом, чтобы рабочий ход храпового механизма происходил, когда коромысло-боек 8 отходит назад после соударения с волноводом 9. Такая настройка совместной работы механизмов удара и поворота позволяет равномерно распределять нагрузку на универсальный коллекторный электродвигатель этого перфоратора.

Таким образом, за один полный оборот кривошипа ударника происходит один удар и поворот рабочего инструмента перфоратора. При этом поворот рабочего инструмента происходит за полный цикл качения коромысла в обратном направлении. Далее процесс повторяется.

4.4 Экспериментальные исследования динамики опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом

4.4.1 Методика экспериментальных исследований динамики перфоратора

Экспериментальные исследования динамики опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом проводятся с целью определения и уточнения числовых значений и взаимосвязи основных параметров его элементов. Для проведения экспериментальных исследований разработана методика и сформулированы задачи, решаемые в ходе экспериментальных исследований.

Для достижения поставленной цели ставятся следующие задачи:

- ✓ разработка методики проведения экспериментальных исследований динамики опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом;
- ✓ разработка и создание экспериментального стенда;
- ✓ проведение тарировки датчиков и цифрового осциллографа;
- ✓ проведение эксперимента;
- ✓ исследование характера изменения угловой скорости кривошипа за один цикл;
- ✓ исследования угловой скорости кривошипа поворотного механизма перфоратора;
- ✓ оценки результатов исследований, полученных на основе математического моделирования.

Для постановки экспериментальных исследований первоначально были проведены следующие работы:

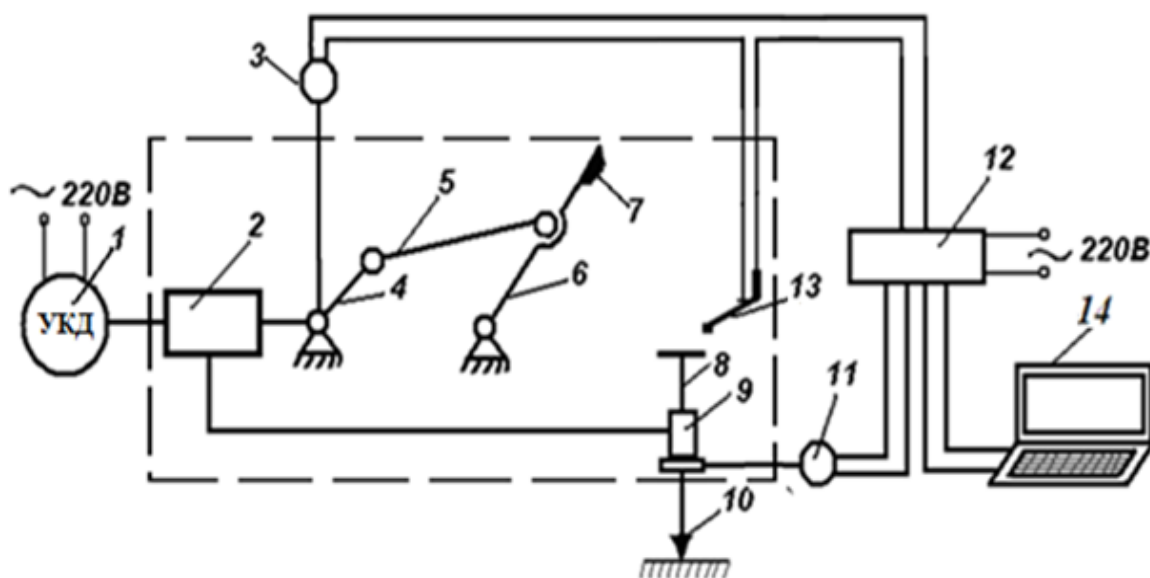
- ✓ выбор регистрирующих датчиков и записывающих устройств;
- ✓ проведение тарировки датчиков и регистрирующих устройств.

Разработанный экспериментальный стенд (рисунок 4.18) включает в себя перфоратор, который состоит из универсального коллекторного двигателя 1, редуктора 2, кривошипа 4, шатуна 5, коромысла 6, бойка 7, волновода 8, поворотного механизма 9 и инструмента 10. Дополнительно к конструкции перфоратора были прикреплены генераторы постоянного тока 3,11, фиксатор 13. Для регистрации сигналов, поступающих от датчиков (генераторов постоянного тока) используются цифровой осциллограф 12 и персональный компьютер 14. Так как одной из основных задач экспериментальных исследований динамики электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом является исследование его выходных характеристик, в ходе экспериментальных исследований будут измерены показатели угловой скорости кривошипа и инструмента. По величине угловой скорости кривошипа

с учетом передаточных отношений ударного механизма и механизма поворота инструмента можно оценить основные выходные характеристики электромеханического перфоратора в целом – энергии удара и угол поворота инструмента.

Угловая скорость кривошипа 5 фиксируется генератором постоянного тока 4 типа Д-25Г (рисунок 4.18). Вращательное движение кривошипа преобразуется в электрический сигнал с помощью генератора постоянного тока.

Регистрация угловой скорости поворотного механизма 10 производится генератором постоянного тока 12 типа Д-25Г. Полученный электрический сигнал в цепи с помощью цифрового осциллографа передается к персональному компьютеру [62].



1-универсальный коллекторный двигатель; 2-редуктор; 3,11-генераторы постоянного тока; 4-кривошип; 5-шатун; 6-коромысло; 7-боек; 8-волновод; 9- поворотный механизм; 10-инструмент; 12-цифровой осциллограф; 13-фиксатор; 14-персональный компьютер.

Рисунок 4.18 - Экспериментальный стенд

Основными технико-эксплуатационными характеристиками перфоратора являются энергия удара, частота ударов, потребляемая мощность перфоратора

и другие. Поэтому для оценки величин этих показателей необходимо снятие экспериментальным путем вышеназванных параметров перфоратора.

В качестве привода электромеханического перфоратора служит универсальный коллекторный двигатель с номинальной мощностью $N_n = 1,2$ кВт и номинальной частотой вращения $n_n = 16600$ об/мин [27,29,54,62], который питается от обычной бытовой розетки. Основным исполнительным механизмом данного перфоратора является ударный механизм переменной структуры, состоящий из кривошипа, шатуна и коромысла. На рисунке 4.19 представлен созданный экспериментальный стенд.



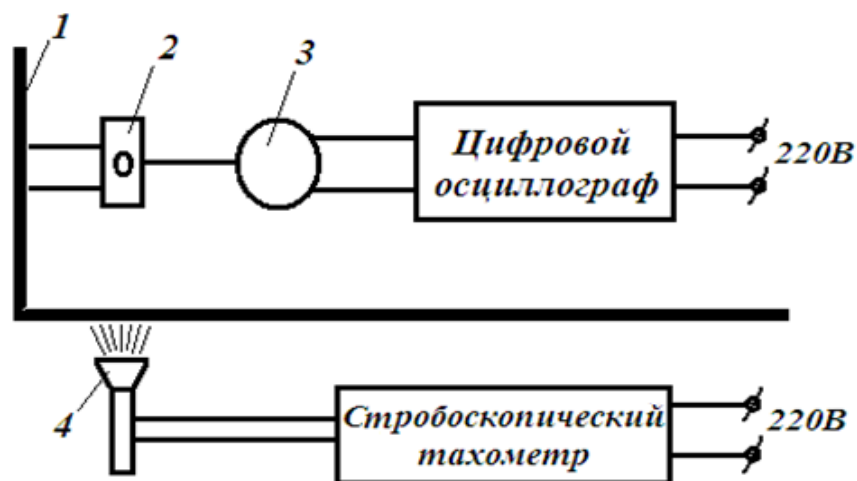
Рисунок 4.19 - Экспериментальный стенд для исследования динамики электромеханического перфоратора

В ходе экспериментальных исследований измерялись угловая скорость кривошипа ударного механизма, угловая скорость поворота инструмента перфоратора. В качестве регистрирующей аппаратуры служит цифровой осциллограф 12. По величине диаграммы электрического тока, полученного от генератора постоянного тока вычисляется угловая скорость элемента. Все эти преобразования и вычисления осуществляются после тарирования измерительного оборудования.

4.4.2 Тарировка генератора постоянного тока

С целью установления связи между измеряемым параметром и отклонением регистрирующих сигналов устройства от нулевой линии производится тарировка датчиков. В данном эксперименте в качестве датчика используется генератор постоянного тока и поэтому перед проведением эксперимента осуществляется тарировка генератора постоянного тока. При тарировке генератора постоянного тока применялась та же измерительная схема, что была запланирована при эксперименте. Тарировка генератора постоянного тока производится на стенде, схема которого показана на рисунке 4.20.

Тарировочный стенд (рисунок 4.20) состоит из токарного станка 1, патрона 2, в котором зажимается переходник с валом генератора постоянного тока 3, цифровой осциллограф с персональным компьютером и стробоскопический тахометр с лампой 4. Вал генератора постоянного тока зажимается в патроне токарного станка. При вращении вала генератора постоянного тока в нем возбуждается ЭДС, которая при необходимости выпрямляется с помощью выпрямителя и далее регистрируется на цифровом осциллографе с персональным компьютером.



1 – токарный станок; 2 – патрон станка; 3 – генератор постоянного тока;
4 – лампа стробоскопического тахометра.

Рисунок 4.20 - Тарировочный стенд

Параллельно включаются стробоскопический тахометр и лампа 4. Задаваемый ориентировочный импульсный сигнал определенной частоты регистрируется на стробоскопическом тахометре. За счет импульсных сигналов лампа будет освещать патрон импульсной порцией света. Если частота вращения патрона опережает частоту света лампы, то риска, нанесенная на патрон, начинает вращаться по направлению вращения патрона, если наоборот, она отстает от частоты освещения, то риска начинает вращаться против направления вращения патрона.

При совпадении частоты вращения патрона и частоты освещения лампы стробоскопического тахометра, риска, нанесенная на патроне, будет неподвижна. После совпадения частоты вращения патрона и частоты освещения лампы искомая величина фиксируется на цифровом осциллографе. Он, в свою очередь, преобразует вращение вала генератора постоянного тока в электрический сигнал.

Тарировка генератора постоянного тока, установленного на валу кривошипа, проводилась при частоте вращения токарного патрона в пределах 200-1000 об/мин, выходной вал электродвигателя вращается в направлении против часовой стрелки, что соответствует направлению вращения вала

генератора постоянного тока по часовой стрелке. По расчетным данным номинальная угловая скорость кривошипа ударного механизма составляет $\omega=102,6\text{с}^{-1}$, что соответствует частоте вращения в номинальном режиме $n_n=981\text{об/мин.}$, и угловая скорость инструмента при повороте составляет $\omega=15,7\text{с}^{-1}$, что соответствует частоте вращения инструмента номинальном режиме $n_n=150,9\text{ об/мин.}$

При работе перфоратора выходной вал электродвигателя вращается в направлении против часовой стрелки, что соответствует рабочему направлению вращения вала генератора постоянного тока, так как, рабочее направление вращения вала генератора постоянного тока против часовой стрелки.

Примеры записи осциллограмм при тарировке генератора постоянного тока приведены на рисунке 4.21.

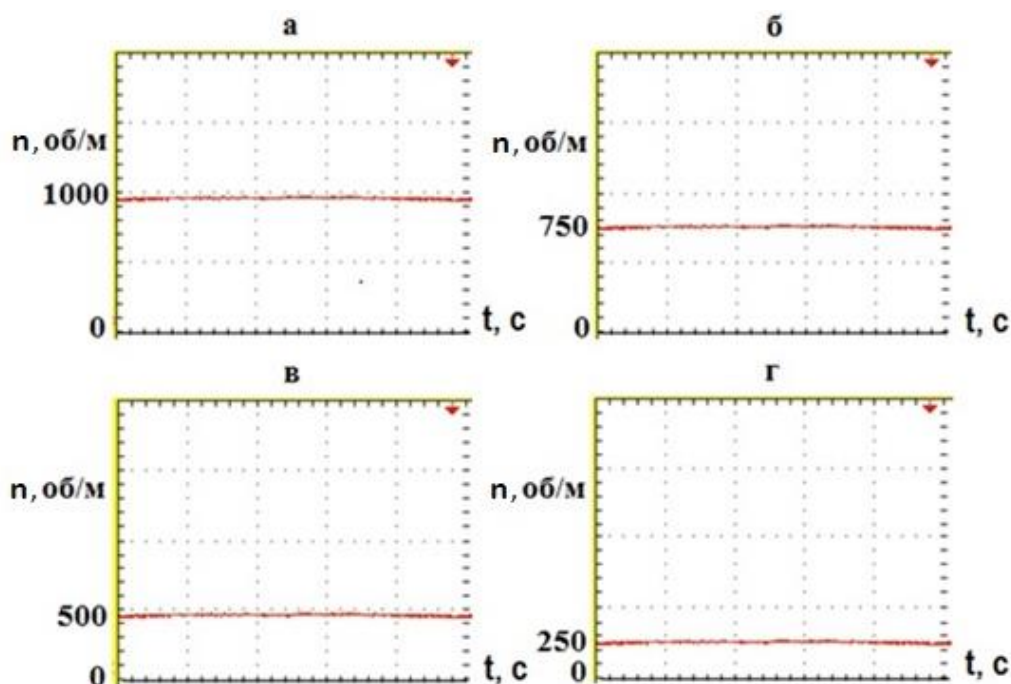


Рисунок 4.21 - Тарировочные графики генератора постоянного тока Д-25Г

По данным измерений при их статистической обработке строится тарировочный график (рисунок 4.22)

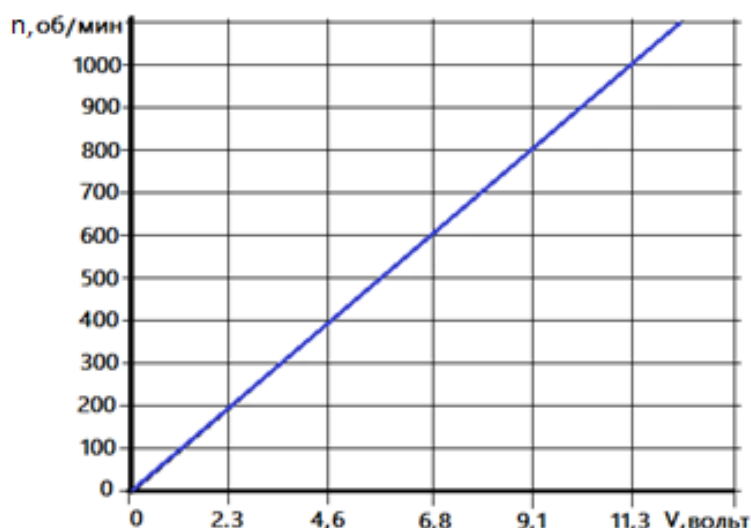


Рисунок 4.22 - Тарировочный график генератора постоянного тока Д-25Г

При анализе диаграмм, полученных в ходе эксперимента, тарировочный график позволяет определить значения регистрируемого параметра.

Если тарировочный график представляют собой прямую линию, то при определении регистрируемого параметра на диаграмме достаточно знать масштаб записи, положение (нулевой) линии данного параметра и величину отклонения луча осциллографа.

Масштаб записи измеряемой величины определяется из следующего отношения:

$$\mu = c/x, \quad (4.1)$$

где: c - значение измеряемой величины; x - отклонение луча осциллографа.

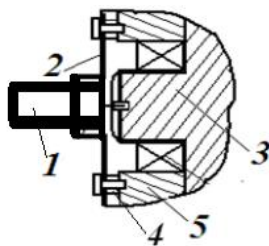
Для определения масштаба записи измеряемой величины необходимо знать величину измеряемого параметра и соответственно величину линии цифрового осциллографа от базовой (нулевой) линии, используя масштаб записи, значение регистрируемого параметра в произвольный момент времени находится как:

$$c_i = \mu x, \quad (4.2)$$

где: x - текущее значение луча осциллографа; μ - масштаб записи измеряемой величины.

При нелинейном тарифовочном графике величину регистрируемого параметра на диаграмме определяем непосредственно с использованием тарифовочного графика. Измеряя величину отклонения линии на диаграмме и используя тарифовочный график, определяем соответствующее ей значение регистрируемого параметра.

На рисунке 4.23 приведена схема крепления валов генератора постоянного тока с валами регистрируемых элементов электромеханического перфоратора. Генератор постоянного тока 1 закрепляется на корпусе 5 исследуемого объекта с помощью кронштейна 2. В свою очередь, кронштейн на расстоянии, равной толщине втулки 4 с болтами закреплен к корпусу перфоратора. Это обеспечивает бесперебойную работу генератора постоянного тока. Выходной вал генератора постоянного тока соединен с валом кривошипа 3.



1- генератор постоянного тока; 2- кронштейн; 3- кривошип; 4- втулка; 5- корпус.

Рисунок 4.23 - Схема крепления генератора постоянного тока на валу кривошипа

На рисунке 4.24 приведен общий вид крепления генератора постоянного тока 2 и инструмента 3 электромеханического перфоратора, через одноступенчатый цилиндрический редуктор 1 прямыми зубьями зацепления. Цилиндрический редуктор имеет стальной корпус толщиной 3мм для обеспечения соосности деталей измерения. Обеспечение неизменности оборота достигается цилиндрическими шестернями одинакового диаметра. Инструмент 3 через цилиндрические зубчатые шестерни приводит во вращательное движение генератор постоянного тока 2. При этом генератор постоянного тока

фиксируется хомут - креплением, второй конец которого с корпусом редуктора имеет шпильчатое соединение.



1- цилиндрический редуктор; 2- генератор постоянного тока; 3- инструмент

Рисунок 4.24 - Общий вид крепления генератора постоянного тока и инструмента перфоратора

4.4.3 Анализ результатов экспериментальных исследований динамики перфоратора

В ходе проведенных экспериментальных исследований были получены диаграммы угловых скоростей кривошипа и инструмента. Диаграмма угловой скорости кривошипа (рисунок 4.25) показывает, что угловая скорость кривошипа переменна в цикле. Максимальная угловая скорость кривошипа составляет $\omega_{кр.мах} \approx 100 \text{ с}^{-1}$, что достигается в конце цикла при $\varphi_{кр} = 320^\circ$ и кривошип имеет минимальную угловую скорость при $\varphi_{кр} \approx 135^\circ$, равную $\omega_{кр.мин} \approx 77 \text{ с}^{-1}$. Таким образом, размах колебаний угловой скорости кривошипа составляет:

$$\Delta\omega_{кр} = \omega_{кр.мах} - \omega_{кр.мин} = 100 \text{ с}^{-1} - 77 \text{ с}^{-1} = 23 \text{ с}^{-1} \quad (4.3)$$

В начале цикла кривошип имеет угловую скорость, равную $\omega_{кр} = 86 \text{ с}^{-1}$. На значение угловой скорости кривошипа влияют имеющиеся нагрузки, т.е. нагрузки со стороны ударного и поворотного механизмов. А изменение величины нагрузок при постоянном моменте инерций элементов (коромысло,

инструмент) зависит от текущего значения передаточных отношений механизмов.

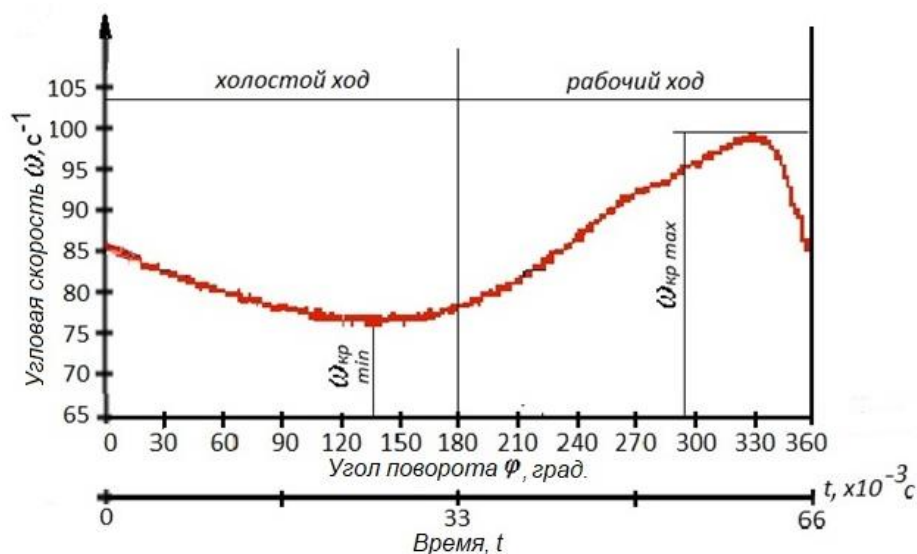


Рисунок 4.25 - Экспериментальная диаграмма угловой скорости кривошипа

Если рассматривать изменения значений передаточных отношений механизмов (рисунок 4.25), то передаточное отношение ударного механизма имеет наибольшее значение в диапазоне углового положения кривошипа, равного $\varphi_{кр} \approx 110^\circ - 180^\circ$. При этом, в диапазоне $\varphi_{кр} \approx 75^\circ - 135^\circ$ передаточное отношение кривошипно-коромыслового механизма поворотного узла также имеет относительно высокие значения и механизм находится в зоне рабочего хода. Таким образом, на низкие показатели угловой скорости кривошипа в зоне $\varphi_{кр} \approx 90^\circ - 180^\circ$ оказывают влияние высокие показатели значений передаточных отношений ударного и поворотного механизмов, а также нахождение поворотного механизма в зоне рабочего хода. В конце цикла кривошип имеет относительно большую угловую скорость. Это объясняется тем, что в конце цикла ударный механизм и кривошипно-коромысловый механизм поворотного узла имеют относительно низкие значения передаточных отношений, тем более поворотный механизм находится в зоне холостого хода и соответственно имеет относительно минимальную нагрузку.

Если сравнивать показатели угловых скоростей кривошипа по результатам решения математической модели (см. главу 3, рисунок 3.14) и

экспериментальных исследований, (рисунок 4.25) то можно отметить, что они идентичны по форме, а по числовым значениям имеются некоторые расхождения. Погрешность по значениям максимальной угловой скорости кривошипа в зоне взвода коромысла составляет 7,5%, а в зоне холостого хода коромысла она составляет 25%. Видимо, такое расхождение в зоне холостого хода коромысла ударного механизма числового значения является результатом более грубого представления в модели механизма поворота инструмента.

Если сравнивать диаграммы угловых скоростей, полученных по результатам математической модели и полученную экспериментальным путем, то можно сказать, что угловые скорости кривошипа в зоне холостого хода коромысла ударного механизма до $\varphi_{кр} \approx 150^\circ$ в обоих методах имеют снижение. Начиная с положения кривошипа выше 150° , угловая скорость кривошипа начинает увеличиваться. А если рассматривать зону взвода коромысла ударного механизма до $\varphi_{кр} = 315^\circ - 320^\circ$ угловая скорость кривошипа имеет рост. Начиная с углового положения кривошипа $\varphi_{кр} = 315^\circ - 320^\circ$ значения угловых скоростей кривошипа в обеих диаграммах уменьшаются до конца цикла.

Эти данные показывают правильность решения задачи математического моделирования перфоратора с ударно-поворотным механизмом. По значению предударной угловой скорости кривошипа можно рассчитать действительное значение такой выходной характеристики перфоратора как энергия удара:

$$A = \frac{J_3 \cdot \omega_3^2}{2}, \quad (4.3)$$

где: J_3 -момент инерции коромысла относительно оси вращения, кг \cdot м²;

ω_3 - предударная угловая скорость коромысла, рад/с.

Сравнивая экспериментальное значение энергии удара с расчетным, можно сказать, что расчетное значение энергии удара выше от экспериментального значения энергии удара на 25%, что объясняется низкими параметрами электрической сети (напряжение ниже 220 в).

При экспериментальных исследованиях также были получены диаграммы изменения угловой скорости инструмента перфоратора (рисунок 4.26) в процессе его работы.

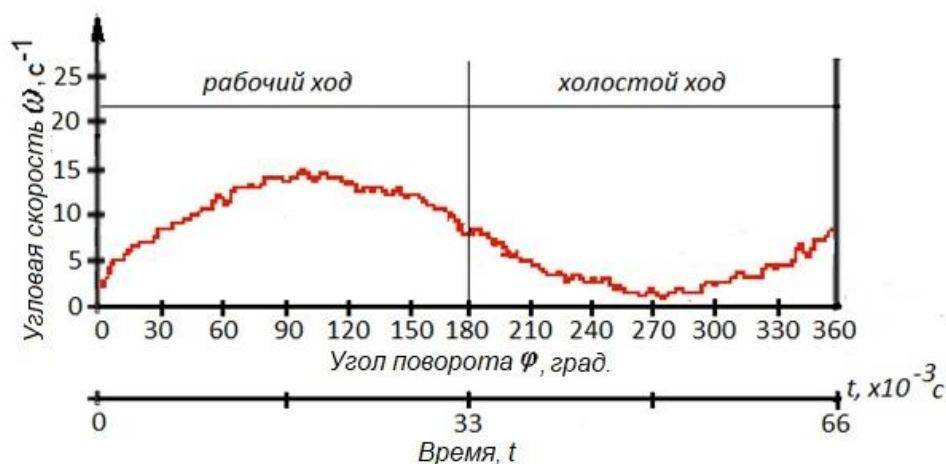


Рисунок 4.26 - Экспериментальная диаграмма угловой скорости инструмента

Диаграмма угловой скорости инструмента показывает, что инструмент имеет минимальную угловую скорость при $\varphi_{кр} \approx 100^\circ$, равную $\omega_{\text{пм}} = 15 \text{ с}^{-1}$, в режиме рабочего хода инструмента, однако с окончанием рабочего хода, инструмент не останавливается и в режиме холостого хода инструмент также имеет минимальную угловую скорость. Видимо, это связано наличием вибрации при работе перфоратора.

4.5 Лабораторные испытания опытного образца перфоратора с ударно – поворотным механизмом

4.5.1 Методика испытания перфоратора с ударно – поворотным механизмом

Лабораторные испытания перфоратора с ударно-поворотным механизмом проведены с целью определения его функциональной работоспособности и оценки загруженности отдельных деталей и узлов ударного и поворотного механизмов и всего перфоратора в целом.

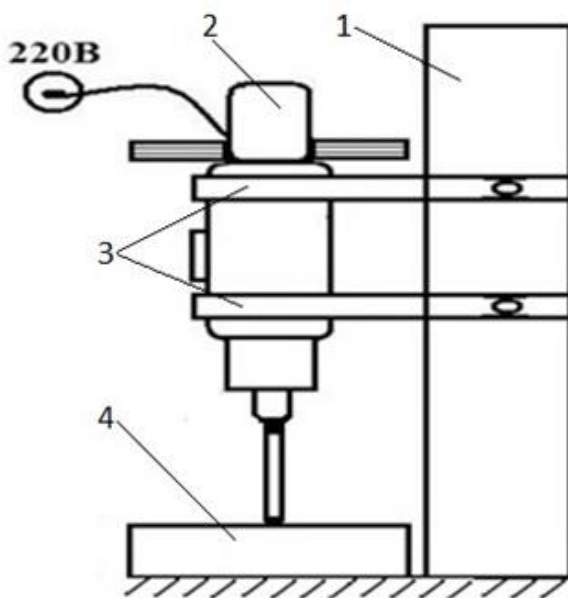
Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие задачи лабораторных испытаний:

- разработка методики проведения лабораторных испытаний;
- разработка и создание испытательного стенда;
- проведение лабораторных испытаний;
- определение путей совершенствования конструкции перфоратора.

Лабораторному испытанию был подвергнут электромеханический перфоратор с ударно-поворотным механизмом со следующими расчетными характеристиками:

- энергия удара, 30 Дж;
- частота ударов, 16 Гц;
- диаметр бурения, 22 мм;
- номинальная мощность электродвигателя, 1200 Вт.

Лабораторные испытания проводились на стенде, схема которого показана на рисунке 4.27. Он состоит из стойки 1, перфоратора 2, жестких хомутов крепления 3 и опоры 4.



1 - стойка; 2 - перфоратор; 3 - жесткие хомуты; 4 - опора

Рисунок 4.27 - Испытательный стенд

При проведении лабораторных испытаний перфоратора для приближения режимов работы к эксплуатационным, его работа чередовалась перерывами. При этом на различных этапах испытаний время работы и перерывов были различными (таблица 4.2).

Условия лабораторных испытаний перфоратора с ударно-поворотным механизмом приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Условия лабораторных испытаний перфоратора

№ п/п	Наименование параметров	1-й этап	2-й этап
1.	Продолжительность безостановочной работы, мин	2-3	4-7
2.	Перерывы между включениями перфоратора, мин	5	5
3.	Общая продолжительность работы перфоратора, мин	30	60

Через каждые 30 мин. непрерывной работы, перфоратор снимался со стенда, проводился его осмотр и регистрация изменений технического состояния элементов и деталей, техническое обслуживание перфоратора, т.е. крепление соединений, смазка трущихся поверхностей и т.д.

Следует отметить, что условия работы перфоратора на стенде более жесткие, так как, во-первых, жесткое закрепление перфоратора на стенде, во-вторых, более жесткая опора по сравнению с реальными обрабатываемыми материалами (асфальт, прочные грунты и т.д.). В этих условиях динамические нагрузки, действующие на детали перфоратора весьма, значительные, что позволяет быстрее выявить отказы в его работе, которые могут возникнуть при эксплуатации перфоратора.

4.5.2 Результаты лабораторных испытаний опытного образца перфоратора

На первом этапе лабораторных испытаний после осмотра корпусных частей перфоратора выявили следующее: вышли из строя подшипники качения № 201, монтируемые в коромысло ударного узла МПС. При этом сепараторы

подшипников раскололись на две части. Кроме того, в коромысле из-за косо-го удара смято посадочное место бойка, и он выпал (рисунок 4.28). Нижнее посадочное отверстие основного корпуса имеет отклонение от номинальных размеров. Результаты косо-го удара отразились на деталях, размещенной во вспомогательном корпусе. При этом торцевая часть волновода по кругу раскрошилась небольшими осколками, и волновод вышел полностью из строя (рисунок 4.28). В деталях храпового механизма и в его сопряженных участках к вспомогательному корпусу, поломок и нарушений не обнаружено.

На втором этапе лабораторных испытаний, характеризующимся большим временем безостановочной работы перфоратора (см. табл. 4.2), отмечены случаи отвинчивания винтов 10 с резьбой М3 крышек 13 подшипникового узла коромысла. Замена этих винтов на болты М6 и установка под болты граверных шайб позволила в дальнейшем полностью исключить случаи ослабления крепления крышки.



Рисунок 4.28 - Поломки коромысла и волновода опытного образца перфоратора

Во время разборки поворотного механизма, также была обнаружена поломка пальца кривошипного вала. Причиной поломки является, особое соединение, которое не выдерживает циклические нагрузки. В течение 2 часов 47 минут испытаний перфоратора, гнездо пальца кривошипного вала пришло в

непригодность, палец выскочил из гнезда (рисунок 4.29). При анализе угловых скоростей элементов перфоратора по результатам математического моделирования были выявлены динамические амплитуды колебаний угловой скорости третьего звена – кривошипного вала кривошипно-коромыслового механизма поворотного узла. Результаты лабораторных испытаний опытного образца доказали эти выводы, получение по результатам исследования по математической модели. Также выявлены нарушения в поворотном цикле.



Рисунок 4.29 - Поломка кривошипного вала опытного образца перфоратора

Затем был принят другой вариант, где палец и кривошипный вал предлагалось изготавливать как одно целое. Дальнейшая работа перфоратора с предложенной конструкцией пальца и кривошипного вала показали правильность принятого решения и оставались работоспособными. В дальнейших лабораторных испытаниях нарушение работоспособности предложенной конструкции не наблюдалось, таким образом, предложенный вариант конструкции пальца и кривошипного вала был рекомендован к изготовлению.

При работе перфоратора также наблюдался нагрев деталей ударного механизма и корпуса, причиной которого, видимо, было наличие трения в соприкасающихся поверхностях деталей. Для уменьшения трения между коромыслом и шатуном был обеспечен зазор между ними. На этом же этапе лабораторных испытаний опытного образца перфоратора был зафиксирован значительный нагрев коромысла и корпуса ударного механизма. Через 30 мин

непрерывной работы корпус нагревался до температуры 70-80⁰ С, а коромысло - до 100⁰ С и выше.

Было выявлено, что значительный нагрев происходит из-за длительной безостановочной работы, не характерной для условий эксплуатации данного перфоратора.

Лабораторные испытания перфоратора и визуальное наблюдение за его работой показывают наличие вибрации перфоратора, которая сравнительно такая же как и во многих эксплуатируемых на производстве перфораторов.

Результаты лабораторных испытаний подтвердили функциональную работоспособность опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом и позволили сформулировать основные, на данный момент, задачи повышения его эксплуатационной надежности. Эти задачи следующие:

- уменьшение нагрева деталей ударного механизма за счет уменьшения трения в кинематических парах и устранение трения между коромыслом и шатуном;
- уменьшение динамических нагрузок на опоры коромысла.

Решение этих задач требует дальнейшего проведения исследований динамики ударного и поворотного механизмов и поиск рациональных конструкторских решений, позволяющих устранить выявленные недостатки.

Также на основе результатов лабораторных испытаний и анализа процесса поломки деталей опытного образца перфоратора, выявлено следующее:

1. Стяжные болты из-за отсутствия стопора отвинчивались. Это приводило к разрушениям частей перфоратора. В испытуемом варианте перфоратора стяжные болты корпусных частей имели резьбу М16 с нормальным шагом, которые из-за большого шага способствовали быстрому разделению. Поэтому, в следующих вариантах перфораторов предложено использовать такие же болты резьбой М16, но с мелким шагом, т.е. М16х1,5, причем обязательным их стопорением.

2. Корпусные части перфоратора изготавливаются из листового проката, собираемые путем сварки. В процессе сварки металл корпуса нагревается и тем

самым, теряются некоторые свойства металла. Нагретые места стенок корпуса практически становятся неустойчивыми к циклическим нагрузкам. В связи с этим, было предложено в конструкциях втулок для оси коромысла использовать ребра жесткости. Также необходимо вести работу по изготовлению корпуса перфоратора литьем, что увеличило бы его прочность и виброустойчивость.

Таким образом, вышеперечисленные недостатки в конструкции перфоратора необходимо учитывать при их совершенствовании для серийного изготовления.

Выводы по главе 4

1. Разработана конструктивная схема нового перфоратора с ударно-поворотным механизмом, отличающейся от известных конструкций простотой изготовления и обслуживания.

2. Разработана конструкция и создан опытный образец перфоратора с ударно-поворотным механизмом, обеспечивающей относительно лучшие технико-экономические показатели.

3. Создан экспериментальный стенд и разработана методика проведения исследований динамики электромеханического перфоратора. Результаты экспериментальных исследований подтвердили достоверность результатов математического моделирования.

4. Диаграмма угловой скорости кривошипа, полученной экспериментальным путем, показывает, что угловая скорость кривошипа в конце цикла достигает максимального значения, что необходимо для получения требуемой энергии удара.

5. Проведены лабораторные испытания опытного образца перфоратора с ударно-поворотным механизмом на основе разработанной методики испытаний. На основе результатов лабораторных испытаний выявлены недостатки в конструкциях коромысла, волновода и кривошипного вала опытного образца перфоратора;

5. На основе анализа результатов экспериментальных и лабораторных испытаний опытного образца перфоратора определены целенаправленные пути направленные на совершенствование конструкций его основных деталей и узлов, улучшение надежности и долговечности работы опытного образца перфоратора.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В диссертационной работе решена задача по разработке и созданию электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом, используемого при проведении строительно-монтажных и ремонтных работ.

По результатам исследований можно сделать следующие выводы и рекомендации:

1. Проведен анализ существующих способов бурения и конструкций перфораторов с различными режимами работы и обоснована рациональность (эффективность) ударно-поворотного режима бурения при бурении ручными ударными машинами.

2. Обоснована необходимость создания электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом. На основе анализа существующих схем и конструкций выбраны схемы ударного механизма - шарнирный четырехзвенник с наибольшим шатуном, поворотного механизма - кривошипно-коромысловый механизм с храповым устройством. Определены соотношения длин звеньев поворотной муфты, позволяющие согласовать работу ударного и поворотного механизмов.

3. Проанализированы и выбраны рациональные параметры элементов выбранных механизмов.

4. Разработана новая конструктивная схема электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом.

5. С целью исследования динамики разрабатываемого электромеханического перфоратора составлена его математическая модель, состоящая из системы дифференциальных уравнений.

6. Разработан пакет прикладных программ, позволяющий реализовать решение системы дифференциальных уравнений численным методом Рунге-Кутты.

7. Проведен анализ кинематических параметров элементов, входящих в математическую модель и выявлена их взаимосвязь. Результаты математического моделирования показали, что элементы ударного и

поворотного механизма подвержены крутильным колебаниям. С увеличением момента сопротивления, создаваемого со стороны инструмента, увеличивается амплитуда колебаний угловой скорости кривошипа поворотного механизма, выявлена прямая зависимость между величиной момента сопротивления и амплитуды колебаний угловой скорости кривошипа кривошипно-коромыслового механизма поворотного узла.

8. Разработана конструкция электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом на основе механизма переменной структуры (МПС).

9. Разработана методика экспериментальных исследований электромеханического перфоратора.

10. Результаты экспериментальных исследований показали идентичность результатов исследований по математическому моделированию и экспериментальным исследованиям.

11. На основе лабораторных испытаний электромеханического перфоратора выявлены детали перфоратора, требующие дальнейшее усовершенствование конструкции и технологии изготовления.

12. На основе лабораторных испытаний электромеханического перфоратора разработаны рекомендации по усовершенствованию конструкции элементов перфоратора в частности рекомендована новая конструкция вал - кривошипа поворотного механизма перфоратора, позволяющая увеличить ресурс работы данного элемента.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. **Абдраимов С.** К составлению математической модели универсального коллекторного двигателя [Текст] / С.Абдраимов, А.О.Абидов, Фокин Ю.А., Кукчаев М.М. //Наука и новые технологии. - N 2.- Бишкек, 2000. – С.153-155.
2. **Абдраимов С.** Математическая модель универсального коллекторного двигателя [Текст] / С.Абдраимов , А.О.Абидов, М.М. Кукчаев //Наука и новые технологии. - № 4.- 1999. – С. 79-82.
3. **Абдраимов, С.** Применение механических ручных перфораторов на основе МПС для отделения блоков камня направленным отколом [Текст] / С. Абдраимов, М.Т. Мамасаидов, А.К. Кадыркулов, Б.М. Калматов // Мат. конф. посв. I съезду Инженеров Кыргызстана и 10–летию образования ИА КР. – Бишкек: Технология, 2001. - С.45-50.
4. **Абдраимов, С.** О создании ручного механического перфоратора на основе МПС с гидроприводом [Текст] / С. Абдраимов, М.Т. Мамасаидов, М.И. Алиев, А.К. Кадыркулов, Ж.Д. Норузбаев // История, культура и экономика юга Кыргызстана. Межд. науч. конф. - Ош: КУУ, 2000. - С. 249-253.
5. **Абдраимов, С.** Шарнирно - рычажные начальные механизмы переменной структуры [Текст] / С. Абдраимов, Э.С. Абдраимов, Н.С. Абдраимова // Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве: опыт адаптации и внедрения. Межд. науч. конф. - Бишкек: КТУ, 2001. - С. 210-213.
6. **Абдраимов, С.** Механизмы переменной структуры [Текст] / С. Абдраимов, Э.С. Абдраимов // Сб. трудов Инженерной академии. Вып. № 1 – Бишкек, 1995. – С. 204–210.
7. **Абдраимов, С.** Безмуфтовые прессы с механизмами переменной структуры [Текст] / С. Абдраимов // Автореф. дисс. докт. техн. наук. - Фрунзе, 1985. - 36 с.
8. **Абдраимов, С.** Исследование, разработка и изготовление опытных образцов: ручных электрических молотков, перфораторов с электрическим и ручным

- приводом для строительных работ [Текст] / С. Абдраимов // - Бишкек, 1992 - 56 с.
9. **Абдраимов, С.** Компенсация погрешностей изготовления шарнирно-рычажного ударного механизма с поправкой на длину шатуна [Текст] / С. Абдраимов, Ю.А. Фокин, А.О. Абидов // Сб. науч. тр Института машиноведения НАН КР. – Бишкек, 1997. - С. 188-192.
 10. **Абдраимов, С.** Конструкции ручного отбойного молотка с гидравлическим приводом на основе МПС [Текст] / С. Абдраимов, А. Каримов, М.Т. Молдокеев // – Бишкек: Наука и новые технологии, 1999. - С. 97-100.
 11. **Абдраимов, С.** Методика расчета ударного элемента механизма переменной структуры [Текст] / С. Абдраимов, В.Э. Еремьянц, Э.С. Абдраимов, Ю.А. Фокин, Н.С. Абдраимова // Мат. междунар. науч. конф. История, культура и экономика Юга Кыргызстана. - Ош: КУУ, 2000. - С. 277 - 283.
 12. **Абдраимов, С.** Механизмы переменной структуры [Текст] / С. Абдраимов // Механизмы переменной структуры и вибрационные машины. Материалы второй междунар. конф. - Бишкек, 1995. – С. 2-3.
 13. **Абдраимов, С.** Механизмы переменной структуры и их применение в технике [Текст] / С. Абдраимов, М.С. Джуматаев // Spatial Mechanisms and High Mechanism: International Conference (Theory and Practice). - Almaty, Republic of Kazakhstan. - October 4-6, 1994. - P. 145–148.
 14. **Абдраимов, С.** Механизмы переменной структуры и переменного класса в кузнечно - прессовом машиностроении [Текст] / С. Абдраимов, К.Д. Турсунов // – Бишкек: Илим, 1993. - 63 с.
 15. **Абдраимов, С.** Ручные машины ударного действия на основе МПС [Текст] / С. Абдраимов, Б. Оспонбаев, А.А. Абытов // Механизмы переменной структуры в технике. Мат. всесоюзной конф. - Бишкек, 1991. - С. 57-58.
 16. **Абдраимов, С.** Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры [Текст] / С. Абдраимов, М.С. Джуматаев // – Бишкек: Илим, 1993. -177 с.
 17. **Абдраимов, С.** Электромеханический отбойный молоток с ударным механизмом переменной структуры [Текст] / С. Абдраимов, Б.Д. Алтынов, А.О.

- Абидов // Решение проблемных вопросов теории механизмов и машин. Мат. международ. конф. - Фергана, 1994. -С. 42-43.
18. **Абдраимов, Э.С.** Влияние твердости материала на механические свойства волновода [Текст] / Э.С. Абдраимов, М.У. Аракеев, Б.М. Касымалиев // Сб. науч. тр. Машиноведение. Вып. 8. – Бишкек: Илим, 2012. - С. 94-98.
19. **Абдраимов, Э.С.** Определение оптимальных параметров шарнирно-четырёхзвенных ударных механизмов с наибольшим шатуном на основе диаграмм [Текст] / Э.С.Абдраимов, К.Ж. Зиялиев, Д.К.Аканов, Н.С. Абдраимова //Мат. конф. посв. 60-летию образования Иссык-Кульского Государственного университета им. К.Тыныстанова. – Каракол, 2001. - С. 202-206.
20. **Абдраимов, Э.С.** Опыт повышения конструкционной прочности коромысла ударного узла молота типа М-70 (с рычажным механизмом переменной структуры) [Текст] / Э.С. Абдраимов, Н.С. Абдраимова, Б.М. Касымалиев, М.У. Аракеев, М.К. Жылкычиев // Вестник Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры №3 (25), - Бишкек, 2009. - С. 20-27.
21. **Абдраимов, Э.С.** Предпосылки к кинематическому и силовому анализу МПС [Текст] / Э.С. Абдраимов, Н.С. Абдраимова // Мат. междунар. конф. Механизмы переменной структуры и виброударные машины. Бишкек: Мектеп, 1999, - С. 99-108.
22. **Абдраимов, Э.С.** Ручные инструменты на основе механизмов переменной структуры [Текст] / Э.С. Абдраимов // Механизмы переменной структуры и вибрационные машины. Мат. второй международн. конф. – Бишкек, 1995. - С. 75-78.
23. **Абдраимова, Н.С.** Кривошипно-коромысловые начальные МПС [Текст]: /Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / **Н.С. Абдраимова**, - Бишкек, 2002.- 172с.
24. **Абидов, А. О.** Математическая модель электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом [Текст] / А.О. Абидов, О.М. Исманов //

Научный журнал. Бюллетень науки и практики. – Нижневартовск, 2019. – Том 5.№5.- С. 233 – 240.

25. **Абидов, А.О.** Поворотные механизмы [Текст] / А.О. Абидов, А.К. Кадыркулов. С.Н. Касымбеков. О.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2011. – №3,4. - С. 71 – 74.
26. **Абидов, А.О.** Взаимодействия обрабатываемой среды с ударной машиной на основе механизма переменной структуры [Текст] / А.О. Абидов, О.М. Исманов, Э.М. Болушев // Приволжский научный вестник. – Ижевск: Фаворит, 2016. - № 7 (59). – С. 45 – 49.
27. **Абидов, А.О.** Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры [Текст] / А.О. Абидов// Бишкек: Илим, 2001. -115 с.
28. **Абидов, А.О.** К разработке динамической модели перфоратора с ударно-поворотным механизмом [Текст] / А.О.Абидов, О.М. Исманов // Материалы Межд. научно-практ. конф. «Теория машин и рабочих процессов», посвящ. 90-летию со дня рожд. Академика О.Д. Алимова. – Бишкек: Имаш. НАН КР, 2013. – С. 213 – 160.
29. **Абидов, А.О.** Методика экспериментальных исследований отбойного молотка с гибким валом [Текст] / А.О.Абидов // мат. междуна. конф. Механизмы переменной структуры и вибрационные машины. - Бишкек, 1995. - С.310-314.
30. **Абидов, А.О.** Отбойный молоток с гибким валом на основе механизмов переменной структуры [Текст] / Абидов А.О., Халмуратов Р.С., Молдокеев М.Т.// мат. междуна. конф. Механизмы переменной структуры и виброударные машины. - Бишкек, 1999. - С. 284-288.
31. **Абидов, А.О.** Разработка электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом на основе анализа существующих конструкций [Текст] / А.О. Абидов, О.М. Исманов // Приволжский научный вестник. – Ижевск: Фаворит, 2016. - № 3 (55). – С. 27 – 31.
32. **Абидов, А.О.** Электромеханический отбойный молоток со встроенным коллекторным двигателем [Текст] / А.О. Абидов, Р.С. Халмуратов //

- Механизмы переменной структуры и виброударные машины. Мат. международ. конф. - Бишкек, 1999. - С. 288-292.
33. **Абидов, А.О.** Электромеханический перфоратор с ударно-поворотным механизмом [Текст] / А.О.Абидов, О.М. Исманов // Сб.ст. по матер.LVIII межд. науч.- практ. конф. «Технические науки – от теории к практике». – Новосибирск: Изд. АНС «СибАК», 2016. – №5(53). - С. 128 – 134.
34. **Абидов, А.О.** Определение рациональных параметров звеньев электромеханического перфоратора с ударно-поворотным действием [Текст]/ А.О. Абидов, О.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2021. – №1(70). – С. 16 – 23.
35. **Абидов, А.О.** Научно-методические основы применения механизма переменной структуры для создания уданных машин [Текст]: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.02.18 / А.О. Абидов// Бишкек, 2002.-304с.
36. **Алимов, О.Д.** Бурильные машины [Текст] / О.Д. Алимов, Л.Т. Дворников. – М., «Машиностроение», 1976. – 295 с.
37. **Артоболевский, И.И.** Теория механизмов и машин [Текст] / И.И. Артоболевский – М.: Наука. 1988.- 396с.
38. **Башарин, А.В.** Управление электроприводами [Текст] / А.В. Башарин, В.А. Новиков, Г.Г. Соколовский - Л.: Энергоиздат. Ленинградск. Отделение, 1982. - С.24-32. Брускин - М.: Энергоиздат., 1982. - С. 499-503.
39. **Брускин, Д.Э.** Электрические машины и микромашины [Текст] / Д.Э. Брускин - М.: Энергоиздат., 1982. - С. 499-503.
40. **Васильев, В.М.** Перфораторы: справочник [Текст] / В.М.Васильев - М.: Недра. 1982.-216 с.
41. **Вейц В.Л.** Динамика машинных агрегатов [Текст]/ Вейц В.Л.- Л.:Машиностроение. - 1979.-370 с.
42. **Вейц В.Л.** Основы динамики и прочности машин [Текст] / В.Л. Вейц - Л.: Изд. Ленинградского университета, 1978. - 232 с.
43. **Вишневский, С.И.** Характеристики электродвигателей в электроприводе [Текст] / С.И. Вишневский - М.: Энергия, 1977. - 432 с.

44. **Волков, С.А.** Строительные машины [Текст] / С.А. Волков, С.А. Евтюков / учеб. пос. // Санкт-Петербург- 2012.- 597с.
45. **Габов, В.В.** Горные машины и оборудование. Конструкция буровых машин для подземных работ [Текст] / В.В. Габов, Ю.В. Лыков, А.Ю. Кузьнин, учеб. пос. // Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет). СПб, 2010.- 118с.
46. **Гейлер, Л.Б.** Основы электропривода [Текст] / Л.Б. Гейлер – Минск: Высшая школа, 1972. - 608 с.
47. **ГОСТ 380 - 88.** Сталь углеродистая обыкновенного качества [Текст]. – Введ. 1990-01-01. – М.: Изд.стандартов, 1991. – 6 с.
48. **ГОСТ 6665 – 91** (Межгосударственный стандарт). Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия [Текст]. – Введ. 1973-01-01. – М.: Изд.стандартов, 1977. – 39 с.
49. Евразийский патент № 028917 МПК E21B6/02, B25D11/10 Электромеханический перфоратор ударно-поворотного действия [Текст] / Э.С. Абдраимов, А.О. Абидов, А.А. Абытов, О.М. Исманов; Москва. ЕАПВ. - № 201501118 A1; заявл. 23.11.2015; опубл. 31.01.2018. Бюл. № 5.
50. **Еремьянц, В. Э.** Кинематический и динамический анализ шарнирно-рычажных механизмов [Текст] / В. Э. Еремьянц // Метод. указания к выполнению курсовой работы по дисциплине “Основы машиноведения” для студентов механиков. КРСУ. - Бишкек, 1997. – 36 с.
51. **Еремьянц, В. Э.** Построение и анализ динамических моделей механизмов [Текст] / В. Э. Еремьянц // Часть 1. Учебно-методическое пособие. КРСУ. - Бишкек, 2000. – 48 с.
52. **Еремьянц, В. Э.** Построение и анализ динамических моделей механизмов [Текст] / В. Э. Еремьянц // Часть 3. Модели приводов. Учебно-методическое пособие. КРСУ. - Бишкек, 2001. – 50 с.
53. **Еремьянц, В. Э.** Построение и анализ динамических моделей механизмов [Текст] / В. Э. Еремьянц // Часть 5. Динамические модели машин с плоскими

- шарнирно-рычажными механизмами. Учебно-методическое пособие. КРСУ. - Бишкек, 2007. – 56 с.
54. **Еремьянц, В. Э.** Экспериментальные характеристики гидростанции привода ручных отбойных молотков [Текст] / В. Э. Еремьянц, Е.С. Дандыбаев, М.В. Хренова // Мат. междуна. конф. Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве. Часть 2, КТУ. – Бишкек, 2001. - С. 284 – 289.
55. **Еремьянц, В.Э.** К определению передаточных функций кривошипно-коромысловых ударных механизмов с гидроприводом [Текст] / В. Э. Еремьянц // Сб. науч. тр. ИМаш. № 2. – Бишкек: Илим, 2000. -С. 79-84.
56. **Еремьянц, В.Э.** Влияние момента инерции маховика и производительности гидростанции на характеристики гидравлического молота [Текст] / В. Э. Еремьянц, Т.В. Атнагулов, Б.М. Касымалиев // Журнал. Известия ВУЗов. №6, - Бишкек, 2005. - С.11-15.
57. **Еремьянц, В.Э.** К выбору параметров гидропривода кривошипно-коромысловых ударных машин [Текст] / В. Э. Еремьянц, Е.С. Дандыбаев // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2006. № 2. – М: Наука. - С. 10–15.
58. **Еремьянц, В.Э.** Оценка влияния параметров коромысла на эффективную работу ударного механизма переменной структуры [Текст] / В. Э. Еремьянц, Б. Алтынов, А.О. Абидов. // Решение проблемных вопросов теории механизмов и машин. - Фергана, 1994. - С.44.
59. **Ермолин, Н.П.** Расчет коллекторных машин малой мощности [Текст] / Н.П. Ермолин -М.: Энергия , 1973. – С. 176-180.
60. **Исманов, О.М.** Выбор поворотного механизма электромеханического перфоратора [Текст] / О.М. Исманов // Научный журнал. Бюллетень науки и практики. – Нижневартовск, 2019. – Том 5.№6.- С. 229 – 233.
61. **Исманов, О.М.** Ручные перфораторы с ударно-поворотным механизмом новое направление в области создания машин на основе механизмов переменной

- структуры [Текст] / О.М. Исманов // Научно-технический журнал. Машиноведение. – Бишкек, 2017. – №1(5).- С. 3 – 11.
62. **Исманов, О.М.** Методика экспериментальных исследований электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом [Текст]/ О.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУУ, 2015. – №1. – С. 48 – 52.
63. **Кадыркулов, А.К.** Буродарный способ отделения блоков камня перфораторами с ударным механизмом переменной структуры [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / А. К. Кадыркулов – Бишкек, 2002.-185 с.
64. Классификация бурильных машин и способы бурения [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://infopedia.su/14x15744.html>
65. **Кукчаев, М.М.** Динамика электромеханического перфоратора с механизмом переменной структуры [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / М.М. Кукчаев, - Бишкек, 2000. – 118 с.
66. **Кукчаев, М.М.** Исследование динамики универсальных коллекторных двигателей [Текст] / М.М. Кукчаев // мат. междунар. конф. Механизмы переменной структуры и виброударные машины. – Бишкек, 1999. – С. 159-163.
67. **Макаров, Е.Г.** Инженерные расчеты в Mathcad 15 [Текст] / Е.Г. Макаров / учеб. курс.// СПб. Питер.- 2011.- 400с.
68. **Манжосов, В.К.** Крутильные колебания в трансмиссиях буровых машин [Текст] / В.К. Манжосов, С. Абдраимов, Т.О.Невенчанная - Фрунзе: Илим, 1982.- 166 с.
69. **Очков, В.Ф.** Mathcad 14 для студентов, инженеров и конструкторов [Текст] / В.Ф.Очков // СПб: БХВ-Петербург, 2009.-368с.
70. **Панферов, А.И.** Применение Mathcad в инженерных расчетах [Текст] / А.И. Панферов, А.В. Лонарев, В.К. Пономеров / учеб. пос. // Санкт-Петербург- 2004.- 88с.
71. Перфораторы переносные пневматические [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://studfile.net/preview/7153824/>

72. **Постников, И.М.** Обобщенная теория и переходные процессы электрических машин [Текст] / И.М. Постников - М.: Высшая школа, 1975. - 318 с.
73. Ручные машины [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://studfile.net/preview/3934874/page:64/>
74. **Столярчук, В.Ф.** Исследование движения и динамики машин, оборудованных электроприводом [Текст] / В.Ф. Столярчук, М.В. Рачинец, Б.М. Гладко -Львов: Изд-во Львовского университета, 1972. – 146 с.
75. Строительные машины и оборудование [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://stroy-technics.ru/article/mashiny-dlya-raboty-s-kamnem-betonom-i-gruntom>
76. **Текеев, М.Д.** Динамика электромеханических ручных ударных машин [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / М. Д. Текеев – Бишкек, 2002.-170 с.
77. **Ураимов, М.** Конструктивные особенности и результаты предварительных испытаний перфоратора без распределителя [Текст] / М. Ураимов, М.С. Сартбаев // Научно-технический журнал. Машиноведение. – Бишкек, 2019. – №1(9).- С. 73 – 81.
78. **Усольцев, А.А.** Электрические машины [Текст] / А.А.Усольцев / учеб. пос. // Санкт-Петербург- 2013.- 420с.
79. **Фокин, Ю.А.** Кинематика и кинетостатика кривошипных четырехзвенных механизмов с мгновенной кинематической неопределенностью [Текст]: /Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / Ю.А. Фокин, - Бишкек, 2002.- 144с.
80. **Чиликин, М.Г.** Основы автоматизированного электропривода [Текст] / М.Г. Чиликин, М.М. Соколов, В.М. Терехов - М.: Энергия, 1974.-567 с.
81. Электрические молотки - механизированная пробивка отверстий [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://leg.co.ua/arhiv/raznoe-arhiv/mehanizirovannaya-probivka-otverstiy-4.html> 4709-10
82. Электромеханический перфоратор [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.freepatent.ru/patents/2152500>

Программа расчета электромеханического перфоратора с ударно –поворотным механизмом
(пятимассовая система)

Исходные данные

Приведенные коэффициенты жесткости, Нм/рад

$$C2 := 1202$$

$$C3 := 1864$$

$$C4 := 1799$$

$$C5 := 7449$$

Коэффициенты в уравнении ЭД

$$k1 := \frac{\sqrt{ID} \cdot \sqrt{CM \cdot KD}}{P \cdot w \cdot KD} \quad k2 := \frac{CE \cdot ID}{P \cdot w} \quad k3 := \frac{1}{P \cdot w \cdot KD}$$

$$AL1 := \frac{1}{2} \quad AL2 := 1 \quad AL3 := 1$$

$$MS := j1 \cdot E1 + A2 (\omega1 - \omega2) + C2 (y0 - y1)$$

$$MSD := A2 \cdot (E1 - E2) + C2 \cdot (\omega1 - \omega2)$$

Приведенные моменты инерции звеньев, кг*м

$$j1 := 45129 \cdot 10^{-4}$$

$$j2 := 289 \cdot 10^{-4}$$

$$j3 := 468 \cdot 10^{-4}$$

$$j4 := 583 \cdot 10^{-4}$$

$$j5 := 416 \cdot 10^{-4}$$

$$j6 := 1887 \cdot 10^{-4}$$

$$j7 := 2610 \cdot 10^{-4}$$

Приведенное угловое ускорение ротора ЭД

$$E1 := 0$$

$$E2 := 100$$

Приведенные угловые скорости звеньев, рад/с

$$\omega1 := 89$$

$$\omega2 := 90$$

$$\omega3 := 90$$

$$\omega4 := 90$$

$$\omega5 := 90$$

$$\omega6 := 0$$

$$\omega7 := 0$$

Приведенный коэффициент демпфирования, Нмс/рад

$$A2 := 0.05$$

Коэффициенты электродвигателя

$$ID := 6$$

$$CM := 2.81$$

$$CE := 3.98$$

$$C1 := 0.00039$$

$$KD := 0.01245$$

$$P := 1$$

$$w := 142$$

$$U := 220$$

$$r := 3.7$$

$y0 =$

y_0
y_1
y_2
y_3
y_4
y_5
y_6
ω_1
ω_2
ω_3
ω_4
ω_5
ω_6
ω_7

	0
0	0.015
1	0.015
2	0.015
3	0.016
4	0.014
5	0.015
6	0.014
7	89
8	90
9	90
10	90
11	90
12	0
13	0

v и v' угловой скорость и ускорения ударного механизма

$$\begin{aligned} L11 &:= 0.014 & L33 &:= 0.031 \\ L22 &:= 0.041 & L44 &:= 0.024 \end{aligned}$$

$$v := \frac{L11}{(L11)^2 + L44 - 2 \cdot L11 \cdot L44 \cdot \cos(y_2)} \cdot \left[L11 - L44 \cdot \cos(y_2) + \frac{L44 \cdot \sin(y_2) \cdot [(L22)^2 - (L33)^2 + (L44)^2 + (L11)^2 - 2 \cdot L44 \cdot L11 \cdot \cos(y_2)]}{\sqrt{4 \cdot (L22)^2 \cdot (L33)^2 - [(L11)^2 + (L44)^2 - 2 \cdot L11 \cdot L44 \cdot \cos(y_2) - (L33)^2 - (L22)^2]^2}} \right]$$

$$a := (L22)^2 - (L33)^2 + (L44)^2 + (L11)^2 - 2 \cdot L44 \cdot L11 \cdot \cos(y_2)$$

$$b := \sqrt{4 \cdot (L22)^2 \cdot (L33)^2 - [(L11)^2 + (L44)^2 - 2 \cdot L11 \cdot L44 \cdot \cos(y_2) - (L33)^2 - (L22)^2]^2}$$

$$v' := \left(L11 - L44 \cdot \cos(y_2) + \frac{L44 \cdot \sin(y_2) \cdot a}{b} \right) \cdot \frac{L11}{a - (L22)^2 + (L33)^2}$$

u и u' угловой скорость и ускорения поворотного механизма

$$\begin{aligned} L1 &:= 0.014 & L3 &:= 0.030 \\ L2 &:= 0.070 & L4 &:= 0.072 \end{aligned}$$

$$a1 := (L2)^2 - (L3)^2 + (L4)^2 + (L1)^2 - 2 \cdot L4 \cdot L1 \cdot \cos(y_3)$$

$$b1 := \sqrt{4 \cdot (L2)^2 \cdot (L3)^2 - [(L1)^2 + (L4)^2 - 2 \cdot L1 \cdot L4 \cdot \cos(y_3) - (L3)^2 - (L2)^2]^2}$$

$$u := \left[\frac{L1}{(L1)^2 + L4 - 2 \cdot L1 \cdot L4 \cdot \cos(y_3)} \cdot \left[L1 - L4 \cdot \cos(y_3) + \frac{L4 \cdot \sin(y_3) \cdot [(L2)^2 - (L3)^2 + (L4)^2 + (L1)^2 - 2 \cdot L4 \cdot L1 \cdot \cos(y_3)]}{\sqrt{4 \cdot (L2)^2 \cdot (L3)^2 - [(L1)^2 + (L4)^2 - 2 \cdot L1 \cdot L4 \cdot \cos(y_3) - (L3)^2 - (L2)^2]^2}} \right] \right]$$

$$u' := \left[\left(L1 - L4 \cdot \cos(y_3) + \frac{L4 \cdot \sin(y_3) \cdot a1}{b1} \right) \cdot \frac{L1}{a1 - (L2)^2 + (L3)^2} \right]$$

$$\begin{aligned}
& \begin{matrix} y_7 \\ y_8 \\ y_9 \\ y_{10} \\ y_{11} \\ y_{12} \\ y_{13} \end{matrix} \\
& \frac{\sqrt{k_1 U [j_1 E_1 + A_2 (\omega_1 - \omega_2) + C_2 (y_0 - y_1)]^2 - k_2 \omega_1 [j_1 E_1 + A_2 (\omega_1 - \omega_2) + C_2 (y_0 - y_1)] - k_3 r \sqrt{j_1 E_1 + A_2 (\omega_1 - \omega_2) + C_2 (y_0 - y_1)} - [A_2 (E_1 - E_2) + C_2 (\omega_1 - \omega_2)]}}{j^1} \\
& \frac{C_2 (y_0 - y_1) - C_3 (y_1 - y_2) - C_4 (y_1 - y_3)}{j^2} \\
& \frac{C_3 (y_1 - y_2) - j_0 \left[\frac{L_{11} - L_{44} \cos(y_2) + \frac{L_{44} \sin(y_2) [(L_{22})^2 - (L_{33})^2 + (L_{44})^2 + (L_{11})^2 - 2L_{44}L_{11} \cos(y_2)]}{\sqrt{4(L_{22})^2(L_{33})^2 - [(L_{11})^2 + (L_{44})^2 - 2L_{11}L_{44} \cos(y_2) - (L_{33})^2 - (L_{22})^2]}}}{L_{11}} (\omega_2)^2 \left[\frac{L_{11}}{(L_{11})^2 + L_{44} - 2L_{11}L_{44} \cos(y_2)} \left[L_{11} - L_{44} \cos(y_2) + \frac{L_{44} \sin(y_2) [(L_{22})^2 - (L_{33})^2 + (L_{44})^2 + (L_{11})^2 - 2L_{44}L_{11} \cos(y_2)]}{\sqrt{4(L_{22})^2(L_{33})^2 - [(L_{11})^2 + (L_{44})^2 - 2L_{11}L_{44} \cos(y_2) - (L_{33})^2 - (L_{22})^2]}} \right] \right]}{j^3 + j_0 \left[\frac{L_{11}}{(L_{11})^2 + L_{44} - 2L_{11}L_{44} \cos(y_2)} \left[L_{11} - L_{44} \cos(y_2) + \frac{L_{44} \sin(y_2) [(L_{22})^2 - (L_{33})^2 + (L_{44})^2 + (L_{11})^2 - 2L_{44}L_{11} \cos(y_2)]}{\sqrt{4(L_{22})^2(L_{33})^2 - [(L_{11})^2 + (L_{44})^2 - 2L_{11}L_{44} \cos(y_2) - (L_{33})^2 - (L_{22})^2]}} \right]} \right]^2} \\
& \frac{C_4 (y_1 - y_3) - C_5 (y_3 - y_4)}{j^4} \\
& \left[C_5 (y_3 - y_4) - j_0 \left[\frac{L_1 - L_4 \cos(y_3) + \frac{L_4 \sin(y_3) [(L_2)^2 - (L_3)^2 + (L_4)^2 + (L_1)^2 - 2L_4L_1 \cos(y_3)]}{\sqrt{4(L_2)^2(L_3)^2 - [(L_1)^2 + (L_4)^2 - 2L_1L_4 \cos(y_3) - (L_3)^2 - (L_2)^2]}}}{L_1} (\omega_3)^2 \left[\frac{L_1}{(L_1)^2 + L_4 - 2L_1L_4 \cos(y_3)} \left[L_1 - L_4 \cos(y_3) + \frac{L_4 \sin(y_3) [(L_2)^2 - (L_3)^2 + (L_4)^2 + (L_1)^2 - 2L_4L_1 \cos(y_3)]}{\sqrt{4(L_2)^2(L_3)^2 - [(L_1)^2 + (L_4)^2 - 2L_1L_4 \cos(y_3) - (L_3)^2 - (L_2)^2]}} \right] \right] \right] + \frac{Mk(t)}{(L_1)^2 + L_4 - 2L_1L_4 \cos(y_3)} \left[L_1 - L_4 \cos(y_3) + \frac{L_4 \sin(y_3) [(L_2)^2 - (L_3)^2 + (L_4)^2 + (L_1)^2 - 2L_4L_1 \cos(y_3)]}{\sqrt{4(L_2)^2(L_3)^2 - [(L_1)^2 + (L_4)^2 - 2L_1L_4 \cos(y_3) - (L_3)^2 - (L_2)^2]}} \right] \right] \\
& j_0 \left[\frac{L_1}{(L_1)^2 + L_4 - 2L_1L_4 \cos(y_3)} \left[L_1 - L_4 \cos(y_3) + \frac{L_4 \sin(y_3) [(L_2)^2 - (L_3)^2 + (L_4)^2 + (L_1)^2 - 2L_4L_1 \cos(y_3)]}{\sqrt{4(L_2)^2(L_3)^2 - [(L_1)^2 + (L_4)^2 - 2L_1L_4 \cos(y_3) - (L_3)^2 - (L_2)^2]}} \right] \right]^2 \\
& j_0 \left[\frac{L_{11} - L_{44} \cos(y_2) + \frac{L_{44} \sin(y_2) [(L_{22})^2 - (L_{33})^2 + (L_{44})^2 + (L_{11})^2 - 2L_{44}L_{11} \cos(y_2)]}{\sqrt{4(L_{22})^2(L_{33})^2 - [(L_{11})^2 + (L_{44})^2 - 2L_{11}L_{44} \cos(y_2) - (L_{33})^2 - (L_{22})^2]}}}{L_{11}} (\omega_2)^2 \left[\frac{L_{11}}{(L_{11})^2 + L_{44} - 2L_{11}L_{44} \cos(y_2)} \left[L_{11} - L_{44} \cos(y_2) + \frac{L_{44} \sin(y_2) [(L_{22})^2 - (L_{33})^2 + (L_{44})^2 + (L_{11})^2 - 2L_{44}L_{11} \cos(y_2)]}{\sqrt{4(L_{22})^2(L_{33})^2 - [(L_{11})^2 + (L_{44})^2 - 2L_{11}L_{44} \cos(y_2) - (L_{33})^2 - (L_{22})^2]}} \right] \right] \right] \\
& j_0 \left[\frac{L_1 - L_4 \cos(y_3) + \frac{L_4 \sin(y_3) [(L_2)^2 - (L_3)^2 + (L_4)^2 + (L_1)^2 - 2L_4L_1 \cos(y_3)]}{\sqrt{4(L_2)^2(L_3)^2 - [(L_1)^2 + (L_4)^2 - 2L_1L_4 \cos(y_3) - (L_3)^2 - (L_2)^2]}}}{L_1} (\omega_3)^2 \left[\frac{L_1}{(L_1)^2 + L_4 - 2L_1L_4 \cos(y_3)} \left[L_1 - L_4 \cos(y_3) + \frac{L_4 \sin(y_3) [(L_2)^2 - (L_3)^2 + (L_4)^2 + (L_1)^2 - 2L_4L_1 \cos(y_3)]}{\sqrt{4(L_2)^2(L_3)^2 - [(L_1)^2 + (L_4)^2 - 2L_1L_4 \cos(y_3) - (L_3)^2 - (L_2)^2]}} \right] \right] \right] + \frac{Mk(t)}{(L_1)^2 + L_4 - 2L_1L_4 \cos(y_3)} \left[L_1 - L_4 \cos(y_3) + \frac{L_4 \sin(y_3) [(L_2)^2 - (L_3)^2 + (L_4)^2 + (L_1)^2 - 2L_4L_1 \cos(y_3)]}{\sqrt{4(L_2)^2(L_3)^2 - [(L_1)^2 + (L_4)^2 - 2L_1L_4 \cos(y_3) - (L_3)^2 - (L_2)^2]}} \right]
\end{aligned}$$

t0 := 0. t1 := 0.1725 n := 1000

D := rkfixed(y0,t0,t1,n,F)

$t_{ww} = D^{(0)}$ $H_{ww} = D^{(1)}$ $K_{ww} = D^{(2)}$ $Q = D^{(3)}$ $B = D^{(4)}$ $C_{ww} = D^{(5)}$
 $X = D^{(6)}$ $Y = D^{(7)}$ $Z = D^{(8)}$ $W_{ww} = D^{(9)}$ $N_{ww} = D^{(10)}$
 $L_{ww} = D^{(11)}$ $Q = D^{(12)}$ $V_{ww} = D^{(13)}$ $C = D^{(14)}$

D =

	1	2	3	4	5	6	7
0	0.015	0.015	0.015	0.016	0.014	0.015	0.014
1	0.03	0.03	0.03	0.032	0.03	0.015	0.013
2	0.046	0.046	0.046	0.047	0.045	0.015	0.013
3	0.061	0.061	0.061	0.063	0.061	0.015	0.013
4	0.076	0.077	0.077	0.078	0.076	0.015	0.013
5	0.092	0.092	0.092	0.094	0.092	0.015	0.013
6	0.107	0.108	0.108	0.109	0.108	0.015	0.013
7	0.123	0.123	0.123	0.125	0.123	0.015	0.013
8	0.138	0.139	0.139	0.14	0.139	0.015	0.013
9	0.153	0.155	0.154	0.156	0.154	0.015	0.013
10	0.169	0.17	0.17	0.171	0.17	0.015	0.013
11	0.184	0.186	0.185	0.187	0.186	0.015	0.013
12	0.2	0.201	0.201	0.202	0.201	0.015	0.013
13	0.215	0.217	0.216	0.217	0.217	0.015	0.013
14	0.231	0.232	0.232	0.233	0.233	0.015	...



**ЕВРАЗИЙСКАЯ ПАТЕНТНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ
ЕВРАЗИЙСКОЕ ПАТЕНТНОЕ ВЕДОМСТВО**

ЕВРАЗИЙСКИЙ ПАТЕНТ



ЕВРАЗИЙСКИЙ ПАТЕНТ

№ 028917

Название изобретения:

«ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПЕРФОРАТОР УДАРНО-ПОВОРОТНОГО ДЕЙСТВИЯ»

Патентовладелец (льцы):

АБДРАИМОВ ЭМИЛЬ САМУДИНОВИЧ; АБИДОВ АБДЫКАДЫР ОМАРОВИЧ; АБЫТОВ АЛМАЗБЕК АХУНЖАНОВИЧ; ИСМАНОВ ОМУРБЕК МАРИПЖАНОВИЧ (KG)

Изобретатель (и):

Абдраимов Эмиль Самудинович, Абидов Абдыкадыр Омарович, Абытов Алмасбек Ахунжанович, Исманов Омурбек Марипжанович (KG)

Заявка №: 201501118
Дата подачи заявки: 23 ноября 2015 г.
Дата выдачи патента: 31 января 2018 г.

Настоящим удостоверяется, что евразийский патент выдан на изобретение с формулой, опубликованной в Бюллетене Евразийского патентного ведомства «Изобретения (евразийские заявки и патенты)» № 1 / 2018 год.

При уплате установленных годовых пошлин патент действует на территории государств - участников Евразийской патентной конвенции - Азербайджанской Республики, Кыргызской Республики, Республики Армения, Республики Беларусь, Республики Казахстан, Республики Таджикистан, Российской Федерации, Туркменистана.

ТЛЕВЛЕСОВА Сауле Январбековна
Президент Евразийского патентного ведомства



КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫНЫН
БИЛИМ БЕРҮҮ ЖАНА ИЛИМ
МИНИСТРЛИГИ

М.М. АДЫШЕВ АТЫНДАГЫ
ОШ ТЕХНОЛОГИЯЛЫК
УНИВЕРСИТЕТИ



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

ОШСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ М.М. АДЫШЕВА

723503, Ош ш., Н. Исанов көчөсү, 81
Тел.: (03222) 4-38-83.
Факс: (03222) 4-33-97.

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE
OF KYRGYZ REPUBLIC
OSH TECHNOLOGICAL UNIVERSITY
NAMED AFTER M.M. ADYSHEV

2019-ж. « 3 » 07

№ 09-08/201

E-mail: musa.adyshev@mail.ru 723503,
г. Ош, ул. Н. Исанова, 81. <http://oshtu.kg>



«УТВЕРЖДАЮ»
Проректор по учебной работе
ОшТУ к.ф.м.н., профессор
К.Т. Мансуров
_____ 2019г.

АКТ

о реализации научных результатов, полученных в диссертации Исманова Омурбека Марипжановича на тему: «Разработка и создания перфоратора с ударно-поворотным механизмом» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.18 - «Теория механизмов и машин» в учебную работу Ошского технологического университета им. М.М. Адышева

Комиссия в составе: председателя - декана факультета кибернетики и информационных технологий, к.т.н., доцента Сайдаматава Ш. М. и членов комиссии: заведующей кафедрой «Информационные технологии и управления» д.ф.-м.н., профессора Сатыбаева А. Дж, заведующей кафедрой «Программные обеспечение вычислительной техники и автоматизированных системах» к.ф.-м.н., доцента Кутунаева Ж. Н., и к.т.н., доцента Сопубекова Н. А. свидетельствует о том, что были реализованы следующие научные результаты, полученные в кандидатской диссертации Исманова Омурбека Марипжановича:

- новая структурная схема и конструкция электромеханического перфоратора;
- математическая модель и дифференциальные уравнение движения электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом;
- методики разработки и расчета электромеханического перфоратора с помощью компьютерных программ КОМПАС 3D и Mathcad;

Реализация материалов диссертации Исманова О.М. позволила:

- усовершенствовать материалы рабочих программ, лекционных и практических занятий по дисциплинам: «Моделирование систем» и «Компьютерное моделирование»;
- обеспечить качественное и своевременное выполнение курсовых проектов по дисциплинам: «Моделирование систем» и «Компьютерное моделирование»;
- улучшить качество прохождения научно-исследовательской практики магистрантов по направлению: 710200 «Информационные системы и технологии» и 544319 «Информатика и технологии программирование», обеспечить своевременное выполнение отчетов о практике.

Материалы диссертации использованы в следующих документах, материалах и разработках:

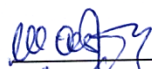
- в рабочих программах, лекционных и практических занятий по дисциплинам: «Моделирование систем» и «Компьютерное моделирование»;
- в методических пособиях курсовых проектов по дисциплинам: «Моделирование систем» и «Компьютерное моделирование»;
- в программе прохождения научно-исследовательской практики магистрантов по направлению: 710200 «Информационные системы и технологии» и 544319 «Информатика и технологии программирование».

По результатам реализации получен следующий положительный эффект:

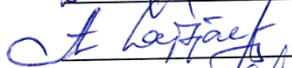
- обеспечено повышение успеваемости магистрантов по направлению: 710200 «Информационные системы и технологии» и 544319 «Информатика и технологии программирование» по дисциплинам «Моделирование систем» и «Компьютерное моделирование»;
- обеспечено качественное и своевременное выполнение курсовых проектов по дисциплинам: «Моделирование систем» и «Компьютерное моделирование»;
- улучшено качество выполнения магистерских диссертаций по направлению: 710200 «Информационные системы и технологии» и 544319 «Информатика и технологии программирование» с использованием компьютерных программ КОМПАС 3D и Mathcad.

ПРЕДСЕДАТЕЛЬ КОМИССИИ

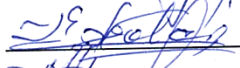
ЧЛЕНЫ КОМИССИИ:



Ш. М. Сайдаматов



А. Дж. Сатыбаев



Ж. Н. Кутунаев



Н. А. Сопубеков

Приложение Г

КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫНЫН
БИЛИМ БЕРҮҮ ЖАНА ИЛИМ МИНИСТРЛИГИ



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

И. РАЗЗАКОВ атындагы **КЫРГЫЗ
МАМЛЕКЕТТИК ТЕХНИКАЛЫК
УНИВЕРСИТЕТИ**

**КЫРГЫЗСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. И. РАЗЗАКОВА**

720044, Кыргызстан, Бишкек ш.
Ч.Айтматов к., 66
Тел. +996 312 545125, факс +996 312 545162

720044, Кыргызстан, г. Бишкек,
пр. Ч.Айтматова, 66
E-mail: rector@kstu.kg Website: <http://kstu.kg>

Первомайский РОК р/с 4402011103004532 Центральное Казначейство при МФКР НБКР
БИК 440001 ИНН 02702200610350 Код ОКПО 23999934
УГНС Первомайского района 004

2399993 4

0253101 2

№ 1835 / 09
« 05 » 11 2019 -ж.

№ _____



УТВЕРЖДАЮ

Ректор КГТУ им. И.Раззакова

Д.Ф.М.н., профессор

М.Джаманбаев



_____ 2019 г.

АКТ

о реализации научных результатов, полученных в кандидатской диссертации Исманова Омурбека Марипжановичана на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.18 «Теория механизмов и машин» на тему: «Разработка и создания перфоратора с ударно-поворотным механизмом»

Комиссия в составе:

Председатель - проректор по научной работе и внешним связям, д.ф.м.н., профессор Султаналиева Р.М.

Члены комиссии: декан факультета транспорта и машиностроения, д.т.н. профессор Маткеримов Т.Ы.;
зав. кафедрой «Метрология и стандартизация» д.т.н., профессор Алмаматов М.З.

свидетельствуют о том, что при обучении студентов были реализованы следующие научные результаты, полученные в кандидатской диссертации Исманова Омурбека Марипжановича:

- новая кинематическая схема и конструкция электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом на основе механизма переменной структуры;
- обобщённая математическая модель трансмиссии электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом;
- методика экспериментальных исследований динамики электромеханического перфоратора.

002522

Реализация материалов диссертации Исманова О. М. позволила:

- обеспечить выбор параметров исполнительных механизмов на основе анализа их динамики;
- совершенствовать конструкцию электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом на основе механизма переменной структуры;
- получить необходимые навыки по проектированию и разработке перспективных конструкций электромеханических перфораторов с надежными и долговечными исполнительными механизмами;
- проводить исследования уравнения кинематики и динамики электромеханического перфоратора, по результату которых может быть осуществлен выбор параметров конструкции перфоратора;
- разработать методические указания к выполнению практических и лабораторных занятий по дисциплинам «Теория механизмов и машин» и «Теория и расчет механизмов и измерительных устройств».

Материалы диссертации использованы в следующих документах, материалах и разработках:

- в материалах рабочих программ, лекционных и практических занятий по дисциплинам «Теория механизмов и машин» и «Теория и расчет механизмов и измерительных устройств»;
- конспектах лекций по дисциплинам «Теория механизмов и машин» и «Теория и расчет механизмов и измерительных устройств» по кредитной технологии обучения;
- в заданиях для выполнения курсового проектирования по дисциплинам «Теория механизмов и машин» и «Теория и расчет механизмов и измерительных устройств».

По результатам реализации получен следующий положительный эффект:

- обеспечено повышение успеваемости студентов по направлению 650300 «Машиностроение» и 700600 «Стандартизация, сертификация и метрология» по дисциплинам «Теория механизмов и машин» и «Теория и расчет механизмов и измерительных устройств»;
- обеспечено повышение качественной успеваемости студентов по направлению 650300 «Машиностроение» и 700600 «Стандартизация, сертификация и метрология», выполнивших курсовые проекты по дисциплинам «Теория механизмов и машин» и «Теория и расчет механизмов и измерительных устройств».

Председатель комиссии

Мамис



Р. М. Султаналиева

Члены комиссии:

Алиев
Алиев

Т. Ы. Маткеримов

М. З. Алмаматов

